 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

# **BANCO DIDACTICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR (TUBOS Y CORAZA) PARA LABORATORIO ITM**

**JORGE LUIS PARRA HIGUITA**  
**ROBISON ARLEY LEON QUINTERO**  
**DANIEL ALEJANDRO BETANCOURT VIVARES**

**INGENERIA ELECTROMECHANICA**

**MYRIAM LUCIA GUERRA MAZO**  
**INGENIERA MECANICA**  
**MAGISTER EN MATEMATICAS APLICADAS**

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**  
**11/01/2017**

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

# BANCO DIDACTICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR (TUBOS Y CORAZA) PARA LABORATORIO ITM

**JORGE LUIS PARRA HIGUITA**  
**ROBISON ARLEY LEON QUINTERO**  
**DANIEL ALEJANDRO BETANCOURT VIVARES**

**Trabajo de grado presentado como requisito para obtener el título de  
Ingeniero Electromecánico**

**ASESORA**  
**MIRYAM LUCIA GUERRA MAZO**  
**INGENIERA MECANICA**  
**MAGISTER EN MATEMATICAS APLICADAS**

**INSTITUTO TECNOLÓGICO METROPOLITANO**  
**FACULTAD DE INGENIERIAS**  
**INGENERIA ELECTROMECHANICA**  
**11/07/2017**

**Nota de Aceptación:**

---

---

---

---

---

---

Firma del presidente del jurado

---

Firma del jurado

---

Firma del jurado

Medellín, 11 de Julio del 2017

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## RESUMEN

---

En este documento data la investigación, diseño, elaboración y realización de un banco didáctico de un intercambiador de calor de tubos y coraza. Dado a la importancia de funcionalidad de los intercambiadores de calor, aplicados en diferentes áreas de la industria, como en el sector de alimentos, en el sector textil, entre otros; en las cuales se implementan fluidos y se aprovechan entre sí los cambios de temperatura, en donde, un fluido se calienta y el otro se enfría.

Los intercambiadores de calor generalmente en su aplicación a nivel industrial emplean diferentes fluidos; como agua-aceite, agua-refrigerante, aire-líquido y agua-agua, entre otros. En este proyecto los fluidos de trabajo, fueron agua-agua; con diferentes niveles de temperatura.

Planteamientos generales:

- Dotar el laboratorio de fluidos (G-405), con un banco didáctico de un intercambiador de calor de tubos y coraza.
- Analizar de manera visual y práctica, los cambios térmicos y los balances de energía dados en su interior del intercambiador de calor.

**Palabras claves:** Intercambiador de calor, Tubos y Coraza, Banco Didáctico, Balance de Energía, Fluidos, Viscosidad.

## ABSTRACT

---

In this document the research, design, elaboration and realization of a didactic bank of a tube and shell heat exchanger is dated. Given the importance of functionality of heat exchangers, applied in different areas of industry, such as in the food sector, in the textile sector, among others; in which fluids are implemented and the temperature changes are exploited, where one fluid is heated and the other cools.

The heat exchangers generally in their application at industrial level employ different fluids; Such as water-oil, water-coolant, air-liquid and water-water, among others. In this project the working fluids were water-water; with different temperature levels.

General approaches:

- Provide laboratory fluid (G-405), with a didactic bank of a heat exchanger shell and tube.
- Analyze visual and practical, thermal changes and energy balances given inside the heat exchanger.

**Keywords:** Heat Exchanger, Pipe and Shell, Bench Educational, Energy Balance, Fluid Viscosity.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## RECONOCIMIENTOS

---

A Dios, por darnos la oportunidad, como personas capacitadas intelectual, física y espiritualmente para iniciar y finalizar este ciclo de formación integral en nuestras vidas de manera satisfactoria.

A nuestras familias por brindarnos su apoyo incondicional en cada una de las situaciones que afrontamos en nuestras vidas, tanto en los momentos difíciles, como en los de éxitos.

Al Instituto Tecnológico Metropolitano (ITM), por la enseñanza y formación integral adquirida durante cada semestre cursado. Por tanto, con nuestro conocimiento obtenido se nos permite realizar el trabajo de grado, aplicado a la universidad.

Por su acompañamiento, asesoría y constante aporte de recursos y medios durante la ejecución del mismo:

A la Docente Miryam Lucia Guerra Mazo, Ingeniera Mecánica, Magister en Matemáticas Aplicadas; por su excelente orientación, dedicación y conocimientos brindados, en el proceso de desarrollo y culminación del trabajo de grado.

A EDIBON, Una empresa que nos deja grandes enseñanzas en cuanto a la construcción de equipos didácticos

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## ACRÓNIMOS

$A_s$	Área de la sección transversal	$m^2$
BTU	British Thermal Unit	
$C$	Calor específico	KJ/kg. K
$C$	Relación de capacidad	
$C_{min}$	Relación de capacidad mínima	
$C_{max}$	Relación de capacidad máxima	
$C_c, C_h$	Índice de capacidad calorífica	$W/°C$
$C_p$	Calor específico a presión constante	KJ/kg. K
$C_v$	Calor específico a volumen constante	KJ/kg. K
$D, d$	Diámetro de tubo	$Cm$
$D_{int}$	Diámetro interior	$Cm$
$D_{ext}$	Diámetro exterior	$Cm$
$\varepsilon$	Relación de efectividad	
$F$	Factor de fricción	
$h$	Coeficiente de transferencia de calor por convección	$W/m^2, °C$
$h$	Entalpia específica	$u + P_v, kJ/kg$
$h$	Constante de proporcionalidad	
$L, l$	Longitud	$m$
$mca$	metros columna de agua	
$mm$	milímetros	$mm$
$\dot{m}$	Fuljo másico	$kg/s$
$n$	Números de pasos	
NTU	Número de unidades de transferencia	
NU	Numero de Nusselt	
$p$	perímetro	$m$
$P$	presión	$kPa$
$P_{cp}$	Capacidad calorífica	
$\dot{Q}$	Transferencia total de calor	$kJ$
$\dot{Q}$	Índice de transferencia de calor	$kW$
$\dot{Q}_{min}$	Razón mínima de transferencia de calor	$kJ$
$\dot{Q}_{max}$	Razón máxima de transferencia de calor	$kJ$
$r$	Radio de tubo	$cm$
$Re$	Numero de Reynolds	
$t$	Tiempo	$s$
$t$	Espesor	$m$
$T$	Temperatura	$°C, °K$
$T_{in}$	Temperatura de entrada	$°C, °K$
$T_{out}$	Temperatura de salida	$°C, °K$
$T_m$	Temperatura media	$°C, °K$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

$T_s$	Temperatura superficial	$^{\circ}C, ^{\circ}K$
$U$	Coficiente total de transferencia de calor	$W/m^2, ^{\circ}C$
$v$	Volumen especifico	$m^3/kg$
$V$	Volumen total	$m^3$
$\dot{V}$	Volumen volumétrico	$m^3/s$



 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## TABLA DE CONTENIDO

---

	<b>Pág.</b>
<b>1. INTRODUCCION</b>	14
1.1. COMPONENTES FUNDAMENTALES	15
1.1.1. Intercambiador de calor	15
1.1.2. Conducción	15
1.1.3. Convección	15
1.2. CLASIFICACION DE EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	15
1.2.1. Clasificación según el tipo de servicio	16
1.2.2. Clasificación de acuerdo el proceso de transferencia de calor	16
1.2.3. Clasificación según la trayectoria del fluido	17
1.2.4. Clasificación según las características de construcción	17
1.3. INTERCAMBIADORES DE TUBOS Y CORAZA	19
1.3.1. Clasificación de los intercambiadores de calor de tubos y corazas	20
1.3.2. Intercambiadores de cabezal fijo	20
1.3.3. Intercambiadores de tipo U	20
1.3.4. Intercambiadores de cabezal de tubos flotantes	21
1.4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	22
1.4.1. Justificación	22
1.5. OBJETIVOS	22
1.5.1. Objetivos generales	22
1.5.2. Objetivos específicos	22
<b>2. ESTADO DEL ARTE</b>	23
<b>3. COMPONENTES MECANICOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA</b>	25
3.1. CABEZALES	25
3.1.1. Cabezal estacionario	26
3.1.2. Clases de cabezales estacionarios	26
a) Canal apernado	26
b) Canal soldado	26
c) Bonete o cabezal enterizo	26
3.1.3. Cabezal posterior	26
3.2. PLACAS DE SEPARACION	27
3.3. BRIDAS	27
3.3.1. Tipos de baffles	27
3.4. ESPACIADORES, SUJETADORES Y SELLOS	28
3.5. BRIDAS	28
3.6. CORAZA	28
3.6.1. Espesor de coraza	28
3.7. PERNOS	29
3.8. BOQUILLAS	29
3.9. HAZ DE TUBOS	29

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

3.9.1. Clases de tubos	29
a) Tubos aleteados	29
b) Tubos lisos	29
<b>4. CALCULOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA</b>	<b>30</b>
4.1. Tubería rígida de cobre tipo M	30
4.2. Flujo másico sistema 1 agua caliente	31
4.3. Flujo másico sistema 2 agua fría	33
4.4. Calculo caudal	42
4.4.1. Caudal bomba 1	46
4.4.2. Caudal bomba 2	46
4.5. Perdidas hl	47
4.5.1. Perdidas hl Sistema 1 agua caliente	48
4.5.2. Perdidas hl Sistema 2 agua fría	67
4.6. Calculo volumen del intercambiador de tubos y coraza didáctico	86
4.7. Volumen tubería PVC	88
<b>5. METODOLOGIA</b>	<b>89</b>
5.1. Planos del intercambiador de calor de tubos y coraza didáctico	90
<b>6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN</b>	<b>97</b>
<b>7. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO</b>	<b>98</b>
<b>8. REFERENCIAS</b>	<b>101</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>102</b>
<b>APENDICE</b>	<b>114</b>

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## LISTA DE FIGURAS

---

	<b>Pág.</b>
Fig. 1 Intercambiador de calor de tubos y coraza	20
Fig. 2 Modelo guía de un intercambiador de calor	24
Fig. 3 Modelo guía de un intercambiador de calor	25
Fig. 4 Componentes mecánicos del intercambiador de calor de tubos y coraza.	26
Fig. 5 Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores.	32
Fig. 6 Dirección del flujo	33
Fig. 7 Número de unidades de transferencia de calor.	39
Fig. 8 Relación de capacidades según el flujo.	39
Fig. 9 Arreglos comunes para los tubos.	42
Fig. 10 Niveles máximo en cada tanque	43
Fig. 11 Tubería proyectada hacia adentro	55
Fig. 12 Zona de expansión súbita en la entrada de la coraza	55
Fig. 13 Zona de contracción súbita en la salida de la coraza	58
Fig. 14 Codos de tubería	61
Fig. 15 Acople T estándar	62
Fig. 16 Válvula de pie	63
Fig. 17 Expansión súbita en la entrada del cabezal	73
Fig. 18 Contracción súbita en la entrada del cabezal	74
Fig. 19 Expansión súbita en la salida del cabezal	77
Fig. 20 Contracción gradual en la salida del cabezal	78
Fig. 21 Tubería de cobre tipo M	84
Fig. 22 Tubería de PVC	85
Fig. 23 Plano de tubo de cobre	88
Fig. 24 Plano de coraza	88
Fig. 25 Plano de tapa laterales	89
Fig. 26 Plano de cabezal	9
Fig. 27 Plano del deflector	91
Fig. 28 Plano del Ensamble del intercambiador de calor de tubos y coraza	92
Fig. 29 Plano Soporte del intercambiador de tubos y coraza	92
Fig. 30 Plano de la estructura	93
Fig. 31 Plano del módulo del intercambiador de tubos y coraza	95
Fig. 32 Simulación de velocidad a través de los cabezales y los tubos	109
Fig. 33 Simulación de velocidad a través de la coraza y los deflectores	109
Fig. 34 Simulación de cambio de temperatura entre los fluidos	110
Fig. 35 Simulación de recorrido y cambio de temperatura entre los fluidos	110

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## LISTA DE TABLAS

---

	<b>Pág.</b>
Tabla 1 Diámetros de tubería	30
Tabla 2 Propiedades del agua saturada	31
Tabla 3 Propiedades del agua saturada	33
Tabla 4 Propiedades del agua saturada	34
Tabla 5 Propiedades del agua saturada	35
Tabla 6 Relaciones NTU	37
Tabla 7 Coeficientes totales de transferencia de calor	39
Tabla 8 Factor de incrustación	41
Tabla 9 Propiedades del agua saturada	46
Tabla 10 Viscosidad dinámica del agua	49
Tabla 11 Valores de diseño de rugosidad de los tubos	51
Tabla 12 Valores de diseño de rugosidad de los tubos	53
Tabla 13 Coeficiente de resistencia de expansión súbita	57
Tabla 14 Coeficiente de resistencia de contracción súbita	58
Tabla 15 Resistencia de valores y acoplamientos	59
Tabla 16 Valores de diseño de rugosidad de los tubos	60
Tabla 17 Diagrama de Moody	61
Tabla 18 Diagrama de Moody	65
Tabla 19 Viscosidad dinámica del agua	68
Tabla 20 Valores de diseño de rugosidad de los tubos	70
Tabla 21 Resistencia de valores y acoplamientos	72
Tabla 22 Valores de diseño de rugosidad de los tubos	72
Tabla 23 Coeficiente de resistencia de expansión gradual	75
Tabla 24 Coeficiente de resistencia de contracción súbita	77
Tabla 25 Coeficiente de resistencia de expansión súbita	79
Tabla 26 Coeficiente de resistencia de expansión súbita	80
Tabla 27 Valores de diseño de rugosidad de los tubos	82
Tabla 28 Dimensiones del intercambiador de calor de tubos y coraza	89
Tabla 29 Simulación de velocidad a través de los cabezales y los tubos	111
Tabla 30 Simulación de velocidad a través de la coraza y los deflectores	111
Tabla 31 Simulación de cambio de temperatura entre los fluidos	112
Tabla 32 Simulación de recorrido y cambio de temperatura entre los fluidos	112

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## LISTA DE FOTOS

---

	<b>Pág.</b>
Foto 1 Coraza con perforaciones de 1/2"	102
Foto 2 Tubería de cobre de 3/8" tipo M	102
Foto 3 Tapas laterales	103
Foto 4 Deflector	103
Foto 5 Cabezal termoformado	104
Foto 6 Cabezal con perforaciones	104
Foto 7 Ensamble de coraza, tapas laterales, deflectores y tubos	105
Foto 8 Ensamble del intercambiador sin cabezales	105
Foto 9 Ensamble del intercambiador con los cabezales	106
Foto 10 Medidores de temperatura adaptados	106
Foto 11 Control de temperatura	106
Foto 12 Estructura con los soportes	107
Foto 13 Motobombas adoptadas a la estructura	107
Foto 14 Ruedas giratorias	108
Foto 15 Tanques de 30 L	108
Foto 16 Caja de control	108
Foto 17 Terminales de la resistencia de 12 Amp	109
Foto 18 Termocupla adaptada al tanque agua caliente	109
Foto 19 Modulo completo en el laboratorio de fluidos G-405	110

# 1. INTRODUCCIÓN

---

En este proyecto se obtuvo la construcción de un intercambiador de calor de tubos y coraza didáctico; con el que se puede estudiar, analizar y verificar el funcionamiento de dicho equipo haciendo énfasis en el cambio de temperatura. Además este puede servir como material de base para el aprendizaje y las prácticas en el laboratorio, donde el estudiantado del ITM (Instituto Tecnológico Metropolitano), futuros ingenieros Electromecánicos puedan tener una interacción con el respectivo banco didáctico del intercambiador de calor para complementar y asimilar las bases teóricas vistas en las aulas de clases.

De los diferentes intercambiadores de calor que existen, se desarrolló el intercambiador de calor de tubos y coraza. El material utilizado para la fabricación fue acrílico, con el fin de observar en detalle como es el recorrido y comportamiento del fluido a través de la coraza, deflectores y los cabezales o domos.

El intercambiador de calor está compuesto por una serie de tubos de cobre que están contenidos dentro de la coraza. La funcionalidad del intercambiador de calor, es básicamente el aprovechamiento de los cambios de temperatura.

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## **1.1. COMPONENTES FUNDAMENTALES**

### **1.1.1. Intercambiador de Calor**

Un intercambiador de calor es un dispositivo para transferir energía térmica de un fluido que está a alta temperatura a un fluido a baja temperatura, los cuales interactúan durante el paso por el equipo.

La transferencia de calor a nivel general se da por tres medios, conducción, convección y radiación; en los intercambiadores de calor aplican los mecanismos de conducción y convección.

### **1.1.2. Conducción**

Es la transferencia de calor entre dos puntos de un cuerpo que se encuentran a diferente temperatura sin que se produzca transferencia de materia entre ellos. La energía se transmite por la interacción molecular sin desplazamiento apreciable de las moléculas.

### **1.1.3. Convección**

Forma de transferencia del calor en un fluido mediante el movimiento interno de masas del propio fluido que tienen distinta densidad; la transferencia de calor se produce porque las masas están a distinta temperatura. (Fonseca Picon & Rivera Vargas, 2009)

## **1.2. CLASIFICACION DE LOS EQUIPOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR**

Hay gran cantidad de clasificar los equipos de transferencia de calor, los más comunes son:

- Clasificación según el tipo de servicio
- Clasificación de acuerdo al proceso de transferencia
- Clasificación según la trayectoria del fluido
- Clasificación según características de construcción.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

### 1.2.1. Clasificación Según el Tipo de Servicio

- **Enfriador:** es un sistema que despeja el calor de un elemento que generalmente es agua y lo transfiere a otro sin que ocurra cambio de fase.
- **Calentador:** es un dispositivo termodinámico que utiliza energía para elevar la temperatura y la entalpia de un fluido, sin que normalmente ocurra un cambio de fase.
- **Refrigerador:** es una unidad que utiliza una sustancia de trabajo (vapor de agua, refrigerante u otras sustancias) que realiza una serie de transformaciones termodinámicas de forma cíclica para enfriar un fluido.
- **Condensador:** es una unidad en la cual los vapores de un proceso se convierten total o parcialmente en líquidos. Generalmente se utiliza agua o aire como medio de enfriamiento. El termino **condensador de superficie** se refiere específicamente a aquellas unidades de carcasa y tubos que se utilizan para la condensación del vapor de desecho, proveniente de las máquinas y de las turbinas a vapor. Un **condensador de contacto directo** es una unidad en la cual el vapor es condensado mediante contacto con gotas de agua.
- **Evaporador:** los evaporadores son intercambiadores diseñados específicamente para aumentar la concentración de las soluciones acuosas mediante la evaporación de una parte del fluido.
- **Vaporizador:** es un intercambiador que convierte líquido a vapor. El termino vaporizador se refiere normalmente a aquellas unidades que manejan líquidos diferentes al agua. (Fonseca Picon & Rivera Vargas, 2009)

### 1.2.2. Clasificación de Acuerdo al Proceso de Transferencia

- **De Contacto Directo:** Este tipo de intercambiador, el calor es transferido por contacto directo entre dos corrientes distintas fases (generalmente un gas y un líquido de muy baja presión de vapor) fácilmente separables después del proceso de transferencia de energía
- **De Contacto Indirecto:** En los intercambiadores de tipo contacto indirecto, las corrientes permanecen separadas y la transferencia de calor se realiza a través de una pared divisora, o desde el interior hacia el exterior de la pared de una forma no continua. Cuando el flujo de calor es intermitente, es decir, cuando el calor se almacena primero en la superficie del equipo y



	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

luego se transmite al fluido frío se denominan intercambiadores tipo transferencia indirecta, o tipo almacenador o sencillamente regenerador.

### 1.2.3. Clasificación Según la Trayectoria del Fluido

- **Flujo en Paralelo:** en este tipo ambos fluidos entran al equipo por el mismo extremo, fluyen en la misma dirección y salen por el otro extremo. La diferencia de temperatura es grande al principio, pero decae rápidamente al aumentar la distancia. La temperatura de salida del fluido frío nunca es mayor a la del fluido caliente
- **Flujo en Contraflujo:** en este tipo los fluidos fluyen en direcciones opuestas el uno del otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como unidimensionales. El cambio en la diferencia de temperatura, con respecto a la distancia no están grande como lo es para la región de entrada del intercambiador en flujo paralelo. La temperatura de salida del fluido frío puede ser mayor a la temperatura del fluido caliente.
- **Flujo Cruzado:** en este tipo de intercambiador, los flujos son normales uno al otro. Las variaciones de temperatura son idealizadas como bidimensionales. Termodinámicamente la efectividad de estos equipos es intermedia comparada con las dos anteriores
- **De Pasos Múltiples:** Una de las ventajas de los pasos múltiples es que mejoran el rendimiento total del intercambiador, con relación al paso único.  
**Nota:** Pueden encontrarse diferentes clasificaciones de acuerdo a la construcción del equipo: Paralelo-cruzado, contracorriente-paralelo, contracorriente-cruzado y combinaciones de éstos. (Dra Rita Aguliar Osorio, 2010)

### 1.2.4. Clasificación según características de construcción

- **Intercambiador de Calor Tubular:** Este intercambiador es generalmente construido por tubos circulares, elípticos, rectangulares, redondos y planas. Existe una considerable flexibilidad en el diseño, porque la geometría puede variar fácilmente cambiando el tubo de diámetro, posición y longitud. Este intercambiador de calor es diseñado para altas presiones relativamente. Se utilizan principalmente líquido-líquido y líquidos con cambios de fase (condensación y evaporación). Se utilizan para gas-líquido y gas-gas en las

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

aplicaciones de transferencia de calor fundamentalmente cuando la temperatura y presión de funcionamiento son muy altas

- **Intercambiador de Doble Tubo:** este es uno de los diseños más simples y consiste básicamente de dos tubos concéntricos, en donde una corriente circula por dentro del tubo interior mientras que la otra circula por el ánulo formado entre los tubos. Este es un tipo de intercambiador cuya construcción es fácil y económica, lo que lo hace muy útil.
- La tubería interior se soporta mediante estoperos, y el fluido entra a ella a través de una conexión localizada en la parte externa del intercambiador. Las “T” tienen conexiones que permiten la entrada y salida del fluido que circula por el ánulo y el cruce de una sección a la otra a través de un cabezal de retorno. La tubería interior se conecta mediante una conexión en “U” que generalmente se encuentra expuesta al ambiente y que no proporciona superficie efectiva de transferencia de calor.
- **Intercambiadores de Calor de Platos:** Los intercambiadores de calor de placas o platos son una máquina térmica consistente en una estructura y placas metálicas generalmente corrugada y montada a presión, que forman el área necesaria para la transferencia de calor, con orificios de acuerdo a la disposición de flujo. Estos intercambiadores no pueden soportar altas presiones ni temperaturas.
- **Intercambiadores de Calor de Tubos y coraza:** Los intercambiadores de calor de tipo casco y tubos son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezcla o que no tienen contacto entre sí. Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma, están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie, que está involucrada en el camino de transferencia de calor. Este intercambiador es construido para evitar fugas, facilidad de limpieza, para controlar la corrosión.
- **Intercambiadores de Placa en Espiral:** el intercambiador de placa en espiral se hace con un par de placas laminadas para proporcionar dos pasos rectangulares relativamente largos para los fluidos en flujo en contracorriente. La trayectoria continua elimina la inversión del flujo (y la caída consiguiente de la presión), las desviaciones y problemas de dilataciones. Los sólidos se pueden mantener en suspensión. Se produce turbulencia con una velocidad de flujo más baja que en el caso de los tubos rectos. (Gonzalez, 2011)

### 1.3. INTERCAMBIADORES DE TUBOS Y CORAZA

El intercambiador de calor de tubos y coraza es el más utilizado en la industria para la transferencia de calor entre fluidos. Las principales características por lo que son más usados son:

- Proporciona flujos de calor elevados en relación con su peso y volumen.
- Es relativamente fácil de construir en una gran variedad de tamaños.
- Es bastante fácil de limpiar y de reparar.
- Es versátil y puede ser diseñado para cumplir prácticamente con cualquier aplicación.

Este tipo de equipo consiste en una coraza cilíndrica que contiene un arreglo de tubos paralelo al eje longitudinal de la coraza. Los tubos pueden o no tener aletas y están sujetos en cada extremo por láminas perforadas. Estos atraviesan a su vez a una serie de láminas denominadas deflectores que al ser distribuidas a lo largo de toda la coraza, sirven para soportar los tubos y dirigir el flujo que circula por la misma, de tal forma que la dirección del fluido sea siempre perpendicular a los tubos. El fluido que va por dentro de los tubos es dirigido por unos ductos especiales conocidos como cabezales, canales o domos.

La finalidad del intercambiador de calor es la de transferir calor entre el fluido lado casco y el fluido lado tubo, como el fluido circula por separado en una cámara del intercambiador, los fluidos nunca se mezclan, y la transferencia de calor ocurre por convección y conducción a través de las paredes de los tubos.

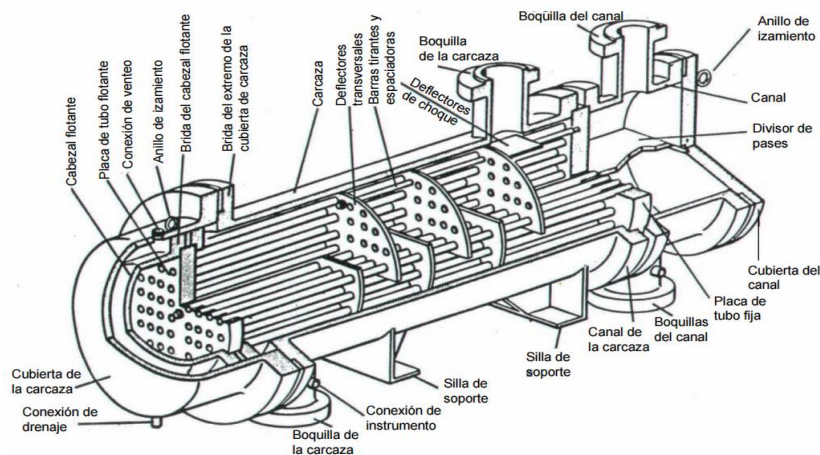


Fig.1. Intercambiador de tubos y coraza (Gonzalez, 2011)

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

### **1.3.1. Clasificación de los Intercambiadores de Calor de Tubos y Coraza**

Hay dos tipos básicos de intercambiadores de tubos y coraza: El de tipo fijo o de tubos estacionario, que tiene los dos extremos de los tubos fijos a la coraza, y el que tiene un sólo extremo de los tubos sujeto a la coraza. En el primer caso, se requiere de una junta de dilatación debido a la expansión diferencial que sufren los materiales que conforman el equipo. En el segundo caso los problemas originados por la expansión diferencial se pueden eliminar empleando un cabezal de tubos flotantes que se mueve libremente dentro de la coraza o empleando tubos en forma de U en el extremo que no está sujeto.

### **1.3.2. Intercambiador de Cabezal Fijo**

Se caracterizan por tener dos placas de tubos soldadas a la coraza, el interior de los tubos se puede limpiar mecánicamente después de remover la tapa del canal. El banco de tubos no se puede extraer y su limpieza exterior se debe realizar químicamente. Se utiliza para fluidos limpios, por el lado de la coraza.

Principales características del intercambiador de cabezal fijo:

- No presentan uniones internas por lo cual se elimina partes potenciales de fugas, los tubos internos se pueden colocar muy cerca de la cara interna de la coraza y por lo tanto el número de tubos para un determinado diámetro es mayor que para cualquier otro tipo de intercambiador.
- Se puede usar para altas presiones y fluidos tóxicos.
- La combinación de temperaturas y coeficientes de expansión de la carcasa y los tubos durante el servicio causan una expansión diferencial que si no puede ser absorbida por el equipo es recomendable usar otro intercambiador.

