

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO
DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE
INTERCAMBIO DE CALOR**

PRESENTADO POR:

JUAN JOSÉ AYALA GÁLVEZ

JUAN PABLO PINEDA ZACARÍAS

JOSÉ LUIS RODRÍGUEZ AGUILAR

PARA OPTAR AL TITULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

CIUDAD UNIVERSITARIA, OCTUBRE DE 2013

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

RECTOR :

ING. MARIO ROBERTO NIETO LOVO

SECRETARIA GENERAL :

DRA. ANA LETICIA ZA VALETA DE AMAYA

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

DECANO :

ING. FRANCISCO ANTONIO ALARCÓN SANDOVAL

SECRETARIO :

ING. JULIO ALBERTO PORTILLO

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DIRECTOR :

ING. RIGOBERTO VELÁSQUEZ PAZ

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

Trabajo de Graduación previo a la opción al Grado de:

INGENIERO MECÁNICO

Título :

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO
DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE
INTERCAMBIO DE CALOR**

Presentado por :

JUAN JOSÉ AYALA GÁLVEZ

JUAN PABLO PINEDA ZACARÍAS

JOSÉ LUIS RODRÍGUEZ AGUILAR

Trabajo de Graduación Aprobado por :

Docente Director :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

San Salvador, Octubre de 2013

Trabajo de Graduación Aprobado por:

Docente Director :

ING. FRANCISCO ALFREDO DE LEÓN TORRES

AGRADECIMIENTOS

Muy especiales a DIOS por haberme dado paciencia y sabiduría, para lograr una de mis más grandes metas propuestas; este objetivo es una de las etapas más importantes en mi vida; gracias por permitirme cerrar un ciclo más y por compartir esta felicidad al lado de todos mis seres queridos.

Dedico este triunfo de manera especial a mis padres: HÉCTOR RENE AYALA y SONIA AMÉRICA GÁLVEZ DE AYALA quienes con su sacrificio y esfuerzo me impulsaron para que lograra mi objetivo; que Dios los bendiga por siempre. Los amo mucho y gracias por su apoyo.

Agradezco: a mis hermanos Daniel Alejandro y Rene Andreé Ayala Gálvez quienes me brindaron su ayuda cuando la necesité.

A la Familia López Gálvez y especialmente a mis tíos Delmy Yanet Gálvez de López y Carlos Alberto López por todo su apoyo a lo largo de mi carrera universitaria, por sus buenos consejos para culminar mi carrera. Ayudándome sin ningún problema cuando yo se los pedí y cuando más los necesite.

De manera especial a mis abuelas María Tomasa López (Mamatita), Juana Isaura Ayala (mamijuaní) y mi tía abuela Juana López (Cariñosamente le digo la mamá) quienes me brindaron buenos consejos y apoyo incondicional; que Dios les bendiga.

A todos mis amigos que conocí a lo largo de mi carrera universitaria : Douglas Aguilar, Marvin Flores, Roberto Iraheta, Fátima García, Lester Padilla, Oscar Cruz, Sergio Ardon Rafael Cruz (CHAM), Luis Dahbura (10.0), Arnulfo Andrade, Ramón Palacios, José Argumedo (monchi), Job Eliezer y los demás (no me olvido de nadie, pero no me alcanzaría el papel para mencionar a todas las buenas amistades) que nos desvelamos juntos estudiando para los parciales, pasamos buenos momentos al celebrar por cualquier motivo. Sin ustedes mi estadía en estas aulas no hubiera tenido sentido ya

que ustedes le dieron ese sabor agradable a cada clase y momentos compartidos dentro de la Universidad.

Un especial agradecimiento para Juan Pablo Pineda Zacarías y José Luis Rodríguez Aguilar, mis compañeros y amigos de Trabajo de Graduación, porque sin ellos no hubiera sido posible concebir la idea y posteriormente concretarla. Han sido meses difíciles pero gracias a Dios hemos salido adelante.

A mi asesor Ing. Francisco Alfredo de León Torres, y a todos los catedráticos que me impartieron clases ya que me transmitieron parte de sus conocimientos, por sus buenos consejos y por toda la ayuda brindada en toda mi carrera universitaria, muchas gracias.

Un agradecimiento a la Asociación de Estudiantes de Ingeniería Mecánica, mejor conocida como ASEIM, por donarnos la Resistencia Industrial para ser utilizada en nuestro trabajo de graduación muchas gracias, también a la unidad productiva de la escuela de ingeniería mecánica por toda la ayuda que nos brindaron como lo Arq. Juan Bautista (por ayuda en el trabajo de soldadura de la estructura metálica del sistema didáctico), Julio Quintanilla (por las ideas aportadas para el trabajo de graduación y también sobre el manejo del buen uso del equipo de la escuela), Rafael Peralta (por los cortes de los diferentes materiales que utilizamos y también para las mediciones que realizamos) y Lic. Edgardo Méndez (Q.D.E.P) por toda la ayuda en mis prácticas de soldadura y uso de herramientas.

A todos mis Familiares y amigos que no logré mencionar en este momento, hago extensivos mis muestras muy sinceras de agradecimiento.

A todos, que Dios les Bendiga y muchas gracias.....

Juan José Ayala Gálvez.

AGRADECIMIENTOS

Primeramente a Dios todo poderoso por regalarme el don de la vida, por brindarme sabiduría en todo este tiempo de estudios y por guiarme en este camino de la vida.

A toda mi familia por brindarme su apoyo en todo momento de mi vida pero en especial a mis padres por permitirme el poder venir al mundo, por saberme guiar, corregir y educar; sin su ayuda no hubiera sido posible alcanzar esta meta.

A mis compañeros de tesis con los cuales trabajamos durante largo tiempo juntos y a pesar de los problemas y dificultades que se nos presentaron logramos siempre salir adelante con todo.

A nuestro asesor para el trabajo de graduación Ingeniero Francisco De león Torres por brindarnos siempre su ayuda y su tiempo y compartir su conocimiento con nosotros.

A todos amigos y compañeros que de una u otra manera han aportado y han hecho posible el desarrollo satisfactorio de este trabajo de graduación.

Juan Pablo Pineda Zacarías.

AGRADECIMIENTOS

Gracias Dios por permitirme llegar a este punto de mi vida y por haberme ayudado durante estos años, el sacrificio fue grande pero tú siempre me diste la fuerza necesaria para continuar y lograrlo, tu siempre me acompañas y haces que pueda conseguir mis metas, este triunfo también es tuyo mi Dios.

A mis amados padres, José Inés Rodríguez y María Fidelia Aguilar por su ejemplo de lucha y honestidad, mis abuelitas Martina Mendoza y María Josefa Vázquez, a mis hermanos y hermana Fredys, Hugo, Melvin, Moisés y Janeth; ya que con el ánimo, apoyo y alegría que me brindan me dan la fortaleza necesaria para seguir adelante.

De igual manera mi más sincero agradecimiento a mi padrino y hermana espiritual, Senén López y Alejandra López que siempre me apoyaron y estuvieron siempre pendiente de mi familia.

Agradecer especialmente a mi primo Willian Rodríguez Muñoz y a mi tío Santos Vázquez por haber confiado en mí y haberme apoyado durante mi carrera por eso eternamente gracias.

En general quisiera agradecer a toda mi familia, amig@s y cada una de las personas que han vivido conmigo la realización de este trabajo de graduación, con sus altos y bajos y que no necesito nombrar porque tanto ell@s como yo sabemos que les agradezco de todo corazón el haberme brindado todo el apoyo, colaboración, ánimo y sobre todo su amistad.

A nuestro asesor Ing. Francisco Alfredo De león Torres, por proporcionarnos sus valiosos consejos y conocimientos, que de no ser por el aporte de sus conocimientos, dedicación y esmero hacia nuestro trabajo de graduación habría sido muy difícil conseguir nuestra meta.

José Luis Rodríguez Aguilar.

CONTENIDO

	Pág.
LISTA DE FIGURAS	xiii
LISTA DE TABLAS	xviii
SIMBOLOGÍA.....	xix
INTRODUCCIÓN	xxii
CAPITULO 1. MARCO TEÓRICO.	23
1.1 INTRODUCCIÓN CONCEPTOS FUNDAMENTALES.....	23
1.2 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN SU CONSTRUCCIÓN.	26
1.2.1 CARCASA Y TUBO.....	26
1.2.2 PLATO.....	27
1.2.3 INTERCAMBIADORES CON SUPERFICIES EXTENDIDAS.	29
1.3 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN SU OPERACIÓN.	31
1.3.1 FLUJO PARALELO.	32
1.3.2 CONTRAFLUJO.....	32
1.3.3 FLUJO CRUZADO.....	33
1.3.4 INTERCAMBIADORES DE UN SOLO PASO (O PASO SIMPLE) Y DE MÚLTIPLE PASOS.	35
1.3.5 INTERCAMBIADORES REGENERATIVOS Y NO-REGENERATIVOS.....	36
1.4 DISEÑO TÉRMICO E HIDRÁULICO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS.	37
1.4.1 RELACIONES GOBERNANTES.	38
1.4.2 ÁREA DE SUPERFICIE DEL INTERCAMBIADOR	40
1.4.3 COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR	42

1.4.4. COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS.....	43
1.4.5. COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO DEL LADO DE LA CORAZA.....	46
1.5. DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	64
1.5.1. DISEÑO DE CORAZA.....	65
1.5.2. DISEÑO DE TUBOS.....	66
1.6. DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (LMTD).....	66
1.7. APLICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	73
1.7.1. PRECALENTADOR.....	74
1.7.2. RADIADOR.....	75
1.7.3. AIRE ACONDICIONADO, EVAPORADOR Y CONDENSADOR.....	76
1.7.4. CONDENSADORES DE VAPOR.....	77
CAPITULO 2. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	80
2.1 NORMAS CONSTRUCTIVAS Y DE DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.....	81
2.1.1 NORMAS TEMA. (STANDARD OF TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION).....	82
2.2 GENERALIDADES Y DECISIONES CONSTRUCTIVAS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	84
2.2.1 TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	84
2.2.2 FLUIDO DE TRABAJO.....	88
2.2.3 TEMPERATURA DE OPERACIÓN.....	88
2.2.4 PRESIÓN DE OPERACIÓN (P_0).....	89

2.2.5 SELECCIÓN DE MATERIALES.....	89
2.2.6 TUBOS Y DISTRIBUCIÓN DE TUBOS.....	91
2.2.7 CORAZA.....	95
2.2.8 DEFLECTORES.....	97
2.3 DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	100
2.4 DISEÑO HIDRÁULICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	112
2.5 DISEÑO MECÁNICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	118
CAPITULO 3.0 CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR Y SELECCIÓN DE COMPONENTES AUXILIARES.....	120
3.1 GENERALIDADES	120
3.2 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	120
3.2.1 FABRICACIÓN LA TAPADERA Y DEFLECTORES	120
3.2.2 TUBOS DE COBRE	122
3.2.3 ENSAMBLAJE DEL HAZ DE TUBOS: TUBOS, DEFLECTORES, CARCASA Y TAPADERA.....	122
3.2.5 FABRICACIÓN DE CUBIERTA DE PROTECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR Y SOPORTE DE CALOR	124
3.3 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN.....	125
3.4 ASPECTOS ESTRUCTURALES	127
3.5 CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN	128
3.6 SELECCIÓN DE EQUIPO AUXILIAR.....	129
3.6.1 TUBERÍA.....	129
3.6.3 CONEXIONES Y NIPLES	130

3.6.4 ACCESORIOS Y MANGUERAS	133
3.6.5 EQUIPO DE MEDICIÓN	137
3.6.6 MATERIALES PARA CALENTADOR	137
CAPITULO 4.0 COSTOS, MANUAL DE OPERACIÓN, Y GUÍA DE LABORATORIOS	139
4.1 GENERALIDADES.	139
4.2 ANÁLISIS ECONÓMICO.	139
4.3 PRESUPUESTO GENERAL DEL PROYECTO.....	139
4.4 MANUAL DE OPERACIÓN SERVICIO Y MANTENIMIENTO.....	141
4.5 GUÍA DE LABORATORIOS	167
LABORATORIO 1	167
LABORATORIO 2	176
LABORATORIO 3	185
LABORATORIO 4	194
CONCLUSIONES.	203
RECOMENDACIONES.	204
BIBLIOGRAFÍA	205
ANEXOS A: PROPUESTA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA FRIA A LA SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	206
ANEXOS B: PLANOS CONSTRUCTIVOS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR	222

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Esquema típico de un intercambiador.	23
Figura 1.2 Clasificación de los Intercambiadores de Calor.	25
Figura 1.3 Intercambiador de Calor de Carcasa y tubo.	26
Figura 1.4 Intercambiador de Calor de tipo Plato.	28
Figura 1.5 Intercambiador de tubo aleteado.	30
Figura 1.6 Intercambiador de Calor de Flujo Paralelo.	32
Figura 1.7 Intercambiador de Calor de Contraflujo.	33
Figura 1.8 Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado.	34
Figura 1.9 Intercambiador de un solo paso e intercambiador de múltiple paso.	35
Figura 1.10 Intercambiador regenerativo e Intercambiador no-regenerativo.	37
Figura 1.11: (a) Vista del extremo de un tubo recto y (b) pequeño ángulo central de un tubo con aletas internas y externas.	41
Figura 1.12 Esquema de un banco ideal de tubos.	47
Figura 1.13 Área de flujo cruzado.	48
Figura 1.14 Coeficiente de Culbom j y factor de fricción f	49
Figura 1.15 Correlación para el cálculo del factor j y f en la carcasa.	50
Figura 1.16 Efectos de By-pass sobre Intercambiadores de Calor.	53
Figura 1.17 Pérdida de carga correspondiente a una sección de flujo cruzado.	55
Figura 1.18 Esquema grafico del corte del bafle y ángulo central en el intercambiador de calor.	56
Figura 1.19 Paso y distancia entre tubos.	57
Figura 1.20 Distancia entre dos filas de tubos medida en la dirección del flujo.	58
Figura 1.21 Relación entre ΔP_L y ΔP_{NL} de acuerdo con el tratamiento de Bell.	60
Figura 1.22 Curva única correspondiente a las fugas entre tubo y deflector.	61
Figura 1.23: Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede determinar a partir de la ecuación (63): (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con	

temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento.....	67
Figura 1.24 Estructura de un intercambiador 1-2.....	69
Figura 1.25 Disposición de las corrientes en un intercambiador 2-4.	70
Figura 1.26 Gráficas para parámetros Z, X.	72
Figura 1.27 Intercambiador de Calor con agua alimentación en tubos en “U”.	75
Figura 1.28 Intercambiador de Calor aire/liquido (radiador).	76
Figura 1.29 Intercambiador de calor en aire acondicionado.....	77
Figura 1.30 Condensador de paso simple o de un solo paso.	79
Figura 2.1 Proceso de diseño de un intercambiador de calor.	80
Figura 2.2 Identificación de intercambiadores de casco y tubo según la norma TEMA.	86
Figura 2.3 Intercambiador de haz de tubos fijos tipo BEM.....	87
Figura 2.4 Paso para diferentes arreglos de haz de tubos.	92
Figura 2.5 Dirección de flujo a través del arreglo del haz de tubos.	92
Figura 2.6 Paso del intercambiador de calor a diseñar.	94
Figura 2.7 Tipos de coraza según norma.....	95
Figura 2.8 Disposición de deflectores tipo segmentado en un intercambiador de calor.....	97
Figura 2.9 Efectos a los diferentes % de corte del deflector.	98
Figura 2.10 Ranura de drenaje.	99
Figura 2.11 Corte del deflector a diseñar.	100
Figura 2.12 Temperaturas de entrada y salida a contracorriente.	102
Figura 3.1 Tapadera.	121
Figura 3.2 Deflector	121
Figura 3.3 Tubos de cobre.....	122
Figura 3.4 Tubos introducidos en deflectores.	122
Figura 3.5 Tubos sellados por cilindro y tapaderas.....	123

Figura 3.6 Muestra el intercambiador sin carcasa solo colocadas sus tapaderas.....	123
Figura 3.7 Cabezal.....	123
Figura 3.8 Muestra el conjunto del intercambiador de calor (sin su carcasa exterior) con sus respectivas piezas como son deflectores, tubos, tapaderas y cabezal.....	124
Figura 3.9 La protección se muestra identificada con color azul.....	124
Figura 3.10 Diferentes tipos de estructuras para el sistema didáctico.....	127
Figura 3.11 Estructura seleccionada de las alternativas propuestas.....	128
Figura 3.12 Tubería CPVC.....	129
Figura 3.13 Válvula de bola de HG o cpvc.....	130
Figura 3.14 Codos 90° CPVC y HG.....	130
Figura 3.15 Reductor CPVC ½ pulgadas y ¾ pulgadas.....	130
Figura 3.16 Adaptador macho CPVC de ½ pulgadas.....	131
Figura 3.17 Unión HG.....	131
Figura 3.18 Bushing de HG.....	131
Figura 3.19 Tapones de ¾ pulgadas.....	132
Figura 3.20 Tuerca hexagonal ¾ pulgadas.....	132
Figura 3.21 Perno hexagonal rosca ordinaria.....	132
Figura 3.22 Niples.....	133
Figura 3.23 Cinta teflón.....	133
Figura 3.24 Permatex silicón rojo.....	134
Figura 3.25 Asbesto grafitado y alambrado 1/32 pulgadas.....	134
Figura 3.26 Enchufe trifásico 220 V.....	135
Figura 3.27 Terminal Gates 8g 8fpx.....	135
Figura 3.28 Terminal hembra de manguera ¾ pulgadas.....	136
Figura 3.29 Manguera tramada.....	136
Figura 3.30 Manguera Gates ½ pulgadas.....	136