### **1.3.3. Intercambiador Tipo U**

Se caracteriza por tener solo una placa de tubos en forma de U, que tienen la particularidad de moverse libremente con relación a la coraza lo que elimina el problema de la expansión diferencial. Los bancos de tubos se pueden remover para limpieza mecánica, pero el interior de estos se limpia en general químicamente.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Este tipo de intercambiadores se utilizan cuando el fluido que circula por los tubos es limpio, los fluidos sucios circulan por la coraza.

Estos intercambiadores no tienen uniones internas y los tubos periféricos se pueden colocar muy cerca de la cara interna de la coraza, pero como existe una limitación mecánica en el radio de los tubos interiores, el número de tubos que se puede colocar en una coraza de diámetro dado es menor a la de placa de tubos fijos.

#### **1.3.4. Intercambiador de Cabezal de Tubos Flotantes**

Se caracteriza por tener una hoja de tubos fijas, mientras que la otra flota libremente permitiendo el movimiento diferencial entre la coraza y los tubos, se puede extraer todo el haz de tubos para la limpieza.

La principal desventaja de usar cabezal de tubos flotante es de simple geometría. Para asegurar la tapa del cabezal flotante es necesario atornillarla dentro de la coraza de los tubos, y los tornillos requieren el uso de espacio donde sería posible insertar un gran número de tubos. El atornillador no solo reduce el número de tubos, sino también provee de una canalización de flujo no deseable entre el banco de tubos y la coraza. (Fonseca Picon & Rivera Vargas, 2009)

	<p style="text-align: center;">INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</p>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

#### **1.4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA:**

En la actualidad no hay un banco de estudio en el Instituto Tecnológico Metropolitano (ITM), en el que se pueda analizar el comportamiento de los fluidos en un intercambiador de calor, es por ello que al realizar este proyecto se pretende dejar un equipo con el cual los futuros profesionales puedan practicar y afianzar los conceptos teóricos adquiridos durante la formación académica. Este prototipo servirá de ayuda didáctica en la que se podrá observar la circulación de agua fría y agua caliente (con diferentes tonos de color, siendo azul el fluido frío y rojo el fluido caliente).

##### **1.4.1. Justificación:**

Actualmente las instalaciones del ITM (Instituto Tecnológico Metropolitano), no cuentan con material para el análisis de los comportamientos térmicos y transferencia de calor entre fluidos; el propósito es que la institución ITM obtenga a través de este trabajo de grado, un banco didáctico, un equipo de experimentación dotado con su respectiva instrumentación básica.

#### **1.5. OBJETIVOS**

##### **1.5.1. Objetivos Generales:**

Diseñar y construir un prototipo de intercambiador de calor tipo tubos y coraza en el que se pueda estudiar y analizar de una manera didáctica, los balances de energía y masa en el intercambio de calor entre dos fluidos a diferente temperatura.

##### **1.5.2. Objetivos Específicos:**

- Realizar los cálculos de la transferencia de calor y el dimensionamiento.
- Construir un prototipo del intercambiador de calor de tubos y coraza.
- Probar su funcionamiento y verificar las condiciones de variables a controlar.
- Elaboración de un manual de operatividad y mantenimiento.
- Montaje y prueba del buen funcionamiento del respectivo banco.
- Implementar la simulación del intercambio de calor que se presenta en el prototipo construido.

## 2. ESTADO DEL ARTE

---

Los intercambiadores de calor son empleados con gran frecuencia a nivel industrial por lo que su estudio permite una mejora continua en los procesos que se llevan a cabo en estos equipo, es por ello que se hace necesario que en los centros de estudios ya seas técnicos, tecnológicos, profesionales o especializados dedique gran parte de la formación a los estudiantes sobre el cómo, cuándo y porque intervenir los intercambiadores de calor.

Los diseños utilizados para equipos didácticos generalmente se hacen a escala con el fin de ejemplificar los cambios térmicos a los que se ve sometido un determinado fluido al pasar por el as de tubos y la coraza del intercambiador de calor, para así analizar y visualizar los fluidos

En actualidad se facilita la comprensión de algunos temas a nivel teórico con la implementación de bancos de pruebas o simulación de algunos sistemas específicos. Por ende es relevante la implementación de un banco didáctico, el cual simule la funcionalidad de un intercambiador de calor y los cambios térmicos ocurridos en el interior de este, siendo más fácil la comprensión de los temas vistos anteriormente en el aula de clases.

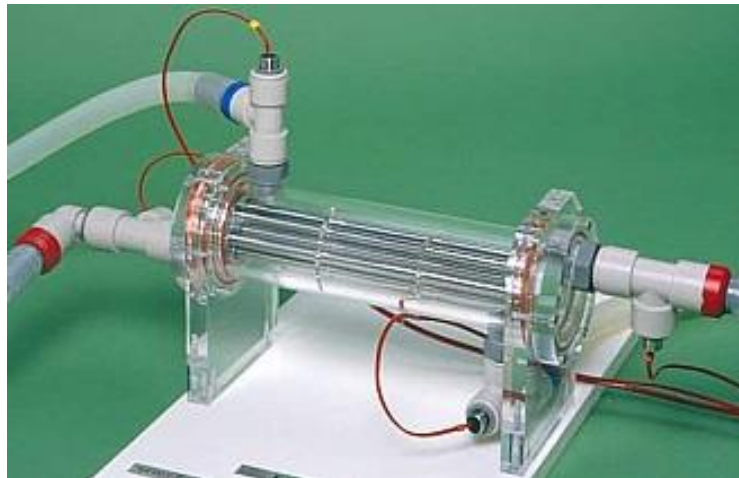


Fig.2. Modelo guía de un intercambiador de calor

El prototipo a pequeña escala está conformado por un haz de 7 tubos de acero inoxidable de 6.35 mm de diámetro exterior y un cilindro, tapas y deflectores de acrílico transparente que permiten ver los detalles de la construcción del intercambiador de calor didáctico y minimizar las pérdidas.

En el equipo se utilizan dos caudales uno de agua fría y otro de agua caliente, para lograr tal objetivo se utiliza una resistencia calefactora además de cuatro termocuplas ubicadas de la siguiente manera:

- Entrada del fluido caliente
- Salida del fluido caliente
- Entrada del fluido frío
- Salida del fluido frío

### LAS PRINCIPALES VENTAJAS

- fácil montaje, mantenimiento y su bajo costo comparado con un equipo industrial.



Fig.3. Modelo guía de un intercambiador de calor



### 3. COMPONENTES MECANICOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

Los componentes mecánicos principales a tener en cuenta de los intercambiadores de calor de tubos y coraza.

1. Cabezales
2. Deflectores
3. sujetadores y sellos
4. Bridas
5. Coraza
6. Tapas laterales
7. Boquillas
8. Haz de tubos

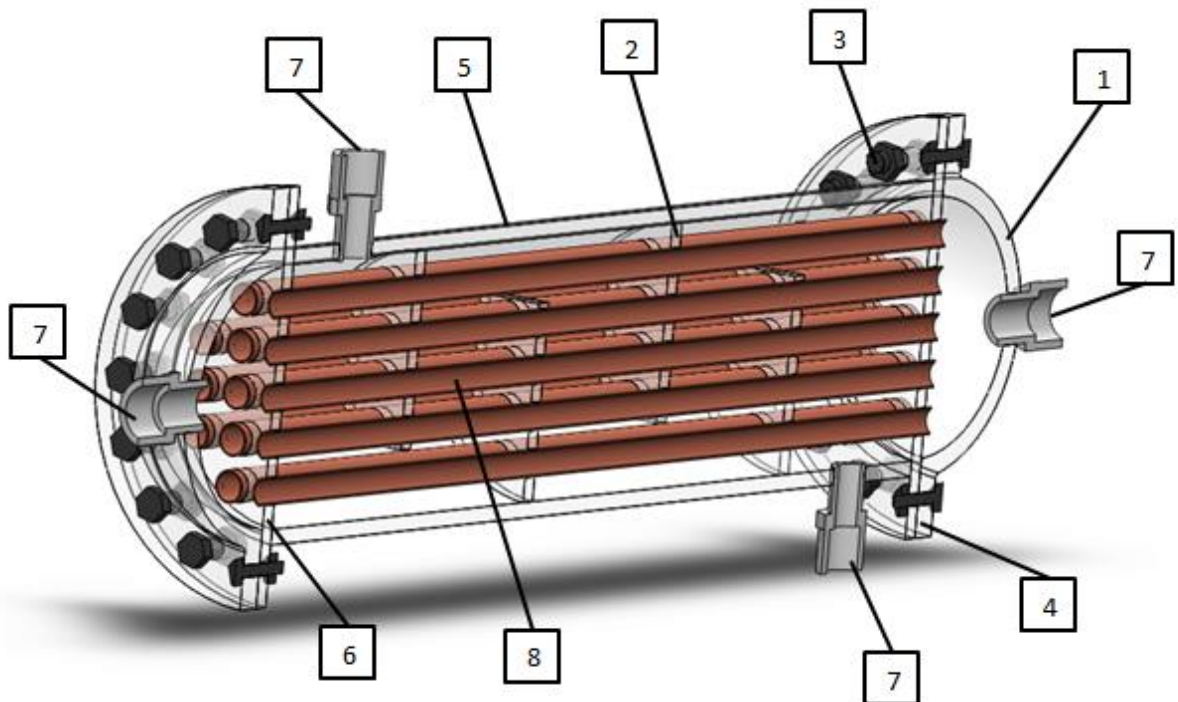


Fig. 4 Componentes mecánicos del intercambiador de calor de tubos y coraza, Fuente Solidworks 2014

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

### 3.1. CABEZALES

Los cabezales de un intercambiador de calor normalmente están situados en los extremos del intercambiador de calor, solo en los intercambiadores de calor en U se ubica en un solo extremo; es decir solo tiene un solo cabezal.

La función principal de los cabezales es permitir el paso del flujo y dirigirlo hacia el interior del intercambiador y posteriormente darle salida, teniendo en cuenta la configuración del intercambiador.

Se encuentran dos tipos de cabezales:

- Cabezal estacionario: situado en el extremo de admisión del fluido del lado del tubo.
- Cabezal posterior: ubicado en el otro extremo

#### 3.1.1. Cabezal Estacionario.

El cabezal está dividido en dos secciones por una placa, denominada como placa de partición, el fluido entra por la parte superior de la boquilla del cabezal después el fluido es dirigido hacia el intercambiador y por ultimo sale por la parte inferior de la boquilla del cabezal.

#### 3.1.2. Clases de Cabezales Estacionarios

Los cabezales estacionarios se dividen de la siguiente manera:

- a) Canal apernado
- b) Canal soldado
- c) Bonete o cabezal enteriza

##### a) Canal Apernado

Este tipo de canal comprende un barril con bridas en ambos extremos, una de las bridas es apernada a la placa porta tubos fija o a la brida del carcasa y otra brida es apernada a la cubierta.

##### b) Canal Soldado

Para servicios de alta presión o para servicios letales se debe minimizar el número de juntas externas, para lograr el barril es soldado, en vez de apernarlo a la placa porta tubos fija o al casco.

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

### c) Bonete o Cabeza Enteriza

En este tipo de cabezal la cubierta no es plana sino curva y va soldada al barril cilíndrico. Este cabezal brinda una alternativa más económica que los demás cabezales, es decir; el canal apernado y el canal soldado. También ofrece menos restricción a los extremos de los tubos después de removerse.

#### 3.1.3. Cabezal Posterior

Los componentes del cabezal posterior son los mismos que el cabezal estacionario, puede llevar boquillas o no dependiendo del número de pasos del fluido.

Si el intercambiador es de cabezal flotante, el cabezal posterior alberga los componentes del cabezal flotante.

### 3.2. PLACAS DE SEPARACION DE PASOS

Las placas circulares son las que están conectadas a los tubos, su propósito es soportar los tubos y darle direccionamiento a los fluidos, además de servir como barrera. Estas están situadas adentro de la coraza y los tubos la atraviesan.

### 3.3. DEFLECTORES

Los baffles transversales son unas placas espaciadoras distribuidas a lo largo de la coraza y el haz del tubo. Los baffles cumplen con dos funciones básicas, por consiguiente su diseño depende de la función que va realizar.

La ventana del deflector se define como la altura de la ventana expresada en porcentaje de diámetro de la coraza. El rango usual del corte del deflector esta entre 15% - 40% para baffles segmentados y 20% - 30% para baffles segmentados dobles. El corte siempre debe sobrepasar los bordes de los baffles adyacentes.

#### Los deflectores cortados horizontales son apropiados:

- Para fluidos limpios de un solo paso
- Cuando el fluido enfría de un rango de temperatura de 200°F a 300°F
- Cuando la rata másica del fluido es menor de 50lb/Seg

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

### **Se debe utilizar baffles verticales**

- Al trabajar con fluidos sucios para prevenir el asentamiento de suciedad de suciedad en el fondo del intercambiador.
- Para servicios de condensación y ebullición.

#### **3.3.1. Tipos de Deflectores**

Los deflectores están divididos por segmentado sencillo, doble segmentado y triple segmentado.

- Tipos de apoyo: En aquellos donde el desempeño del intercambiador no depende de la velocidad del fluido por el lado de la coraza, en donde no es necesario utilizar la configuración de baffles cruzados. Entonces en esos casos se utilizan apoyos que son círculos completos.
- Espesor: Es el espesor mínimo que se debe colocar en función del diámetro de la coraza.

#### **3.4. ESPACIADORES, SUJETADORES Y SELLOS**

Los sujetadores son varillas circulares que se instalan en la placa porta tubos y se extienden a lo largo de todo el intercambiador. Usualmente se suele usar varillas metálicas pernadas y con tuercas de fijación y entre baffle y baffle se ponen tubos falsos.

#### **3.5. BRIDAS**

Las bridas acoplan partes del intercambiador y une el equipo del proceso. Las bridas disponen de gran variedad de tamaños y tipos para varios rangos de presión. Generalmente las bridas son de acero al carbono forjadas de acuerdo a las especificaciones de construcción, para presiones bajas se utiliza fundiciones de hierro.

#### **3.6. CORAZA**

Por la coraza circula uno de los fluidos y dentro de él se lleva la transferencia de calor, en su interior está contenido el haz de tubos. La mayoría de las corazas son de un solo paso. Generalmente la coraza es de forma cilíndrica, aunque hay servicios que requieren formas especiales.

La coraza es un barril cilíndrico, en cuyos extremos van soldadas las bridas para permitir el montaje de los cabezales, y boquillas para facilitar el acceso a la entrada y salida del fluido de la coraza. Generalmente el número de boquillas son

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

dos y van soldadas a la coraza, aunque se puede colocar más boquillas dependiendo de la aplicación a realizar.

Existen variaciones del diseño y forma de la coraza todo dependiendo de la necesidad del proceso, recursos económicos y facilidades de mantenimiento. De ahí que existan corazas con las placas porta tubos con bridas soldadas haciéndolas un conjunto integral.

### **3.6.1. Espesor de la coraza**

Las corazas en su totalidad deben ser completamente de forma cilíndricas, en donde la lámina va rodada o en su defecto en tubos completos, de los dos casos anteriores en cuestión de practicidad, economía y fabricación, es más recomendable usar tubos completos.

### **3.7. PERNOS**

Para evitar sobreesfuerzos en el perno y en la brida, se debe tener en cuenta los diámetros de los pernos pues o deben ser muy delgados o con valores de fluencia muy bajos. A veces en las pruebas de hidrostática se usan pernos de baja aleación.

### **3.8. BOQUILLAS**

La mayoría de las boquillas en los intercambiadores de calor están comprendidas por una tubería estándar con el extremo soldado a la coraza o al cabezal.

### **3.9. HAZ DE TUBOS**

El haz de tubos es un conjunto de tubos soportados en los extremos por las placas porta tubos o solo por una cuando se utiliza tubos en U.

#### **3.9.1. Clase de Tubos**

- Aleteados
  - De tubo liso
- a) Los tubos aleteados: son tubos con aletas externas montadas por medios mecánicos, estas tienen la capacidad de aumentar la transferencia de calor y por ende incrementa el flujo de calor hacia el fluido del tubo. Los tubos con aletas son más comunes en la aplicaciones con gas – gas, gas – líquido,

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

debido a que el gas siempre fluye por fuera de los tubos, es decir, por la coraza.

- b) Los de tubo liso: son los de más frecuencia en los intercambiadores de calor de tubos y coraza, existen dos tipos de construcción de pared sólida y bimetálica. Los intercambiadores construidos de forma bimetálica cuando se necesita que resista la acción corrosiva de ambos fluidos. (Gonzalez, 2011)

## 4. CALCULOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

Debido a los diferentes factores que intervienen en el resultado final para seleccionar y diseñar un intercambiador de calor se deben tener algunas consideraciones iniciales.

Empezando con la selección de los tubos, se eligió la tubería de cobre rígida tipo M debido a que su espesor es menor y sus propiedades como conductor son buenas, pues tiene una conductividad térmica de  $385 \frac{w}{(m.k)}$ , lo que nos permite obtener una alta transferencia de calor.

A continuación se pueden apreciar algunas de las especificaciones.

### 4.1. Tubería rígida tipo M

Tubería de cobre rígida en tramos de 6.10 metros (20 pies). Utilizada normalmente en instalaciones hidráulicas de agua fría y caliente. Norma de fabricación: ASTM B-88.

Para el prototipo de intercambiador se eligió un diámetro de 3/8"

DIAMETRO EXTERIOR		PARED	PESO	PRESION MAXIMA	PRESION CONSTANTE	Flujo
NOMINAL Pulg.	EXTERNO Pulg. / mm	Pulg mm.	Kg/metro	Fsi	Psi	L. P. M.
1/4"	3/8 9.525	0.025 0.635	0.159	6133	1226	
3/8"	1/2 12.700	0.025 0.635	0.216	4500	900	8.507
1/2"	5/8 15.875	0.028 0.711	0.304	4032	806	15.382
3/4"	7/8 22.225	0.032 0.812	0.488	3291	658	40.333
1"	1 1/8 28.575	0.035 0.889	0.693	2800	560	83.180
1 1/4"	1 3/8 34.925	0.042 1.067	1.016	2749	550	148.580
1 1/2"	1 5/8 41.275	0.049 1.245	1.400	2713	542	235.940
2"	2 1/8 53.975	0.058 1.473	2.176	2470	491	495.860
2 1/2"	2 5/8 66.675	0.055 1.651	3.025	2228	445	876.010
3"	3 1/8 79.375	0.072 1.889	3.994	2073	414	1420.09
4"	4 1/8 104.775	0.095 2.413	6.045	2072	414	3025.71

Tabla 1. Diámetro de tubería. Fuente: Ferreteria Ferrovalvulas S.A.S.

A la hora de construir las tapas laterales y los deflectores, se eligió el arreglo tipo cuadrado.

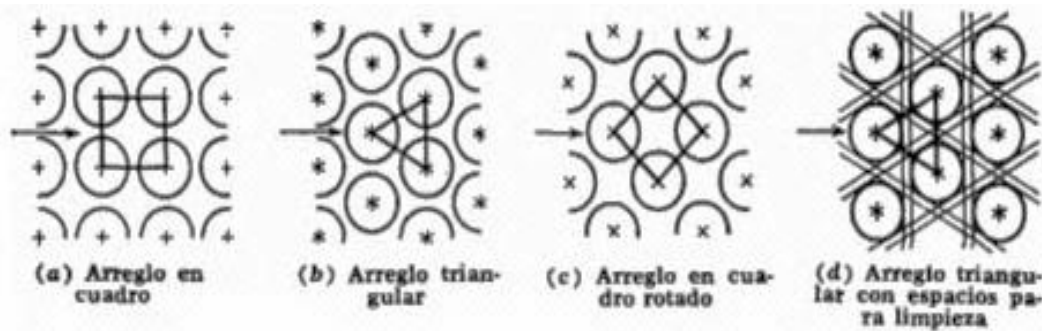


Fig. 5 Arreglos comunes para los tubos de intercambiadores (Cengel, 2007)

A razón de que se cuenta con el área de transferencia definida se empleara el método de NTU (Números de unidades de Trasterferencia) o también llamado método de la efectividad para realizar cálculos.

#### 4.2. Flujo másico – sistema 1 (agua caliente)

Propiedades del agua saturada

Temp., $T$ °C	Presión de saturación, $P_{sat}$ , kPa	Densidad, $\rho$ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, $h_{fg}$ , kJ/kg	Calor específico, $c_p$ , J/kg · K		Conductividad térmica, $k$ W/m · K		Viscosidad dinámica, $\mu$ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, $\beta$ 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2501	4.217	1854	0.561	0.0171	$1.792 \times 10^{-3}$	$0.922 \times 10^{-5}$	13.5	1.00	$-0.068 \times 10^{-3}$
5	0.8721	999.9	0.0068	2490	4.205	1857	0.571	0.0173	$1.519 \times 10^{-3}$	$0.934 \times 10^{-5}$	11.2	1.00	$0.015 \times 10^{-3}$
10	1.2276	999.7	0.0094	2478	4.194	1862	0.580	0.0176	$1.307 \times 10^{-3}$	$0.946 \times 10^{-5}$	9.45	1.00	$0.733 \times 10^{-3}$
15	1.7051	999.1	0.0128	2466	4.185	1863	0.589	0.0179	$1.138 \times 10^{-3}$	$0.959 \times 10^{-5}$	8.09	1.00	$0.138 \times 10^{-3}$
20	2.339	998.0	0.0173	2454	4.182	1867	0.598	0.0182	$1.002 \times 10^{-3}$	$0.973 \times 10^{-5}$	7.01	1.00	$0.195 \times 10^{-3}$
25	3.169	997.0	0.0231	2442	4.180	1870	0.607	0.0186	$0.891 \times 10^{-3}$	$0.987 \times 10^{-5}$	6.14	1.00	$0.247 \times 10^{-3}$
30	4.246	996.0	0.0304	2431	4.178	1875	0.615	0.0189	$0.798 \times 10^{-3}$	$1.001 \times 10^{-5}$	5.42	1.00	$0.294 \times 10^{-3}$
35	5.628	994.0	0.0397	2419	4.178	1880	0.623	0.0192	$0.720 \times 10^{-3}$	$1.016 \times 10^{-5}$	4.83	1.00	$0.337 \times 10^{-3}$
40	7.384	992.1	0.0512	2407	4.179	1885	0.631	0.0196	$0.653 \times 10^{-3}$	$1.031 \times 10^{-5}$	4.32	1.00	$0.377 \times 10^{-3}$
45	9.593	990.1	0.0655	2395	4.180	1892	0.637	0.0200	$0.596 \times 10^{-3}$	$1.046 \times 10^{-5}$	3.91	1.00	$0.415 \times 10^{-3}$
50	12.35	988.1	0.0831	2383	4.181	1900	0.644	0.0204	$0.547 \times 10^{-3}$	$1.062 \times 10^{-5}$	3.55	1.00	$0.451 \times 10^{-3}$

Tabla 2. Propiedades del agua saturada. (Cengel, 2007)

De la tabla se seleccionó la densidad del agua a 40°



$$\rho = 992.1 \frac{kg}{m^3}$$

Del cálculo del caudal se obtuvo el caudal

$$Q_1 = 5.5 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * \frac{1000lt}{1 m^3} = 5.5 \frac{lt}{s}$$

Finalmente se halló el flujo másico del fluido caliente (hot)

$$\dot{m}_h = Q_1 * \rho$$

$$\dot{m}_h = 5.5 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * 992.1 \frac{kg}{m^3}$$

$$\dot{m}_h = 5.456 \frac{kg}{s}$$

5,456 kg/s de agua a 40°C se va enfriar hasta 30°C, en un intercambiador de calor de tubos- coraza

- Con flujo paralelo –dato importante ensamble tuberías
- Contraflujo –dato importante para ensamble tuberías

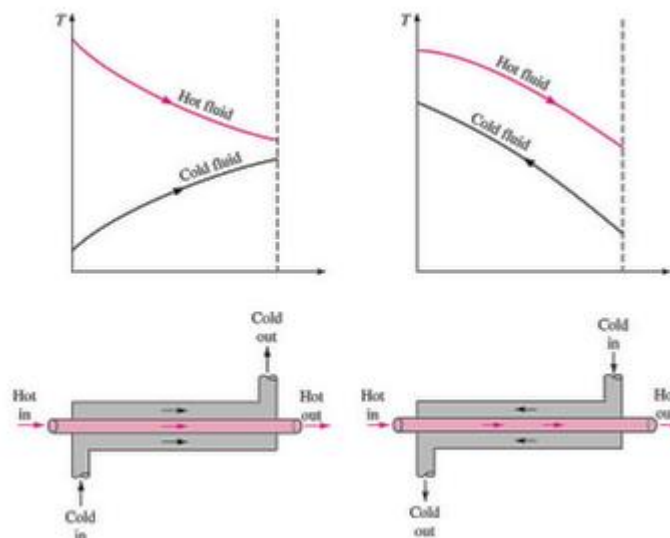


Fig.6 Dirección de flujo. (Cengel, 2007)

### 4.3. Flujo másico – sistema 2 (agua fría)

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, ρ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, h <sub>fg</sub> , kJ/kg	Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>

Tabla 3. Propiedades del agua saturada. (Cengel, 2007)

Se selecciona la densidad del agua a 20°C

$$\rho = 998.0 \frac{kg}{m^3}$$

Teniendo las densidades y el flujo másico del sistema 1 (fluido caliente), se despeja el caudal del sistema 2 (fluido frío), de la ecuación de transferencia

El fluido caliente es agua que se enfría de 40°C a 30°C el modulo permitirá variación de temperaturas por debajo de los límites máximos permitidos, para el cálculo se empleó la temperatura máxima de diseño (40°C), el diámetro interno de los tubos es de 3/8" ≈ 9,525 mm y el diámetro interno de la coraza es de 102 mm

Agua Fría  $T_{c,in} = \rightarrow in 20^\circ C$

Caliente  $T_{h,in} = \rightarrow in 40^\circ C$

$$\dot{m}_h = \rightarrow 5.456 \frac{kg}{s}$$

Se procede a hallar la temperatura media del fluido frío, para seleccionar de la tabla el valor del calor específico.

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

$$T_m = \frac{20 + 30}{2} = 25^\circ\text{C}$$

Con esta temperatura media obtenida, se citan las características de este fluido.