Figura 3.31 Termómetro de bolsillo QTD-4765D,-40 quality a 200C.....	137
Figura 3.32 Tubo de metal para calentador de agua.....	137
Figura 3.33 Calentador INDUSTRIAL IMMERSION HEATER SANTON.....	138
Figura 4.1 Banco de pruebas de intercambio de calor.....	142
Figura 4.2 Intercambiador de calor en posición.....	144
Figura 4.3 Termómetro.....	144
Figura 4.4 a) Girar en sentido horario la válvula de salida agua fría. b) Girar en sentido horario la válvula de entrada de agua caliente.....	146
Figura 4.5 b) Girar en sentido anti horario los tapones de las boquillas y válvulas del banco de pruebas.....	146
Figura 4.6 a) y b) Conectar mangueras a las boquillas. c) y d) Conectar mangueras a las válvulas.....	146
Figura 4.7 a), b), c), d) Conectar mangueras a las boquillas de entrada y salida del intercambiador de calor.....	147
Figura 4.8 Girar en sentido anti horario la válvula de entrada de agua caliente.....	147
Figura 4.9 a) Manguera de alimentación de agua fría, b) Conexión de la manguera en el grifo, c) Llenar como se muestra el calentador de agua.....	148
Figura 4.10 a) Girar en sentido anti horario, b) Conectar la manguera como se muestra.....	148
Figura 4.11 a) Girar en sentido anti horario, b) Conectar a la boquilla y apretar la abrazadera, c) Colocar la manguera al desagüe.....	149
Figura 4.12 a) Ubicación de termómetros en el intercambiador de calor, b) Caratula del termómetro....	149
Figura 4.13 a) Colocar en la posición ON.....	149
Figura 4.14 a) Termómetro calentador de agua, b) Colocar en posición OFF.....	150
Figura 4.15 a) Girar en sentido anti horario.....	150
Figura 4.16 a) Colocar en posición ON.....	150
Figura 4.17 a) Colocar en posición OFF.....	151
Figura 4.18 a) Girar en sentido horario la válvula de salida agua fría. b) Girar en sentido horario la válvula de entrada de agua caliente.....	151

Figura 4.19 a) Ubicación de termómetros en el intercambiador de calor, b) Caratula del termómetro.	151
Figura 4.20 a) y b) Desconectar mangueras a las boquillas. c) y d) Desconectar mangueras a las válvulas.	152
Figura 4.21 a), b), c), d) Desconectar mangueras a las boquillas de entrada y salida del intercambiador de calor.....	152
Figura 4.22 a) Desconectar la manguera como se muestra, b) Girar en sentido horario.	153
Figura 4.23 a) Desconectar la manguera removiendo la abrazadera, b) girar en sentido horario.....	153
Figura 4.24 a) Conectar manguera a la válvula de entrada de agua caliente, b) Colocar la manguera al desague.....	154
Figura 4.25 Especificación de ubicación de partes del banco de pruebas de intercambio de calor (para nombres de las partes referirse a la tabla 4.10).	166

LISTA DE TABLAS

Tabla 1.1 Efectos del By-pass sobre Intercambiadores de Calor.	52
Tabla 1.2 Valores de α para régimen turbulento y laminar.	54
Tabla 2.1 Temperaturas de trabajo.	88
Tabla 2.2 Diámetros y paso recomendados por norma.	93
Tabla 2.3 Especificaciones técnicas del tubo a utilizar.	94
Tabla 2.4 Especificación de la coraza a diseñar.	97
Tabla 2.5 Geometría del intercambiador.	101
Tabla 2.6 Especificaciones del fluido de trabajo a ocupar.	101
Tabla 2.7 Información adicional para el diseño.	101
Tabla 2.8 Geometría del deflector a diseñar.	102
Tabla 2.9 Resumen del diseño térmico.	111
Tabla 4.1 Presupuesto general del proyecto.	140
Tabla 4.2 Componentes banco de pruebas de intercambio de calor (refiérase a la Tabla 4.10).....	143
Tabla 4.3 Rutina de mantenimiento del banco de pruebas de intercambio de calor.....	155
Tabla 4.4 Materiales a utilizar para limpieza general del equipo.	156
Tabla 4.5 Materiales a utilizar para revisión general de componentes eléctricos.....	157
Tabla 4.6 Materiales a utilizar para reemplazo de cableado eléctrico.	159
Tabla 4.7 Materiales a utilizar para revisión general del calentador de agua.	160
Tabla 4.8 Materiales a utilizar para mantenimiento mayor del calentador de agua.	161
Tabla 4.9 Materiales a utilizar.....	163
Tabla 4.10 Listado de partes del banco de pruebas de intercambio de calor. (Para ubicación de las partes del banco de pruebas refiérase a la figura 4.25).	165

SIMBOLOGÍA

U_h y U_c	: Coeficientes globales de transferencia de calor referidos a la parte caliente y fría del intercambiador.
t_1 Y t_2	: Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.
T_1 Y T_2	: Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.
\dot{m}	: Flujo másico.
C_{ph}	: Capacidad calorífica a presión.
S_h y S_c	: Áreas de las superficies caliente y fría del intercambiador.
θ_m	: Diferencia de temperatura media logarítmica.
G_t	: Velocidad másica de flujo.
a_t	: Área de flujo en los tubos.
N	: Número de tubos.
D_i	: Diámetro interno de los tubos.
W	: Caudal másico en la carcasa.
D_o	: Diámetro externo de los tubos.
μ	: Viscosidad.
S_m	: Área de flujo cruzado.
δm	: Espesor del metal.
S_m	: Área de superficie del metal.

n_t	: Número de tubos.
μ_w	: Viscosidad a la temperatura de pared del tubo.
G_t	: Densidad de flujo másico que circula dentro de los tubos.
Re	: Número de Reynolds.
Pr	: Prandtl para el fluido dentro de los tubos.
F_{BP}	: Corrección por By-pass.
α	: Régimen es turbulento.
ξ_h	: Factor de corrección por By-pass.
ΔP_b	: Pérdida de carga del banco.
N_c	: Número de filas de tubos perpendiculares al flujo.
h_{BP}	: Coeficiente del banco con By-pass.
h_B	: Coeficiente del banco ideal.
ΔP_{BP}	: Pérdida de carga del banco con by-pass.
ΔP_B	: Pérdida de carga del banco ideal.
N_s	: Número pares de dispositivos de sellado del banco de tubos.
N_C	: Número de filas de tubos de Cross flor.
F_{BP}	: Fracción de by-pass.
DS	: Diámetro de la carcasa.
NCL	: Número de tubos en la fila central.

B	: Separación entre deflectores.
P_t	: Separación entre ejes de tubos.
V_m	: Velocidad del flujo cruzado.
V_w	: Velocidad del flujo en la ventana.
S_w	: Área de flujo a través de la venta.
D_v	: Diámetro hidráulico de la ventana.
N_w	: Número efectivo de filas de tubos en la ventana.
h_B	: Coeficiente correspondiente al banco ideal.
h_{NL}	: Coeficiente de un intercambiador con deflectores pero sin fugas.
S_{TB}	: Área de fuga entre tubo y baffle.
S_{SB}	: Área de fuga entre baffle y carcasa.
N_{BT}	: Número de tubos que atraviesan el deflector.
D_{BT}	: Diámetro del agujero del deflector por el que atraviesa el tubo.

INTRODUCCIÓN

Existen muchos procesos de ingeniería que requieren de la transferencia de calor. Para este proceso se necesitan los intercambiadores de calor, los cuales se utilizan para enfriar o calentar fluidos. Por muchos años, el diseño de estos equipos ha sido un gran reto para los investigadores, debido a las exigencias del ahorro energético.

El desarrollo de los intercambiadores es variado y de una amplia gama de tamaños y tecnología como plantas de potencia de vapor, plantas de procesamiento químico, calefacción y acondicionamiento de aire de edificios, refrigeradores domésticos, radiadores de automóviles, radiadores de vehículos especiales, etc.

En los tipos comunes, tales como intercambiadores de coraza y tubos y los radiadores de automóvil, la transferencia de calor se realiza fundamentalmente por conducción y convección desde un fluido caliente a otro frío que está separado por una pared metálica.

El proceso de intercambio de calor entre dos fluido que están a diferentes temperaturas y separado por una pared sólida ocurre en muchas aplicaciones de ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este intercambio se denomina intercambiador de calor.

El objetivo principal de este proyecto es de proporcionar al estudiante un equipo de tecnología adecuada que permita realizar ensayos, pruebas con condiciones similares a las de trabajo en situaciones o escenarios reales para contribuir a mejorar los aspectos académicos y técnicos de los estudiantes.

CAPITULO 1. MARCO TEÓRICO.

1.1 INTRODUCCIÓN CONCEPTOS FUNDAMENTALES.

Intercambiadores de Calor

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea.

Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño.

Un esquema de intercambiador de calor sumamente primitivo puede ser el siguiente:

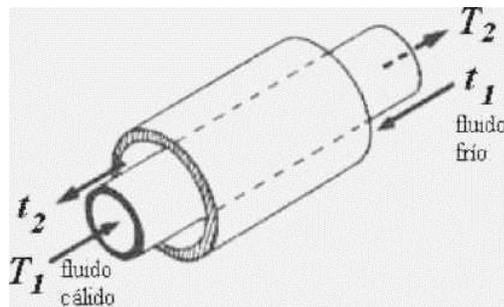


Figura 1.1 Esquema típico de un intercambiador.

Donde:

t_1 y t_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

T_1 y T_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

Como hemos mencionado, un intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

Las aplicaciones de los intercambiadores de calor son muy variadas y reciben diferentes nombres:

- Intercambiador de Calor: Realiza la función doble de calentar y enfriar dos fluidos.
- Condensador: Condensa un vapor o mezcla de vapores.
- Enfriador: Enfría un fluido por medio de agua.
- Calentador: Aplica calor sensible a un fluido.
- Rehervidor: Conectado a la base de una torre fraccionadora proporciona el calor de re ebullición que se necesita para la destilación. (Los hay de termosifón, de circulación forzada, de caldera).
- Vaporizador: Un calentador que vaporiza parte del líquido.

Debe quedar claro que la función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas

diferentes. Se debe tener en mente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan.

El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas.

Existe mucha variación de diseños en los equipos de intercambio de calor. En ciertas ramas de la industria se han desarrollado intercambiadores muy especializados para ciertas aplicaciones puntuales. Tratar todos los tipos sería imposible, por la cantidad y variedad de ellos que se puede encontrar. En forma muy general, podemos clasificarlos según su construcción y según su operación.

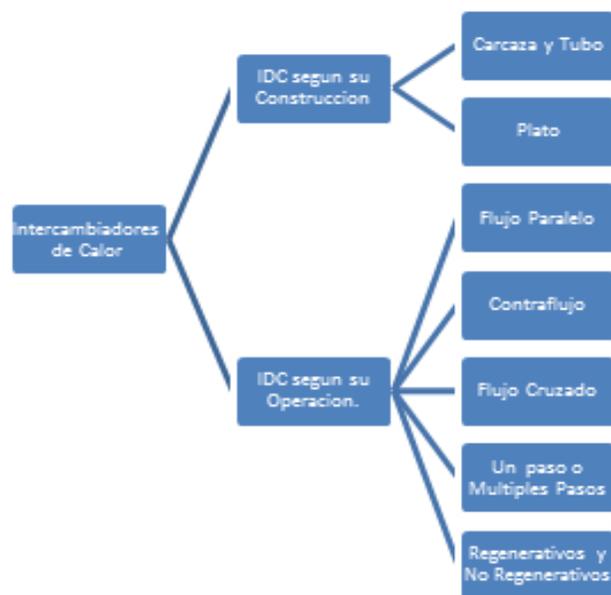


Figura 1.2 Clasificación de los Intercambiadores de Calor.

1.2 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN SU CONSTRUCCIÓN.

Si bien los intercambiadores de calor se presentan en una inimaginable variedad de formas y tamaños, la construcción de los intercambiadores está incluida en alguna de las dos siguientes categorías: carcasa y tubo o plato. Como en cualquier dispositivo mecánico, cada uno de estos presenta ventajas o desventajas en su aplicación.

1.2.1 CARCASA Y TUBO.

La construcción más básica y común de los intercambiadores de calor es el de tipo tubo y carcasa que se muestra en la figura 1.3.

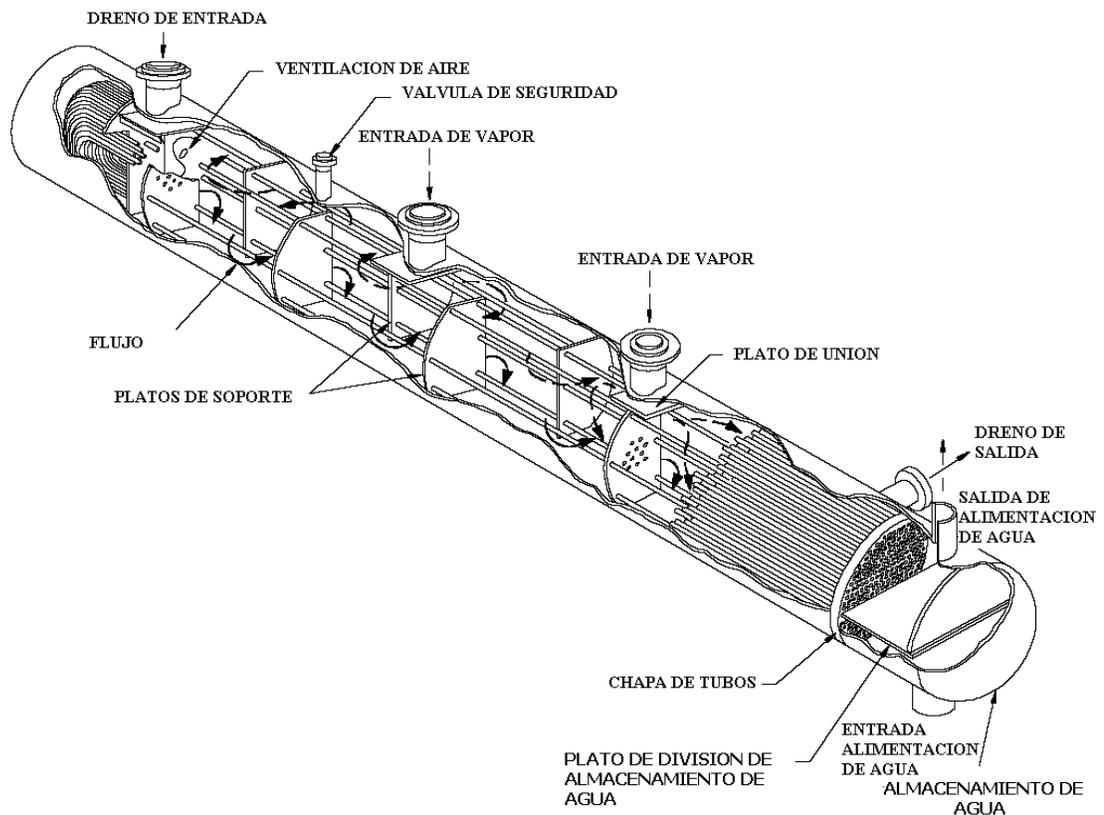


Figura 1.3 Intercambiador de Calor de Carcasa y tubo.

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. El flujo de fluido dentro de los tubos se le denomina comúnmente flujo interno y aquel que fluye en el interior del contenedor como fluido de carcasa o fluido externo. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. En sistemas donde los dos fluidos presentan una gran diferencia entre sus presiones, el líquido con mayor presión se hace circular típicamente a través de los tubos y el líquido con una presión más baja se circula del lado de la carcasa. Esto es debido a los costos en materiales, los tubos del intercambiador de calor se pueden fabricar para soportar presiones más altas que la carcasa del cambiador con un costo mucho más bajo. Las placas de soporte (support plates) mostradas en figura (1.3) también actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la carcasa hacia adelante y hacia atrás a través de los tubos.

1.2.2 PLATO.

El intercambiador de calor de tipo plato, como se muestra en la figura 1.4, consiste en una distribución de placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos caliente y frío. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada uno de las placas y los baffles dirigen el flujo del líquido entre las placas. Ya que cada una de las placas tiene un área superficial muy grande, las placas proveen un área extremadamente grande de transferencia de térmica a cada uno de los líquidos. Por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante, esto es debido a que las placas proporcionan una mayor área que la de los tubos. El intercambiador de calor de plato, debido a la alta eficacia en

la transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcasa y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor.

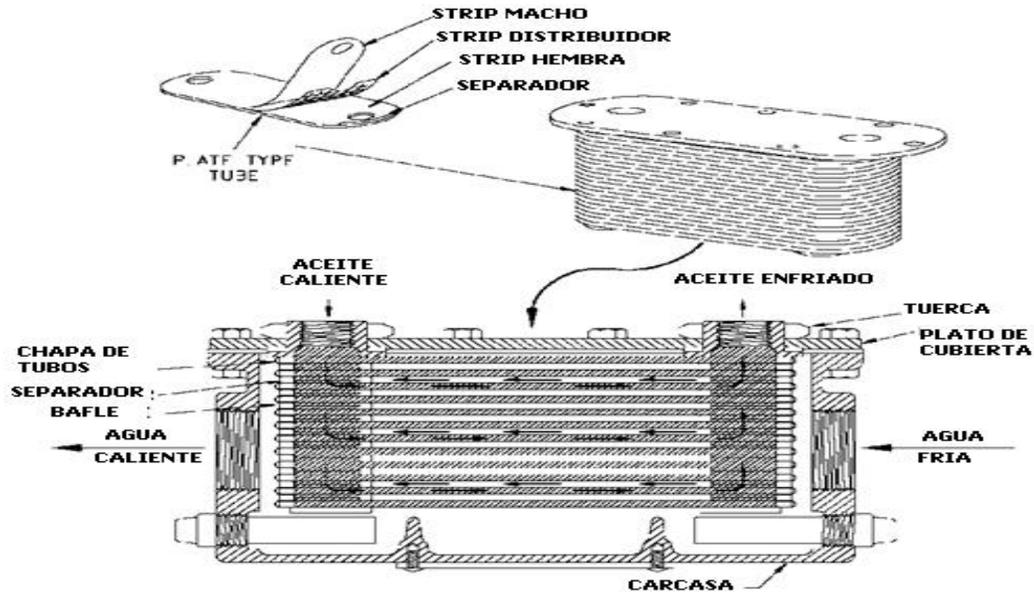


Figura 1.4 Intercambiador de Calor de tipo Plato.

Sin embargo, el tipo de intercambiadores de placa no se utiliza extensamente debido a la inhabilidad de sellar confiablemente las juntas entre cada una de las placas. Debido a este problema, el tipo intercambiador de la placa se ha utilizado solamente para aplicaciones donde la presión es pequeña o no muy alta, por ejemplo en los refrigeradores de aceite para máquinas. Actualmente se cuentan importantes avances que han mejorado el diseño de las juntas y sellos, así como el diseño total del intercambiador de placa, esto ha permitido algunos usos a gran escala de este tipo de intercambiador de calor. Así, es más común que cuando se renuevan viejas instalaciones o se construyen nuevas instalaciones el intercambiador de placa está substituyendo paulatinamente a los intercambiadores de carcasa y tubo.

1.2.3 INTERCAMBIADORES CON SUPERFICIES EXTENDIDAS.

Los tubos aletados se usan porque las aletas aumentan el intercambio de calor en alrededor de 10 a 15 veces por unidad de longitud.

Las aletas se fabrican de una gran variedad de diseños y formas geométricas. Las aletas longitudinales se usan en intercambiadores de doble tubo, mientras que las aletas transversales circulares cortas (lowfins) se usan en intercambiadores de haz de tubos y coraza. Esto se debe al hecho de que en los intercambiadores de doble tubo el flujo es paralelo a los tubos, mientras en los de haz de tubos y coraza es normal al banco de tubos. Aletas más altas (highfins) se usan en intercambiadores sin coraza o con flujo normal al eje del banco de tubos.

Existe una enorme variedad de diseños de intercambiadores con superficies extendidas, pero los más comunes son los derivados de los diseños básicos de intercambiadores de tubos lisos. Es decir, intercambiadores de doble tubo, de serpentina o de haz de tubos y coraza en los que se usa tubo aletado. Veamos algunos de los más comunes.

- **Intercambiadores de doble tubo aletados**

Tanto en el caso de intercambiadores de un solo tubo como multitubo las aletas son longitudinales, continuas y rectas. Otros tipos de aleta son poco usadas, porque la resistencia hidráulica que ofrecen es mayor sin aumento de la eficiencia de intercambio, además de ser más caras. Se usan principalmente en el calentamiento de líquidos viscosos, en casos en que los líquidos tienen propiedades de intercambio de calor y de ensuciamiento muy diferentes, y cuando la temperatura del fluido a calentar no puede

exceder un máximo. Por lo general la disposición geométrica de las aletas es en el exterior del tubo interno, como vemos en el siguiente croquis.

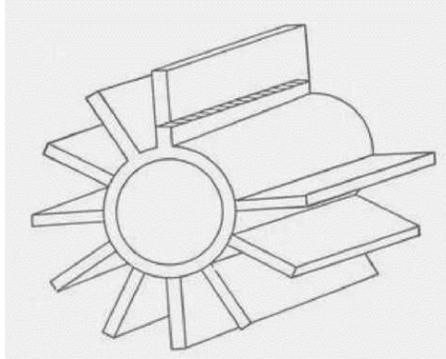


Figura 1.5 Intercambiador de tubo aleteado.

El uso de aletas también tiene justificación económica porque reduce significativamente el tamaño y cantidad de unidades de intercambio requerida para un determinado servicio.

Otra aplicación de los tubos aletados es el calentamiento de líquidos sensibles al calor, como pastas. Debido a la mayor área de intercambio, las aletas distribuyen el flujo de calor más uniformemente. Al calentar aceites o asfalto, por ejemplo, la temperatura de las aletas es menor que la de la cara externa del tubo interior.

Por lo tanto, la temperatura de la capa de aceite o asfalto en contacto con las aletas es menor, reduciendo en consecuencia el peligro de deterioro o carbonización, producción de coque (combustible sólido formado por la destilación de carbón bituminoso calentado a temperaturas de 500 a 1100 °C sin contacto con el aire) y dañar o eventualmente ocluir parcialmente el intercambiador, reduciendo drásticamente su eficiencia de intercambio.

En aplicaciones de enfriamiento, colocando la corriente a enfriar del lado de las aletas (de la coraza) se obtiene un enfriamiento a mayor temperatura, de modo que la

solidificación de ceras en hidrocarburos viscosos o la cristalización o depósitos en barros es menor o inexistente.

- **Intercambiadores de haz de tubos aletados**

El tipo de aleta más comúnmente usado es la transversal. Los intercambiadores con aletas transversales se usan principalmente para enfriamiento o calentamiento de gases en flujo cruzado. La aleta transversal más común es la tipo disco, es decir de forma continua. Contribuyen a ello razones de robustez estructural y bajo costo, más que la eficiencia de la aleta, que es menor para el tipo disco que para otras formas más complejas.

Las aplicaciones actuales más comunes son en los siguientes servicios: enfriamiento de agua con aire, condensación de vapor, economizadores y recalentadores de vapor en hornos de calderas y serpentines de enfriamiento de aire en acondicionadores y otros servicios que involucran calentamiento o enfriamiento de gases. Estas aplicaciones en general no requieren coraza, ya que el haz de tubos no se encuentra confinado sino más bien interpuesto en el canal conductor de gases, el flujo en todos los casos es cruzado.

Los intercambiadores de haz de tubos aletados y coraza se emplean en las mismas condiciones que mencionamos anteriormente, fundamentalmente cuando la temperatura del lado de coraza no puede exceder un cierto valor relativamente bajo y las condiciones de operación indican este tipo de intercambiador.

1.3 TIPOS DE INTERCAMBIADORES DE CALOR SEGÚN SU OPERACIÓN.

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la

dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido, las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

1.3.1 FLUJO PARALELO.

Como se ilustra en la figura 1.6, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproxima una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Debe quedar claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente.

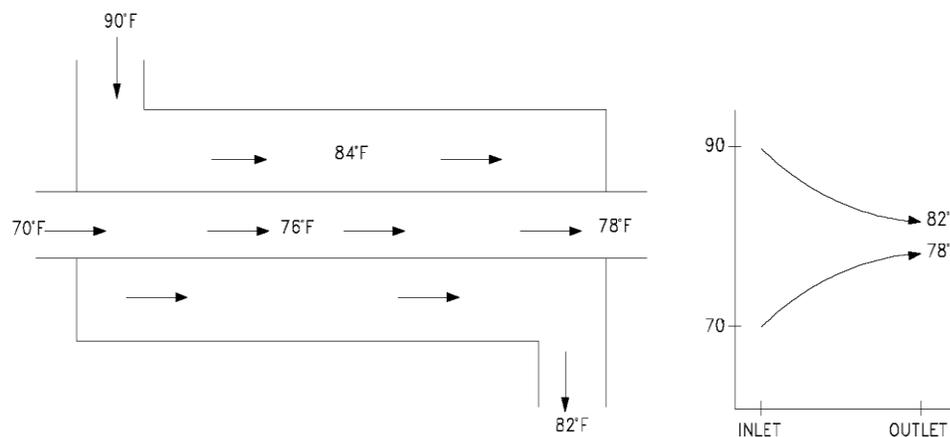


Figura 1.6 Intercambiador de Calor de Flujo Paralelo.

1.3.2 CONTRAFLUJO.

Como se ilustra en la figura 1.7, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en

contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador.

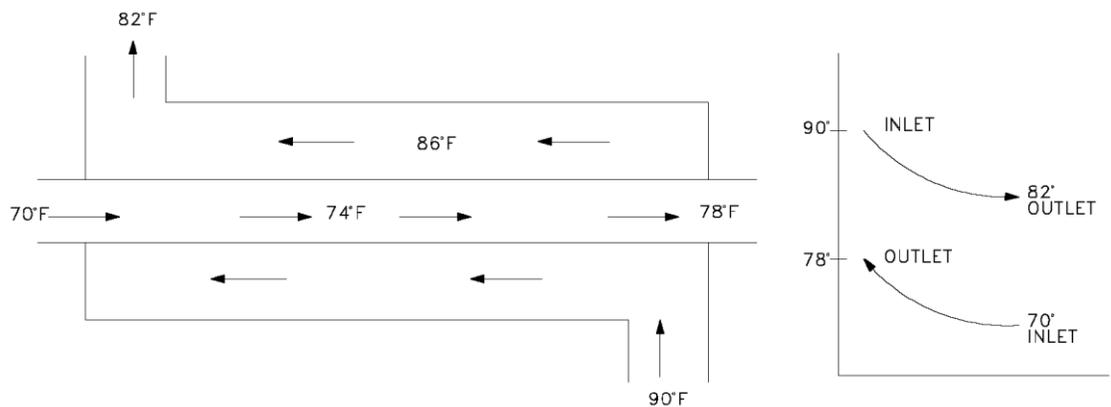


Figura 1.7 Intercambiador de Calor de Contraflujo.

1.3.3 FLUJO CRUZADO.

En la figura 1.8 se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado; uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°. Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usados donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene un fluido pasado por el intercambiador en dos fases bifásico. Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor exhausto que sale de una turbina

entra como flujo externo a la carcasa del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor y éste se condensa y forma agua líquida. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor de agua al utiliza este tipo de intercambiador de calor.

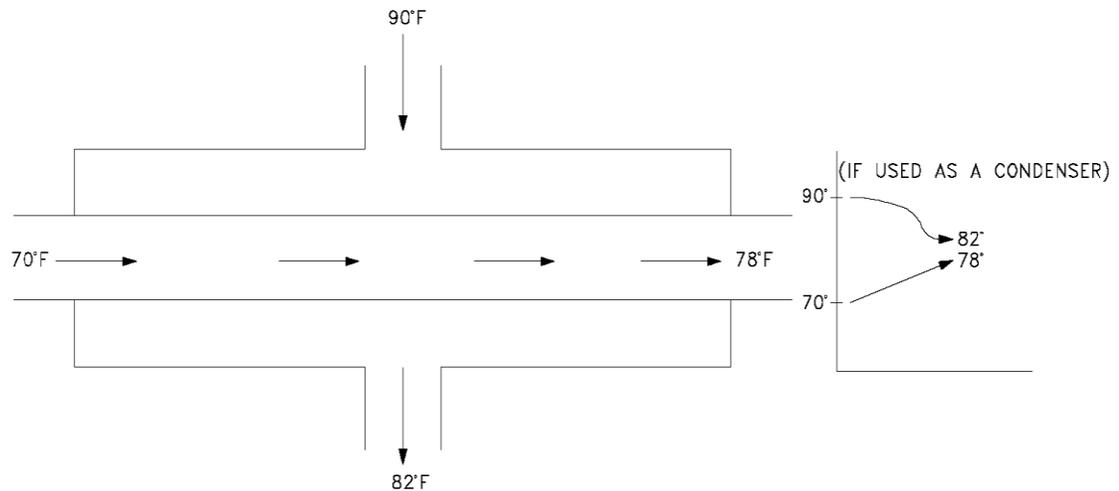


Figura 1.8 Intercambiador de Calor de Flujo Cruzado.

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contraflujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador.

Desde luego, un intercambiador de calor real que incluye dos, o los tres tipos de intercambio descritos anteriormente, resulta muy complicado de analizar. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo, es maximizar la eficacia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador.

1.3.4 INTERCAMBIADORES DE UN SOLO PASO (O PASO SIMPLE) Y DE MÚLTIPLE PASOS.

Un método que combina las características de dos o más intercambiadores y permite mejorar el desempeño de un intercambiador de calor es tener que pasar los dos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de paso simple. Cuando los fluidos del intercambiador intercambian calor más de una vez, se denomina intercambiador de múltiple pasos. Si el fluido sólo intercambia calor en una sola vez, se denomina intercambiador de calor de paso simple o de un solo paso. En la figura (1.9) se muestra un ejemplo de estos intercambiadores. Comúnmente el intercambiador de múltiples pasos invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar dobleces en forma de “U” en los extremos, es decir, el dobles en forma de “U” permite al fluido fluir de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador. Un segundo método para llevar a cabo múltiples pasos es insertar baffles o platos dentro del intercambiador.

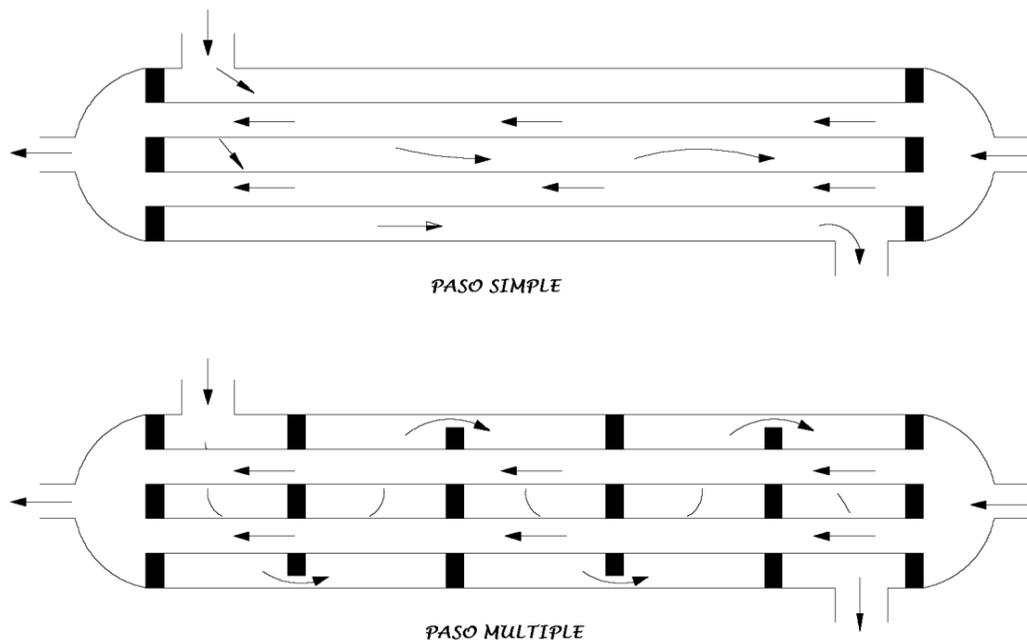


Figura 1.9 Intercambiador de un solo paso e intercambiador de múltiple paso.

1.3.5 INTERCAMBIADORES REGENERATIVOS Y NO-REGENERATIVOS.

Los intercambiadores de calor también pueden ser clasificados por su función en un sistema particular. Una clasificación común es:

- Intercambiador regenerativo.
- Intercambiador no-regenerativo.