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, ρ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, h <sub>g</sub> , kJ/kg	Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	5.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-5</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-5</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>

Tabla 4. Propiedades del agua saturada. (Cengel, 2007)

El calor específico a esta temperatura, es el siguiente:

$$C_{pc} = 4180 \frac{J}{kg \cdot K}$$

Así como se realizó con el fluido frío, también se halla la temperatura media del fluido caliente

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

$$T_m = \frac{40^\circ\text{C} + 32^\circ\text{C}}{2} = 36^\circ\text{C}$$

Como 36°C no se encuentra en la tabla, se hace una Interpolación entre 35°C – 40°C

Propiedades del agua saturada

Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, ρ kg/m <sup>3</sup>		Entalpía de vaporización, h <sub>g</sub> , kJ/kg	Calor específico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K	
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor		
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>	
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>	
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>	
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>	
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>	
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>	
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>	
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>	
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-5</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>	
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-5</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>	
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-5</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>	
--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Tabla 5. Propiedades del agua saturada. (Cengel, 2007)

Resultado de la interpolación se obtuvo un calor específico de:

$$C_{p_h} = 4178.2 \frac{j}{kg \cdot K}$$

Ya que al contar con los valores del calor específico tanto del fluido frío como del caliente, se reemplazan todos los datos en la ecuación de "razón de transferencia"

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{Q}_{hot}$$

$$\dot{m}_c C_{p_c} (T_{c,out} - T_{c,in}) = \dot{m}_h C_{p_h} (T_{h,in} - T_{h,out})$$

$$\dot{m}_c \left( 4180 \frac{j}{kg \cdot k} \right) (30 - 20)k = \left( 5.456 \frac{kg}{s} \right) \left( 4178.2 \frac{j}{kg \cdot k} \right) (40 - 32)k$$

$$\dot{m}_c \left( 4180 \frac{j}{kg \cdot k} \right) (30 - 20)k = 182370 \frac{j}{s} \approx w$$

Teniendo a  $\dot{Q}_{hot}$ , se despeja  $\dot{m}_{cool}$

$$\dot{m}_c = \frac{182370 \frac{j}{s}}{\left( 4180 \frac{j}{kg \cdot k} \right) (30 - 20)k}$$

$$\dot{m}_c = 4.36 \frac{kg}{s}$$

A continuación se calcula  $C_{min}$  que es el valor menor entre  $C_{cool}$  y  $C_{hot}$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

$$C_c = \dot{m}_c C_{p_c} = \left(4,36 \frac{kg}{s}\right) \left(4180 \frac{j}{kg.k}\right) = 18224.8 \frac{j}{s.k}$$

$$C_h = \dot{m}_h C_{p_h} = \left(5.45 \frac{kg}{s}\right) \left(4178.2 \frac{j}{kg.k}\right) = 22771.2 \frac{j}{s.k}$$

Entonces,  $C_{min} = 18224.8 \frac{j}{s.k}$

Una vez obtenido las capacidades de cada fluido, se encuentran las temperaturas de salida

$$\dot{Q} = C_c(T_{c,out} - T_{c,in}) \rightarrow T_{c,out} = T_{c,in} + \frac{\dot{Q}}{C_c}$$

$$T_{c,out} = 20^\circ C + \frac{182370 \frac{j}{s}}{18224.8 \frac{j}{s.k}}$$

$$T_{c,out} = 30^\circ C$$

$$\dot{Q} = C_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \rightarrow T_{h,out} = T_{h,in} - \frac{\dot{Q}}{C_h}$$

$$T_{h,out} = 40^\circ C - \frac{182370 \frac{j}{s}}{22771.2 \frac{j}{s.k}}$$

$$T_{h,out} = 40^\circ C - 8^\circ C = 32^\circ C$$

Después de tener  $C_{min}$ , se halla

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

$$\dot{Q}_{max} = 18224.8 \frac{j}{s.k} (40 - 20)k$$

$$\dot{Q}_{max} = 364496 \frac{j}{s} \approx w$$

Ahora se reemplaza el valor de  $\dot{Q}_{max}$  para obtener la efectividad

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{razón de transferencia de calor real}}{\text{razón máxima posible transferencia calor}}$$

$$\varepsilon = \frac{182370 \text{ w}}{364496 \text{ w}} = 0.5$$

Teniendo la efectividad se encuentra la relación de capacidades

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

$$C = \frac{18224.8 \frac{j}{s.k}}{22771.2 \frac{j}{s.k}} = 0.8$$

Una vez obtenido los valores de  $C$  y  $\varepsilon$  se escoge el tipo relación del NTU para el I.C. de tubos y coraza en contraflujo.

**Relaciones del NTU para los intercambiadores de calor,  $NTU = UA_s/C_{min}$   
y  $c = C_{min}/C_{max} = (\dot{m}c_p)_{min}/(\dot{m}c_p)_{max}$**

Tipo de intercambiador de calor	Relación del NTU
<b>1 Doble tubo:</b> Flujo paralelo	$NTU = -\frac{\ln [1 - \varepsilon(1 + c)]}{1 + c}$
Contraflujo	$NTU = \frac{1}{c - 1} \ln \left( \frac{\varepsilon - 1}{\varepsilon c - 1} \right)$
<b>2 Tubos y coraza:</b> Un paso por la coraza y 2, 4, . . . pasos por los tubos	$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + c^2}} \ln \left( \frac{2/\varepsilon - 1 - c - \sqrt{1 + c^2}}{2/\varepsilon - 1 - c + \sqrt{1 + c^2}} \right)$

Tabla 6. Relaciones del NTU para intercambiadores de calor. (Cengel, 2007)

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + C^2}} \ln \left( \frac{2/\varepsilon - 1 - C - \sqrt{1 + C^2}}{2/\varepsilon - 1 - C + \sqrt{1 + C^2}} \right)$$

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1 + (0,8)^2}} \ln \left( \frac{\frac{2}{0,5} - 1 - 0,8 - \sqrt{1 + 0,8^2}}{\frac{2}{0,5} - 1 - 0,8 + \sqrt{1 + 0,8^2}} \right)$$

$$NTU = 1.03938$$

Haciéndolo por el método grafico también coincide el valor de NTU

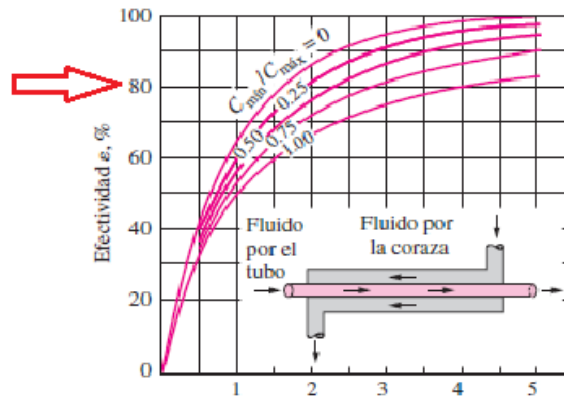


Fig. 7 Números de unidades de transferencias de calor. (Cengel, 2007)

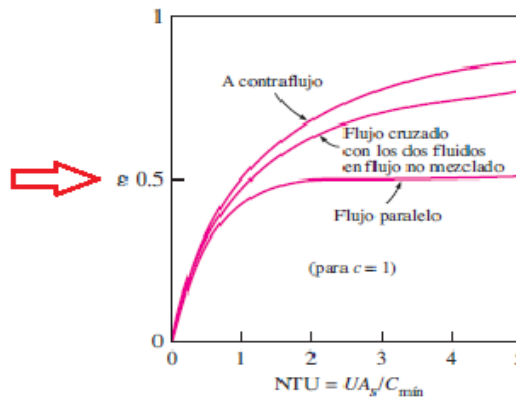


Fig. 8 Relación de capacidades según el flujo. (Cengel, 2007)

	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Ahora se determina el área de transferencia de calor, despejando  $A_s$  de:

$$NTU = \frac{U A_s}{C_{min}}$$

$$A_s = \frac{NTU C_{min}}{U}$$

A continuación se eligió el coeficiente global de transferencia de calor para reemplazarlo

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

Tabla 7. Coeficientes totales de transferencia de calor. (Cengel, 2007)

$$A_s = \frac{(1.03938) \left( 18224.8 \frac{j}{s.k} \right)}{850 \frac{w}{m^2 \cdot ^\circ C}}$$

$$A_s = 22.28 m^2$$



 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Otra forma de hallar  $A_s$  sería despejando de:

$$A_s = n(\pi D_i l)$$

Donde

$$D_i = \text{diametro interno de los tubos}$$

$$l = \text{longitud de cada páso por los tubos}$$

$$n = \text{número de pasos por los tubos}$$

$$n = 21 \text{ pasos}$$

$$D_i = 3/8'' \approx 9,525\text{mm} \times \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}} = 9,525 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$l = 40\text{cm} \times \frac{1\text{m}}{100\text{cm}} = 0,4 \text{ m}$$

$$A_s = 21(\pi \times 0,009525\text{m} \times 0,4\text{m})$$

$$A_s = 0,2513 \text{ m}^2$$

Como es de notar la gran diferencia entre los dos resultados, se tiene en cuenta

$$A_s = 0,2513 \text{ m}^2$$

Teniendo  $A_s$  se despeja  $l$  para tener una idea del tamaño

$$A_s = n(\pi D_i l)$$

$$l = \frac{A_s}{n \cdot \pi \cdot D_i}$$

$$l = \frac{0,2513\text{m}^2}{21 \times \pi \times 0,009525 \text{ m}} = 0.3999 \text{ m} \approx 0.4\text{m}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Para el área de un intercambiador de un paso por la coraza,  $n$  pasos por los tubos y  $r$  número de tubos en cada paso, puede tenerse en cuenta la relación:

$$A_s = n \cdot r \cdot (\pi \cdot D_i \cdot l)$$

Considerando que el I.C. será de 21 pasos por los tubos, con 21 tubos, se tiene que:

$$l = \frac{A_s}{n \cdot r \cdot \pi \cdot D_i}$$

$$l = \frac{0,2513 \text{ m}^2}{\pi (21) (21)(9,525 \times 10^{-3} \text{ m})}$$

$$l = 0,0190 \text{ m}$$

También se escoge el factor de incrustación.

**Factores de incrustación representativos (resistencia térmica debida a la incrustación para una unidad de área superficial)**

Fluido	$R_f, \text{m}^2 \cdot \text{°C/W}$
Agua destilada,	
agua de mar, agua de río, agua de alimentación para calderas:	
Por debajo de 50°C	0.0001
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

Tabla 8. Factor de incrustación. (Afshin J. Ghajar, 2008)

Relaciones de la efectividad para I.C. coraza y tubo

A la hora de construir los deflectores se elige el arreglo de tubos tipo cuadrado

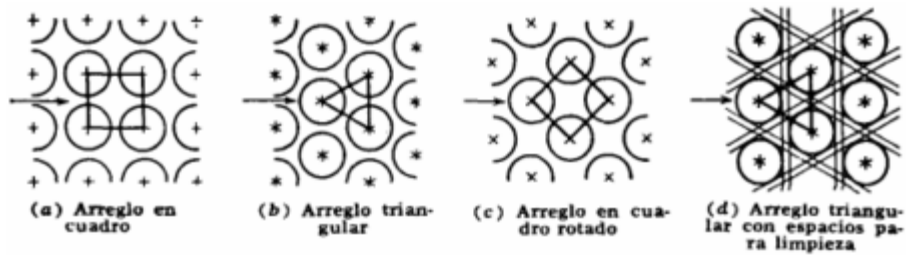


Fig. 9. Arreglos comunes para los tubos (Afshin J. Ghajar, 2008)

#### 4.4. Calculo para el caudal

$$\rho = \text{densidad del agua pura} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$V = \text{volumen del tanque} = 30lt \approx 0.03m^3$$

$$m = \text{masa del agua en el tanque} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$m = \rho * V = 1000 \frac{kg}{m^3} * 0.03m^3 = 30kg$$

$$w = \text{peso del agua en el colchon} = m * g$$

$$w = 30kg * 9.8 \frac{m}{s^2} = 294 N$$

Presión que ejerce el agua sobre el suelo

$$P = \frac{F}{A}$$

$$\emptyset \text{ base del tanque} = 20cm * \frac{1m}{100cm} = 0.2m$$

$$r = 0.1m$$

$$A_{base} = \pi * r^2 = \pi * (0.1m)^2 = 0.0314 m^2$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

$$P = \frac{294 N}{0.0314 m^2} = 9358.310 Pa \approx 9.358 \times 10^3 Pa$$

$$P = 9.358 \times 10^3 Pa * \frac{1.4504 \times 10^{-4} psi}{1 Pa} = 1.357 psi$$

Presión en la admisión de la bomba a 40cm≈0.4m

$$P = \rho * g * h$$

$$P = 1000 \frac{kg}{m^3} * 9.8 \frac{m}{s^2} * 0.4 m$$

$$P = 3920 \frac{N}{m^2} = 3.92 kPa$$

$$P = 3.92 kPa * \frac{1.4504 \times 10^{-4} psi}{1 Pa} = 0.5685 psi$$

Ahora se buscan las áreas transversales para hallar el caudal

Área transversal en tubos:

$$\phi_{interno} = \frac{3in}{8} = 0.325in * \frac{25.4mm}{1in} = 8.255mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.008255m$$

$$r = 4.1275 \times 10^{-3}m$$

$$A_{tubos,int} = \pi * r^2 = \pi * (4.1275 \times 10^{-3}m)^2$$

$$A_{tubos,int} = 5.352 \times 10^{-5} m^2 * 21 tubos$$

$$A_{tubos,int} = 1.124 \times 10^{-3} m^2$$

Luego se calcula el área transversal con el diámetro externo para restarlo al área del cilindro y hallar el área real del cilindro:

$$\phi_{externo} = \frac{1in}{2} = 0.5in * \frac{25.4mm}{1in} = 12.7mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0127m$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

$$r = 6.35 \times 10^{-3}m$$

$$A_{tubos,ext} = \pi * r^2 = \pi * (6.35 \times 10^{-3}m)^2$$

$$A_{tubos,ext} = 1.2667 \times 10^{-4} m^2 * 21 tubos$$

$$A_{tubos,ext} = 2.66 \times 10^{-3} m^2$$

Área transversal del cilindro:

$$\phi_{interno} = 102mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.102m$$

$$r = 0.051m$$

$$A_{cilindro,int} = \pi * r^2 = \pi * (0.051m)^2$$

$$A_{cilindro,int} = 8.171 \times 10^{-3} m^2$$

Área transversal tubería pvc (succión):

$$\phi_{interno} = 1" = 25.4mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0254m$$

$$r = 0.0127m$$

$$A_{tubos,int} = \pi * r^2 = \pi * (0.0127m)^2$$

$$A_{tubos,int} = 5.06 \times 10^{-4} m^2$$

Área transversal tubería pvc (descarga):

$$\phi_{interno} = \frac{1in}{2} = 0.5in * \frac{25.4mm}{1in} = 12.7mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0127m$$

$$r = 6.35 \times 10^{-3}m$$

$$A_{tubo,descarga} = \pi * r^2 = \pi * (6.35 \times 10^{-3}m)^2$$

$$A_{tubo,descarga} = 1.2667 \times 10^{-4} m^2$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Área transversal en domos:

2 domos

$$\phi_{interno} = 94mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.094m$$

$$r = 0.047m$$

$$A_{domo} = \pi * r^2 = \pi * (0.047m)^2$$

$$A_{domo} = 6.94 \times 10^{-3} m^2 \times 2$$

$$A_{domo} = 0.013879 m^2$$

Lo siguiente es hallar el área real que existe dentro del cilindro restando el área del cilindro menos el área externa de los 21 tubos de cobre.

$$A_{real,cilindro} = A_{cilindro} - A_{tubos,ext}$$

$$A_{real,cilindro} = 8.171 \times 10^{-3} m^2 - 2.66 \times 10^{-3} m^2$$

$$A_{real,cilindro} = 5.5 \times 10^{-3} m^2$$

Esta área la usaremos para hallar el caudal que requiere la bomba#1

Ahora, tomando la velocidad entre un rango de 0.7 y 7 m/s, para los líquidos por recomendación de diseño que nos da el texto de transferencia de calor y masa de Cengel. Con el fin de evitar incrustaciones dentro de la tubería y golpes de ariete por exceso de velocidad; decidimos elegir 1m/s dentro del intercambiador. (Cengel, 2007)

#### 4.4.1. Caudal1- bomba #1:

$$Q_1 = V_1 * A_{real,cilindro}$$

$$Q_1 = 1 \frac{m}{s} * 5.5 \times 10^{-3} m^2$$

$$Q_1 = 5.5 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * \frac{1000lt}{1 m^3} = 5.5 \frac{lt}{s}$$

#### 4.4.2. Caudal2- bomba #2:

Aplicamos

$$\dot{Q}_{caliente} = \dot{Q}_{frio}$$

$$\rho_1 * Q_1 * C_v * \Delta T = \rho_1 * Q_1 * C_v * \Delta T$$

Temp., T °C	Presión de saturación, P <sub>sat</sub> , kPa	Densidad, ρ kg/m <sup>3</sup>		Entalpia de vaporización, h <sub>fg</sub> , kJ/kg	Calor especifico, c <sub>p</sub> , J/kg · K		Conductividad térmica, k W/m · K		Viscosidad dinámica, μ kg/m · s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β 1/K
		Líquido	Vapor		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 <sup>-3</sup>	0.922 × 10 <sup>-5</sup>	13.5	1.00	-0.068 × 10 <sup>-3</sup>
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.571	0.0173	1.519 × 10 <sup>-3</sup>	0.934 × 10 <sup>-5</sup>	11.2	1.00	0.015 × 10 <sup>-3</sup>
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 <sup>-3</sup>	0.946 × 10 <sup>-5</sup>	9.45	1.00	0.733 × 10 <sup>-3</sup>
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 185	1 863	0.589	0.0179	1.138 × 10 <sup>-3</sup>	0.959 × 10 <sup>-5</sup>	8.09	1.00	0.138 × 10 <sup>-3</sup>
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 <sup>-3</sup>	0.973 × 10 <sup>-5</sup>	7.01	1.00	0.195 × 10 <sup>-3</sup>
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 <sup>-3</sup>	0.987 × 10 <sup>-5</sup>	6.14	1.00	0.247 × 10 <sup>-3</sup>
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 <sup>-3</sup>	1.001 × 10 <sup>-5</sup>	5.42	1.00	0.294 × 10 <sup>-3</sup>
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 <sup>-3</sup>	1.016 × 10 <sup>-5</sup>	4.83	1.00	0.337 × 10 <sup>-3</sup>
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 <sup>-3</sup>	1.031 × 10 <sup>-5</sup>	4.32	1.00	0.377 × 10 <sup>-3</sup>
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 <sup>-3</sup>	1.046 × 10 <sup>-5</sup>	3.91	1.00	0.415 × 10 <sup>-3</sup>
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 <sup>-3</sup>	1.062 × 10 <sup>-5</sup>	3.55	1.00	0.451 × 10 <sup>-3</sup>

Tabla 9. Propiedades del agua saturada. (Cengel, 2007)

$$\dot{Q}_{caliente} = 992.1 \frac{kg}{m^3} * 5.5 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * 4178 \frac{J}{kg \cdot k} * (40^\circ C - 32^\circ C)$$

$$\dot{Q}_{caliente} = 182379.727 \frac{J}{s}$$

$$\dot{Q}_{frio} = 998.0 \frac{kg}{m^3} * Q_2 * 4182 \frac{J}{kg \cdot k} * (30^\circ C - 20^\circ C)$$

$$\dot{Q}_{frio} = 41736360 \frac{j}{m^3} * Q_2$$

$$182379.727 \frac{J}{s} = 41736360 \frac{j}{m^3} * Q_2$$

$$\frac{182379.727 \frac{J}{s}}{41736360 \frac{j}{m^3}} = Q_2$$

$$Q_2 = 4.37 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * \frac{1000lt}{1m^3} = 4.37 \frac{lt}{s}$$

#### 4.5. Calculo de perdidas (hL)

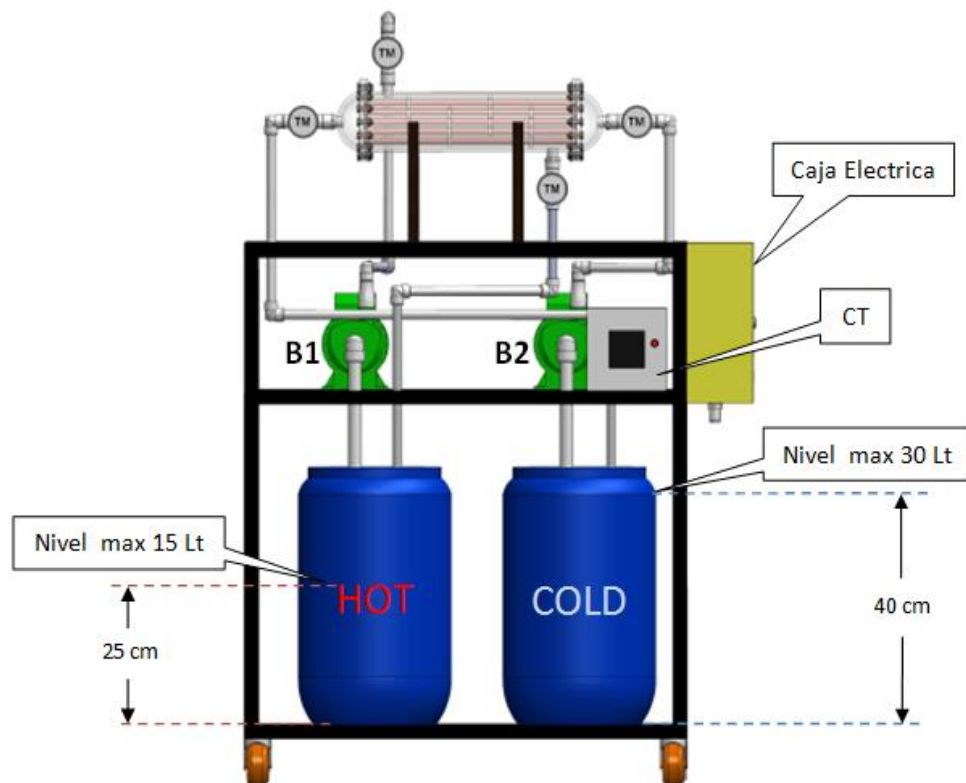


Fig. 10. Niveles máximos de agua en cada tanque, Fuente Solidworks 2014



#### 4.5.1. Sistema 1 agua caliente

$h_1 =$  Perdida en la entrada

$h_2 =$  Perdida por fricción en la línea de succión

$h_3 =$  Perdida de energía en los codos a 90°(3)

$h_4 =$  Perdida de energía en la válvula

$h_5 =$  Perdida de energía en T's (2)

$h_6 =$  Perdida por expansión súbita

$h_7 =$  Perdida por contracción súbita

$h_8 =$  Perdida por fricción en línea de descarga

$h_9 =$  Perdida en la salida

$h_{10} =$  Perdida en válvula de pie

Ecuación de la conservación de la energía

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + h_A - h_L - h_R = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

No hay dispositivos mecánicos

Presión atmosférica

V1 nivel no cambia

Diámetro admisión 1 in

Diámetro descarga 1/2 in

$$h_A - h_L = \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

$$h_A = h_L + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

Ahora se procede a hallar  $V_2$  sabiendo que

$$Q_1 = 5.5 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} \text{ y}$$

$$A_{tubo,descarga} = 1.2667 \times 10^{-4} m^2, Z_2 = 0.15 m$$

$$V_2 = \frac{Q_1}{A_{descarga}} = \frac{5.5 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{1.2667 \times 10^{-4} m^2} = 4.34 \frac{m}{s}$$

$$h_A = h_L + \frac{\left(4.34 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 m/s^2} + 0.15 m$$

$$h_A = h_L + 1.11 m$$

$h_8 =$  Perdida por fricción en línea de descarga

### Para bomba 1

Agua a una temperatura de 40°C

$$\rho = \text{densidad del agua pura} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$\phi_{interno} = \frac{1"}{2} = 0.5 in * \frac{25.4 mm}{1 in} = 12.7 mm * \frac{1 m}{1000 mm} = 0.0127 m$$

0	9.81	1000	$1.75 \times 10^{-3}$	$1.75 \times 10^{-6}$
5	9.81	1000	$1.52 \times 10^{-3}$	$1.52 \times 10^{-6}$
10	9.81	1000	$1.30 \times 10^{-3}$	$1.30 \times 10^{-6}$
15	9.81	1000	$1.15 \times 10^{-3}$	$1.15 \times 10^{-6}$
20	9.79	998	$1.02 \times 10^{-3}$	$1.02 \times 10^{-6}$
25	9.78	997	$8.91 \times 10^{-4}$	$8.94 \times 10^{-7}$
30	9.77	996	$8.00 \times 10^{-4}$	$8.03 \times 10^{-7}$
35	9.75	994	$7.18 \times 10^{-4}$	$7.22 \times 10^{-7}$
40	9.73	992	$6.51 \times 10^{-4}$	$6.56 \times 10^{-7}$
45	9.71	990	$5.94 \times 10^{-4}$	$6.00 \times 10^{-7}$

Tabla 10. Viscosidad dinámica del agua. (Mott, 2006)

$$\eta = 6.51 \times 10^{-4} Pa.s$$

	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Debido a que se requiere la carga de velocidad en la línea de descarga para hallar la pérdida de energía Se calcula la carga de velocidad en la línea de descarga ( $V_d$ ):

$$A_{tubo,descarga} = 1.2667 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_1 = V_d * A_{tubo,descarga}$$

$$V_d = \frac{Q_1}{A_{tubo,descarga}}$$

$$V_d = \frac{5.5 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.2667 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_d = 4.342 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Después se halla el número de Reynolds e identificar si es flujo laminar o turbulento en la tubería pvc.

Numero Reynolds

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta}$$

*Si  $N_R < 2000$ , el flujo es laminar*

*Si  $N_R > 4000$ , el flujo es turbulento*

$$N_R = \frac{4.342 \frac{\text{m}}{\text{s}} * 0.0127\text{m} * 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}{6.51 \times 10^{-4} \text{ Pa.s} = \frac{\text{kg}}{\text{m.s}}} = 84705.68$$

Como  $N_R = 84705.68$  , es mayor que 4000, el flujo es turbulento.

Ahora que se conoce que es flujo turbulento, se busca el factor de fricción en flujo turbulento.

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2}$$

Vidrio	liso	liso
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido, cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$
Hierro galvanizado	$1.5 \times 10^{-4}$	$5.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$

Tabla 11. Valores de diseño de la rugosidad de los tubos. (Mott, 2006)

Al tener la rugosidad del material de los tubos se halla la rugosidad relativa

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0127m}{3.0 \times 10^{-7}m} = 42333.33$$

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7(42333.33)} + \frac{5.74}{84705.68^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{13.42}$$

$$f = 0.01863$$

Ahora que se ha obtenido el factor de fricción-turbulento, se busca **h<sub>L</sub>**.

$$L = 15cm * \frac{1m}{100cm} = 0.15m$$

$$h_8 = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$h_8 = 0.01863 \times \frac{0.15m}{0.0127m} \times \frac{(4.34m/s)^2}{2(9.81m/s^2)}$$

$$h_8 = 0.2112m$$

$$h_2 = \text{Perdida por fricción en la línea de succión}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

### Para bomba 1

$$\rho = \text{densidad del agua pura} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$\phi_{interno} = 1" = 25.4mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0254m$$

Viscosidad dinámica del agua. (Mott, 2006, pág. 589).

$$\eta = 1.02 \times 10^{-3} Pa.s$$

Debido a que se requiere la carga de velocidad en la línea de succión para hallar la pérdida de energía. Ahora se procede a calcular la carga de velocidad en la línea de succión ( $V_s$ ):

$$A_{tubo,succion} = 5.06 \times 10^{-4} m^2$$

$$Q_1 = V_s * A_{tubo,succion}$$

$$V_s = \frac{Q_1}{A_{tubo,succion}}$$

$$V_s = \frac{5.5 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{5.06 \times 10^{-4} m^2}$$

$$V_s = 1.087 \frac{m}{s}$$

Posteriormente se halla el número de Reynolds e identificar si es flujo laminar o turbulento en la tubería pvc.

Numero Reynolds

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta}$$

Si  $N_R < 2000$ , el flujo es laminar

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Si  $N_R > 4000$ , el flujo es turbulento

$$N_R = \frac{1.087 \frac{m}{s} * 0.0254m * 1000 \frac{kg}{m^3}}{6.51 \times 10^{-4} Pa.s} = \frac{kg}{m.s} = 42411.367$$

Como  $N_R = 42411.367$ , es mayor que 4000, el flujo es turbulento.

Ahora que se conoce que es flujo turbulento, se calcula el factor de fricción en flujo turbulento.

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2}$$

	liso	liso
Vidrio		
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido, cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$
Hierro galvanizado	$1.5 \times 10^{-4}$	$5.0 \times 10^{-4}$
Hierro dúctil, recubierto	$1.2 \times 10^{-4}$	$4.0 \times 10^{-4}$

Tabla 12 Valores de diseño de la rugosidad de tubos. (Mott, 2006)

Con la rugosidad del material de los tubos se obtiene la Rugosidad relativa

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0254m}{3.0 \times 10^{-7}m} = 84666.666$$

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7(84666.666)} + \frac{5.74}{42411.367^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{11.57}$$

$$f = 0.0216$$

Conociendo el factor de fricción-turbulento, se halla  $h_L$ .

$$L = 15\text{cm} * \frac{1\text{m}}{100\text{cm}} = 0.15\text{m}$$

$$h_2 = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$h_2 = 0.0216 \times \frac{0.15\text{ m}}{0.0254\text{m}} \times \frac{(1.087\text{ m/s})^2}{2(9.81\text{m/s}^2)}$$

$$h_2 = 7.682 \times 10^{-3}\text{ m}$$

$h_9 =$  Perdida en la salida

$$h_9 = 1.0(v_d^2/2g)$$

$$V_d = 4.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_9 = 1.0 \left( \frac{\left(4.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 9.8 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \right)$$

$$h_9 = 0.96\text{m}$$

$h_1 =$  Perdida en la entrada

Para nuestro sistema aplica: tubería que se proyecta hacia dentro.

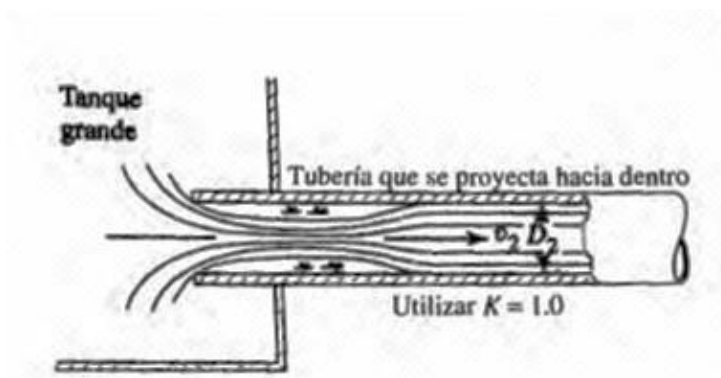


Fig. 11. Tubería proyectada hacia adentro

$$h_1 = k(v_s^2/2g)$$

$$V_s = 1.087 \frac{m}{s}$$

$$h_1 = 1.0 \left( \frac{\left(1.087 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.8 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_1 = 0.06m$$

$h_6 =$  Perdida por expansion subita

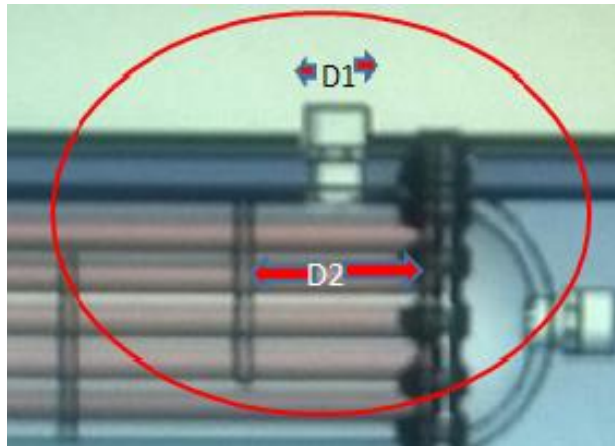


Fig. 12. Zona de expansión súbita en la entrada de la coraza.

$$D_1 = \frac{1''}{2} = 0.5in * \frac{25.4mm}{1in} = 12.7mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0127m$$

$$r = 6.35 \times 10^{-3}m$$

$$A_1 = \pi * r^2 = \pi * (6.35 \times 10^{-3}m)^2$$

$$A_1 = 1.2667 \times 10^{-4} m^2$$

$$D_2 = 8cm * \frac{1m}{100cm} = 0.08m$$

$$r = 0.04m$$

$$A_2 = \pi * r^2 = \pi * (0.04m)^2$$



$$A_2 = 5.02 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$V_d = 4.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_6 = k(v_d^2/2g)$$

$$\frac{\left(4.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 981 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.97\text{m}$$

Para encontrar el valor de **K** se necesita encontrar la relación de los diámetros.

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0.08\text{m}}{0.0127\text{m}} = 6.2$$

0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08
0.26	0.25	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20
0.40	0.38	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32
0.51	0.48	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40
0.60	0.56	0.52	0.51	0.50	0.48	0.47
0.74	0.70	0.65	0.63	0.62	0.60	0.58
0.83	0.78	0.73	0.70	0.69	0.67	0.65
0.92	0.87	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72
0.96	0.91	0.84	0.82	0.80	0.77	0.75
<b>10.0</b>	1.00	0.96	0.89	0.86	0.84	0.80

Tabla 13. Coeficiente de resistencia de expansión súbita. (Mott, 2006)

Dela figura 10.1,  $K = 0,86$ . Entonces se tiene que

$$h_6 = 0.86 * 0.97\text{m}$$

$$h_6 = 0.83\text{m}$$

$h_7 =$  Perdida por contraccion subita

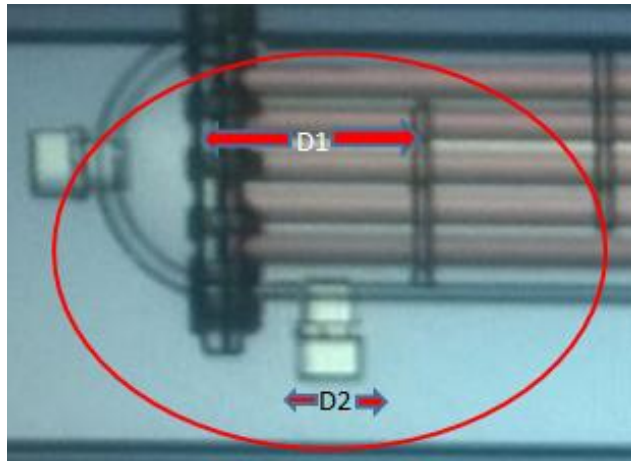


Fig. 13. Zona de contracción súbita en la salida de la coraza

$$D_1 = 8\text{cm} * \frac{1\text{m}}{100\text{cm}} = 0.08\text{m}$$

$$D_2 = \frac{1"}{2} = 0.5\text{in} * \frac{25.4\text{mm}}{1\text{in}} = 12.7\text{mm} * \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}} = 0.0127\text{m}$$

Relación de diámetros

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{0.08\text{m}}{0.0127\text{m}} = 6.29$$

$$V_d = 4.365 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_7 = k(v_d^2/2g)$$

	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05	0.05
	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08	0.09
	0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18	0.18
	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.25	0.25
	0.43	0.43	0.43	0.43	0.33	0.32	0.31
	0.38	0.37	0.37	0.36	0.36	0.34	0.33
	0.40	0.40	0.39	0.37	0.38	0.37	0.35
	0.42	0.42	0.41	0.39	0.40	0.38	0.37
	0.44	0.44	0.43	0.42	0.42	0.40	0.39
	0.47	0.46	0.45	0.45	0.44	0.42	0.41
	0.48	0.47	0.47	0.46	0.45	0.44	0.42
<b>10.0</b>	0.49	0.48	0.48	0.47	0.46	0.45	0.43
	0.49	0.48	0.48	0.47	0.47	0.45	0.44

Tabla 14. Coeficiente de resistencia de contracción súbita. (Mott, 2006)

De la tabla se deduce que  $K = 0.45$  con esto, se tiene

$$h_7 = k(v_s^2/2g)$$

$$h_7 = 0.45 * \frac{\left(4.34 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 981 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_7 = 0.432m$$

$$h_4 = \text{Perdida de energía en la valvula}$$

En la tabla 10.4, encontrar  $L_e/D$  para la válvula o acoplamiento

Válvula de globo – abierta por completo	340
Válvula de ángulo – abierta por completo	150
Válvula de compuerta – abierta por completo	8
Válvula de compuerta – 3/4 abierta	35
Válvula de compuerta – 1/2 abierta	160
Válvula de compuerta – 1/4 abierta	900
Válvula de verificación	100
Válvula de verificación	150
Válvula de mariposa – abierta por completo, 2 a 8 pulg	45

Tabla 15. Resistencia de válvulas y acoplamientos. (Mott, 2006)

Como la tubería del sistema es de plástico, se procede a buscar la rugosidad  $\epsilon$  del tubo.

Vidrio	liso	liso
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido, cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$

Tabla 16. Diseño de rugosidad de los tubos. (Mott, 2006)

Ahora se calcula,  $\frac{D}{\epsilon}$

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0127m}{3.0 \times 10^{-7}m} = 42333.33$$

Se emplea el diagrama de Moody, para determinar el  $f_T$  en la zona de turbulencia completa

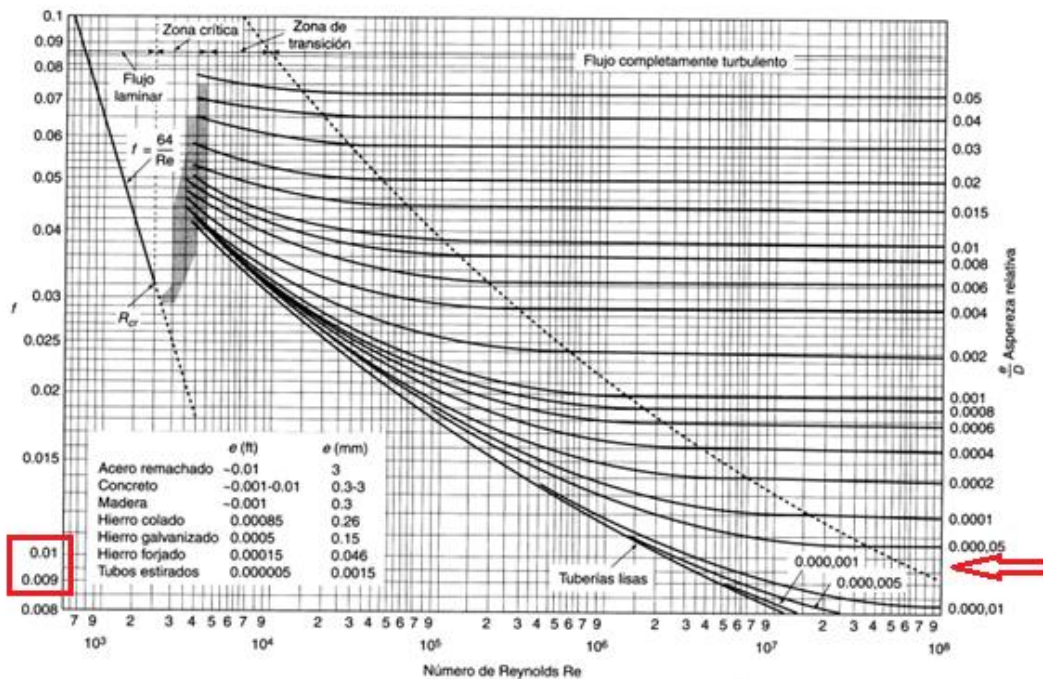


Tabla 17. Diagrama de Moody. (Cengel, 2007)

Del diagrama de Moody,  $f_T = 0.0095$ , en la zona de turbulencia completa.

$$K = f_T(l_e/D)$$

$$K = 0.0095 * 45$$

$$K = 0.4275$$

$$V_d = 4.34 \frac{m}{s}$$

Entonces la pérdida de energía es de

$$h_4 = k(v_d^2/2g)$$

$$h_4 = 0.4275 * \frac{\left(4.34 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_4 = 0.41m$$

$$h_3 = \text{Pérdida de energía en los codos a } 90^\circ(3)$$

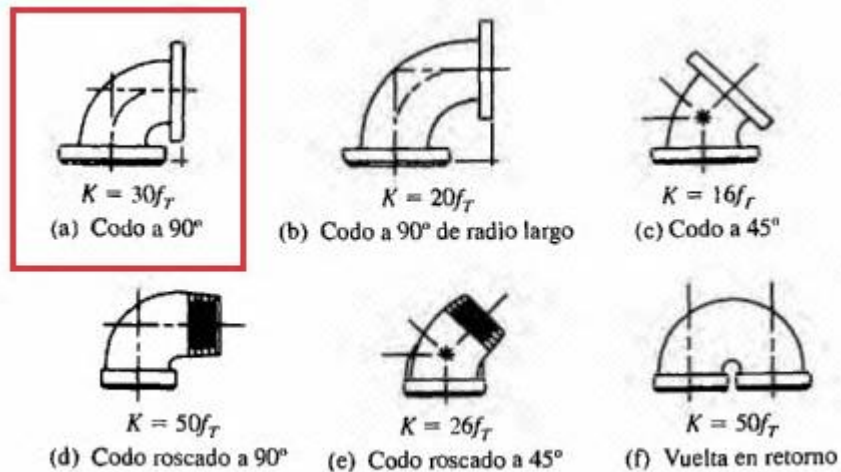


Fig. 14. Tipos de codos de tubería (Afshin J. Ghajar, 2008)

Del ejercicio anterior se encuentra que  $f_T = 0.0095$  a través del diagrama de Moody

$$K = 30 * f_T$$

$$K = 30 * 0.0095 = 0.285$$

$$h_3 = k(v_d^2/2g)$$

$$h_3 = 0.285 * \frac{\left(4.34 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 981 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_3 = 0.2736m * 3 = 0.8208m$$

$$h_5 = \text{Perdida de energía en } T's (2)$$

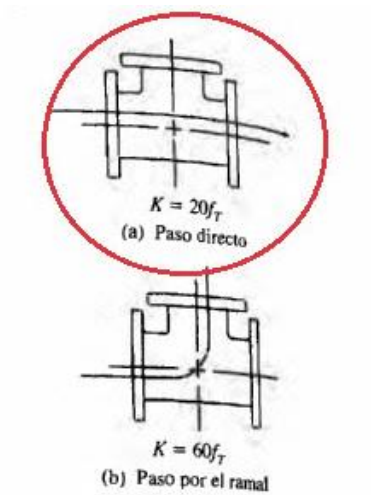


Fig. 15. Acople T estándar (Afshin J. Ghajar, 2008)

Como anteriormente se hallo  $f_T = 0.0095$  se procede a calcular

$$K = 20 * f_T$$

$$K = 20 * 0.0095 = 0.19$$

$$h_5 = k(v_d^2/2g)$$

$$h_5 = 0.19 * \frac{\left(4.34 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 981 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_5 = 0.1824m * 2 = 0.365m$$

Ahora que se tiene con todas las pérdidas individuales que ocurren en el sistema 1 se puede determinar la pérdida total  $h_L$

$h_{10} =$  Perdida en valvula de pie

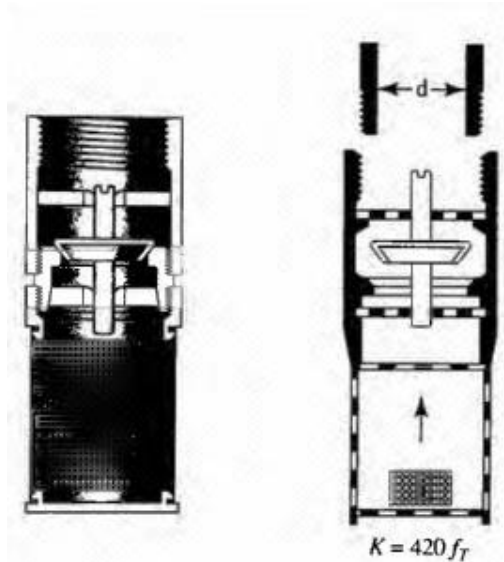


Fig. 16. Válvula de pie (Afshin J. Ghajar, 2008)

$$K = 420 * f_T$$

Del cálculo de la válvula se obtuvo la rugosidad para tubería plástica

$$\epsilon = 3.0 \times 10^{-7} m$$

Ahora se calcula  $\frac{D}{\epsilon}$ , teniendo en cuenta que el diámetro de la tubería de admisión es de 1''

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0254m}{3.0 \times 10^{-7}m} = 84666.66$$

Se implementa el diagrama de Moody, para determinar el  $f_T$  en la zona de turbulencia completa

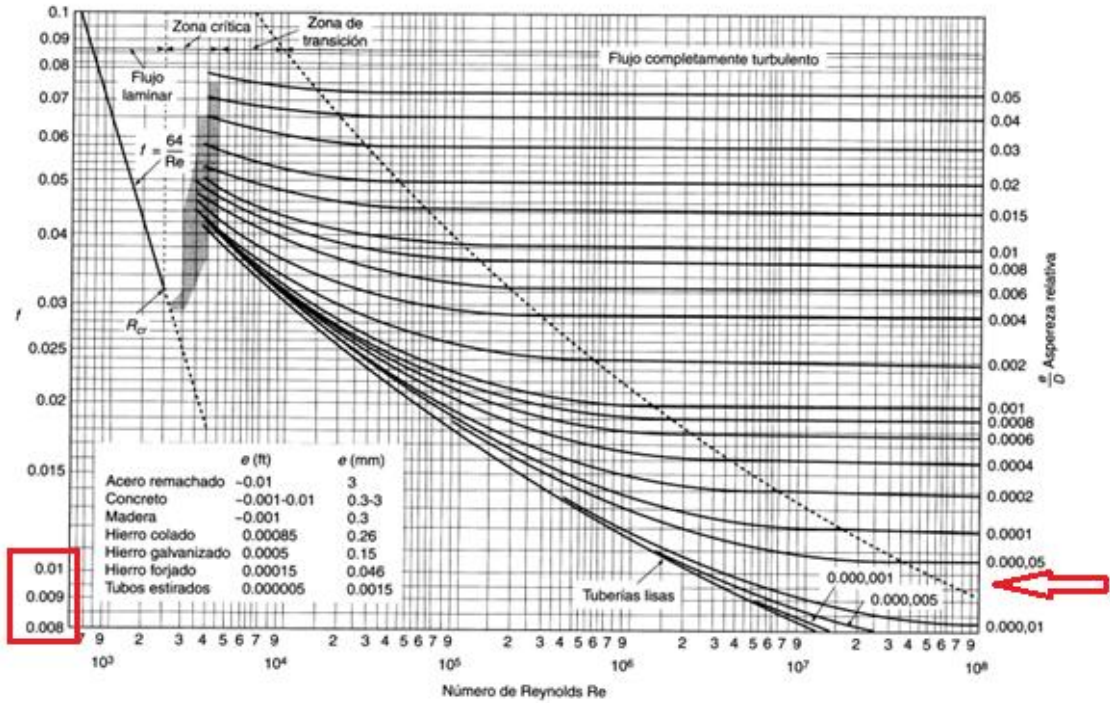


Tabla 17. Diagrama de Moody. (Cengel, 2007)

Del diagrama de Moody,  $f_T = 0.0085$ , en la zona de turbulencia completa.

$$K = f_T(l_e/D)$$

$$K = 0.0085 * 420$$

$$K = 3.57$$

Anteriormente se había calculado la velocidad de succión

$$V_s = 1.087 \frac{m}{s}$$

Se procede a hallar la pérdida de energía

$$h_{10} = k(v_d^2/2g)$$



 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

$$h_{10} = 3.57 * \frac{\left(1.087 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.215m$$

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7 + h_8 + h_9 + h_{10}$$

$$h_L = (0.06 + 7.682 \times 10^{-3} + 0.8208 + 0.41 + 0.365 + 0.83 + 0.432 + 0.2112 + 0.96 + 0.215 )m$$

$$h_L = 4.3116 m$$

De la ecuación de la energía, la expresión para la carga total sobre la bomba es

$$h_A = 1.11m + h_L$$

$$h_A = 1.11m + 4.3116m$$

$$h_A = 5.4216m$$

Ahora se calcula la potencia suministrada a la bomba,  $P_A$

$$P_A = \gamma Q h_A$$

$$P_A = 1000 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} * 5.5 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * 5.4216m$$

$$1watts(W) = 1 \frac{J}{S} = \frac{1N * m}{s} = \frac{1 \frac{Kg * m}{s^2} * m}{s} = \frac{Kg * m^2}{s^3}$$

$$1joule(J) = 1N * m$$

$$1Newton(N) = \frac{Kg * m}{s^2}$$

$$P_A = 292.52W$$

$$292.52W * \frac{1hp}{746W} = 0.39hp \approx 0.4hp$$

Ya que comercialmente no se encuentran bombas con esta potencia, se opta por elegir la más cercana, la cual es de 0.5=1/2 hp

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

#### 4.5.2. Sistema 2 agua fría

$h_1 =$  Perdida en la entrada

$h_2 =$  Perdida por fricción en la línea de succión

$h_3 =$  Perdida de energía en los codos a 90°(5)

$h_4 =$  Perdida de energía en la válvula

$h_5 =$  Perdida de energía en T's (2)

$h_6 =$  Perdida por expansión gradual

$h_7 =$  Perdida por contracción súbita

$h_8 =$  Perdida por expansión súbita

$h_9 =$  Perdida por contracción gradual

$h_{10} =$  Perdida por fricción en línea de descarga

$h_{11} =$  Perdida en la salida

$h_{12} =$  Perdida en la válvula de pie

$h_1 =$  Perdida en la entrada

$$h_1 = k(v_s^2/2g)$$

$$\phi_{\text{interno}} = 1" = 25.4\text{mm} * \frac{1\text{m}}{1000\text{mm}} = 0.0254\text{m}$$

$$A_{\text{tubo,succión}} = 5.06 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_2 = V_s * A_{\text{tubo,succión}}$$

$$V_s = \frac{Q_2}{A_{\text{tubo,succión}}} \quad Q_2 = 4.37 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_s = \frac{4.37 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{5.06 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

$$V_s = 0.86 \frac{m}{s}$$

$$h_1 = 1.0 \left( \frac{\left(0.86 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.8 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_1 = 0.037m$$

$h_2 =$  Perdida por fricción en la línea de succión

### Para la bomba 2

Agua a temperatura 20°C

0	9.81	1000	$1.75 \times 10^{-3}$	$1.75 \times 10^{-6}$
5	9.81	1000	$1.52 \times 10^{-3}$	$1.52 \times 10^{-6}$
10	9.81	1000	$1.30 \times 10^{-3}$	$1.30 \times 10^{-6}$
15	9.81	1000	$1.15 \times 10^{-3}$	$1.15 \times 10^{-6}$
20	9.79	998	$1.02 \times 10^{-3}$	$1.02 \times 10^{-6}$
25	9.78	997	$8.91 \times 10^{-4}$	$8.94 \times 10^{-7}$
30	9.77	996	$8.00 \times 10^{-4}$	$8.03 \times 10^{-7}$
35	9.75	994	$7.18 \times 10^{-4}$	$7.22 \times 10^{-7}$
40	9.73	992	$6.51 \times 10^{-4}$	$6.56 \times 10^{-7}$
45	9.71	990	$5.94 \times 10^{-4}$	$6.00 \times 10^{-7}$

Tabla 19. Viscosidad dinámica del agua. (Mott, 2006)

$$\eta = 1.02 \times 10^{-3} Pa.s$$

$$\rho = \text{densidad del agua pura} = 1000 \frac{kg}{m^3}$$

$$\phi_{interno} = 1" = 25.4mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0254m$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Debido a que se requiere la carga de velocidad en la línea de succión para hallar la pérdida de energía. Ahora se calcula estos valores.

Calculando la carga de velocidad en la línea de succión ( $V_s$ ):

$$A_{tubo,succion} = 5.06 \times 10^{-4} m^2$$

$$Q_2 = V_s * A_{tubo,succion}$$

$$V_s = \frac{Q_2}{A_{tubo,succion}} \quad Q_2 = 4.37 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$V_s = \frac{4.37 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{5.06 \times 10^{-4} m^2}$$

$$V_s = 0.86 \frac{m}{s}$$

Se procede a hallar el número de Reynolds e identificar si es flujo laminar o turbulento en la tubería pvc.

Numero Reynolds

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta}$$

*Si  $N_R < 2000$ , el flujo es laminar*

*Si  $N_R > 4000$ , el flujo es turbulento*

$$N_R = \frac{0.86 \frac{m}{s} * 0.0254m * 1000 \frac{kg}{m^3}}{1.02 \times 10^{-3} Pa.s = \frac{kg}{m.s}} = 21506.24$$

Como  $N_R = 21506.24$  , es mayor que 4000, el flujo es turbulento.

Ahora que se conoce que es flujo turbulento, se prosigue a calcular el factor de fricción en flujo turbulento.

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2}$$

	liso	liso
Vidrio		
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido, cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$

Tabla 20. Valores de diseño de la rugosidad de tubos. (Mott, 2006)

Después se halla la Rugosidad relativa

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0254m}{3.0 \times 10^{-7}m} = 84666.666$$

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7(84666.666)} + \frac{5.74}{21506.24^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{9.85}$$

$$f = 0.0254$$

Ahora que se cuenta con el factor de fricción-turbulento, se procede a hallar **h<sub>L</sub>**.

$$L = 15cm * \frac{1m}{100cm} = 0.15m$$

$$h_2 = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v_s^2}{2g}$$

$$h_2 = 0.0254 \times \frac{0.15m}{0.0254m} \times \frac{(0.86m/s)^2}{2(9.81m/s^2)}$$

$$h_2 = 5.745 \times 10^{-3}m$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

$h_3 =$  *Perdida de energía en los codos a 90°(5)*

$$A_{tubo,descarga} = 1.2667 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_2 = V_d * A_{tubo,descarga}$$

$$V_d = \frac{Q_2}{A_{tubo,descarga}}$$

$$V_d = \frac{4.37 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.2667 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_d = 3.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Del ejercicio anterior se halló a  $f_T = 0.0095$  a través del diagrama de Moody

$$K = 30 * f_T$$

$$K = 30 * 0.0095 = 0.285$$

$$h_3 = k(v_d^2/2g)$$

$$h_3 = 0.285 * \frac{\left(3.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 981 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$h_3 = 0.173\text{m} * 5 = 0.864\text{m}$$

$h_4 =$  *Perdida de energía en la valvula*

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

En la tabla 10.4, encontrar  $L_e/D$  para la válvula o acoplamiento

Válvula de globo – abierta por completo	340
Válvula de ángulo – abierta por completo	150
Válvula de compuerta – 3/4 abierta	35
Válvula de compuerta – 1/2 abierta	160
Válvula de compuerta – 1/4 abierta	900
Válvula de verificación	100
Válvula de verificación	150
Válvula de mariposa – abierta por completo, 2 a 8 pulg	45

Tabla 21. Resistencia de valores y acoplamientos. (Mott, 2006)

Como la tubería de nuestro sistema es de plástico, se procede a buscar la rugosidad  $\epsilon$  del tubo

Vidrio	liso	liso
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido, cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$

Tabla 22. Valores de diseño de rugosidad de los tubos. (Mott, 2006)

Ahora se calcula:  $\frac{D}{\epsilon}$

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0127m}{3.0 \times 10^{-7}m} = 42333.33$$

Se emplea el diagrama de Moody, para determinar el  $f_T$  en la zona de turbulencia completa

Del diagrama de Moody,  $f_T = 0.0095$ , en la zona de turbulencia completa.

$$K = f_T(L_e/D)$$

$$K = 0.0095 * 45$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

$$K = 0.4275$$

$$V_d = 3.45 \frac{m}{s}$$

Entonces la pérdida de energía es de

$$h_4 = k(v_d^2/2g)$$

$$h_4 = 0.4275 * \frac{\left(3.45 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_4 = 0.26m$$

$$h_5 = \text{Pérdida de energía en T's (2)}$$

Como anteriormente se halló  $f_T = 0.0095$ , para lo cual se calcula

$$K = 20 * f_T$$

$$K = 20 * 0.0095 = 0.19$$

$$h_5 = k(v_d^2/2g)$$

$$h_5 = 0.19 * \frac{\left(3.45 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_5 = 0.115m * 2 = 0.23m$$

$$h_6 = \text{Pérdida por expansión gradual}$$

Para nuestra aplicación se toma la expansión gradual con un ángulo de 60° ya que es lo más cercano al cabezal.