Un intercambiador regenerativo es aquel donde se utiliza el mismo fluido (el fluido caliente y el fluido frío es el mismo) como se muestra en la figura 1.10. Esto es, el fluido caliente abandona el sistema cediendo su calor a un regenerador y posteriormente regresando al sistema. Los intercambiadores regenerativos son comúnmente utilizados en sistemas con temperaturas altas donde una porción del fluido del sistema se remueve del proceso principal y éste es posteriormente integrado al sistema. Ya que el fluido que es removido del proceso principal contiene energía (energía interna, mal llamado calor), el calor del fluido que abandona el sistema se usa para recalentar (regenerar) el fluido de regreso en lugar de expeler calor hacia un medio externo más frío lo que mejora la eficacia del intercambiador. Es importante recordar que el término “regenerativo/no-regenerativo” sólo se refiere a “cómo” funciona el intercambiador de calor en un sistema y no indica el tipo de intercambiador (carcasa y tubo, plato, flujo paralelo, contraflujo).

En un intercambiador regenerativo, como se muestra en la figura 1.10, el fluido con mayor temperatura enfriado por un fluido de un sistema separado y la energía (calor) removida no es regresada al sistema.

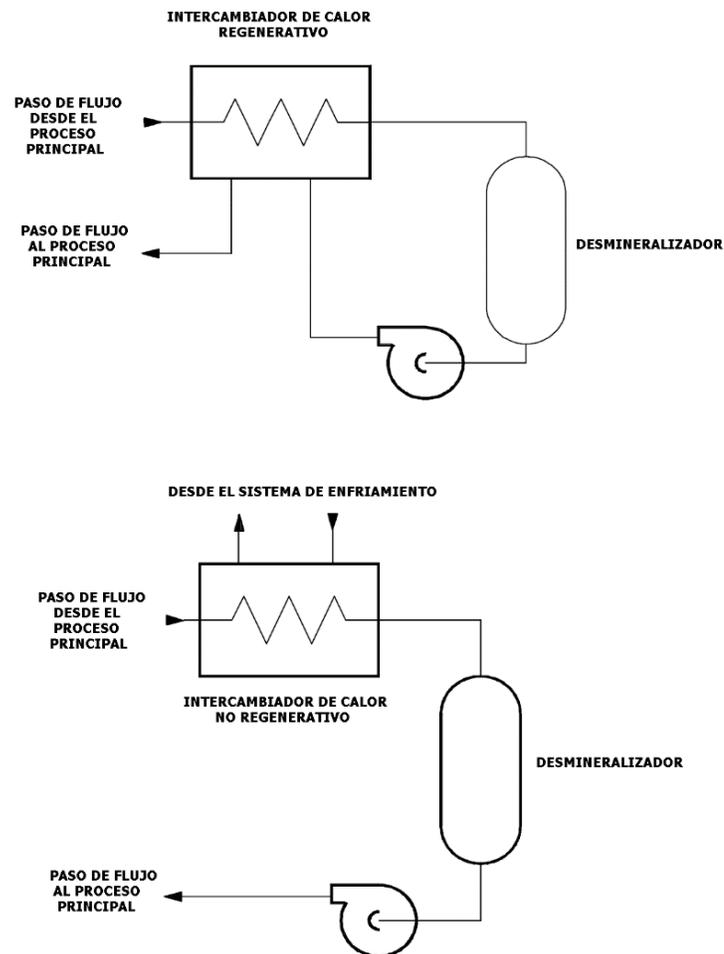


Figura 1.10 Intercambiador regenerativo e Intercambiador no-regenerativo.

1.4 DISEÑO TÉRMICO E HIDRÁULICO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS.

Como hemos visto hasta ahora, la función general de un intercambiador de calor es transferir calor de un fluido a otro.

Los componentes básicos de los intercambiadores se puede ver como un tubo por donde un flujo de fluido está pasando mientras que otro fluido fluye alrededor de dicho tubo.

Existen por tanto tres intercambios de calor que necesitan ser descritos:

- Transferencia de calor convectiva del fluido hacia la pared interna del tubo.
- Transferencia de calor conductiva a través de la pared del tubo.
- Transferencia de calor convectiva desde la pared externa del tubo hacia el fluido exterior.

Para desarrollar la metodología para el análisis y diseño de un intercambiador de calor, atendemos primero el problema de la transferencia de calor del fluido interno en el tubo hacia el fluido externo en la carcasa.

1.4.1 RELACIONES GOBERNANTES.

Consideremos que existen dos flujos en un intercambiador de calor, el fluido caliente tiene una razón de capacidad calorífica definida como:

$$C_h = \dot{m}c_{ph} [W/K]$$

Donde: $\dot{m} [Kg/s]$ Es el flujo másico.

$c_{ph} [J/KgK]$ Es su capacidad calorífica a presión constante.

Y análogamente para el fluido frío se tiene:

$$C_c = \dot{m}c_{ph}$$

Entonces, con base en la Primera Ley de la Termodinámica o Conservación de la Energía, se establece que el calor transferido entre ambos flujos se puede describir por un balance de entalpía de la forma:

$$q = C_h(T_1 - T_2) = C_c(t_2 - t_1) \quad (1)$$

Donde los subíndices 1 y 2 se refieren a entrada o salida del intercambiador, respectivamente, y las literales T y t son empleadas para indicar las temperaturas caliente y fría, respectivamente.

La ecuación (1) es una representación ideal donde no se consideran pérdidas de calor y ésta sólo describe el calor que será transferido (la capacidad o comportamiento del intercambiador) para el caso donde se conocen los flujos másicos y las temperaturas de operación. Sin embargo, dicha ecuación no provee ninguna indicación del tamaño del intercambiador necesario para mejorar su capacidad o eficiencia. Si consideramos el tamaño del intercambiador en la ecuación (1) podemos escribir:

$$q = U\eta S\theta_m = U_h\eta_{ov,h}S_h\theta_m = U_c\eta_{ov,c}S_c\theta_m \quad (2)$$

Donde :

S_h y S_c : Son las áreas de las superficies caliente y fría del intercambiador.

U_h y U_c : Son los coeficientes globales de transferencia de calor referidos a la parte caliente y fría del intercambiador.

θ_m : Es la diferencia de temperatura media logarítmica.

$\eta_{ov,h}$ Y $\eta_{ov,c}$: Son los eficiencias de intercambio de aleta y en el caso donde no se conocen para el intercambiador se puede utilizar la aproximación $\eta_{ov,h} = \eta_{ov,c} = 1$.

Así, el proceso de intercambio de calor completo se puede representar por:

$$q = U_h\eta_{ov,h}S_h\theta_m = U_c\eta_{ov,c}S_c\theta_m = C_h(T_1 - T_2) = C_c(t_2 - t_1) \quad (3)$$

Que es en definitiva la combinación de las ecuaciones (1) y (2).

1.4.2 ÁREA DE SUPERFICIE DEL INTERCAMBIADOR

Considere un tubo de longitud L como se muestra en la figura 1.11(a). Se observa que la pared del tubo tiene un espesor δ_s , así que el diámetro interno es menor que el diámetro externo y las áreas superficiales serán ligeramente diferentes:

$$S_i = \pi d_i L \quad (4a)$$

$$S_o = \pi d_o L \quad (4b)$$

En el caso de un tubo con aletas, una hacia adentro del tubo y otra hacia afuera, como se muestra en la figura 1.11 (b), las áreas de las superficies de dichas aletas son entonces:

$$S_{fi} = 2n_i b_i L \quad (5a)$$

$$S_{fo} = 2n_o b_o L \quad (5b)$$

Donde:

n_i Y n_o son el número de aletas dentro y fuera de la pared del tubo respectivamente.

b_i Y b_o son longitud de aletas ya sea dentro o fuera de la pared del tubo respectivamente.

Y despreciamos la transferencia de calor que ocurre a través del área de la pared extrema (en la punta de la aleta) de las aletas, tanto en las aletas internas como en las externas.

En este caso podemos decir que las áreas primas o las áreas de superficie básicas son entonces:

$$S_{bi} = (\pi d_i - n_i d_{fi})L \quad (6a)$$

$$S_{bo} = (\pi d_o - n_o d_{fo})L \quad (6b)$$

La superficie total será entonces:

$$S_i = S_{bi} + S_{fi} = (\pi d_i - n_i d_{fi} + 2n_i b_i)L$$

$$S_o = S_{bo} + S_{fo} = (\pi d_o - n_o d_{fo} + 2n_o b_o)L$$

O bien:

$$S_i = [\pi d_i + n_i(2b_i - d_{fi})]L \quad (7)$$

$$S_o = [\pi d_o + n_o(2b_o - d_{fo})]L \quad (8)$$

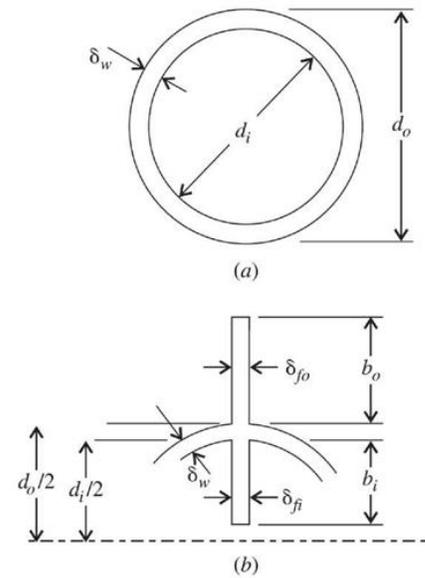


Figura 1.11: (a) Vista del extremo de un tubo recto y (b) pequeño ángulo central de un tubo con aletas internas y externas.

La razón de la superficie aleteada y la superficie total es entonces:

$$\frac{S_{fi}}{S_i} = \frac{2n_i b_i L}{[\pi d_i + n_i(2b_i - d_{fi})]L} = \frac{2n_i b_i}{\pi d_i + n_i(2b_i - d_{fi})} \quad (9)$$

$$\frac{S_{fo}}{S_o} = \frac{2n_o b_o L}{[\pi d_o + n_o(2b_o - d_{fo})]L} = \frac{2n_o b_o}{\pi d_o + n_o(2b_o - d_{fo})} \quad (10)$$

La eficacia global de la superficie $\eta_{ov,h}$ y $\eta_{ov,c}$ se basan en las áreas de superficie básicas y en la superficie de operación aleteada con eficacias η_{fi} y η_{fo} , tal que podemos considerar:

$$\eta_{ov,i} S_i = S_{bi} + \eta_{fi} S_{fi} = S_i - S_{fi} + \eta_{fi} S_{fi}$$

O bien:

$$\eta_{ov,i} = 1 - \frac{S_{fi}}{S_i} (1 - \eta_{fi}) \quad (11)$$

Y de manera similar:

$$\eta_{ov,o} = 1 - \frac{S_{fo}}{S_o} (1 - \eta_{fo}) \quad (12)$$

1.4.3. COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSMISIÓN DE CALOR

El coeficiente global de transmisión de calor se puede calcular a partir de los coeficientes peliculares de cada uno de los fluidos por medio de las siguientes expresiones:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{U_c} + R_f \quad (13)$$

$$\frac{1}{U_c} = \frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_{io}} \quad (14)$$

$$h_{io} = h_i * \frac{D_i}{D_o} \quad (15)$$

Donde:

U = Coeficiente global de transmisión de calor.

U_c = Coeficiente de limpieza de transmisión de calor.

R_f = Resistencia de ensuciamiento combinada.

h_{i0} = Coeficiente pelicular del fluido del tubo referido al área externa.

h_o = Coeficiente pelicular del fluido del anulo.

D_i = Diámetro interno del tubo interior.

D_o = Diámetro externo del tubo interior.

1.4.4. COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO DE LOS TUBOS.

Coeficiente de transferencia.

Los coeficientes peliculares para el fluido que circula por dentro de los tubos de un intercambiador se obtienen por medio de las relaciones comúnmente utilizadas para flujo en el interior de ductos. Se define un número de Reynolds como:

$$Re = \frac{D_i * G_t}{\mu} \quad (16)$$

Donde:

$$G_t = \text{Velocidad masica de flujo} = W/a_t$$

$$a_t = \text{Área de flujo en los tubos} = \frac{N * \pi * D_i^2}{4 * n}$$

N = Número de tubos.

D_i = Diámetro interno de los tubos.

En función del número de Reynolds se correlacionan los resultados de la siguiente forma:

- a) Para régimen de escurrimiento laminar ($Re < 2100$), según Sieder y Tate:

$$\frac{h_i * D_i}{k} = 1.86 \left(Re * Pr * \frac{D_i}{L} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} = 1.86 \left(\frac{4 * W * n * c}{\pi * k * L * N} \right)^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (17)$$

En un intercambiador multipaso, L sigue siendo la longitud del tubo y no la longitud total de recorrido L*n, debido a que en los cabezales la temperatura del fluido se uniformiza debiendo desarrollarse nuevamente el perfil de temperaturas.

b) Para la zona de fluido turbulento ($Re > 10000$), la correlación es:

$$\frac{h_i * D_i}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.33} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (18)$$

Esta ecuación dio una desviación máxima media de aproximadamente +15 y -10% para números de Reynolds superiores a 10000.

Para caso particular de agua a temperaturas moderadas circulando en régimen turbulento, la correlación anterior no ha dado resultados satisfactorios y se sugiere utilizar la siguiente ecuación dimensional:

$$h_i = 1423 * (1 + 0.0146t) \frac{V^{0.8}}{D_i^{0.2}} \quad (19)$$

Donde:

$$h_i = \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$t = [^{\circ}C] \text{ (temperatura media del agua)}$$

$$V = \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$D_i = [m]$$

c) Zona de transición ($2100 < Re < 10000$)

Esta zona corresponde a condiciones de flujo totalmente inestables y no resulta posible correlacionar los datos experimentales, con aceptable precisión. Se ha sugerido la correlación que se indica a continuación:

$$\frac{h_i}{c * G_t} = 0.116 \left(\frac{Re^{0.66} - 125}{Re} \right) \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{0.66} \right] Pr^{-0.66} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (20)$$

Pérdida de carga

La caída de presión para fluidos que circulan por el lado de los tubos en un intercambiador puede considerarse como la suma de dos efectos.

- a) Pérdida de carga en los tubos.
- b) Pérdida de carga producida por los cambios de dirección en los cabezales.

La pérdida de carga en los tubos se calcula a partir de la ecuación de Fanning:

$$\Delta P_t = 4 * f * n \frac{L}{D_i} \frac{G_t^2}{2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a \quad (21)$$

Donde el exponente a vale -0.14 para régimen turbulento y -0.25 para régimen laminar.

En esta ecuación, $L * n$ es la longitud total recorrida en los n pasos.

El factor de fricción, para la zona de flujo laminar es:

$$f = \frac{16}{Re} \quad (22)$$

Mientras que para la zona turbulenta puede utilizarse la ecuación de Drew, Koo y Mc Adams:

$$f = 0.0014 + 0.125 Re^{-0.32} \quad (23)$$

Se acepta normalmente que la ecuación (22) se puede utilizar para $2100 > Re$, mientras que para $Re > 2100$ se utiliza la ecuación (23).

Los factores de fricción que se obtienen de la expresión anterior son para tubos lisos.

Algunos autores sugieren incrementar un 20% para tubos de intercambiador.

La pérdida de carga correspondiente a los cambios de dirección que se producen en los cabezales de los intercambiadores multipaso, se pueden calcular como:

$$\Delta P_r = 4 * n \frac{G_t^2}{2\rho} \quad (24)$$

Donde n es el número de pasos en los tubos. La pérdida de carga total se puede calcular entonces como:

$$\Delta P_T = \Delta P_t + \Delta P_r \quad (25)$$

1.4.5. COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN DEL LADO DEL LADO DE LA CORAZA.

Método de Bell.

En 1950, la universidad de Delaware realizó un programa de investigación en materia de transferencia de calor y pérdida de carga con el apoyo de TEMA y ASME. En dicho programa trabajó un gran número de investigadores que fueron publicando sus conclusiones en diversos artículos a lo largo de toda la década. El resultado de todos los trabajos fue sintetizado por K. Bell en 1963, produciendo el que hoy en día se conoce como método de Bell o Delaware. (K. Bell “Final Report of the Cooperative Research Program of Shell and Tube Heat Exchangers”, Bulletin No 5 University of Delaware-1963).

Fundamentos del método.

El método se basa en datos de pérdida de carga y transferencia de calor correspondientes a un banco ideal de tubos (banco de tubos de ancho infinito). El banco ideal se materializa con un intercambiador rectangular sin baffles con flujo cruzado en cuyos extremos se colocan medios tubos para simular la continuidad.

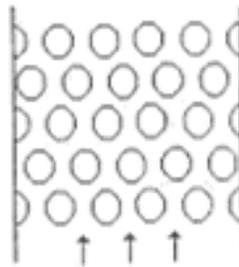


Figura 1.12 Esquema de un banco ideal de tubos.

Los datos correspondientes al banco ideal se corrigen luego con coeficientes que tienen en cuenta las características propias de cada intercambiador (áreas de fuga, cortes de baffles, corrientes de By-pass, etc.)

Datos correspondientes al banco ideal.

Los datos se correlacionan en función del número de Reynolds definido como:

$$Re_m = \frac{W \cdot D_o}{S_m \cdot \mu} \quad (26)$$

Donde:

W = Caudal masico en la carcasa.

D_o = Diámetro externo de los tubos.

μ = Viscosidad.

S_m = Área de flujo cruzado.

El área de flujo cruzado se define como el área libre para el escurrimiento normal calculado en la sección en que dicho valor es mínimo, ósea en correspondencia con el centro de una fila de tubos.

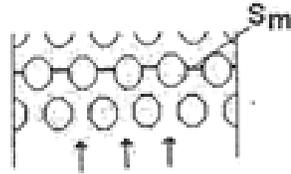


Figura 1.13 Área de flujo cruzado.

Se define:

$$G_m = \frac{W}{S_m} \quad (27)$$

Se obtienen entonces datos que se expresan en función de un factor de fricción f , y un coeficiente de Culbom j , definidos como:

$$f = \frac{2 * \Delta P_b * \rho}{4 * G_m^2 * N_c} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (28)$$

Donde:

ΔP_b = pérdida de carga del banco

N_c = Número de filas de tubos perpendiculares al flujo

Para el caso de intercambiadores, N_c será el número de filas de tubos comprendidas entre los bordes de dos baffles consecutivos:

$$j = \frac{h_B}{c * G_m} Pr^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (29)$$

Siendo h_B el coeficiente de transmisión de calor correspondiente al banco ideal.

(En la definición de h_B se utiliza la DMLT para expresar la diferencia de temperatura).

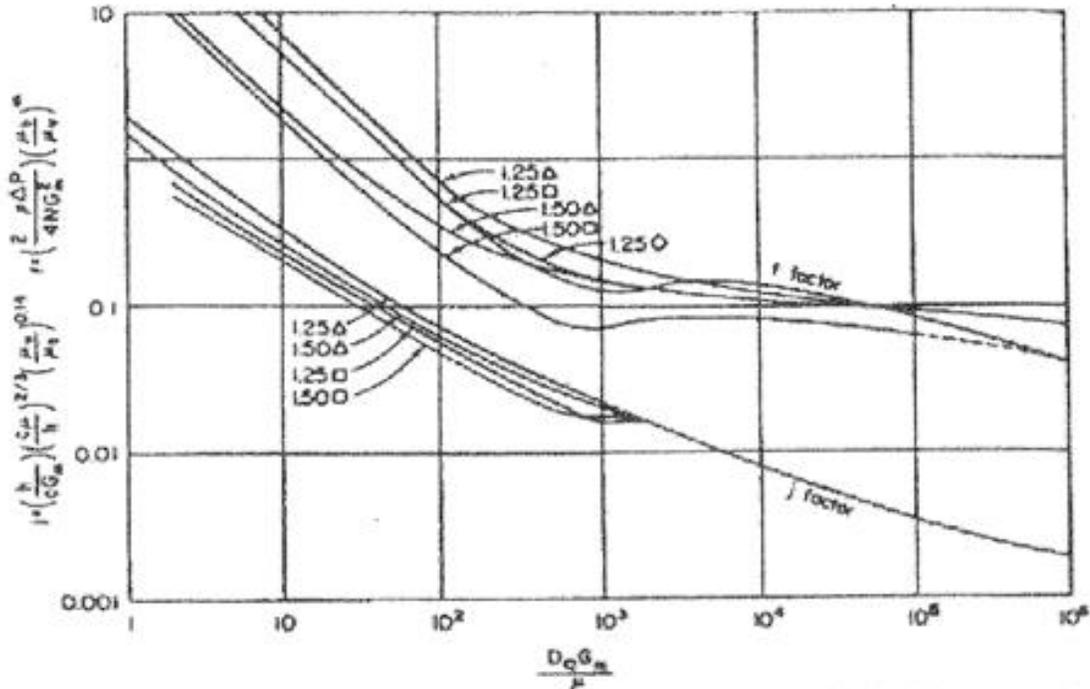


Figura 1.14 Coeficiente de Culbom j y factor de fricción f .

Los datos se grafican en función del número de Reynolds para distintas configuraciones de haz de tubos y distintas relaciones entre paso y diámetro de tubos. Este grafico se muestra en la figura 1.14. Los datos de la figura corresponden a un banco ideal con 10 filas de tubos.

Con los datos de la figura 1.14. Se ha efectuado una regresión numérica, cuyos resultados se resumen en la figura 1.15.

Se observa en el grafico que algunas curvas (las que corresponden a arreglo en cuadro), presentan un mínimo que corresponde a una transición de régimen, en cambio para los arreglos no alineados (en triangulo o en cuadro rotado) la transición no es muy clara.

La dificultad para apreciar la transición de régimen se debe a que la misma se determina por un cambio brusco en la pérdida de carga.

Lo que ocurre es que al no ser constante la sección de flujo, tienen lugar aceleraciones y desaceleraciones del fluido que hacen que los términos inerciales de la ecuación de Navier Stokes no sean nulos. Por lo tanto, el efecto de la turbulencia real queda enmascarado por estos efectos inerciales.

CORRELACION PARA EL CALCULO DEL FACTOR j EN LA CARCASA
(Regresión de los valores de la figura 7-27)

$$j = (h/c G_m) Pr^{1/3} (\mu_w/\mu)^{0,14} \quad (\text{Ver definición de variables en el texto})$$

INTERVALO	$Re_m < 100$		$100 < Re_m < 3000$			$Re_m > 3000$	
CORRELACION	$j = a Re^b$		$\ln j = a + b \ln Re + c (\ln Re)^2$			$j = a Re^b$	
Geometría y Relación $P_r D_m$	a	b	a	b	c	a	b
→ Δ 1,25	1,81	-0,72	1,70	-1,25	0,065	0,275	-0,38
→ □ 1,25	0,97	-0,62	3,28	-1,90	0,121	0,275	-0,38
→ ◇ 1,25	1,81	-0,72	0,32	-0,76	0,025	0,275	-0,38
→ Δ 1,5	1,34	-0,68	0,37	-0,56	0,0087	0,275	-0,38
→ □ 1,5	0,88	-0,64	1,81	-1,34	0,082	0,275	-0,38

CORRELACION PARA EL CALCULO DEL FACTOR f EN LA CARCASA
(Regresión de los valores de la figura de la página 82)

$$f = (2\rho \Delta p/4 Nc G_m^2) (\mu/\mu_w)^m$$

(Ver definición de variables en el texto)

$$\ln f = a + b \ln Re_m + c (\ln Re_m)^2 + d (\ln Re_m)^3$$

INTERVALO	$Re_m < 100$				$100 < Re_m < 1300$				$1300 < Re_m < 3000$				$Re_m > 3000$			
Geometría	a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d	a	b	c	d
→ Δ 1,25	4,376	-1,025	0	0	5,293	-1,864	0,1584	-0,00472	5,293	-1,864	0,1584	-0,00472	5,293	-1,864	0,1584	-0,00472
→ □ 1,25	3,923	-0,984	0	0	3,871	-0,498	-0,2052	0,0221	3,871	-0,498	-0,2052	0,0221	-7,907	1,774	-0,160	0,00407
→ ◇ 1,25	3,923	-0,984	0	0	6,30	-2,403	0,226	-0,00721	6,30	-2,403	0,226	-0,00721	6,30	-2,403	0,226	-0,00721
→ Δ 1,5	3,196	-1,176	0,0557	0	3,472	-1,547	0,1425	-0,00454	3,472	-1,547	0,1425	-0,00454	3,472	-1,547	0,1425	-0,00454
→ □ 1,5	3,04	-1,13	0,031	0	-8,015	5,152	-1,166	0,0771	-6,666	1,152	-0,0981	0,00237	-6,666	1,152	-0,0981	0,00237

Figura 1.15 Correlación para el cálculo del factor j y f en la carcasa.

El efecto es más pronunciado en los arreglos de tubos no alineados.

Se acostumbra sin embargo, a aceptar que la zona de régimen laminar se prolonga hasta números de Reynolds del orden de 100.

Para esta zona los efectos inerciales son pequeños frente a los efectos viscosos y aproximadamente f es inversamente proporcional al número de Reynolds.

El régimen de transición se extiende en un intervalo de número de Reynolds entre 100 y 4000, en el que fotográficamente puede observarse una aparición ocasional de remolinos (eddies) turbulentos. El factor de fricción se vuelve mayor de lo que podría esperarse si continuara siendo inversamente proporcional al número de Reynolds, correspondiendo la diferencia a la energía gastada en la forma de dichos remolinos.

En los arreglos no alineados (configuración en triángulo y a 45°) la aparición de remolinos comienza en la última fila de tubos aguas abajo y al aumentar el valor del número de Reynolds el efecto va avanzando aguas arriba.

En los arreglos alineados en cuadro, los remolinos aparecen en forma simultánea en todo el manojito de tubos produciéndose un aumento brusco del factor de fricción.

Cuanto mayor es la distancia entre filas de tubos, este aumento del factor de fricción se hace más suave. El régimen de escurrimiento turbulento se produce para $Re > 4000$. En esta zona, f es proporcional a una potencia de Re que va de -0.2 a -0.4 .

Aplicación a intercambiadores tubulares- factores de corrección.

Como ya se dijo, los datos correspondientes a un banco ideal de tubos deben corregirse para tener en cuenta los efectos de fugas, By-pass, y ventana de baffle cuando se los quiere aplicar a equipos reales.

- EFECTOS DE BY-PASS.

Se realizaron estudios en bancos de tubos no ideales, en los cuales parte del caudal tenía la posibilidad de desviarse por el área lateral del banco de tubos (correspondiente al espacio comprendido entre el haz tubular y la carcasa) y se observó que aun para fracciones de área de By-pass no demasiado grandes, una gran parte del caudal se desviaba por esa área. La fracción del caudal que “by-passeaba” el haz tubular llegaba hasta $\frac{3}{4}$ partes del caudal total en régimen laminar y hasta un 50% en un régimen turbulento con la consiguiente reducción de coeficientes de transmisión de calor y pérdida de carga (evidentemente el camino del By-pass tiene una menor resistencia de fricción que el haz tubular).

Los resultados se muestran en la tabla 1.1. (Los datos corresponden a un determinado intercambiador, no son generales).

Se observa que los efectos son más pronunciados en régimen laminar que en régimen turbulento, y que la influencia de los dispositivos de sellado es muy grande.

Tabla 1.1 Efectos del By-pass sobre Intercambiadores de Calor.

% del área de by pass resp. al área de crossflow	REGIMEN LAMINAR		REGIMEN TURBULENTO	
	$\frac{\Delta p \text{ con by pass}}{\Delta p \text{ sin by pass}}$	$\frac{h \text{ con by pass}}{h \text{ sin by pass}}$	$\frac{\Delta p \text{ con by pass}}{\Delta p \text{ sin by pass}}$	$\frac{h \text{ con by pass}}{h \text{ sin by pass}}$
	Banco ideal	100%	100%	100%
17.8% de by pass sin dispositivo de sellado	42%	76-79%	43%	77-80%
27% de by pass sin dispositivo de sellado	22%	60-65%	31%	69-73%
17.8% de by pass con un dispositivo de sellado	68%	60-65%	31%	69-73%
27% de by pass con un dispositivo de sellado			63%	85-88%

El efecto de estos dispositivos se aprecia en la figura 1.16.

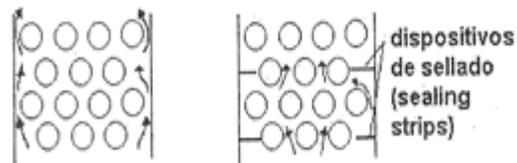


Figura 1.16 Efectos de By-pass sobre Intercambiadores de Calor.

Los datos correspondientes al manajo ideal a que se refiere la tabla, fueron determinados para un banco ideal con el mismo caudal global que del banco con By-pass.

Estos efectos son introducidos en el método de Bell, por medio de un coeficiente de corrección para el coeficiente h :

$$\varepsilon_h = \frac{h_{BP}}{h_B} \quad (30)$$

Donde:

h_{BP} = coeficiente del banco con by – pass

h_B = coeficiente del banco ideal

Y para pérdida de carga se tiene:

$$\varepsilon_{\Delta P} = \frac{\Delta P_{BP}}{\Delta P_B} \quad (31)$$

Donde:

ΔP_{BP} = pérdida de carga del banco con by – pass

ΔP_B = pérdida de carga del banco ideal

Estos factores de corrección se calculan como:

$$\varepsilon_h = \varepsilon_{\Delta P} = \exp \left[-\alpha * F_{BP} * \left(1 - \sqrt[3]{\frac{2N_S}{N_C}} \right) \right] \quad (32)$$

Donde:

$$F_{BP} = \text{Fracción de by - pass} = \frac{S_{BP}}{S_m} = \frac{\text{Área de by - pass}}{\text{Área de flujo cruzado}}$$

N_S = Número pares de dispositivos de sellado del banco de tubos.

N_C = Número de filas de tubos de cross flow,

los comprendidos entre los bordes de dos baffles consecutivos.

Si $N_S > 1/2N_C$ tomar directamente $\varepsilon_h = \varepsilon_{\Delta P} = 1$.

α = coeficiente que depende del régimen de escurrimiento y de si se trata de pérdida de carga o de transferencia de calor. Su valor se obtiene de la tabla 1.2.

Tabla 1.2 Valores de α para régimen turbulento y laminar.

	valores de α	
	laminar	turbulento
Para $\xi_{\Delta P}$	5	4
Para ξ_h	1.5	1.35

Las áreas de flujo cruzado y By-pass para un intercambiador de calor se pueden hallar como:

$$S_m = (D_S - N_{CL} - D_o)B \quad (33)$$

Donde:

$$S_m = \text{Área de flujo cruzado.}$$

D_S = Diámetro de la carcasa.

N_{CL} = Número de tubos en la fila central.

B = Separación entre deflectores.

$$S_{BP} = [D_S - (N_{CL} - 1)P_t - D_o]B \quad (34)$$

Donde:

P_t = Separación entre ejes de tubos.

EFECTO DE LA VENTANA DEL BAFFLE.

Se analizara por separado el efecto de la pérdida de carga y sobre la transmisión de calor:

1. PÉRDIDA DE CARGA

Hasta ahora se analizó la pérdida de carga correspondiente a una sección de flujo cruzado, entendiendo por tal, al escurrimiento del fluido a través del banco de tubos delimitado por los bordes de dos deflectores consecutivos como se muestra en la figura 1.17.

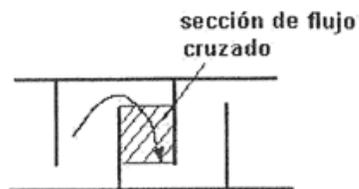


Figura 1.17 Pérdida de carga correspondiente a una sección de flujo cruzado.

Se analizara ahora la perdida de carga en la ventana. Se observó que para correlacionar los datos de la ventana era necesario utilizar una velocidad V_Z definida como el promedio geométrico de las velocidades en la ventana y en flujo cruzado:

$$V_m = \text{velocidad del flujo cruzado} = \frac{G_m}{\rho} \quad (35)$$

$$V_W = \text{velocidad del flujo en la ventana} = \frac{G_W}{\rho} = \frac{W}{S_W * \rho} \quad (36)$$

Donde:

S_W = Área de flujo a través de la venta.

$$S_W = \pi \left(\frac{D_S}{2} \right)^2 \frac{A}{360} - \left(\sin \frac{A}{2} \right) \left(\frac{D_S}{2} \right) \left(\frac{D_S}{2} - B_C \right) - N_{WT} \frac{\pi}{4} D_O^2 \quad (37)$$

Donde:

N_{WT} = Número de tubos en la ventana.

B_C = Corte del baffle.

A = Ángulo central del baffle.

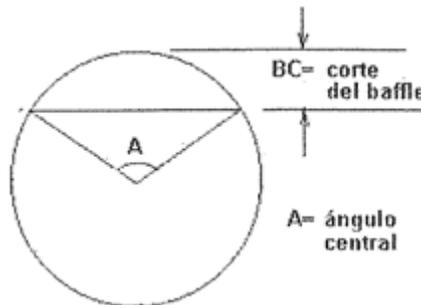


Figura 1.18 Esquema grafico del corte del baffle y ángulo central en el intercambiador de calor.

Será entonces:

$$V_Z = \sqrt{V_m * V_W} \quad (38)$$

La necesidad de definir esta velocidad surgió de la observación que variando la separación entre baffles se modificaba la pérdida de carga en la ventana a pesar que la velocidad V_W no variaba.

a) Régimen laminar ($Re < 100$)

La velocidad en la ventana tiene una componente en la dirección de flujo, y otra perpendicular al mismo.

Existe por lo tanto una componente de fricción debida al flujo paralelo al tubo, otra debida al flujo normal y un tercer efecto debido a los cambios de dirección.

Los datos se correlacionan en función de un parámetro que es:

$$\frac{V_Z * \mu}{c} \quad (39)$$

Donde:

$C =$ distancia entre tubos $c = P_t - D_o$.

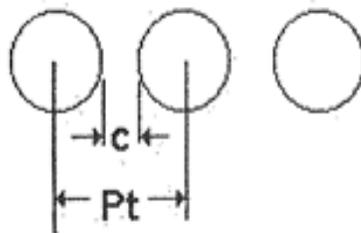


Figura 1.19 Paso y distancia entre tubos.