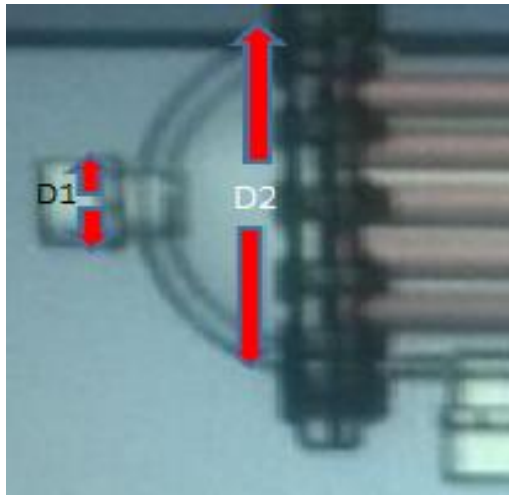


Fig.17. Zona de expansión súbita en la entrada del cabezal.

$$D_1 = \frac{1 \text{ in}}{2} = 0.5 \text{ in} * \frac{25.4 \text{ mm}}{1 \text{ in}} = 12.7 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 0.0127 \text{ m}$$

$$D_2 = 102 \text{ mm} * \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 0.102 \text{ m}$$

$$V_d = 3.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$h_6 = k(v_d^2/2g)$$

$$\frac{\left(3.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2 * 981 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} = 0.6 \text{ m}$$

Para encontrar el valor de **K** se necesita la relación de los diámetros. Se encuentra que:

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0.102 \text{ m}}{0.0127 \text{ m}} = 8$$

												60°
0.01	0.01	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.21	0.23
0.02	0.02	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35	0.35	0.37
0.02	0.03	0.06	0.12	0.23	0.30	0.36	0.41	0.44	0.47	0.50	0.50	0.55
0.03	0.04	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.47	0.54	0.57	0.57	0.61
0.03	0.04	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.50	0.54	0.58	0.61	0.61	0.65
0.03	0.04	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.60	0.63	0.63	0.68
0.03	0.04	0.08	0.16	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65	0.65	0.70
0.03	0.04	0.08	0.16	0.31	0.40	0.48	0.55	0.59	0.63	0.66	0.66	0.71
%	0.03	0.05	0.08	0.16	0.31	0.40	0.49	0.56	0.60	0.64	0.67	0.72

Tabla 23. Coeficiente de resistencia de expansión gradual. (Mott, 2006)

Dela figura 10.1,  $K = 0,72$ . Entonces se tiene que

$$h_6 = 0.72 * 0.6m$$

$$h_6 = 0.432m$$

$$h_7 = \text{Perdida por contraccion subita}$$

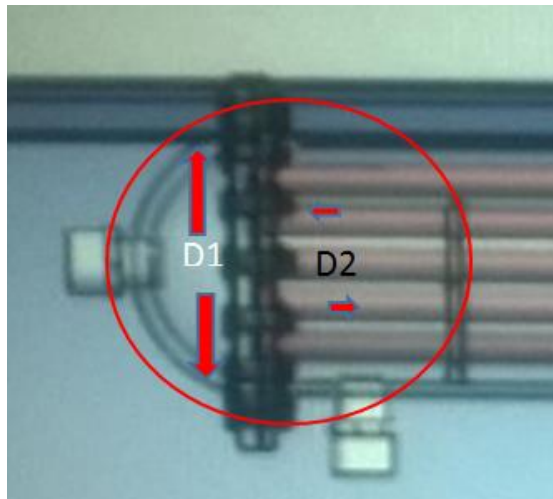


Fig. 18. Zona de contracción súbita en la entrada del cabezal

$$D_1 = 102mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.102m$$

$$D_2 = \frac{1"}{2} = 0.5in * \frac{25.4mm}{1in} = 12.7mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0127m$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

En el sistema se presenta la contracción súbita, pero de forma múltiple ya que son 21 tubos

Relación de diámetros

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{0.102m}{0.0127m} = 8$$

$$A_{tubos,int} = 5.352 \times 10^{-5} m^2 * 21 tubos$$

$$A_{tubos,int} = 1.124 \times 10^{-3} m^2$$

$$Q_2 = 4.37 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}$$

$$V_{promedio\ cada\ tubo} = \frac{Q_2}{A_{tubos,int}}$$

$$V_{promedio} = \frac{4.37 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s}}{1.124 \times 10^{-3} m^2}$$

$$V_{promedio} = 3.88 \frac{m}{s}$$

$$h_7 = k(v_d^2/2g)$$

Se toma velocidades y relaciones de diámetros cercanos a los resultados tomando valores mayores

	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
	0.03	0.04	0.04	0.04	0.04	0.05
	0.07	0.07	0.07	0.07	0.08	0.08
	0.17	0.17	0.17	0.17	0.18	0.18
	0.26	0.26	0.26	0.26	0.26	0.25
	0.43	0.43	0.43	0.43	0.33	0.32
	0.38	0.37	0.37	0.36	0.36	0.34
	0.40	0.40	0.39	0.37	0.38	0.37
	0.42	0.42	0.41	0.39	0.40	0.38
	0.44	0.44	0.43	0.42	0.42	0.40
	0.47	0.46	0.45	0.45	0.44	0.42
	0.48	0.47	0.47	0.46	0.45	0.44
<b>10.0</b>	0.49	0.48	0.48	0.47	0.46	0.45
	0.49	0.48	0.48	0.47	0.47	0.45

Tabla 24. Coeficiente de resistencia de contracción súbita. (Mott, 2006)

De la tabla encontramos que  $K = 0.48$  con esto, tenemos

$$h_7 = k(v_s^2/2g)$$

$$h_7 = 0.48 * \frac{\left(3.88 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 981 \frac{m}{s^2}}$$

$$h_7 = 0.48 * 0.76m$$

$$h_7 = 0.368m$$

$$h_8 = \text{Perdida por expansion subita}$$

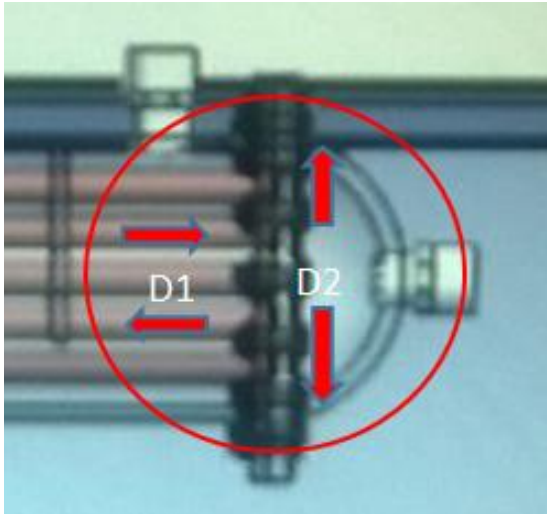


Fig. 19. Zona de expansión súbita en la salida del cabezal

$$D_1 = \frac{1in}{2} = 0.5in * \frac{25.4mm}{1in} = 12.7mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0127m$$

$$D_2 = 102mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.102m$$

$$V = 3.88 \frac{m}{s}$$

$$h_8 = k(v_s^2 / 2g)$$

$$h_8 = \frac{\left(3.88 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.767m$$

Para encontrar el valor de **K** se necesita la relación de los diámetros. Se encuentra que:

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{0.102m}{0.0127m} = 8$$

1.2m/s  
4 pies/s

0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0
0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.09	0.08
0.26	0.25	0.23	0.22	0.22	0.21	0.20
0.40	0.38	0.35	0.34	0.33	0.32	0.32
0.51	0.48	0.45	0.43	0.42	0.41	0.40
0.60	0.56	0.52	0.51	0.50	0.48	0.47
0.74	0.70	0.65	0.63	0.62	0.60	0.58
0.83	0.78	0.73	0.70	0.69	0.67	0.65
0.92	0.87	0.80	0.78	0.76	0.74	0.72
0.96	0.91	0.84	0.82	0.80	0.77	0.75
10.0	1.00	0.96	0.89	0.86	0.84	0.80
	1.00	0.98	0.91	0.88	0.86	0.81

Tabla 25. Coeficiente de resistencia de expansión súbita (Mott, 2006)

De la figura 10.1,  $K = 0,96$ . Entonces se tiene que:

$$h_8 = 0.96 * 0.767m$$

$$h_8 = 0.73m$$

$$h_9 = \text{Perdida por contracción gradual}$$

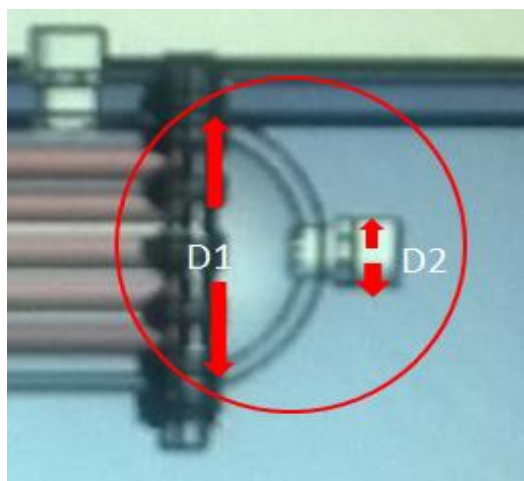


Fig. 20. Zona de contracción gradual en la salida del cabezal

$$D_2 = \frac{1''}{2} = 0.5in * \frac{25.4mm}{1in} = 12.7mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0127m$$

$$D_1 = 102mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.102m$$

$$V_s = 3.88 \frac{m}{s}$$

$$h_9 = k(v_s^2/2g)$$

$$h_9 = \frac{\left(3.88 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 981 \frac{m}{s^2}} = 0.767m$$

Para encontrar el valor de **K** se necesita la relación de los diámetros. Se encuentra que:

$$\frac{D_1}{D_2} = \frac{0.102m}{0.0127m} = 8$$

	60°											
0.01	0.01	0.03	0.05	0.10	0.13	0.16	0.18	0.19	0.20	0.21	0.23	
0.02	0.02	0.04	0.09	0.16	0.21	0.25	0.29	0.31	0.33	0.35	0.37	
0.02	0.03	0.06	0.12	0.23	0.30	0.36	0.41	0.44	0.47	0.50	0.55	
0.03	0.04	0.07	0.14	0.26	0.35	0.42	0.47	0.47	0.54	0.57	0.61	
0.03	0.04	0.07	0.15	0.28	0.37	0.44	0.50	0.54	0.58	0.61	0.65	
0.03	0.04	0.07	0.16	0.29	0.38	0.46	0.52	0.56	0.60	0.63	0.68	
0.03	0.04	0.08	0.16	0.30	0.39	0.48	0.54	0.58	0.62	0.65	0.70	
0.03	0.04	0.08	0.16	0.31	0.40	0.48	0.55	0.59	0.63	0.66	0.71	
%	0.03	0.05	0.08	0.16	0.31	0.40	0.49	0.56	0.60	0.64	0.67	0.72

Tabla 26. Coeficiente de resistencia de expansión súbita (Mott, 2006)

De la figura 10.1,  $K = 0,72$ . Entonces se tiene que:

$$h_9 = 0.72 * 0.767m$$

$$h_9 = 0.55m$$

$$h_{10} = \text{Perdida por fricción en línea de descarga}$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## Para bomba 2

$$\rho = \text{densidad del agua pura} = 1000 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

$$\phi_{\text{interno}} = \frac{1''}{2} = 0.5 \text{in} * \frac{25.4 \text{mm}}{1 \text{in}} = 12.7 \text{mm} * \frac{1 \text{m}}{1000 \text{mm}} = 0.0127 \text{m}$$

Agua a temperatura 20°C, Viscosidad dinámica del agua

$$\eta = 1.02 \times 10^{-3} \text{ Pa.s}$$

Del ejercicio anterior se elige la viscosidad dinámica del agua a 20°C. Debido a que se requiere la carga de velocidad en la línea de descarga para hallar la pérdida de energía. Ahora se calculan estos valores.

Calculando la carga de velocidad en la línea de descarga ( $V_d$ ):

$$A_{\text{tubo,descarga}} = 1.2667 \times 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$Q_2 = V_d * A_{\text{tubo,descarga}} \quad Q_2 = 4.37 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

$$V_d = \frac{Q_2}{A_{\text{tubo,descarga}}}$$

$$V_d = \frac{4.37 \times 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{1.2667 \times 10^{-4} \text{ m}^2}$$

$$V_d = 3.45 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Posteriormente se halla el número de Reynolds y se identifica si es flujo laminar o turbulento en la tubería PVC.

Numero Reynolds

$$N_R = \frac{vD\rho}{\eta}$$



 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Si  $N_R < 2000$ , el flujo es laminar

Si  $N_R > 4000$ , el flujo es turbulento

$$N_R = \frac{3.45 \frac{m}{s} * 0.0127m * 1000 \frac{kg}{m^3}}{1.02 \times 10^{-3} Pa \cdot s = \frac{kg}{m \cdot s}} = 42955.88$$

Como  $N_R = 42955.88$ , es mayor que 4000, el flujo es turbulento.

Ahora que se conoce que es flujo turbulento, se calcula el factor de fricción en flujo turbulento.

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7(D/\epsilon)} + \frac{5.74}{N_R^{0.9}} \right) \right]^2}$$

	liso	liso
Vidrio		
Plástico	$3.0 \times 10^{-7}$	$1.0 \times 10^{-6}$
Tubo extruido, cobre, latón y acero	$1.5 \times 10^{-6}$	$5.0 \times 10^{-6}$
Acero comercial o soldado	$4.6 \times 10^{-5}$	$1.5 \times 10^{-4}$

Tabla 27. Valores de diseño de rugosidad de los tubos. (Mott, 2006)

Después de haber elegido, se halla la Rugosidad relativa:

$$\frac{D}{\epsilon} = \frac{0.0127m}{3.0 \times 10^{-7}m} = 42333.33$$

$$f = \frac{0.25}{\left[ \log \left( \frac{1}{3.7(42333.33)} + \frac{5.74}{42955.88^{0.9}} \right) \right]^2}$$

$$f = \frac{0.25}{11.585}$$

$$f = 0.0215$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Ahora que se cuenta con el factor de fricción-turbulento, se halla  $h_L$ .

$$L = 15cm * \frac{1m}{100cm} = 0.15m$$

$$h_{10} = f \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g}$$

$$h_{10} = 0.0215 \times \frac{0.15 m}{0.0127m} \times \frac{(3.45 m/s)^2}{2(9.81m/s^2)}$$

$$h_{10} = 0.152 m$$

$$h_{11} = \text{Perdida en la salida}$$

$$h_{11} = 1.0(v_d^2/2g)$$

$$V_d = 3.45 \frac{m}{s}$$

$$h_{11} = 1.0 \left( \frac{\left(3.45 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} \right)$$

$$h_{11} = 0.6 m$$

$$h_{12} = \text{Perdida en la valvula de pie}$$

Del cálculo de las pérdidas del sistema 1 se obtuvo el valor de la pérdida en la válvula de pie, el cual aplica las mismas condiciones para el sistema 2.

$$h_{12} = 3.57 * \frac{\left(1.087 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 \frac{m}{s^2}} = 0.215m$$

Ahora se puede determinar la pérdida total  $h_L$

$$h_L = h_1 + h_2 + h_3 + h_4 + h_5 + h_6 + h_7 + h_8 + h_9 + h_{11} + h_{10} + h_{11} + h_{12}$$

$$h_L = (0.037 + 5.745 \times 10^{-3} + 0.864 + 0.26 + 0.23 + 0.432 + 0.368 + 0.73 + 0.55 + 0.152 + 0.6 + 0.215)m$$

$$h_L = 4.445m$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

De la ecuación de la energía, la expresión para la carga total sobre la bomba es:

$$h_A - h_L = \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

$$h_A = h_L + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2$$

$$V_d = 3.45 \frac{m}{s}$$

$$Z_2 = 0.15 m$$

$$h_A = h_L + \frac{\left(3.45 \frac{m}{s}\right)^2}{2 * 9.81 m/s^2} + 0.15 m$$

$$h_A = h_L + 0.7566m$$

$$h_A = 4.445m + 0.7566m$$

$$h_A = 5.2m$$

Ahora se calcula la potencia suministrada a la bomba,  $P_A$

$$P_A = \gamma Q_2 h_A$$

$$P_A = 1000 \frac{kg}{m^3} * 9.81 \frac{m}{s^2} * 4.37 \times 10^{-3} \frac{m^3}{s} * 5.2m$$

$$1watts(W) = 1 \frac{J}{S} = \frac{1N * m}{s} = \frac{1 \frac{Kg * m}{s^2} * m}{s} = \frac{Kg * m^2}{s^3}$$

$$1joule(J) = 1N * m$$

$$1Newton(N) = \frac{Kg * m}{s^2}$$

$$P_A = 222.92W \approx 223W$$

$$223W * \frac{1hp}{746W} = 0.29hp \approx 0.3hp$$

Para este caso también se elige una bomba con una potencia de 0.5 hp buscando estar por encima de los valores calculados.

#### 4.6. Calculo del volumen del intercambiador de calor



Fig. 21. Tubería de cobre tipo M

$$longitud = 400mm * \frac{1cm}{10mm} = 40cm * \frac{1m}{100cm} = 0.4m$$

$$\phi_{interno} = \frac{3"}{8} = 0.325in * \frac{25.4mm}{1in} = 8.255mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.008255m$$

$$\phi_{externo} = \frac{1"}{2} = 0.5in * \frac{25.4mm}{1in} = 12.7mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0127m$$

21 tubos

$$V = \pi r^2 h$$

$$r^2 = \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{D^2}{4}$$

$$V_{tubos} = (21)(0.4m) \left(\frac{\pi}{4}\right) (0.0127m)^2$$

$$V_{tubos} = 0.001064085 m^3 * \frac{1000lt}{1m^3} = 1.064085706 lt$$

$$V_{tubos} = 1.064085706 lt$$

Volumen en cilindro:

$$longitud = 400mm * \frac{1cm}{10mm} = 40cm * \frac{1m}{100cm} = 0.4m$$

$$\phi_{interno} = 102mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.102m$$

$$\phi_{externo} = 114mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.114m$$

$$V = \pi r^2 h$$

$$r^2 = \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{D^2}{4}$$

$$V_{cilindro} = (0.4m) \left(\frac{\pi}{4}\right) (0.102m)^2$$

$$V_{cilindro} = 0.003268512 m^3 * \frac{1000lt}{1m^3} = 3.268512997 lt$$

$$V_{cilindro} = 3.268512997 lt$$

$$V_{liquido} = V_{cilindro} - V_{tubos}$$

$$V_{liquido} = 3.268512997 lt - 1.064085706 lt$$

$$V_{liquidocoraza} = 2.204 lt$$

#### 4.7. Volumen tubería de 1/2"



Fig. 22. Tubería de PVC

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Longitud de tubería pvc +/- aproximado- medir tubería física cuando este instalada.

$$longitud = 2 m$$

$$\emptyset_{interno} = \frac{1''}{2} = 0.5in * \frac{25.4mm}{1in} = 12.7mm * \frac{1m}{1000mm} = 0.0127m$$

$$V = \pi r^2 h$$

$$r^2 = \left(\frac{D}{2}\right)^2 = \frac{D^2}{4}$$

$$V_{TUBERIA\ 1/2''} = (2m) \left(\frac{\pi}{4}\right) (0.0127m)^2$$

$$V_{TUBERIA\ 1/2''} = 0.000253353m^3 * \frac{1000lt}{1m^3} = 0.253\ lt$$

$$V_{TUBERIA\ 1/2''} = 0.253\ lt$$

$$V_{TOTAL\ fluido\ coraza+tuberia1/2''} = V_{liquidocoraza} + V_{TUBERIA\ 1/2''}$$

$$V_{TOTAL\ fluido\ coraza+tuberia1/2''} = 2.204\ lt + 0.253\ lt$$

$$V_{TOTAL\ fluido\ coraza+tuberia1/2''} = 2.457\ lt$$

## 5. METODOLOGÍA

La idea de presentar un intercambiador de calor didáctico elaborado en acrílico como proyecto de grado, para obtener el título en la carrera profesional de Ingeniería Electromecánica, nace en el 2014 durante VII muestra de proyectos de aula, transcurrido en el segundo periodo académico, desarrollado en las instalaciones del Instituto Tecnológico Metropolitano (ITM) en donde se presentaron distintos proyectos y en los cuales estaba participando el proyecto con el nombre de: "Diseño de un intercambiador de calor para estudiar la eficiencia con diferentes fluidos".

Después de realizar los cálculos y para optimizar el buen funcionamiento del intercambiador de calor de tubos y coraza didáctico, se llegó a la conclusión sobre las dimensiones de este.

DIMENSIONES DEL INTERCAMBIADOR	
PIEZA	MEDIDAS
Coraza	$L_{coraza} = 400 \text{ mm}$
	$\varnothing_{int} = 102 \text{ mm}$
	$\varnothing_{ext} = 114 \text{ mm}$
	$Espesor = 6 \text{ mm}$
Tapa	$\varnothing_{ext} = 162 \text{ mm}$
	$\varnothing_{perforacion-tornillo} = 8.4 \text{ mm}$
	$\varnothing_{perforacion-tubo} = 12.7 \text{ mm}$
	$Espesor = 6 \text{ mm}$
Deflector	$r = 51 \text{ mm}$
	$\varnothing_{perforacion-tubo} = 13 \text{ mm}$
	$Espesor = 6 \text{ mm}$
Domo	$\varnothing_{ext} = 162 \text{ mm}$
	$\varnothing_{int} = 102 \text{ mm}$
	$Espesor = 10 \text{ mm}$
	$\varnothing_{intperforacion-tornollo} = 8.4 \text{ mm}$
	$L_{domo} = 55 \text{ mm}$
	$\varnothing_{perforacion-domo} = 15.87 \text{ mm}$
Tubo cobre rígido tipo M	$L_{total} = 420 \text{ mm}$
	$\varnothing_{int} = 12.7 \text{ mm}$
	$\varnothing_{int} = 11.42 \text{ mm}$