Entonces la pérdida de carga en la ventana en flujo laminar se calcula como:

$$\Delta P_{Wl} = 28 \left(\frac{V_Z * \mu}{c} \right) N_W + 26 \left(\frac{V_Z * \mu}{D_V} \right) \left(\frac{B}{D_V} \right) + \left(\frac{2\rho V_Z^2}{2} \right) \quad (40)$$

Entonces D_v es el diámetro hidráulico de la ventana:

$$D_V = \frac{4 * S_W}{\pi N_W D_o + \pi D_s \frac{A}{360}} \quad (41)$$

N_w es el número efectivo de filas de tubos en la ventana que se define como:

$$N_w = \frac{0.8 BC}{\sigma} \quad (42)$$

Entonces σ la distancia entre dos filas de tubos medida en la dirección del flujo (ver figura 1.20).

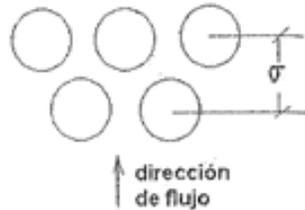


Figura 1.20 Distancia entre dos filas de tubos medida en la dirección del flujo.

El primer término de la expresión de ΔP_{wl} se debe al efecto de fricción por flujo normal al tubo. El segundo al efecto por flujo paralelo y el tercero al cambio de dirección.

b) Régimen turbulento.

La correlación para calcular la pérdida de carga en la ventana en flujo turbulento es:

$$\Delta P_{wl} = (2 + 0.6N_w) \frac{\rho V_z^2}{2} \quad (43)$$

- EFECTO DE LA VENTANA SOBRE LA TRANSFERENCIA DE CALOR.

La influencia de los tubos que están en la ventana sobre la transmisión de calor se estudió tapando los tubos correspondientes a la sección de flujo cruzado, de manera que la transferencia de calor se deba solo a los tubos de la ventana.

Se observó que los datos pueden correlacionarse para un intercambiador con baffles, afectando al coeficiente correspondiente a un banco ideal de un factor Φ que tiene en cuenta todo lo que hace a la resistencia de la ventana:

$$h_{NL} = \phi * h_B \quad (44)$$

Donde:

h_B = El coeficiente correspondiente al banco ideal.

h_{NL} = Coeficiente de un intercambiador con deflectores pero sin fugas. (Ya que el efecto de las fugas todavía no se han tratado).

Se encuentra que:

$$\phi = 1 - r + 0.524r^{0.32} \left(\frac{S_m}{S_w} \right)^{0.03} \quad (45)$$

Donde:

$$r = \frac{N^\circ \text{ de tubos en la ventana}}{N^\circ \text{ total de tubos}} = \frac{N_{wt}}{N} \quad (46)$$

De esta forma, el coeficiente de transferencia de calor para un intercambiador sin fugas se obtiene como:

$$h_{NL} = \left[j * c * G_m * Pr^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right] \frac{\phi \epsilon_h}{X} \quad (47)$$

El termino entre corchetes corresponde a h_B , y el resto son los factores de corrección.

- ADITIVIDAD DE LAS PERDIDAS DE CARGA.

El método de Bell plantea que para un intercambiador real la perdida de carga total se obtiene sumando las correspondientes a cada zona de flujo cruzado y a cada ventana.

EFFECTOS DE FUGAS.

a) PERDIDA DE CARGA.

Como consecuencia de las fugas entre el deflector y el tubo y entre el deflector y la carcasa, tanto la pérdida de carga como el coeficiente de transferencia de calor se modifican con respecto a los valores del banco ideal.

Este tema fue estudiado por Sullivan y Bergelin, el tratamiento analítico fue simplificado por Bell, que supuso que la relación entre el caudal de fugas y el caudal de flujo cruzado es independiente del régimen de flujo y solo depende de la relación entre área de fugas y el área de flujo cruzado.

Esta es una hipótesis simplificadora. Otros métodos de cálculo más elaborados permiten calcular exactamente cada uno de los caudales parciales en función de las características propias del escurrimiento.

Entonces, de acuerdo con el tratamiento de Bell, la relación entre ΔP_L (pérdida de carga para el intercambiador con fugas), y ΔP_{NL} (pérdida de carga para un equipo similar, para igual caudal total, pero sin fugas) se representa como una curva como la de la figura 1.21.

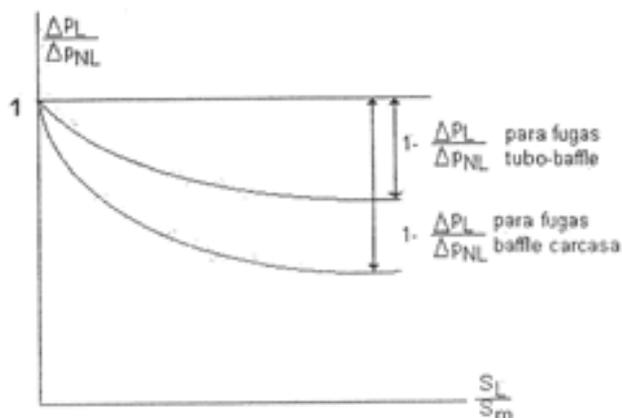


Figura 1.21 Relación entre ΔP_L y ΔP_{NL} de acuerdo con el tratamiento de Bell.

La curva superior corresponde a un intercambiador con fugas entre tubo y deflector y la inferior a un intercambiador con fugas entre deflector y carcasa.

Se puede apreciar que $[1 - (\Delta P_L / \Delta P_{NL})]$ para las fugas entre tubo y deflector es aproximadamente igual a la mitad del valor $[1 - (\Delta P_L / \Delta P_{NL})]$ correspondientes a las fugas entre deflector y carcasa.

Por lo tanto, el tratamiento se simplifica usando una curva única que corresponde a las fugas entre tubo y deflector (figura 1.22.).

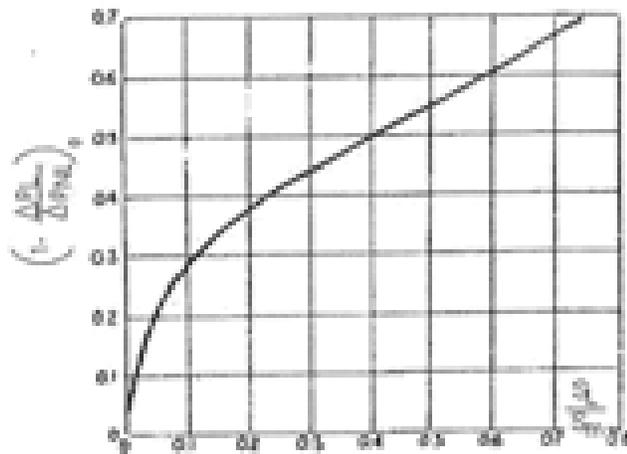


Figura 1.22 Curva única correspondiente a las fugas entre tubo y deflector.

Esta figura representa en ordenadas el valor de $[1 - (\Delta P_L / \Delta P_{NL})]$ para un equipo con fugas exclusivamente entre tubo y baffle.

La expresión matemática para esta curva es:

$$\left(1 - \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}}\right)_O = 0.57 \frac{S_L}{S_m} + 0.27 \left[1 - \exp\left(-20 \frac{S_L}{S_m}\right)\right] \quad (48)$$

Y entonces será:

$$\left(1 - \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}}\right)_{intercambiador} = \left(1 - \frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}}\right)_O \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} \quad (49)$$

Donde:

S_{TB} = Área de fuga entre tubo y baffle.

S_{SB} = Área de fuga entre baffle y carcasa.

$$S_{TB} + S_{SB} = S_L \quad (50)$$

Los valores de S_{SB} y S_{TB} pueden calcularse como:

$$S_{TB} = N_{BT} \frac{\pi}{4} (D_{BT}^2 - D_O^2) \quad (51)$$

Donde:

N_{BT} = Número de tubos que atraviesan el deflector.

D_{BT} = Diámetro del agujero del deflector por el que atravisa el tubo.

$$S_{SB} = \left(\frac{360-A}{360} \right) \frac{\pi}{4} (D_S^2 - D_B^2) \quad (52)$$

Donde:

D_S = Diámetro de la carcasa.

D_B = Diámetro del deflector.

b) EFECTO DE LAS FUGAS SOBRE LA TRANSMISIÓN DE CALOR.

Con simplificaciones análogas a las asumidas para el caso de pérdidas de carga, se pueden encontrar curvas que vinculan el valor de h_L (coeficiente para un equipo con fugas) en relación al h_{NL} (coeficiente para un equipo sin fugas con igual caudal total). En función de la relación S_L/S_m .

También aquí se observa que el valor de $(1-h_L/h_{NL})$ para el caso de las fugas entre tubo y deflector es aproximadamente la mitad del valor correspondiente a las fugas entre carcasa y deflector.

Por lo tanto, también puede observarse una curva única:

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}}\right)_O = 0.45 \frac{S_L}{S_m} + 0.1 \left[1 - \exp\left(-30 \frac{S_L}{S_m}\right)\right] \quad (53)$$

Y luego

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}}\right)_{intercambiador} = \left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}}\right)_O \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L} \quad (54)$$

De estas expresiones, conociendo los valores de $(1 - h_L/h_{NL})$ y $(1 - \Delta P_L / \Delta P_{NL})$ pueden calcularse h_L/h_{NL} y $\Delta P_L / \Delta P_{NL}$ que son los factores de corrección a aplicar sobre los valores calculados para h y ΔP del equipo sin fugas.

CONCLUSIONES.

a) TRANSMISIÓN DE CALOR

El coeficiente h de transmisión de calor puede obtenerse como:

$$h = \left[j * c * G_m * Pr^{-2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \right] \left(\frac{\phi \varepsilon_h}{X} \frac{h_L}{h_{NL}} \right) \quad (55)$$

$h =$

coeficiente de banco ideal * corrección por ventana * corrección por fugas * corrección por by-pass
 corrección por el número de filas de flujo cruzado

b) PÉRDIDA DE CARGA

La pérdida de carga correspondiente a una sección de flujo cruzado es (sin tener en cuenta la corrección por fugas):

$$\Delta P_{BP} = \frac{4 * f * N_C * G_m^2}{2 * \rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \varepsilon_{\Delta P} \quad (56)$$

$\Delta P_{BP} = \Delta P$ del banco ideal * corrección por by-pass

La pérdida de carga en cada ventana se obtiene como.

- RÉGIMEN LAMINAR:

$$\Delta P_{Wl} = 28 \left(\frac{V_Z * \mu}{P_t - D_o} \right) N_C + 26 \left(\frac{V_Z * \mu}{D_V} \right) \left(\frac{B}{D_V} \right) + \left(\frac{2\rho V_Z^2}{2} \right) \quad (57)$$

- RÉGIMEN TURBULENTO:

$$\Delta P_W = (2 + 0.6N_W) \frac{\rho V_Z^2}{2} \quad (58)$$

La pérdida total del equipo se obtiene sumando todas las secciones del flujo cruzado y ventanas de la siguiente forma:

$$\Delta P_{Total} = 2 * \Delta P_{BP} \left[1 + \frac{N_W}{N_C} \right] + [(N_B - 1)\Delta P_{BP} + N_B \Delta P_W] \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} \right) \quad (59)$$

1.5. DISEÑO MECÁNICO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

El diseño mecánico de recipientes a presión, como el de la gran mayoría de los Equipos para procesos industriales, se encuentran regidos por diferentes normas y códigos.

Para el caso de los intercambiadores de calor de tubo y coraza, el código más empleado es el ASME Boiler and Pressure Vessels Code (Código para Calderas y Recipientes a Presión de la Sociedad Americana de Ingenieros Mecánicos).

La aplicación de dicho código, requiere de un amplio criterio para la interpretación correcta del mismo en el diseño. También existen las normas “TEMA” (Standard of Tubular Exchangers Manufactures Association) cuya finalidad es regular los criterios de diseño y fabricación de los intercambiadores de calor.

Un intercambiador de calor de coraza y tubos consiste en un conjunto de elementos ensamblados (coraza, placas y tubos). Cada componente se analiza por separado en

función de las fuerzas, tensiones y deformaciones a que están sujetos. Para iniciar el proceso de cálculo se asume que se conoce el esquema y disposición de los elementos que conforman el Intercambiador de calor. Se recomienda el cálculo del espesor de los componentes de la cabeza flotante (si es el caso) para asegurar el espacio suficiente entre la coraza y el diámetro del círculo límite exterior de los tubos. Luego pueden calcularse los espesores de la coraza, canal y los demás componentes de la coraza. El espesor de la pared de los tubos seleccionado en el diseño térmico, debe ser verificado; luego los elementos sujetos a presión. Finalmente se dimensionan los elementos no sujetos a presión.

1.5.1. DISEÑO DE CORAZA

Es un cuerpo cilíndrico construido de una sola pieza que puede ser un tubo sin costura o una placa rolada que contendrá en su interior el haz de tubos y a través de los cuales circula el fluido que baña el exterior de los tubos de dicho haz.

El valor del espesor de la coraza cilíndrica (t) sin contar con el requerimiento de espesor por efecto de la corrosión, es el mayor valor entre los calculados debido a esfuerzos longitudinales y esfuerzos circunferenciales obtenidos con las fórmulas establecidas en ASME sección VIII UG-27, en términos de las dimensiones internas del recipiente.

Esfuerzo circunferencial (junta longitudinal). Cuando P no excede de 0.385 S.E:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.4P} \quad (60)$$

Esfuerzos longitudinales (junta circunferencial). Cuando P no excede de 1.25 S.E:

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.4P} \quad (61)$$

Donde:

P: Presión interna de diseño.

R: Radio interno de la coraza.

S: Esfuerzo disponible máximo del material de la coraza.

E: Eficiencia de la junta, para tubo sin costura $E = 1$.

1.5.2. DISEÑO DE TUBOS

El espesor del tubo fue necesario determinarlo en el diseño térmico, sin embargo es preciso comprobar su valor para las condiciones de presión interna al que está sometido. El mínimo espesor requerido está determinado en ASME sección VIII, UG-31:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (62)$$

Donde:

P: Presión interna de diseño.

R: Radio interno de los tubos.

S: Esfuerzo disponible máximo del material de los tubos.

E: Eficiencia de la junta. $E = 1$, para tubo sin costura.

1.6. DIFERENCIA DE TEMPERATURA MEDIA LOGARÍTMICA (LMTD)

Existen cuatro arreglos básicos simples indicados en la figura (1.12), θ_m en las ecuaciones (2) y (3) es la diferencia de temperatura media logarítmica, la cual se puede escribir como:

$$\theta_m = LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} \quad (63)$$

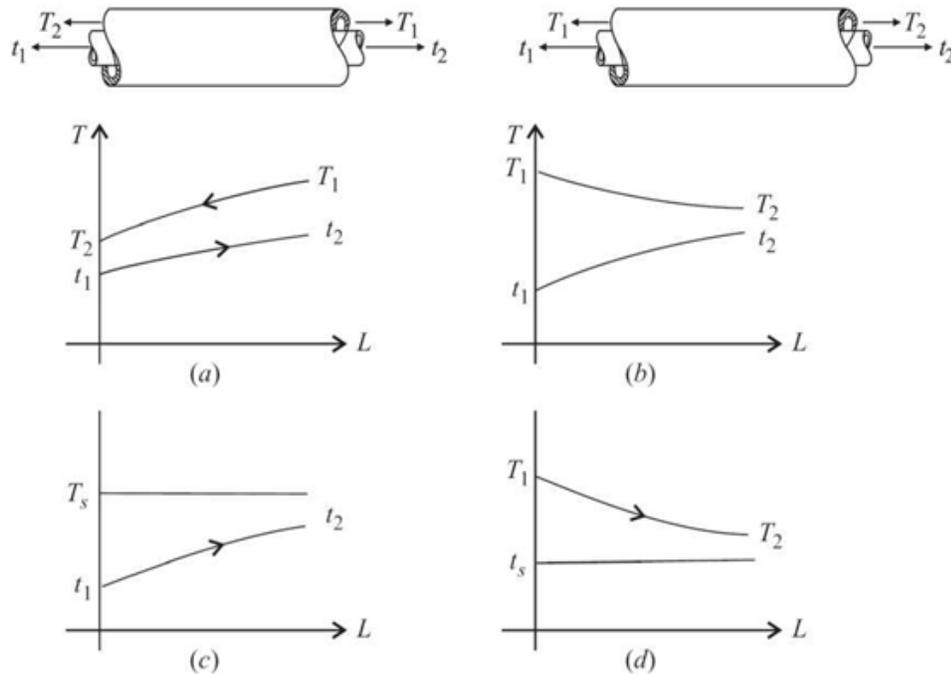


Figura 1.23: Cuatro arreglos básicos para los cuales la diferencia de temperatura media logarítmica se puede determinar a partir de la ecuación (63): (a) Contraflujo; (b) flujo paralelo; (c) fuente con temperatura constante y receptor con incremento de temperatura; (d) temperatura constante en el receptor y fuente con temperatura en decremento.

Para el intercambiador de contraflujo, donde los fluidos fluyen en sentidos contrarios a través del intercambiador (Figura 1.23 (a)):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln((T_1 - t_2) / (T_2 - t_1))} \quad (64)$$

Para el intercambiador de flujo paralelo, donde los fluidos fluyen en el mismo sentido a través del intercambiador (Figura 1.23 (b)):

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln((T_1 - t_1) / (T_2 - t_2))} \quad (65)$$

Para el intercambiador que tiene temperatura constante $T_s = T_1 = T_2$ y la temperatura del receptor se incrementa (Figura 1.23 (c)):

$$LMTD = \frac{t_2 - t_1}{\ln((T_s - t_1)/(T_s - t_2))} \quad (66)$$

Para el intercambiador que tiene temperatura del receptor es constante $t_s = t_1 = t_2$ y la temperatura fuente disminuye (Figura 1.23 (d)):

$$LMTD = \frac{T_1 - T_2}{\ln((T_1 - t_s)/(T_2 - t_s))} \quad (67)$$

Debe quedar claro que estas expresiones simples para la diferencia de temperatura media logarítmica sólo son válidas para aquellos casos indicados en la figura 1.23 y no pueden ser empleados para otro tipo de arreglos como el caso de flujo cruzado o intercambiadores de múltiple paso.

En la práctica industrial, muchas veces conviene usar disposiciones de flujo que se apartan de la clásica de contracorriente pura usada para deducir la expresión de la MLDT. Por ejemplo, en el caso de los intercambiadores de haz de tubos y coraza puede suceder que se necesiten dos unidades de un paso por los tubos y uno por la coraza, pero por razones de espacio no hay lugar para acomodar las dos unidades. Los fabricantes han resuelto este problema construyendo unidades con uno o más pasos en la coraza y varios pasos por los tubos, que permiten usar una sola coraza de mayor diámetro para contener todos los tubos que tendrían los intercambiadores de un solo paso. Esto tiene la ventaja de que se ahorra el costo de las corazas, que son más caras por unidad de peso que los tubos.

Supongamos por ejemplo que deseamos acomodar dos intercambiadores de un solo paso en una sola coraza. El resultado es lo que se denomina intercambiador de tipo

1-2, porque tiene un paso por la coraza y dos por los tubos. El siguiente croquis muestra la estructura de un intercambiador 1-2.

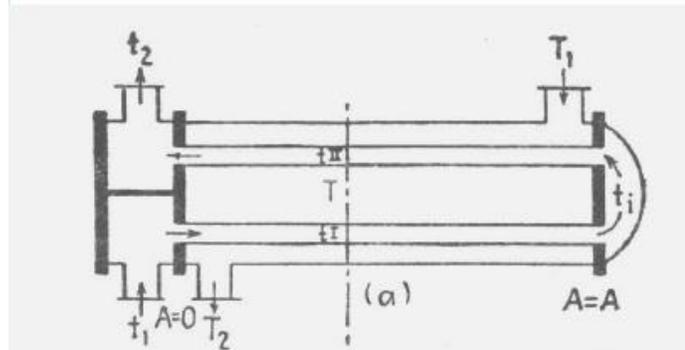


Figura 1.24 Estructura de un intercambiador 1-2.

Observando el croquis vemos qué significa la expresión “varios pasos por los tubos”. En este caso el fluido cálido (que circula por el exterior de los tubos, es decir por la coraza) tiene un solo paso por la coraza, porque la recorre de derecha a izquierda en un solo paso, sin experimentar ningún cambio de dirección. En cambio el fluido frío que entra y sale por la izquierda recorre toda la longitud del intercambiador de izquierda a derecha en el primer paso, y se calienta desde t_1 hasta t_i . Luego cambia de dirección haciendo una vuelta de 180° y recorre nuevamente toda la longitud del intercambiador de derecha a izquierda en el segundo paso.

En ciertos casos, se pueden producir situaciones más complicadas aún. Supongamos por ejemplo que se duplica el caudal del fluido frío, para lo que se necesitarían dos intercambiadores 1-2, pero por razones de espacio no se pueden acomodar. Entonces podemos unir los dos intercambiadores 1-2 formando un intercambiador 2-4, en el que el fluido de casco tiene dos pasos por la coraza y el fluido de tubos hace cuatro pasos por los tubos. El siguiente croquis muestra la disposición de las corrientes en un intercambiador 2-4.

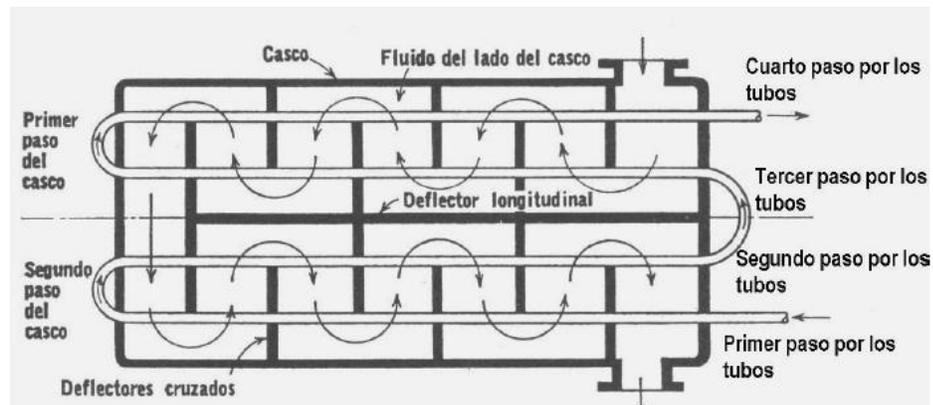


Figura 1.25 Disposición de las corrientes en un intercambiador 2-4.

El principal problema que plantean estas disposiciones de las corrientes es el cálculo de la diferencia de temperaturas. Resulta deseable y conveniente retener la forma de la ecuación (2) pero esto nos obliga a definir una diferencia efectiva de temperaturas.

En el croquis del intercambiador 2-4 el fluido del interior de los tubos intercambia calor con el de casco a contracorrientes en el primer paso. Lo mismo sucede en el primer paso del intercambiador 1-2. Pero en el segundo paso el intercambio de calor ocurre con corrientes paralelas en ambos casos. Esto nos indica que la diferencia de temperaturas no se puede calcular como en la disposición a contracorriente ni como en la disposición a corrientes paralelas, sino como una mezcla de ambos casos. Pero sigamos analizando el croquis del intercambiador 2-4. En el espacio que queda entre los deflectores el flujo del lado de casco es perpendicular a los tubos. Pero de inmediato se llega a la abertura de cada deflector y el fluido se ve obligado a cambiar de dirección, de modo que en la abertura es prácticamente paralelo a los tubos. Como vemos, la situación es bastante complicada y demuestra que no se puede calcular la diferencia de temperaturas como si fuese un simple caso de flujo a contracorriente.

Para resolver esta dificultad, se ha convenido en calcular la diferencia efectiva de temperaturas de la siguiente manera. Se define un factor de corrección Y que multiplica a

la MLDT de modo que la diferencia efectiva de temperaturas resulta del producto, como vemos a continuación:

$$\Delta t = YxMLDT \quad (68)$$

El factor de corrección Y se puede calcular en función de dos parámetros que llamaremos X y Z de la siguiente forma:

$$Y = f(X, Z) \quad (69)$$

Los parámetros X y Z se definen en función de las temperaturas de entrada y salida de ambos fluidos de la siguiente forma:

$$X = \frac{t_2'' - t_1''}{t_1' - t_1''} \quad Z = \frac{t_1' - t_2'}{t_2'' - t_1''} \quad (70)$$

Las temperaturas son:

- t_1'' = temperatura de entrada del fluido frío;
- t_1' = temperatura de entrada del fluido cálido;
- t_2'' = temperatura de salida del fluido frío;
- t_2' = temperatura de salida del fluido cálido.

El significado de los parámetros X y Z es el siguiente.

El parámetro Z es el cociente de los calores específicos por los caudales de masa. En efecto, si planteamos un balance de energía en el intercambiador de calor, despreciando las diferencias de energía cinética y potencial y tomando en cuenta solo el calor intercambiado resulta:

$$WC(t_1' - t_2') = wc(t_2'' - t_1'') \Rightarrow Z = \frac{t_1' - t_2'}{t_2'' - t_1''} = \frac{wc}{WC} \quad (71)$$

El parámetro X es un parámetro suerte de efectividad térmica porque es el cociente de la diferencia de temperaturas del fluido frío sobre la diferencia de temperaturas en el extremo cálido. Esto se suele interpretar como sigue. La diferencia de temperaturas del fluido frío es proporcional a la energía intercambiada en forma de calor, en tanto que la diferencia de temperaturas en el extremo cálido representa la fuerza impulsora del intercambio de calor. En consecuencia el cociente de ambas diferencias mide de alguna forma qué grado de eficiencia se consigue en el intercambio de calor. Si un equipo tiene un valor bajo de X es un signo de que el intercambio de calor es dificultoso, porque se consigue poco intercambio con un gradiente térmico grande.

La forma analítica de las funciones que permiten calcular Y en cada caso es bastante complicada e inadecuada para cálculos manuales, aunque se usa en programas de cálculo. En general resulta más fácil usar las gráficas elaboradas a partir de esas funciones. A continuación vemos algunas gráficas usadas para el cálculo de rutina.

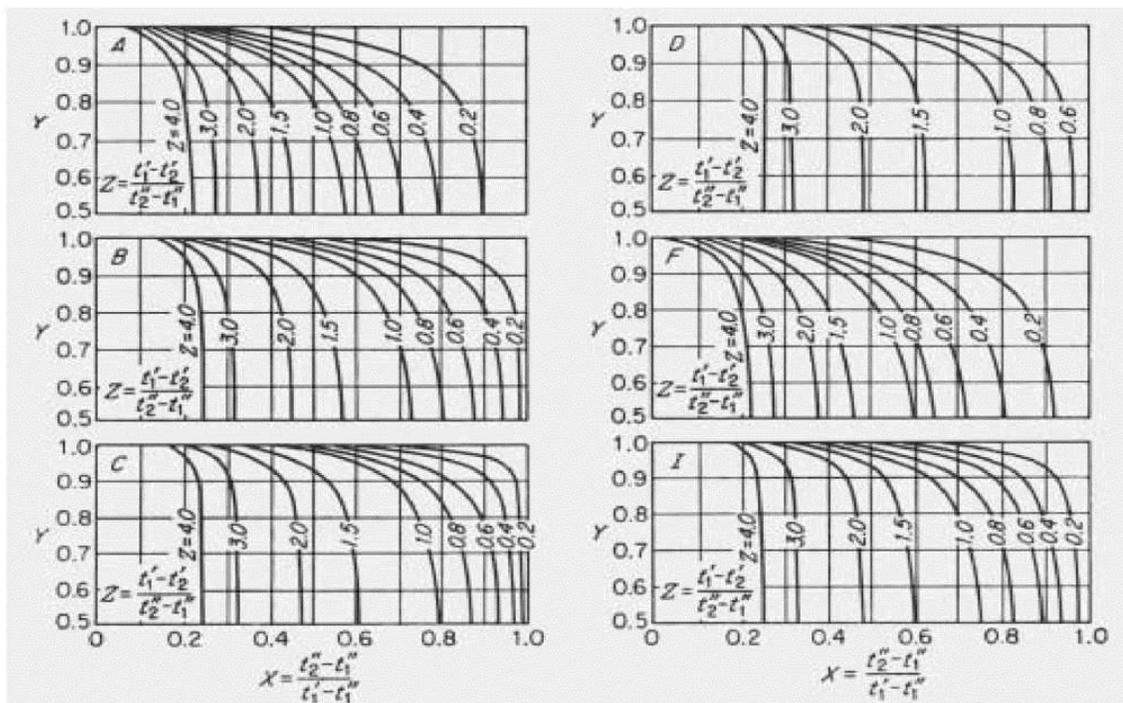


Figura 1.26 Gráficas para parámetros Z , X .

Las configuraciones que representan estas gráficas se listan a continuación.

- **A:** 1 paso en el casco y 2, 4, 6, etc., pasos en los tubos.
- **B:** 2 pasos en el casco y 4, 8, 12, etc., pasos en los tubos.
- **C:** 3 pasos en el casco y 6, 12, 18, etc., pasos en los tubos.
- **D:** 4 pasos en el casco y 8, 16, 24, etc., pasos en los tubos.
- **F:** 1 paso en el casco y 3, 6, 9, etc., pasos en los tubos.
- **I:** Flujos cruzados, 2 pasos en los tubos, el fluido en el casco fluye sobre los pasos primario y secundario en serie.

El factor de corrección Y no debe ser inferior a 0.8 para una determinada configuración. Esto se debe a que los valores de Y menores de 0.8 dan resultados inciertos en los cálculos. Es fácil ver en cualquiera de las figuras anteriores que si Y es menor de 0.8 la curva que representa esa configuración se hace demasiado vertical, resultando casi imposible precisar los valores del parámetro X que le corresponde.

1.7. APLICACIONES DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR

Los intercambiadores de calor se encuentran en muchos sistemas químicos o mecánicos. Estos sirven, como su nombre lo indica, para ganar calor o expeler calor en determinados procesos. Algunas de las aplicaciones más comunes se encuentran en calentamiento, ventilación, sistemas de acondicionamiento de espacios, radiadores en máquinas de combustión interna, calderas, condensadores, y precalentadores o enfriamiento de fluidos. En este apartado se revisan algunas aplicaciones específicas de intercambiadores de calor. Se intenta proveer varios ejemplos específicos de cómo funciona un intercambiador de calor en un determinado sistema, claro está que no se cubren todas las aplicaciones posibles.

1.7.1 PRECALENTADOR

En sistemas de vapor de gran escala, o en sistemas donde se requieren grandes temperaturas, el fluido de entrada es comúnmente precalentado en etapas, en lugar de tratar de calentar dicho fluido en una sola etapa desde el ambiente hasta la temperatura final. El precalentamiento en etapas incrementa la eficiencia de la planta y minimiza el choque térmico de los componentes, que es el caso de inyectar fluido a temperatura ambiente en una caldera u otro dispositivo operando a alta temperatura. En el caso de sistemas de generación de vapor, una porción del vapor generado es sustraído y utilizado como fuente de calor para recalentar el agua de alimentación en etapas. La figura (1.16) se muestra un ejemplo de la construcción y de las componentes internas de un intercambiador de calor de agua de alimentación con tubos en forma de "U" de una planta de generación de potencia para la etapa del Precalentador. Al entrar el vapor al intercambiador de calor y fluir alrededor de los tubos, éste transfiere su energía térmica y se condensa. Observe que el vapor entra por la parte superior de la carcasa del intercambiador de calor, donde transfiere no solamente el calor sensible (cambio de temperatura) sino también transfiere su calor latente de la vaporización (condensación del vapor en agua). El vapor condensado entonces sale como líquido en el fondo del intercambiador de calor. El agua de alimentación entra al intercambiador de calor en el extremo inferior derecho y fluye por los tubos. Observe que la mayoría de estos tubos estarán debajo del nivel fluido en el lado de la carcasa. Esto significa que el agua de alimentación está expuesta al vapor condensado primero y en seguida viaja a través de los tubos y por detrás alrededor del extremo superior derecho del intercambiador de calor.

Después de hacer una vuelta de 180°, entonces el agua de alimentación parcialmente calentada está sujeta a la entrada de vapor más caliente que entra a la carcasa. El agua de alimentación es calentada a mayor temperatura por el vapor caliente y después sale del intercambiador de calor. En este tipo de intercambiador de calor, el nivel del fluido

del lado de la carcasa es muy importante en la determinación de la eficacia del intercambiador de calor, pues el nivel del fluido del lado de la carcasa determina el número de tubos expuestos al vapor caliente.

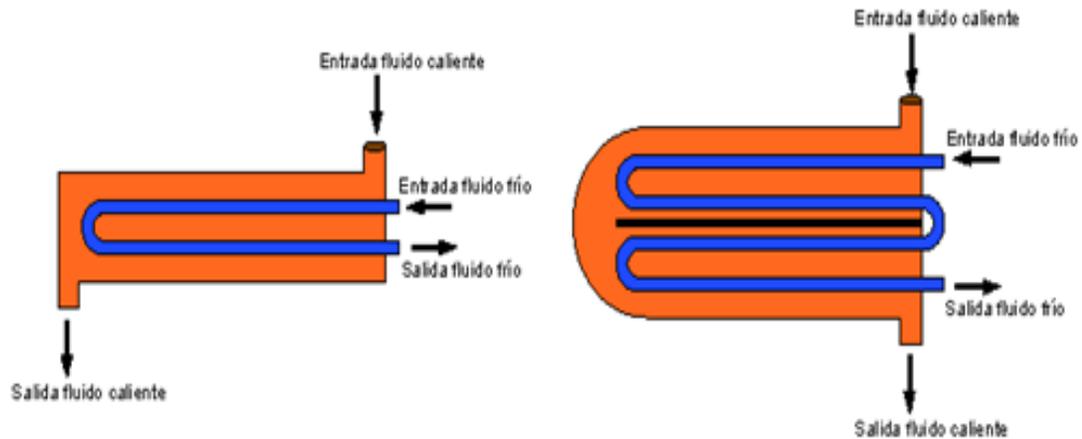


Figura 1.27 Intercambiador de Calor con agua alimentación en tubos en "U".