Tabla 28. Dimensiones del intercambiador de calor de tubos y coraza



5.1. PLANOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA DIDÁCTICO

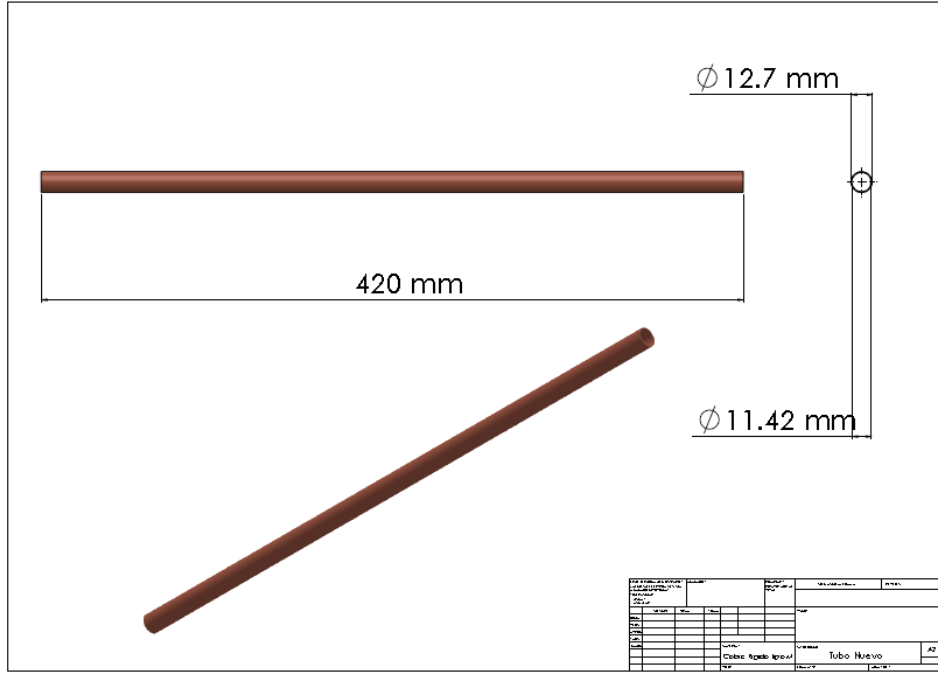


Fig. 23. Plano de Tubo de cobre, Fuente Solidworks 2014

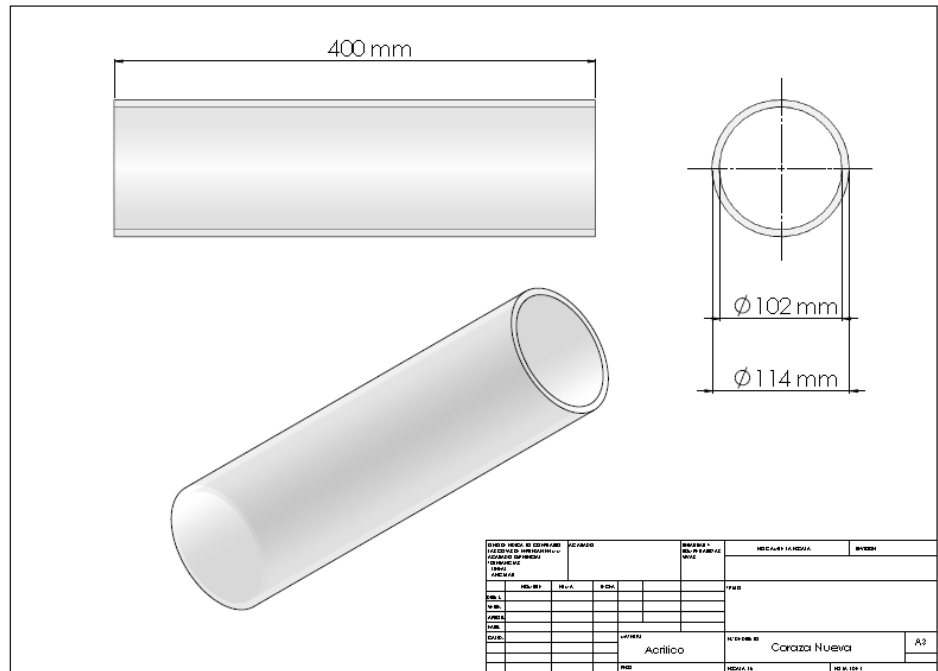


Fig. 24. Plano de Coraza, Fuente Solidworks 2014



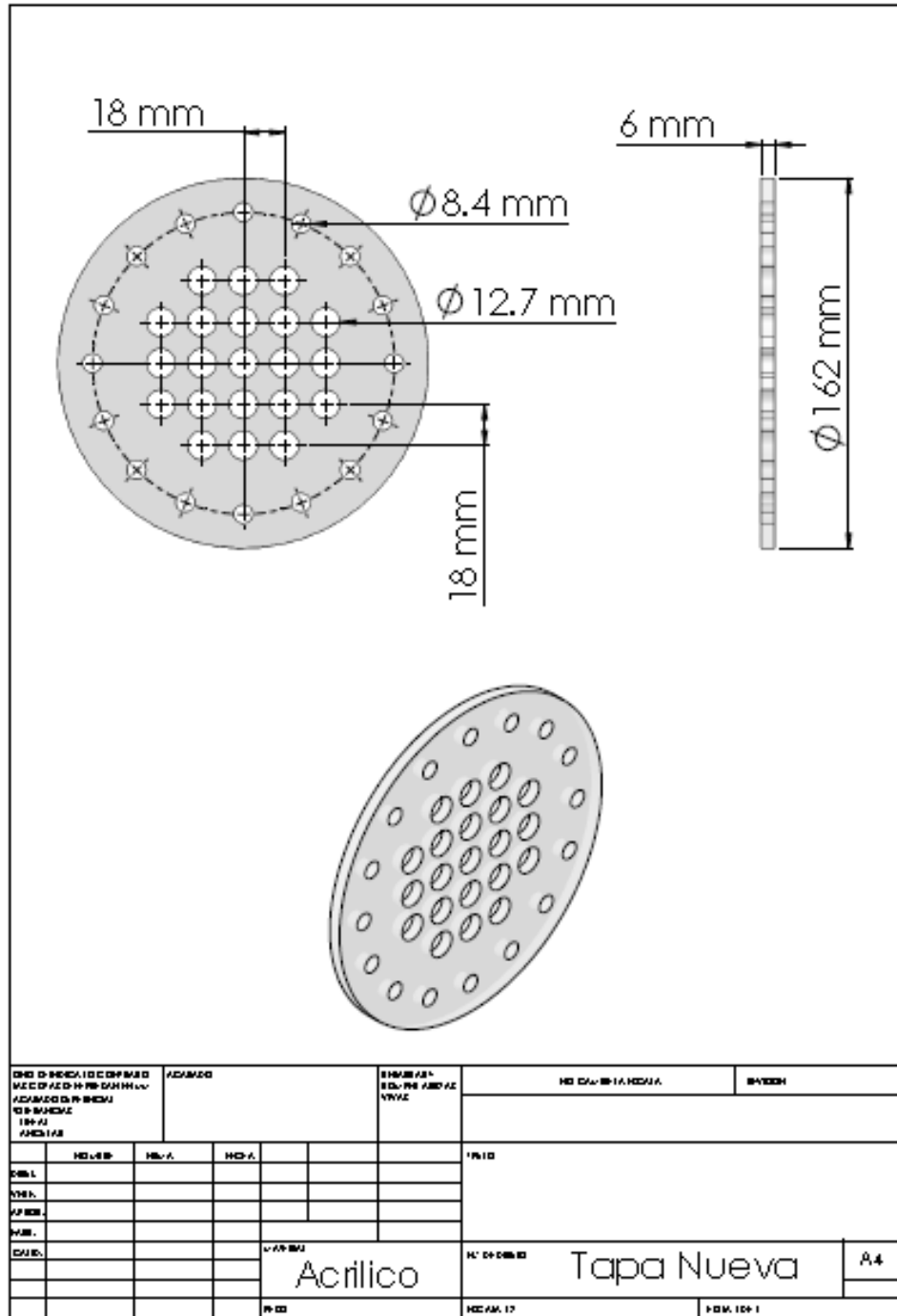


Fig. 25. Plano de Tapa lateral, Fuente Solidworks 2014

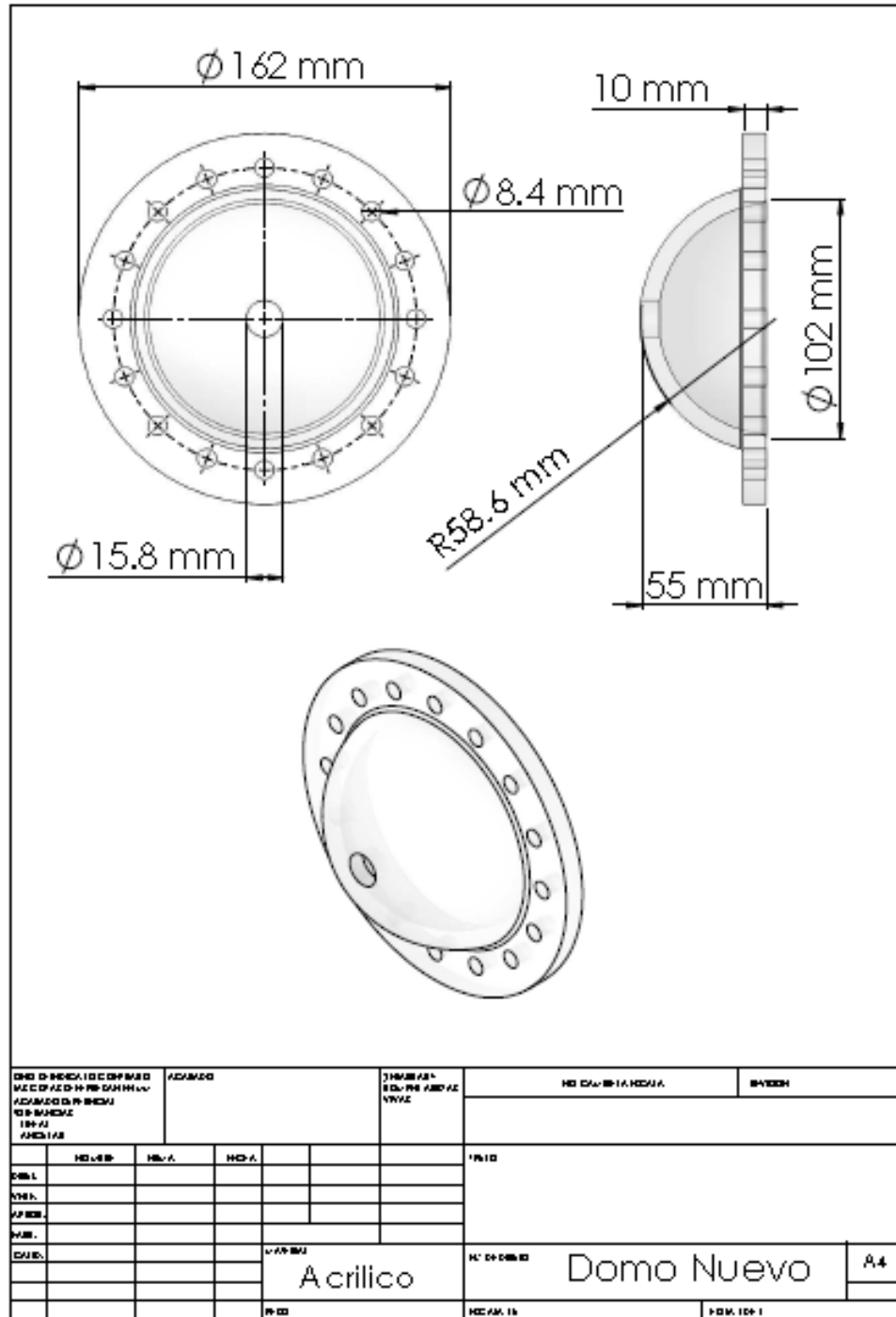


Fig. 26. Plano de Cabezal, Fuente Solidworks 2014

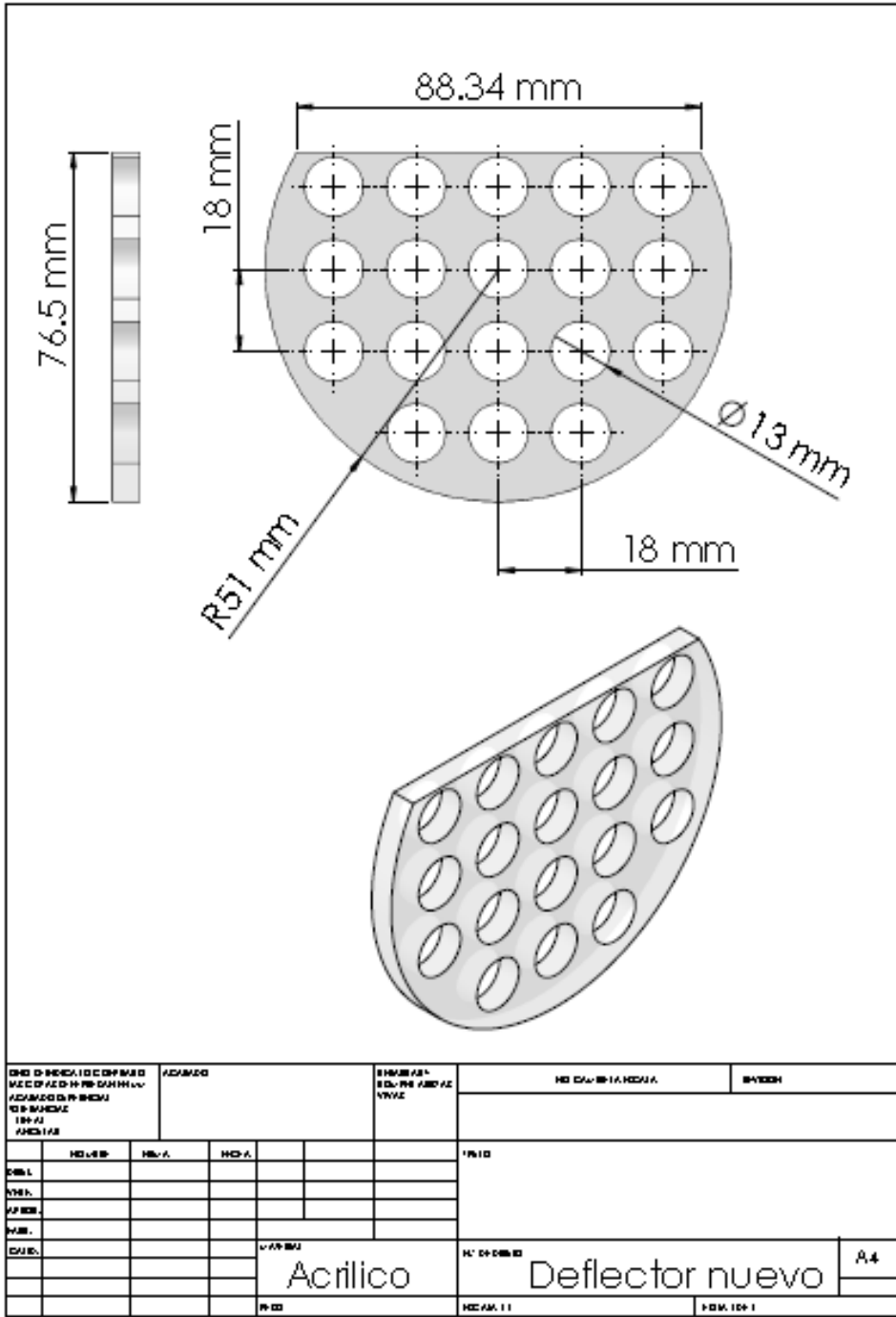


Fig. 27. Plano de Deflector, Fuente Solidworks 2014

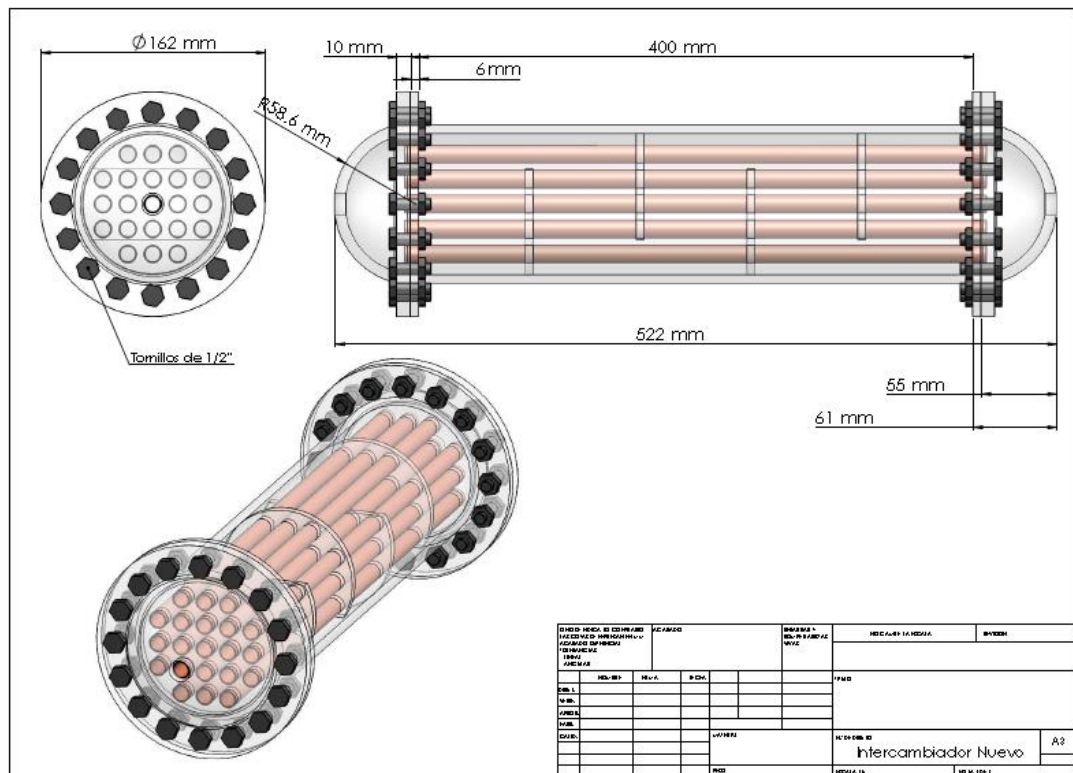


Fig. 28. Plano del ensamble del intercambiador de tubos y coraza, Fuente Solidworks 2014

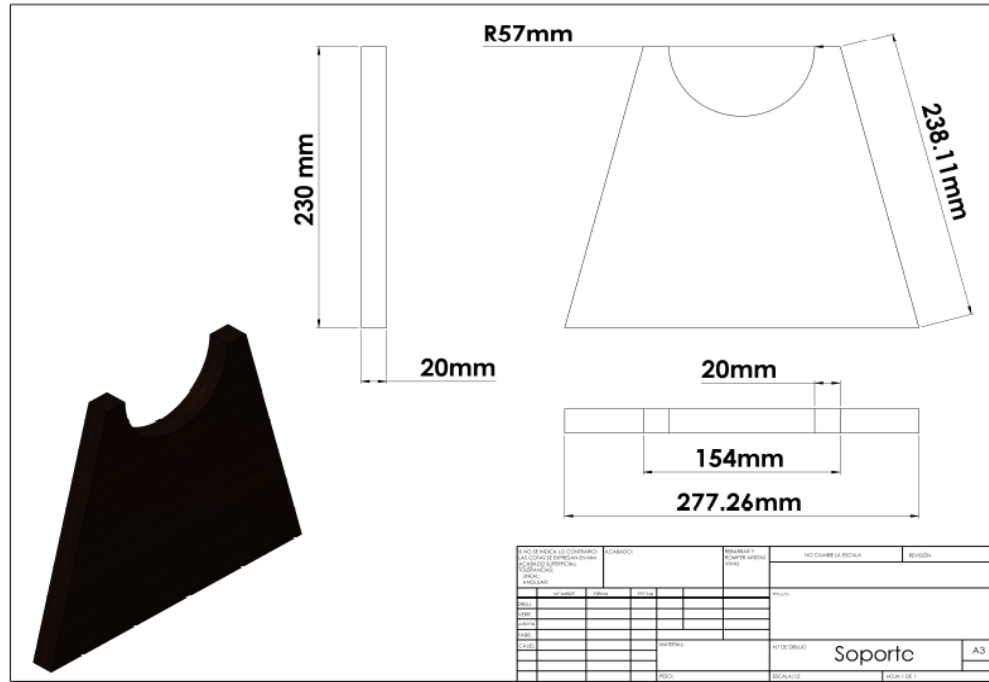


Fig. 29. Plano de Soporte del intercambiador de tubos y coraza, Fuente Solidworks 2014

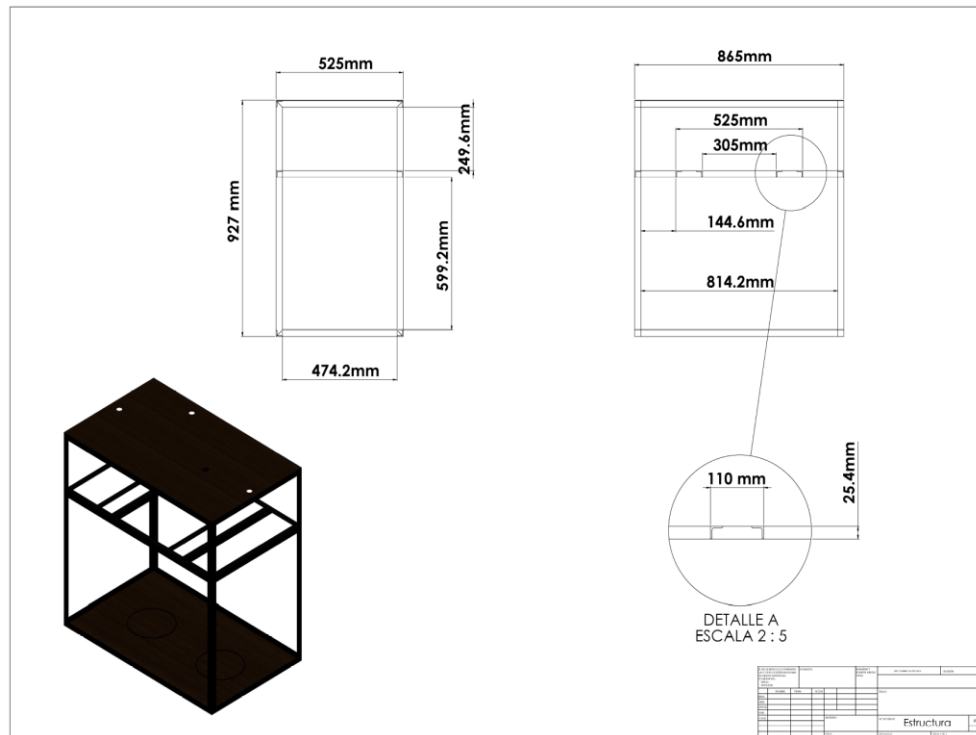


Fig. 30. Plano de la Estructura, Fuente Solidworks 2014

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

<b>TOTAL PRESUPUESTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA DIDÁCTICO</b>		
<b>MATERIALES</b>	<b>TOTAL</b>	<b>CANTIDAD</b>
Tubos de cobre de 3/8" X 40.2 cm	\$ 90.828	21 unidades
Cilindro Acrilico 40 cm X 11.4 cm	\$ 81.760	1 unidad
Domos en Acrylicos termoformado	\$ 41.760	2 unidades
Deflectores	\$ 59.760	4 unidades
Canecas 30 L	\$ 24.000	2 unidades
Empaque silicona (Roja)	\$ 22.610	2 unidades
Oring 1,8 mm X 1m	\$ 862	1 unidad
Tornillos 1/2" con arandelas y tuercas	\$ 11.186	32 unidades
Ruedas giratorias con freno	\$ 38.000	4 unidades
Silicona roja de alta Temperatura	\$ 5.500	1 unidad
Madera Aglomerada RH (Madecor)	\$ 63.000	2 unidades
Angulos 1"X 1/8"- 6 m	\$ 48.671	3 unidades
Termometros (Donados)	\$ 0.00	4 unidades
Cinta Teflon 1/2" X 8m	\$ 900	3 unidad
Codos PVC 1/2"	\$ 5.800	12 unidades
Codos PVC 1"	\$ 1.866	2 unidades
Adaptador macho PVC 1"	\$ 4.668	6 unidades
Adaptador macho PVC 1/2"	\$ 2.466	8 unidades
Buje soldado 1" X 1/2"	\$ 1.151	2 unidades
Cheque Granada 1"	\$ 27.305	2 unidades
Tuberia de PVC 1/2" - 2,30 m	\$ 9.082	1 unidad
Flanche PVC Tanque 1"	\$ 18.000	2 unidades
Valvula Bola PVC 1/2"	\$ 4.000	2 unidades
Valvula Paso Libre 1/2"	\$ 29.800	2 unidades
Reduccion tuerca Galvanizada 1"X 1/2"	\$ 3.200	2 unidades
Niple PVC roscado 1/2"	\$ 1.661	2 unidades
Buje PVC Rosca 1/2" X 1/4"	\$ 4.000	4 unidades
Adesivo Fix All	\$ 23.900	1 unidad
Resistencia Tubular Inmersion	\$ 104.482	1 unidad
Motobombas	\$ 150.000	2 uidades
Control de temperatura	\$ 110.000	1 unidad
Caja de Control de temperatura	\$ 10.000	1 unidad
Boton On/Off del sistema	\$ 3.000	1 unidad
Termocupla tipo J	\$ 15.000	1 unidad
<b>TOTAL PRESUPUESTO</b>	<b>\$ 909.118</b>	

## 6. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

Como resultado de la culminación de este proyecto se logra obtener el modulo deseado. El cual servirá para que los estudiantes puedan realizar prácticas en el laboratorio de fluidos ubicado en el bloque G 405. Estas prácticas de laboratorio se efectuaran con sus respectivas guías de laboratorio y manual de operaciones. A su vez permite que el laboratorio de mecánica de fluidos aumente su oferta de prácticas a los cursos que quizás no contaban con los equipos requeridos para dicha práctica.

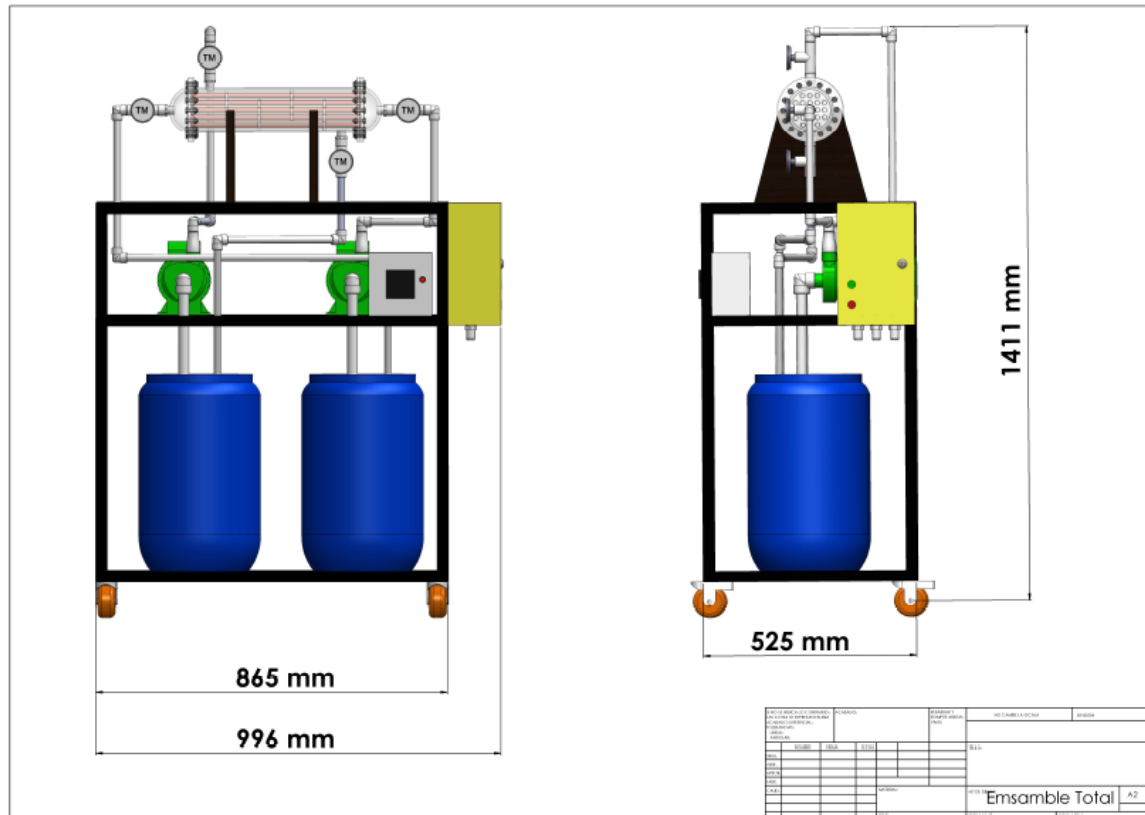


Fig. 31. Módulo del intercambiador de calor de tubos y coraza didáctico, Fuente Solidworks 2014

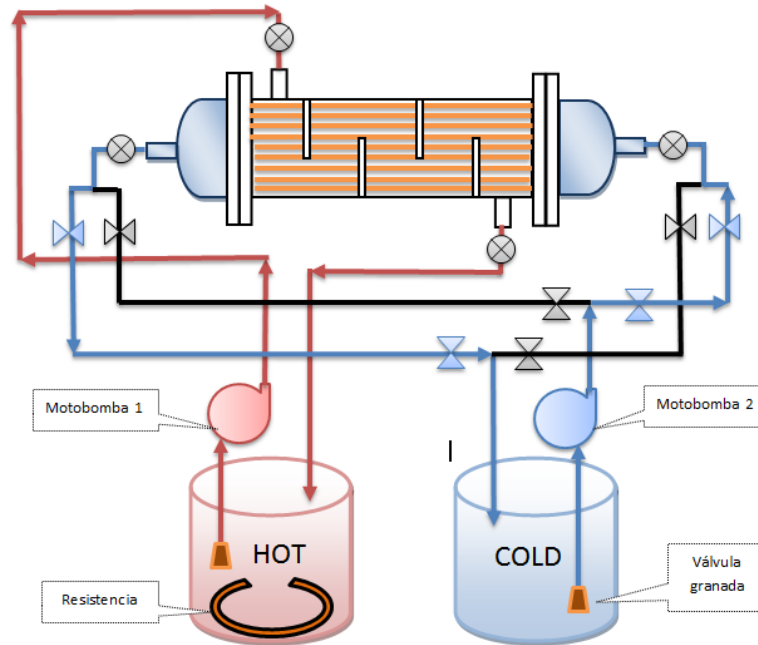
## 7. CONCLUSIONES, RECOMENDACIONES Y TRABAJO FUTURO

---

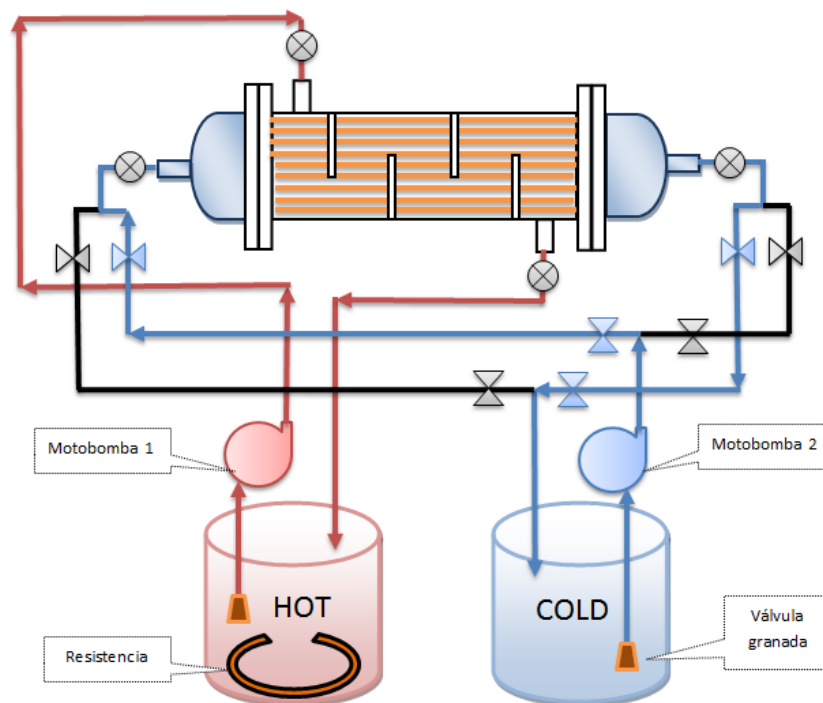
- Existe la posibilidad de que otros estudiantes puedan continuar realizando propuestas de grado basadas en la automatización de este equipo de laboratorio.
- Durante la realización de este proyecto se encontraron dificultades con la estanqueidad del fluido debido al tipo de material con el que decimos trabajar el proyecto, (acrílico).
- Una recomendación para tener en cuenta es la instalación de un dispositivo (radiador o torre de enfriamiento, convección forzada) que permita extraer el calor del agua fría, ya que después de un largo tiempo tiende a tomar la misma temperatura del agua caliente.
- Una posible mejora sería la instalación de instrumentos de medición como transductores de presión y termopares tipo PT100, pantalla HMI con su PLC, variador de velocidad integrado con un PID para lograr tener mayores rangos en las diferentes variables, como: caudales, presiones, temperaturas, transferencia de calor, teniendo modo manual-automático.
- Permite desarrollar nuevas guías de laboratorio relacionadas con la programación de PLC para los cursos de PLC I, PLCII.
- En caso de integrar al equipo las recomendaciones anteriores contaría con mayor variedad de guías de laboratorio para realizar prácticas en diferentes cursos como: termodinámica, mecánica de fluidos, transferencia de calor, maquinas térmicas, PLC I, PLC II.
- A demás se podría integrar un sistema de electroválvulas en el sistema de tuberías que permita cambiar fácilmente el tipo de flujo ya sea paralelo y contraflujo, poder visualizar el delta de temperatura en la pantalla HMI, encendido de bombas, etc.




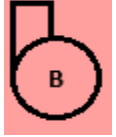
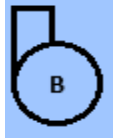




**Diagrama de recorrido modo contraflujo con electroválvulas**



**Diagrama de recorrido modo paralelo con electroválvulas**



SIMBOLO	COMPONENTE	DESCRIPCION
	Medidores de temperatura	Los medidores están en la entrada y salida de intercambiador de calor
	Electroválvula cerrada	Impide el paso del fluido
	Electroválvula abierta	Admiten el paso del fluido
	Motobomba 1	La motobomba para el tanque de agua caliente
	Motobomba 2	La motobomba para el tanque de agua fría
	Sentido de flujo agua caliente	
	Sentido de agua fría	

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## 8. REFERENCIAS

---

- Afshin J. Ghajar, Y. A. (2008). *Trasferencia de Calor y Masa*. Mexico: McGraw-Hill Interamericana.
- Ayala Galvez, J., Pineda Zacarias, J. P., & Rodriguez Aguliar, J. (2013). *Diseño y Construcción de un Equipo Didactico para Desarrollar Practicas de un Intercambiador de Calor* . El Salvador: Universidad de El Salvador.
- Byrne, R. C. (1999). *Norma Tema*. New York: Standards of the Tubular Exchanger Manufactures Association.In.
- Cengel, Y. A. (2007). *Transferencia de Calor y Masa*. Mexico: McGraw-Hill Interamericana.
- Dra Rita Aguliar Osorio, R. F. (2010). Metodologia para Diseño de un Intercambiador de Calor de Tubo y Coraza. *Revista de la Asociación Mexicana de Metodología de la Ciencia y de la Investigación, A.C.*
- Fonseca Picon, L. A., & Rivera Vargas, L. M. (2009). *Diseño termico y mecanico de un intercambiador de calor de casco y tubo*. Bucaramanga, colombia: Universidad Industrial de Santander.
- Gonzalez, M. A. (2011). *Intercambiadores de Calor*. Venezuela: Universidad Fransisco Miranda.
- Mott, R. L. (2006). *Mecanica de Fluidos* (Sexta edicion ed.). Mexico: Person Education.

## ANEXOS

---



Foto 1. Coraza con perforaciones de 1/2"

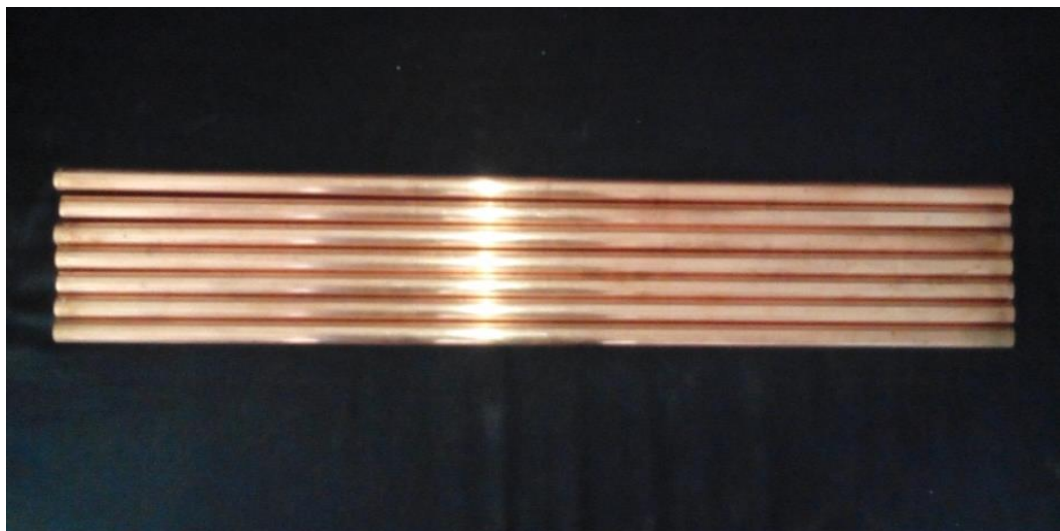


Foto 2. Tubería de cobre 3/8" tipo M

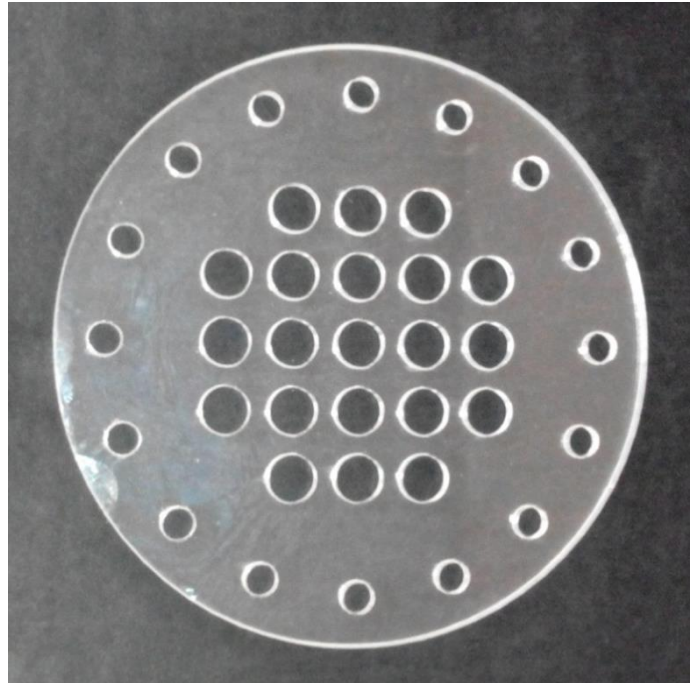


Foto 3. Tapas laterales

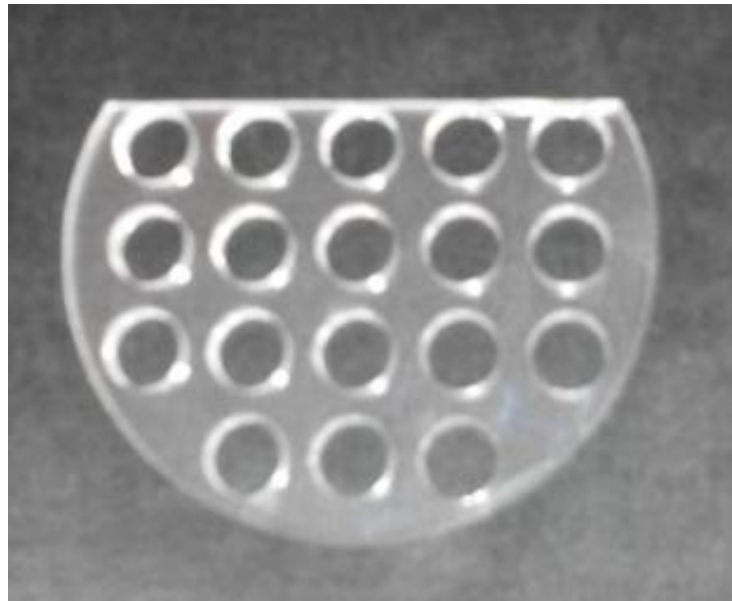


Foto 4. Deflector

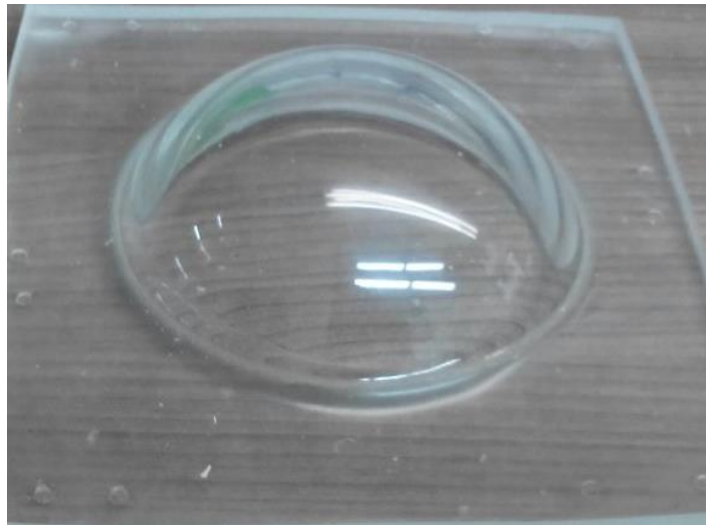


Foto 5. Cabezal Termoformado

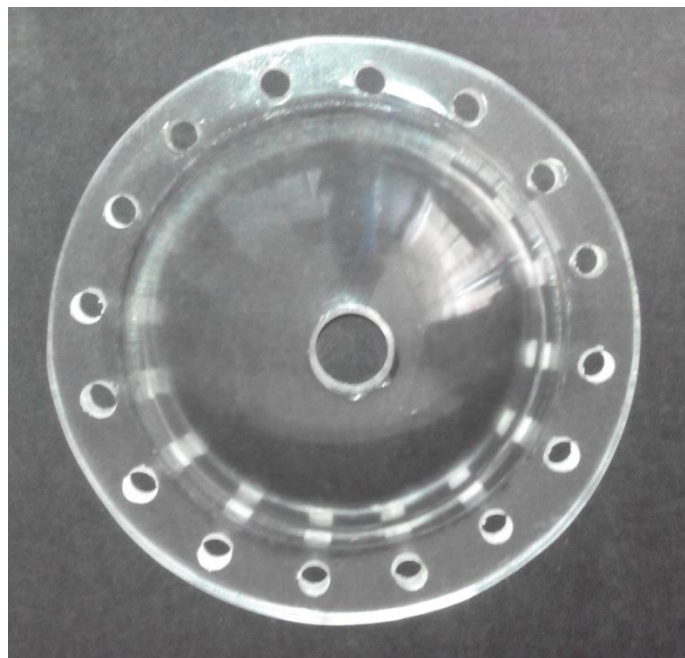


Foto 6. Cabezal con perforaciones

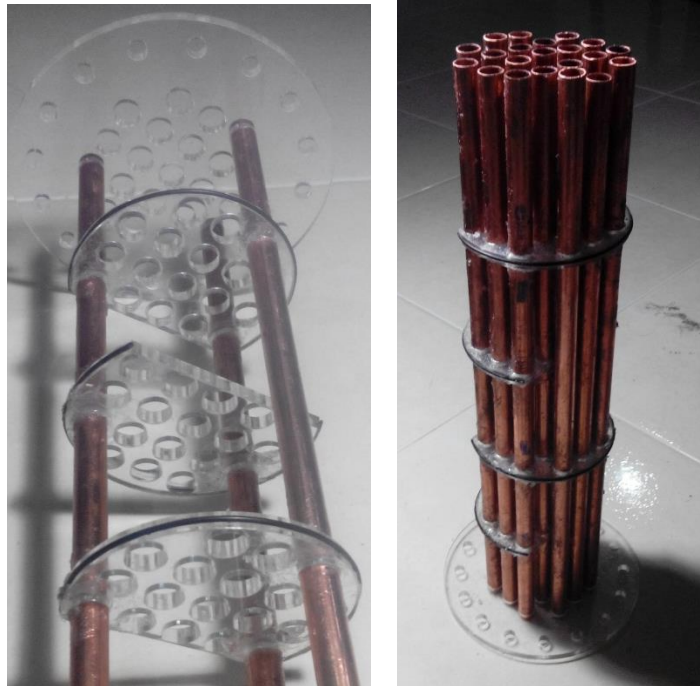


Foto 7. Ensamble coraza, tapas laterales, deflectores y tubos



Foto 8. Ensamble del intercambiador sin cabezales



Foto 9. Ensamble del intercambiador con los cabezales

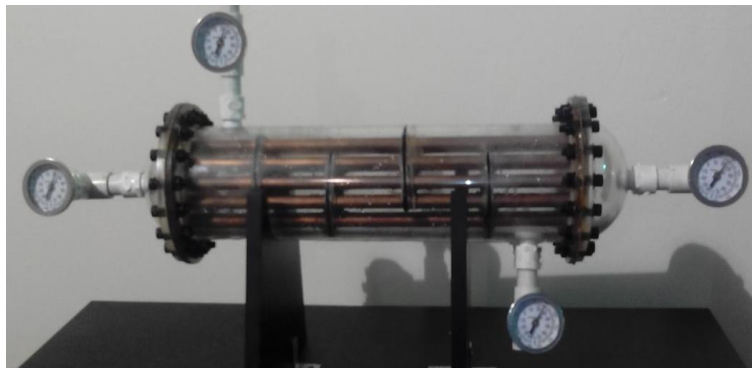


Foto 10. Medidores de temperatura adaptados



Foto 11. Control de Temperatura





Foto 12. Estructura con los soportes



Foto 13. Motobombas adaptadas a la estructura



Foto 14. Ruedas giratorias



Foto 15. Tanques 30 L

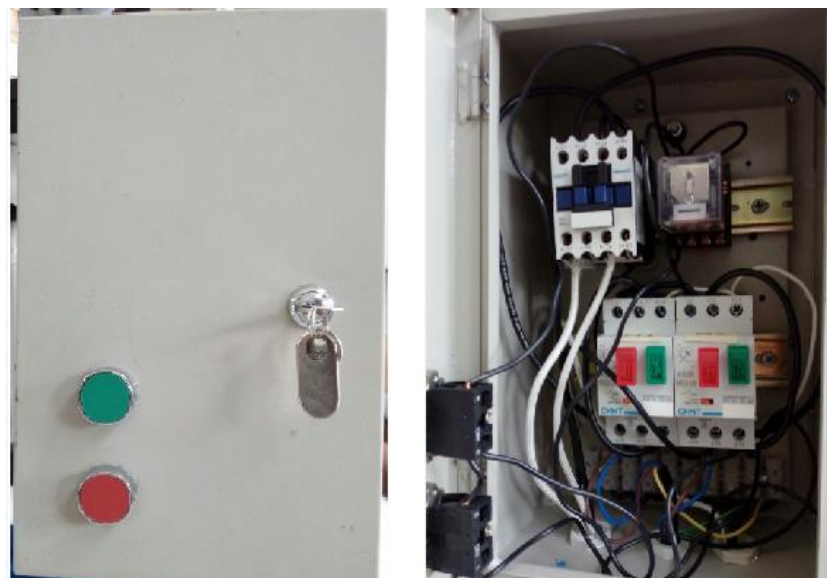


Foto 16. Caja de control

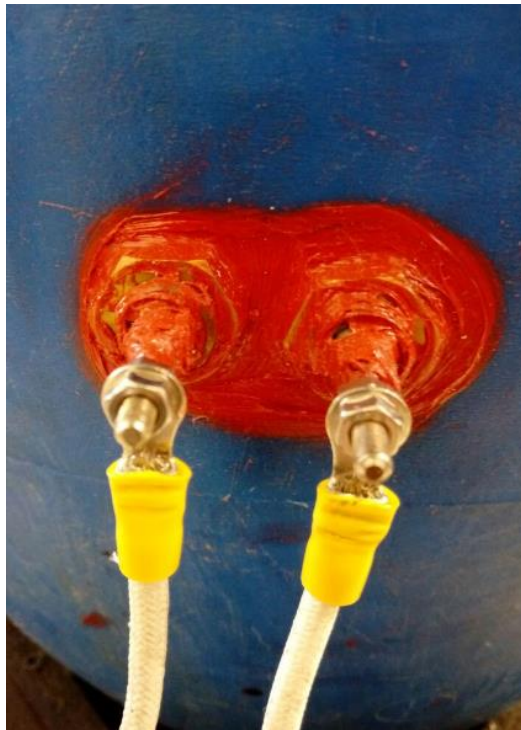


Foto 17. Terminales de resistencia de 12.54 Amp



Foto 18. Termocupla adaptada al tanque de agua caliente



Foto 19. Módulo completo en el laboratorio de fluidos G 405

## REPORTE DE VELOCIDAD DEL FLUIDO INTERNAMENTE A TRAVES DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS Y CORAZA

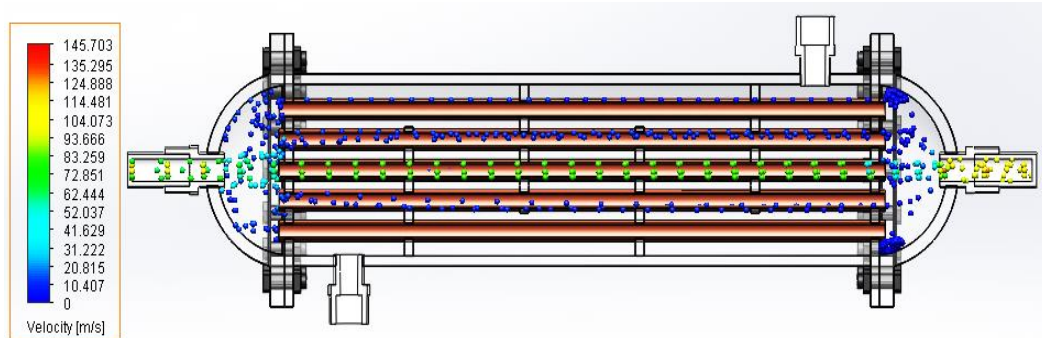


Fig.32. Simulación de velocidad a través de los cabezales y tubos, Fuente Solidworks 2014

<b>Nombre del modelo:</b>	Intercambiador de tubos y coraza didáctico.		
<b>Fluido</b>	Agua	<b>Temperatura</b>	20 °C
<b>Velocidad In</b>	124.888 m/s	<b>Velocidad Out</b>	93.666 m/s
<b>Velocidad min</b>	10.407 m/s	<b>Velocidad Max</b>	145. 703 m/s

Tabla 29. Velocidad a través de los cabezales y tubos, Fuente Solidworks 2014

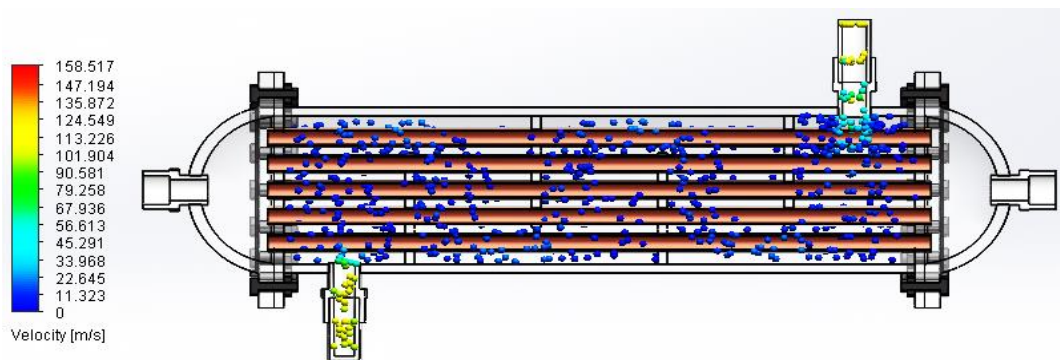


Fig.33. Simulación de velocidad a través de la coraza, y deflectores, Fuente Solidworks 2014

<b>Nombre del modelo:</b>	Intercambiador de tubos y coraza didáctico.		
<b>Fluido</b>	Agua	<b>Temperatura</b>	40 °C
<b>Velocidad In</b>	135.872 m/s	<b>Velocidad Out</b>	113.226 m/s
<b>Velocidad min</b>	11.323 m/s	<b>Velocidad Max</b>	158. 517 m/s

Tabla 30. Velocidad a través de la coraza, y deflectores, Fuente Solidworks 2014

## REPORTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR ENTRE LOS FLUIDOS

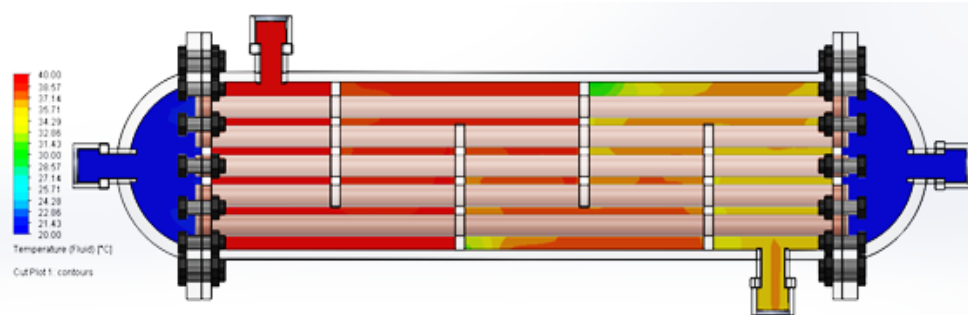


Fig.34 Simulación de cambio de temperatura entre los fluidos, Fuente Solidworks 2014

Fluido	Cálculos	Simulación	Pruebas
H <sub>2</sub> O Hot, In	40°C	40°C	40°C
H <sub>2</sub> O Hot, Out	30°C	34°C	35°C
H <sub>2</sub> O Cold, In	20°C	20°C	20°C
H <sub>2</sub> O Cold, Out	30°C	22°C	31°C

Tabla 31. Cambio de temperatura entre los fluidos, Fuente Solidworks 2014

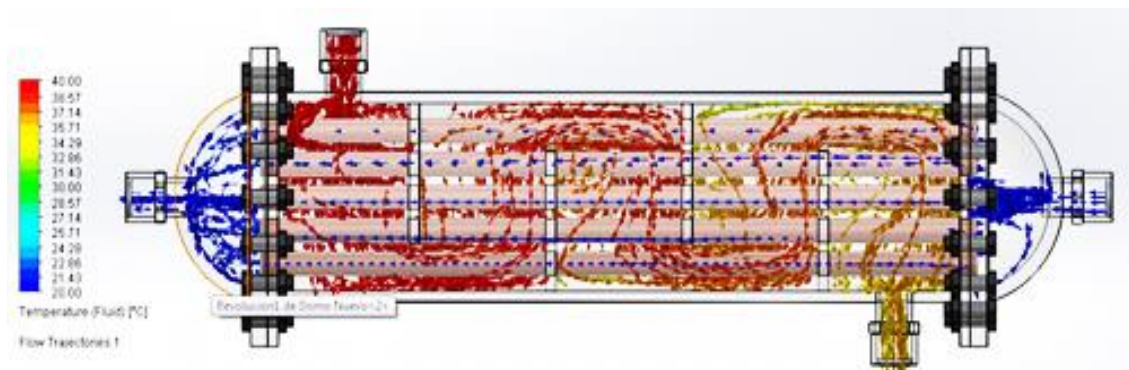


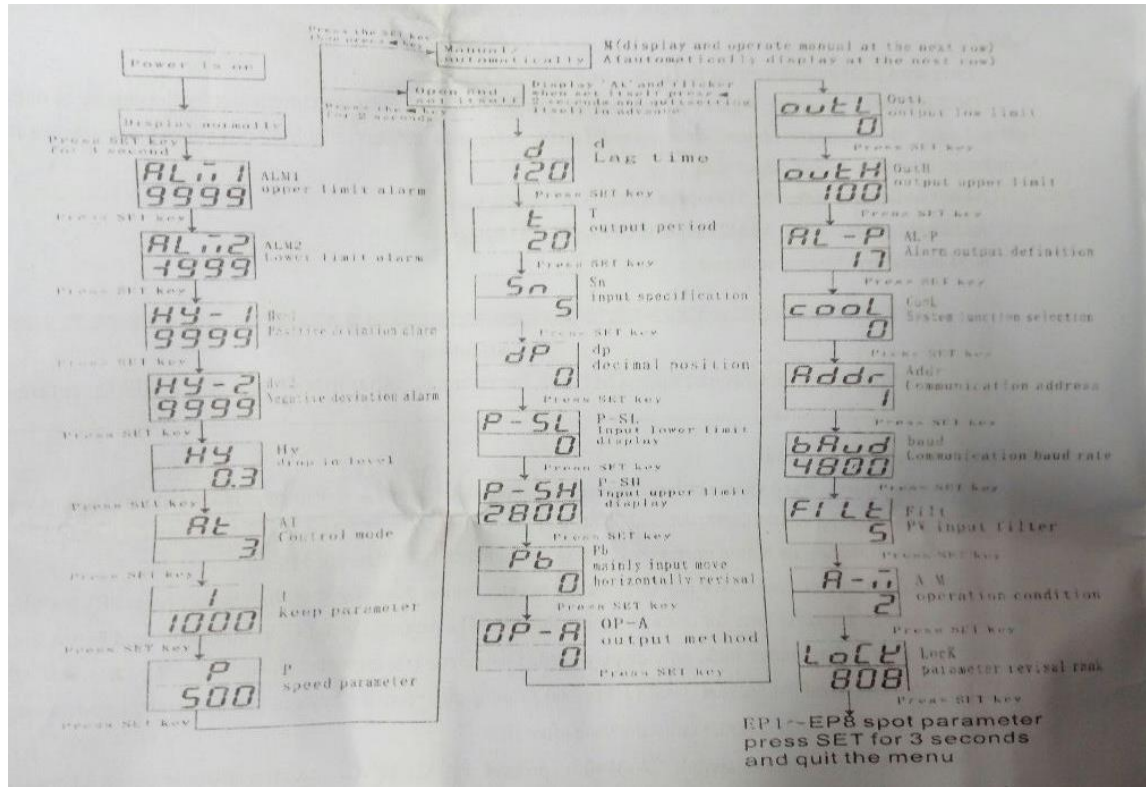
Fig.35 Simulación de recorrido y cambio de temperatura entre los fluidos, Fuente Solidworks 2014

Fluido	Cálculos	Simulación	Pruebas
H <sub>2</sub> O Hot, In	40°C	40°C	40°C
H <sub>2</sub> O Hot, Out	30°C	34°C	35°C
H <sub>2</sub> O Cold, In	20°C	20°C	20°C
H <sub>2</sub> O Cold, Out	30°C	22°C	31°C

Tabla 32 Cambio de temperatura entre los fluidos

# APÉNDICE

## Apéndice A. Manual de control de temperatura





Hy	Dead band	Hy is set to permits protection of position control output from high switching frequencies caused by process input fluctuation. If the meter use ON/OFF adjustment or parameter setting itself, provided appointed value SV is 700°C, Hy is 0.5°C, by reaction adjustment (heating control) (1) Output is switch on, when the measure temperature value is more than 700.5°C, the (SV+Hy) will close. (2) Output is switch off, when the measure temperature less than 699.5°C (SV-Hy), switch on again and heating.	0-2000°C or 0-2000°C	0.5
At	PID Control method	At=0, ON/OFF control, suitable for the application which don't need high precision. At=1, artificial intelligence control / PID control, allow to set the auto tuning function from front panel. At=2, startup auto tuning function, after auto tuning finish, it will set 3. At=3, artificial intelligence control. After auto tuning finish, the meter automatism enter into this set, this setting don't allow to set from front panel.	0-3	1
I	Hold parameter	I, P, D, t these parameter are for artificial intelligence control algorithm, but no for ON/OFF control mode (At=0). I is defined as measurement variation after output is changed. Generally I parameter of the same system will changes with measurement value, and so I parameter should be configured with process value around operation point. For example: take temperature control of electric furnace, operating point is 700°C, to find out optimum I parameter, assuming that when out remains 50%, the temperature of electric furnace will finally be stabilized around 700°C, and when output changes to 55%, the temperature will final be at around 750°C. The I (optimum parameter)=750-700=50.0 (°C) I parameter mainly determines the degree of integral function, similar as integral time of PID control. When the I smaller, the calculus function strong. When the I larger, the calculus function weaken (calculus time add). When I=0, the system will cancel the calculus function and artificial intelligence adjustment function, the instrument will turn to an PD adjustment.	0.999, 9 or 0-9999	500
P	Rating parameter	P is in reverse proportion to measurement variations caused by output changes by 100% in one sec.. When At=1 or 3, then P=1000+measurement elevatory value per sec., the unit is 0.1°C or I defined unit. Example: the instrument use 100% power to heat and there is no heat loss, electric cooker 1°C each sec., then P=1000÷10=100. P like PID instrument's proportion area, but diversification is reverse. P, the proportion and differential function], if P, the proportion and differential function]. P parameter and calculus function have no relation. Set P=0 corresponds to P=0.5	1-9999	100
d	Lag time	Parameter "d" is applied as one of the important parameters of XMT808 artificial intelligence control algorithm. "d" is defined as follows: time needed for a electric furnace from the beginning of elevating temperature to get to 63.5% against the final speed of temperature elevating, provided there is no heat loss. The unit of parameter "d" is second. For industrial control, hysteresis effect of the controlled process is an important factor impairing control effect. The longer is system lag time, the more difficult to get ideal control effect. Lag time parameter "d" is a new introduce important parameter for XMT808 artificial intelligence algorithm. XMT808 series instrument can use parameter "d" to do fuzzy calculation, and therefore overshoot and hunting do not easily occurs and the control have the best responsibility at the time. Parameter "d" gives effect on proportion, integral and differential function. Decreasing parameter "d" will strengthen proportional and integral function and weaken differential function, with the extent of strengthening greater than that of weakening. And therefore as a whole decreasing "d" will strengthen feedback function. If d<T, derivative function of system will be eliminated.	0-2000s	100
t	Output period	Parameter can be set between 0.5 to 125s (0 means 0.5s). It represent the instrument of the calculate speed. When t, the proportion function], differential function]. When t, the proportion function], differential function]. When t>5s, differential function is absolutely eliminated, then the system is a proportional or proportional-calculus adjustment. If the t less than 1/5 of its lag time, the change is very small influence to control. If t=100, the t set 0.5 or 10s the control effect basic is same. (1) It is insignificant when ON/OFF control (2) Relay output: t usually be set 10s upwards, other output method be set 1~2s; output is relay output, the shorter the time, the better the control	0-120s	20

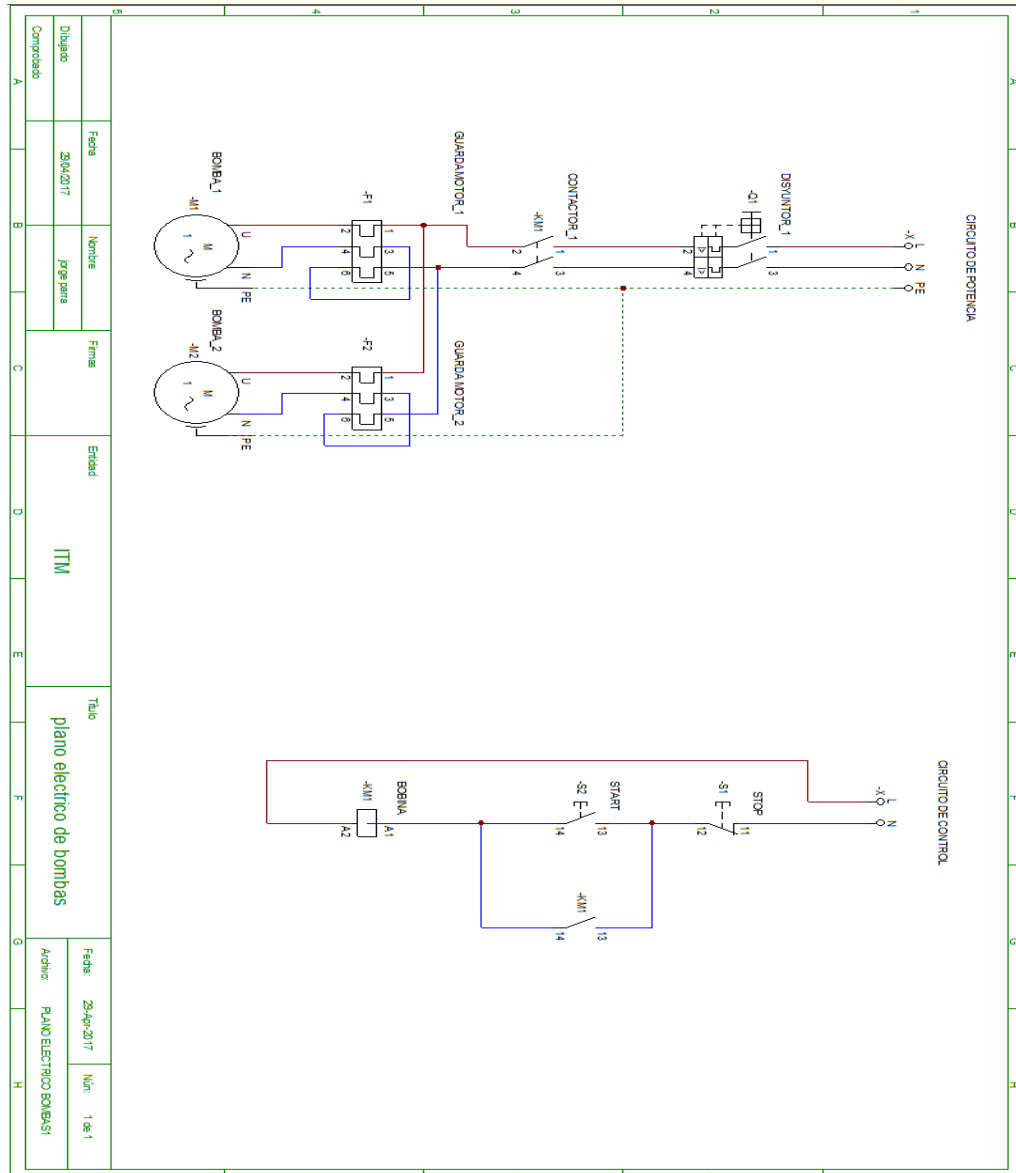


effect ,but it will affect the relay's life.

Sn	Sn Input specification:				0-37	0
Sn	Input spec.	Sn	Input spec.			
0	K	1	S			
2	WRe	3	T			
4	E	5	J			
6	B	7	N			
8-9	special thermocouple	10	Client appointed to increase ut specification			
11-19	special thermocouple	20	CU50			
21	PT100	22-25	Special thermal resistance			
26	0-80Ωresistance input	27	0-400Ωresistance input			
28	0-20mV voltage input	29	0-100mV voltage input			
30	0-60mV voltage input	31	0-1V(0-500mV)			
32	0.2-1V voltage input	33	1-5V voltage input or 4-20mA current input			
34	0-5V voltage input	35	-20-+20mV(0-10V)			
36	-100-+100mV or 2-20V voltage input)	37	-5V-+5V(0-50V)			

specification Input

**Apéndice B. Plano eléctrico del intercambiador de calor de tubos y coraza**



 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

### Apéndice C. Hoja de vida del equipo

IDENTIFICACIÓN DEL EQUIPO					
<b>Nombre:</b>	Modulo de intercambiador de tubos y coraza didático.				
<b>Marca:</b>		<b>Modelo:</b>	No aplica	<b>Serie:</b>	No aplica
<b>Fecha adquisición:</b>		<b>Placa inventario:</b>			
ESPECIFICACIONES					
<b>Voltaje:</b>	110 V	<b>Corriente:</b>	21,74A	<b>Frecuencia:</b>	60Hz
<b>Peso:</b>	50 Kg	<b>Largo:</b>	52.5 cm	<b>Ancho:</b>	99.6 cm
<b>Alto:</b>	141 cm	<b>Rango:</b>	No aplica		
<b>Accesorios:</b>	<ul style="list-style-type: none"> <li>2 Electrobombas de ½ hp</li> <li>1 resistencia de 12.54 A</li> <li>1 Control de temperatura EBCHQ 58006</li> <li>1 Termocupla tipo J</li> <li>2 Tanques de almacenamiento de 30 L</li> <li>4 Termómetros Mengte</li> <li>2 Válvulas granadas</li> <li>2 Válvulas tipo mariposa</li> <li>2 Guarda motores CHINT de 4 A a 6.3 A</li> <li>1 Contactor de 18 A</li> </ul>				
<b>Manual de servicio y operación:</b>	<b>SI</b>	<b>NO</b>	<b>Ubicación:</b>	Laboratorio de fluidos, G 405	
	X				
<b>Certificado de calibración:</b>		X	<b>Ubicación:</b>		
<b>Observaciones:</b>	<p>Este módulo fue realizado por estudiantes en caso de necesitar cualquier información contactarse.</p> <ul style="list-style-type: none"> <li><a href="mailto:robinleon24@hotmail.com">robinleon24@hotmail.com</a></li> <li><a href="mailto:luispo14@hotmail.com">luispo14@hotmail.com</a></li> <li><a href="mailto:danielbevi@hotmail.com">danielbevi@hotmail.com</a></li> </ul>				

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

#### Apéndice D. Registro de mantenimiento preventivo

<b>Dispositivo:</b>	<b>MODULO DIDACTICO- INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBOS Y CORAZA</b>				
<b>Identificación:</b>					
<b>Año:</b>	2017				
<b>Marca:</b>		<b>Modelo:</b>	No aplica	<b>Serie:</b>	No aplica
<b>Voltaje:</b>	110 VAC	<b>Corriente:</b>	21.74 A	<b>Frecuencia:</b>	60 Hz

HERRAMIENTAS REQUERIDAS PARA EL MANTENIMIENTO	
Multímetro, pinza voltiamperimétrica	Destornillador pala
Cinta aislante	Juego de llaves Bristol
Juego de destornilladores (perilleros, de pala, de estrella),	Termómetro con sensor láser

#### RUTINA DE MANTENIMIENTO

INSPECCIÓN / ACTIVIDAD	REALIZADA											
	E	F	M	A	M	J	J	A	S	O	N	D
<b>Bombas centrifugas</b> Revisión y ajuste: sentido de giro, que el eje gire fácilmente, quitar el tapón y cebar la bomba, presencia de voltaje, chequeo de corriente.		X										
<b>Válvula de pie</b> Revisión: limpieza en intervalos regulares		X										
<b>Conexiones de tuberías y tanques</b> Revisión y ajuste		X										
<b>Indicadores de temperatura</b> Revisión		X										
<b>Resistencia</b> Revisión: chequeo de conexiones eléctricas en terminales, medir voltaje y corriente.		X										
<b>Guarda motores</b> Revisión y ajuste: realizar		X										

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

regularmente pruebas de accionamiento, elegir corrientes de acuerdo a placa de las motobombas.												
<b>Ruedas</b> Revisión: que no estén pegadas, libres de objetos extraños, lubricar ,accionar freno mecánico		X										
<b>Intercambiador de calor</b> Revisión: presencia de fisuras, agrietamiento y golpes, no presencia de fugas.		X										
<b>Empaques silicona</b> Chequeo desgaste		X										
<b>Control de temperatura</b> Revisión: que no esté des configurado por mala programación de parámetros		X										
<b>Revisión tableros eléctricos</b> Chequeo: conexiones, verificar apriete de borneras, cables con mal contacto, voltaje		X										
<b>Banco y estructura</b> Revisión		X										
<b>Manómetros de temperatura</b> Chequeo: indicador con movimiento al aumentar temperatura, visualización de escala de grados.		X										
<b>Válvulas de bola y mariposa</b> Revisión: apertura y cierre que no estén pegadas		X										

### MATERIALES UTILIZADOS

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	CANTIDAD
Cinta aislante	Rollo de 1"	1
Lubricante penetrante superlub loctite	Botella	1
Paños wypall	Trapos	3
Limpia contactos	Botella	1

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

### OBSERVACIONES

En la rutina de mantenimiento no se describe las actividades específicas, porque ya están estipuladas en el formato de la rutina de mantenimiento preventivo (Protocolo), equipo en perfecto estado mecánico.

### MANO DE OBRA

<b>Responsables:</b>	<b>Jorge Luis parra – Robín león -- Daniel Betancourt</b>
----------------------	---

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

**Apéndice F. Protocolo de mantenimiento equipos de laboratorio**

<b>EQUIPO</b>	<b>MODULO DIDACTICO- INTERCAMBIADOR DE CALOR TIPO TUBOS Y CORAZA</b>
---------------	--

ITEM	ACTIVIDAD
<b>Inspección visual</b>	
1.	Verificar el estado de las ruedas( que no estén pegadas)
2.	Estado del cableado eléctrico
3.	Estado de los swiches e interruptores de mando
4.	Revisar los niveles de los tanques 1 y 2
5.	Termómetros en buen estado
6.	Asegurar el correcto sentido de giro en las bombas
7.	Garantizar una buena calidad del agua (limpia)
8.	Válvulas de bola abiertas completamente (evitar sobrepresiones)
9.	Estanqueidad del sistema, en cuanto al agua en la coraza y tubos (no fugas)
10.	Válvulas de drenajes cerradas
<b>Inspección de funcionamiento</b>	
11.	Bombas cojan presión y no empiecen a cavitlar
12.	Válvula de pie este sellando
13.	No presencia de partículas o suciedad en la coraza y domos
14.	Puesta en funcionamiento del equipo para realizar chequeos
15.	Revisión con tester las señales de voltajes
16.	Setpoint del control de temperatura por debajo de 50°C
17.	Setear las corrientes de los guarda motores en 5A
18.	Chequeo de corriente en la resistencia y motores

<b>Ubicación :</b>	Laboratorio de Fluidos G 405.
--------------------	-------------------------------

## Apéndice G. Guía de laboratorio

### 1. IDENTIFICACIÓN DE LA GUÍA

<b>Nombre de la guía:</b>	Reconocimiento de un intercambiador de calor de tubos y coraza
<b>Código de la guía (No.):</b>	001
<b>Taller(es) o Laboratorio(s) aplicable(s):</b>	Laboratorio de fluidos
<b>Tiempo de trabajo práctico estimado:</b>	1 hora
<b>Asignatura(s) aplicable(s):</b>	Termodinámica y transferencia de calor
<b>Programa(s) Académico(s) / Facultad(es):</b>	Ingeniería electromecánica

COMPETENCIAS	CONTENIDO TEMÁTICO	INDICADOR DE LOGRO
Análisis del funcionamiento de un intercambiador de tubos y coraza.	Transferencia de calor en un intercambiador de tubos y coraza	Identifica las partes de un intercambiador de calor de tubos y coraza. Conoce el funcionamiento y aplicación de un intercambiador de calor.

### 2. FUNDAMENTO TEÓRICO

#### Intercambiador de Calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo para transferir energía térmica de un fluido que está a alta temperatura a un fluido a baja temperatura, los cuales interactúan durante el paso por el equipo.

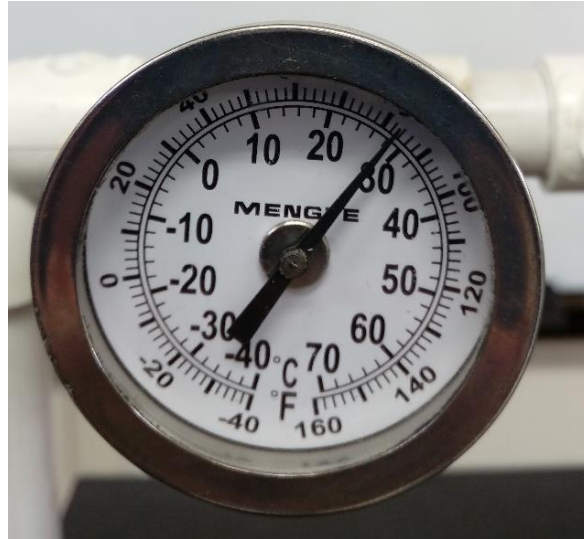


**Figura 1.** Intercambiador de calor



### Termómetros

Es un instrumento de medición de temperatura de fluidos.



**Figura 2.** Termómetro ITM

### Control de temperatura.

Es un instrumento que se usa para controlar y censar la temperatura. El controlador de temperatura recibe datos de un sensor de temperatura y emite datos conectados a un elemento de control.



**Figura 3.** Control de temperatura.

### Termocupla tipo J

La termocupla es un sensor de temperatura más común, utilizado industrialmente. Una termocupla se hace con dos alambres de distinto material unidos en un extremo (soldados generalmente). Al aplicar temperatura en la unión de los metales se genera un voltaje muy

pequeño (efecto Seebeck) del orden de mili-voltios el cual aumenta con la temperatura. Una termocupla "tipo J" está hecha con un alambre de hierro y otro de constatan (aleación de cobre y níquel)



**Figura 4.** Termocupla tipo J ITM.

### **Motobombas**

Una motobomba es un dispositivo utilizado para mover fluidos como líquidos y lodos. Las motobombas desplazan un volumen por la acción física o mecánica. Genéricamente son accionadas por un motor eléctrico.



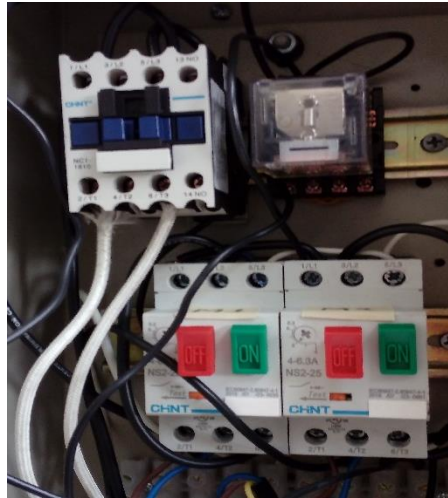
**Figura 5.** Motobomba

### **Guarda motores y contactor.**

Un guarda motor es un interruptor magneto térmico, especialmente diseñado para la protección de motores eléctricos. Este diseño especial proporciona al dispositivo una

curva de disparo que lo hace más robusto frente a las sobre intensidades transitorias típicas de los arranques de los motores.

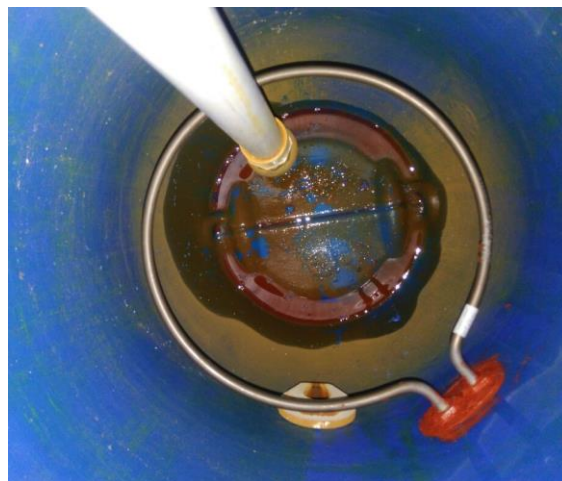
El contactor es un interruptor automático que sirve para restablecer los enlaces entre distintos circuitos y aparatos eléctricos.



**Figura 6.** Guarda motores y contactor

### Resistencia eléctrica

Es toda oposición que encuentra la corriente a su paso por un circuito eléctrico cerrado, atenuando o frenando el libre flujo de circulación de las cargas eléctricas o electrones; cuando la resistencia es elevada, comienzan a chocar unos con otros y a liberar energía en forma de calor.



**Figura 7.** Resistencia eléctrica 12.5 Amp.

### Tanques de almacenamiento del fluido (agua)

Los tanques de almacenamiento son elementos que contiene el volumen del agua, en este caso dos; uno con 20 litros de fluido caliente y el otro con 30 litros de agua a temperatura ambiente.



Figura 8. Tanques de almacenamiento ITM

### 3. OBJETIVO(S)

- Identificar las partes de un intercambiador de calor de tubos y coraza.
- Analizar el comportamiento del fluido que pasa por los tubos y la coraza del intercambiador de calor.

### 4. RECURSOS REQUERIDOS

Banco didáctico de intercambiador de calor de tubos y coraza del laboratorio ITM.

### 5. PROCEDIMIENTO O METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO

- Con el equipo apagado identifique cada uno de los componentes del equipo.
- Verifique que el agua este en el nivel indicado.
- Conecte el equipo y pulse el swich para encender la resistencia con 20 minutos de anticipación.
- Tome los valores iniciales que se visualiza en la pantalla del control de temperatura y en los cuatro termómetros ubicados en el intercambiador de calor.

**Tabla No. 1. Registro de los datos del experimento**

Estado del equipo	T(°C) de succión en la coraza	T (°C) de descarga en la coraza	T (°C) de succión en el domo	T (°C) de descarga en el domo	T en el control de temperatura.	Tiempo (min)
Off						--
On						0
On						2
On						4
On						6
On						8
On						10

#### **Análisis de la tabla No.1**

Con los datos obtenidos en la tabla, realice una relación de tiempo-temperatura y explique los cambios que se generan en los fluidos.

### **6. PARÁMETROS PARA ELABORACIÓN DEL INFORME**

- a) Explique con sus propias palabras y de manera breve como funciona un intercambiador de tubos y coraza
- b) Anexe el análisis de los datos tomados en el equipo basados en la tabla de registros.
- c) Enumere cinco aplicaciones de los intercambiadores de calor de tubos y coraza
- d) Realice un cuadro comparativo entre los diferentes tipos de intercambiadores de calor, resaltando sus principales diferencias y aplicaciones.
- e) Buscar en una base de datos confiable un artículo en el que se investiguen métodos o posibles mejoras a intercambiadores de calor de tubos y coraza.
- f) ¿Tiene alguna sugerencia que pueda enriquecer la práctica?

### **7. BIBLIOGRAFÍA**

- [http://www.asifunciona.com/electrotecnia/ke\\_resistencia/ke\\_resistencia\\_1.htm](http://www.asifunciona.com/electrotecnia/ke_resistencia/ke_resistencia_1.htm)
- <http://www.tecnochile.cl/content/16-motobombas>
- <http://instrumentosdelaboratorio.org/uso-del-termometro>
- [https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba\\_hidr%C3%A1ulica](https://es.wikipedia.org/wiki/Bomba_hidr%C3%A1ulica)

<b>Elaborado por:</b>	Nombre del docente y del profesional del Taller o Laboratorio
<b>Revisado por:</b>	Nombre persona designada por el Comité de Laboratorios
<b>Versión:</b>	Número de la versión de la guía
<b>Fecha:</b>	Fecha de aprobación de la guía

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

## Apéndice H. Guía de laboratorio

### • IDENTIFICACIÓN DE LA GUÍA

<i>Nombre de la guía:</i>	Determinar las temperaturas finales a través del método del número de unidades de transferencia (NTU)
<i>Código de la guía (No.):</i>	02
<i>Taller(es) o Laboratorio(s) aplicable(s):</i>	Laboratorio de fluidos
<i>Tiempo de trabajo práctico estimado:</i>	2 horas
<i>Asignatura(s) aplicable(s):</i>	Termodinámica y transferencia de calor
<i>Programa(s) Académico(s) / Facultad(es):</i>	Ingeniería electromecánica

COMPETENCIAS	CONTENIDO TEMÁTICO	INDICADOR DE LOGRO
Usar el método de unidades de transferencia (NTU) para hallar la temperatura final de los fluidos.	<ul style="list-style-type: none"> <li>Definición del método NTU</li> <li>Uso del método NTU para un intercambiador de tubos y coraza</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>Identifica los parámetros para poder utilizar el método NTU</li> <li>Calcula la temperatura final por medio del método NTU.</li> </ul>

### • FUNDAMENTO TEÓRICO

#### ¿Qué es el método NTU?

El Método del Número de Unidades de Transferencia (NUT) se usa en el cálculo de intercambiadores de calor para determinar las temperaturas finales de los fluidos de trabajo cuando se dispone de un intercambiador o se conoce su superficie de intercambio y se basa en la determinación de dos números adimensionales y a partir de ellos mediante una gráfica o un ábaco determinar un tercero con el que podrán calcularse las temperaturas de salida.

Se empieza por calcular la capacidad calorífica de ambos fluidos:

$$C_f < C_c \rightarrow Q_{max} = C_f \cdot (T_{c\ ent} - T_{f\ ent})$$

$$C_c < C_f \rightarrow Q_{max} = C_c \cdot (T_{c\ ent} - T_{f\ ent})$$

 Institución Universitaria	INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

Dónde:

- Cf = capacidad calorífica del fluido frío ( $m_f \cdot C_p f$ ).
- Cc = capacidad calorífica del fluido frío ( $m_c \cdot C_p c$ ).
- Tc ent = temperatura de entrada al intercambiador de calor del fluido caliente.
- Tf ent = temperatura de entrada al intercambiador de calor del fluido frío.

Por lo que podemos decir que la transferencia de calor máxima responde a la siguiente expresión general:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{c\ ent} - T_{f\ ent})$$

Dónde:

- Qmax = transferencia de calor máxima posible del intercambiador.
- Cmin = mínimo de Cf y Cc

Ahora podemos definir la eficiencia del intercambiador como la relación entre la transferencia real de calor y la transferencia de calor máxima posible.

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{razón de transferencia de calor real}}{\text{razón máxima posible transferencia calor}}$$

Con la efectividad podemos hallar la relación de capacidades

$$C = \frac{C_{min}}{C_{max}}$$

Una vez obtenido los valores de C y ε seleccionamos el tipo relación del ntu para el tipo i.c. de tubos y coraza en contraflujo

$$NTU = -\frac{1}{\sqrt{1+C^2}} \ln \left( \frac{2/\varepsilon - 1 - C - \sqrt{1+C^2}}{2/\varepsilon - 1 - C + \sqrt{1+C^2}} \right)$$

- OBJETIVO(S)
  - Comprender el método NTU
  - Determinar la temperatura final de los fluidos usando el método de unidades de transferencia.
- RECURSOS REQUERIDOS

Banco didáctico de intercambiador de calor de tubos y coraza del laboratorio ITM.

 Institución Universitaria	<b>INFORME FINAL DE TRABAJO DE GRADO</b>	Código	FDE 089
		Versión	03
		Fecha	2017-07-11

- **PROCEDIMIENTO O METODOLOGÍA PARA EL DESARROLLO**
  - Tomar las temperaturas de ambos fluidos al inicio de la práctica.
  - Tenga en cuenta que la temperatura a la que se pretende llevar el fluido está en un rango de 40° - 50°C
  - Como está configurado la forma de arreglo de los tubos?
  - Verifique el número de deflectores.
  - Qué tipo de servicio es el intercambiador de calor?
  
- **PARÁMETROS PARA ELABORACIÓN DEL INFORME**
  - a) Realice los cálculos necesarios para aplicar el método NTU y justifique porque es un buen método para el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza.
  - b) Consulte los diferentes tipos de arreglos tubulares que se utilizan en el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza.
  - c) Busque otros métodos utilizados para el diseño de intercambiadores de calor y realice una breve explicación.
  - d) ¿considera que logro los objetivos?
  - e) ¿Tiene alguna sugerencia que aporte la práctica?
  
- **BIBLIOGRAFÍA**
  - [https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo\\_NUT](https://es.wikipedia.org/wiki/M%C3%A9todo_NUT)
  - <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4984/fichero/6.+INTERCAMBIADORES+DE+CALOR.pdf>
  - <http://materias.fi.uba.ar/6731/intercambiadores1>

<i>Elaborado por:</i>	<i>Nombre del docente y del profesional del Taller o Laboratorio</i>
<i>Revisado por:</i>	<i>Nombre persona designada por el Comité de Laboratorios</i>
<i>Versión:</i>	<i>Número de la versión de la guía</i>
<i>Fecha:</i>	<i>Fecha de aprobación de la guía</i>



FIRMA ESTUDIANTES Robinson Arley León Quintero.  
Daniel Betancourt v.  
JORGE PARRA HIGUITA

FIRMA ASESOR Miry L.

FECHA ENTREGA: JUNIO 5/2017

FIRMA COMITÉ TRABAJO DE GRADO DE LA FACULTAD \_\_\_\_\_

RECHAZADO \_\_\_\_\_ ACEPTADO \_\_\_\_\_ ACEPTADO CON  
MODIFICACIONES \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_

FIRMA CONSEJO DE FACULTAD \_\_\_\_\_

ACTA NO. \_\_\_\_\_

FECHA ENTREGA: \_\_\_\_\_