1.7.2 RADIADOR.

Comúnmente, los intercambiadores de calor están pensados como dispositivos para intercambio de energía de líquidos a líquido solamente. Pero un intercambiador de calor es cualquier dispositivo que transfiere calor a partir de un fluido a otro fluido. Algunas plantas dependen de intercambiadores de calor aire/líquido. El ejemplo más familiar de un intercambiador de calor aire a líquido es un radiador de automóvil. El líquido refrigerante fluye por el motor y toma el calor expelido y lo lleva hasta el radiador. El líquido refrigerante fluye entonces por el interior de tubos que utilizan aire fresco del ambiente exterior para reducir la temperatura del líquido refrigerante. Ya que el aire es un mal conductor del calor, el área de contacto térmico entre el metal del radiador y el aire se debe maximizar. Esto se hace usando aletas en el exterior de los tubos. Las aletas mejoran la eficacia de un intercambiador de calor y se encuentran comúnmente en la mayoría de los intercambiadores de calor del aire/líquido y en algunos intercambiadores de calor líquido/líquido de alta eficacia.

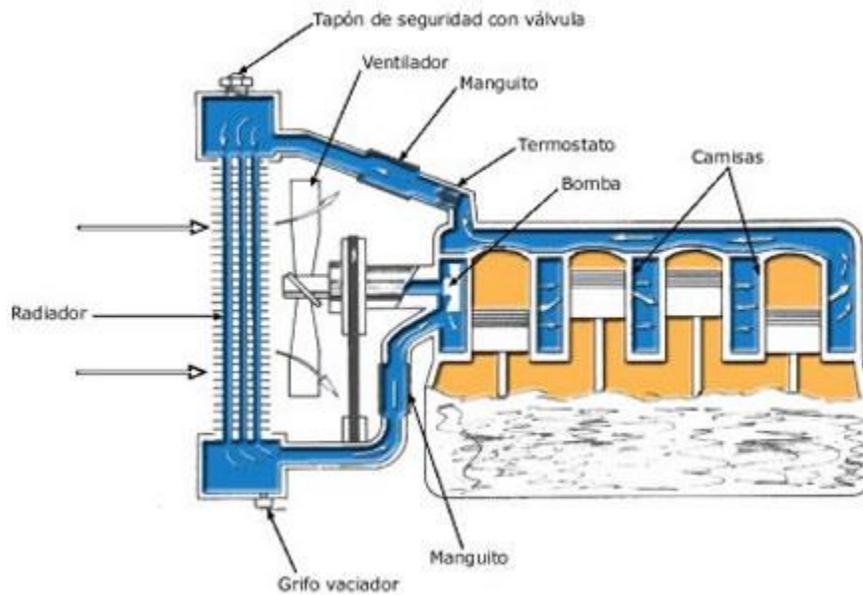


Figura 1.28 Intercambiador de Calor aire/líquido (radiador).

1.7.3 AIRE ACONDICIONADO, EVAPORADOR Y CONDENSADOR

Todos los sistemas de aire acondicionado contienen por lo menos dos intercambiadores de calor, generalmente llamados evaporador y condensador. En cualquier caso, en el evaporador o en el condensador, el refrigerante fluye por el intercambiador de calor y transfiere el calor, ya sea ganándolo o expeliéndolo al medio frío. Comúnmente, el medio frío es aire o agua. En el caso del condensador, el gas refrigerante caliente de alta presión se debe condensar a un líquido sub enfriado. El condensador logra esto enfriando el gas al transferir su calor al aire o al agua. El gas enfriado es entonces condensado en líquido. En el evaporador, el refrigerante a baja temperatura fluye en el intercambiador de calor, y el flujo del calor se invierte, con el refrigerante relativamente frío se absorbe calor del aire más caliente que fluye por el exterior de los tubos. Esto enfría el aire y hace hervir al refrigerante.

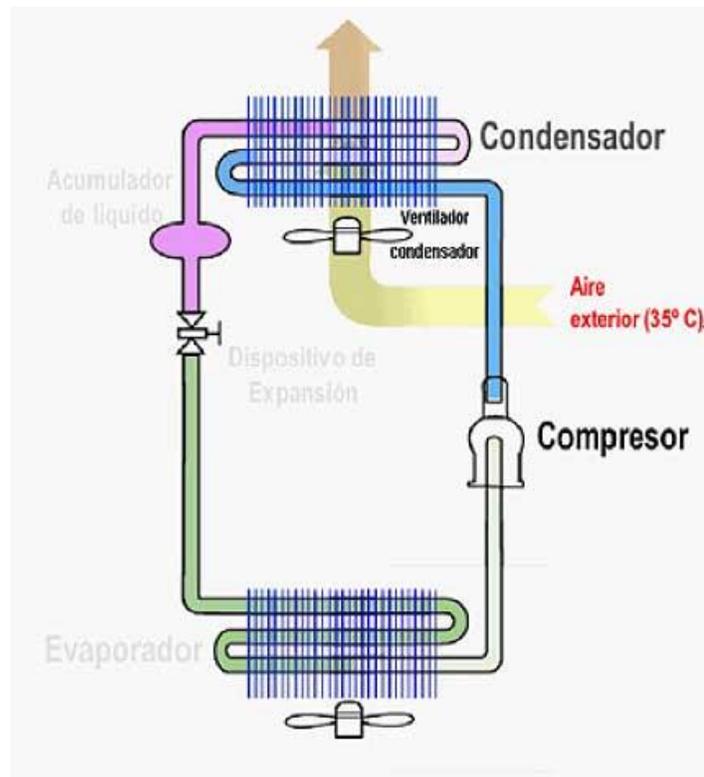


Figura 1.29 Intercambiador de calor en aire acondicionado.

1.7.4 CONDENSADORES DE VAPOR

El condensador del vapor, mostrado en la figura (1.30), es un componente importante del ciclo del vapor en instalaciones de generación de potencia. Es un recinto cerrado en el cual el vapor sale de la turbina y se fuerza para ceder su calor latente de la vaporización. Es un componente necesario del ciclo del vapor por dos razones. La primera, convierte el vapor usado nuevamente en agua para regresarla al generador o a la caldera de vapor como agua de alimentación. Esto baja el costo operacional de la planta permitiendo reutilizar el agua de alimentación, y resulta más fácil bombear un líquido que el vapor. La segunda razón, aumenta la eficiencia del ciclo permitiendo que el ciclo funcione con los gradientes más grandes posibles de temperatura y presión entre la fuente de calor (caldera) y el sumidero de calor (condensador). Condensando el vapor de

extracción de la turbina, la presión es reducida arriba de la presión atmosférica hasta debajo de la presión atmosférica, incrementando la caída de presión del vapor entre la entrada y la salida de la turbina de vapor. Esta reducción de la presión en la extracción de la turbina, genera más calor por unidad de masa de vapor entregado a la turbina, por conversión en energía mecánica. Ya que ocurre condensación, el calor latente de condensación se usa en lugar del calor latente de vaporización. El calor latente del vapor de la condensación se pasa al agua que atraviesa los tubos del condensador. Después de que el vapor condensa, el líquido saturado continúa transfiriendo calor al agua de enfriamiento al ir bajando hasta el fondo del condensador. Algunos grados de subenfriado previenen la cavitación de la bomba.

Hay diversos diseños de condensadores, pero el más común, por lo menos en las instalaciones de generación de potencia, es el condensador de paso transversal simple que se muestra en la figura (1.30). Este diseño de condensador proporciona agua fría que pasa a través de los tubos rectos de una cavidad llena de agua en un extremo hacia otra cavidad llena de agua en el otro extremo. Ya que el agua fluye una sola vez a través del condensador se le denomina de un solo paso. La separación entre las áreas de las cavidades con agua y el área donde condensa del vapor se hace mediante una tapa donde se colocan los tubos.

Los condensadores tienen normalmente una serie de baffles que reorientan el sentido del flujo del vapor para reducir al mínimo el choque directo de los tubos con el agua de enfriamiento. El área inferior del condensador se localiza el pozo de condensado (hotwell), como se observa en figura. Aquí es donde el condensado se recoge mediante una bomba de succión. Si se acumula gases sin condensar en el condensador, el vacío disminuirá y la temperatura de la saturación con la cual el vapor condensa se incrementará.

Los gases no condensables también cubren los tubos del condensador, reduciendo el área superficial para la transferencia térmica del condensador. Esta área superficial puede también ser reducida si el nivel condensado aumenta sobre los tubos inferiores del condensador. Una reducción en la superficie en el intercambio térmico tiene el mismo efecto que una reducción en flujo del agua de enfriamiento. Si el condensador está funcionando muy cerca de su capacidad de diseño, una reducción en el área superficial efectiva resulta en la dificultad de mantener el vacío del condensador.

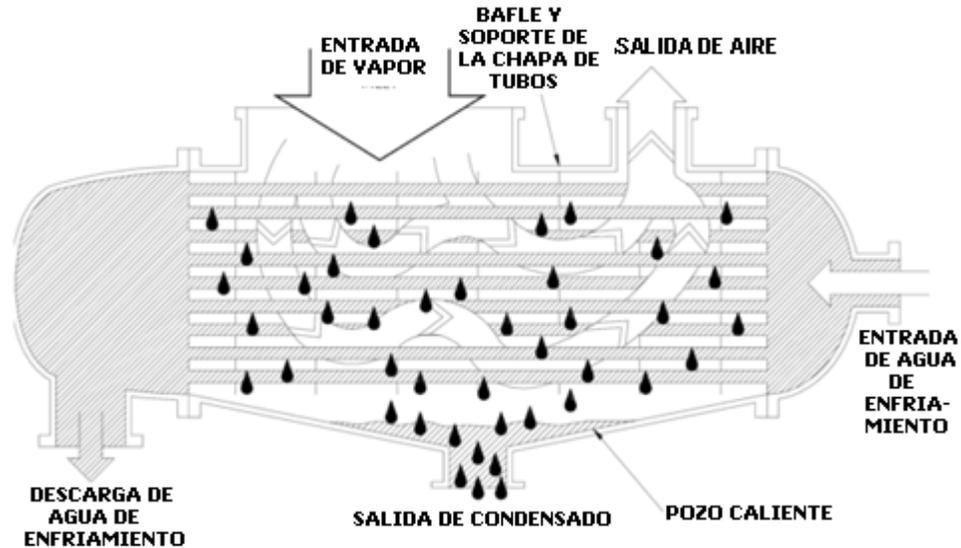


Figura 1.30 Condensador de paso simple o de un solo paso.

CAPITULO 2. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Diseñar un intercambiador de calor permite integrar conocimientos, familiarizarse con el manejo de normas y técnicas internacionales, obtener habilidades con el manejo de variables propias del proceso de diseño; habilidades simples como comparar, definir, identificar, clasificar información para interpretar y predecir su funcionamiento en condiciones particulares de una nueva instalación, reconstrucción o ampliación.

La estructura lógica para el proceso de diseño de un intercambiador de calor puede ser la siguiente:

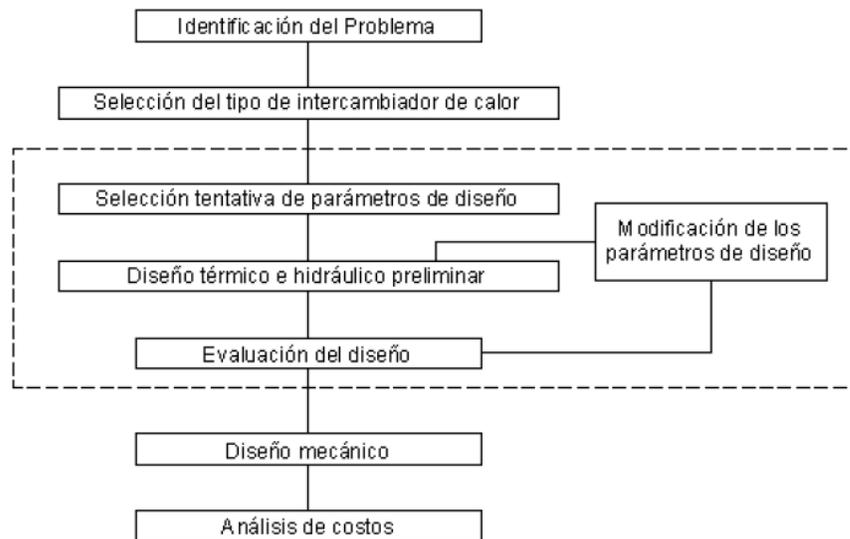


Figura 2.1 Proceso de diseño de un intercambiador de calor.

La etapa crítica del proceso es la modificación de los parámetros de diseño; dependiendo del diseño puede ser manual o utilizando un programa de computadora. Si la modificación es manual dependerá de la experiencia y conocimiento del proceso físico del diseñador para lograr una rápida convergencia en un diseño aceptable. Por otro lado, si se utilizan un programa de computación la convergencia dependerá de la habilidad y cuidado con que se modifique los parámetros de diseño.

2.1 NORMAS CONSTRUCTIVAS Y DE DISEÑO DE LOS INTERCAMBIADORES DE CALOR.

La calidad de un intercambiador de calor o de cualquier otro equipo de proceso, depende de un sin número de detalles constructivos, que van desde la calidad de los materiales empleados en su construcción hasta el modo en que se ensambla para su uso.

Para solucionar este problema, existen los institutos normalizadores. Los mismos son entes oficiales o asociaciones particulares que reúnen a empresas dedicadas a un mismo tipo de actividad y que elaboran normas o recomendaciones constructivas sobre diversos temas.

La principal función que cumplen, es la de proporcionar un punto de referencia común a compradores y constructores, que evita tener que especificar todos los aspectos antes mencionados, con la simple enunciación que la construcción del equipo deberá ajustarse a tal o cual norma de calidad.

En general las normas no son obligatorias por ley.

Si bien en casi todos los países existen institutos normalizadores, hay algunos, que por su importancia, son universalmente conocidos, y las normas elaboradas por estas entidades son publicadas en un lenguaje conocido en todo el mundo.

Por ejemplo, podría citarse el D.I.N. (Deutsche Industrie Normen), la A.S.T.M. (American Society for Testing Materials), el A.N.S.I. (American National Standards Institute).

En los temas siguientes, se explicaran las características constructivas a considerar para el diseño del intercambiador de calor de casco y tubos.

Existe una asociación que reúne a los fabricantes de intercambiadores de calor cuya sigla es T.E.M.A. (Tubular Exchangers Manufacturers Association).

Esta institución ha elaborado normas para la construcción de intercambiadores de calor conocidas como normas T.E.M.A.

2.1.1 NORMAS TEMA. (STANDARD OF TUBULAR EXCHANGERS MANUFACTURERS ASSOCIATION)

ORIGEN: Las causas que motivaron la realización de estos estándares esencialmente fueron, asociar a los fabricantes de cambiadores de calor en los Estados Unidos de Norteamérica, con la finalidad de unificar sus criterios en la solución de los problemas presentados por los usuarios de equipos que constantemente reclamaban por la calidad y tolerancias proporcionadas en el diseño y fabricación de los mismos.

CONTENIDO GENERAL

Estas normas se han dividido en las partes siguientes:

- Nomenclatura
- Tolerancias de Fabricación
- Fabricación en General, Información Necesaria
- Instalación, Operación y Mantenimiento
- Normas Mecánicas “TEMA “CLASE R”
- Normas Mecánicas “TEMA “CLASE C”
- Normas Mecánicas “TEMA “CLASE B”
- Especificación de Materiales
- Normas Térmicas
- Propiedades Físicas de Fluidos

- Información General
- Prácticas Recomendadas

Con respecto a las Normas Mecánicas, es importante señalar que las diferentes CLASES se desarrollan con las mismas partes; sin embargo, su diferencia radica principalmente en factores de diseño para cada una de ellas. Por otra parte conviene indicar que siempre se deberá especificar la categoría (CLASE), que desea emplearse de estas normas. Por ejemplo TEMA “R”, TEMA “B” o TEMA “C”, pero nunca especificar solamente TEMA, ya que carecería de sentido.

La Clase R: definida como “Para los requerimientos, generalmente severos, de la industria petrolera y otras aplicaciones de proceso asociadas a la misma”. Los intercambiadores pertenecientes a esta clase están diseñados buscando el máximo de confiabilidad y durabilidad en condiciones de servicio rigurosas.

La Clase C: Para aplicaciones comerciales y de procesos de propósito general. Las condiciones de servicio para estas aplicaciones son definidas como “Usualmente moderadas”.

La Clase B: Para la industria química de procesos.

Los intercambiadores de las clases C y B están diseñados buscando lograr un equipo más compacto y económico que los de la clase R. cuando un intercambiador es especificado según las normas T.E.M.A. deberá aclararse a cuál de las clases T.E.M.A. deberá ajustarse la construcción.

2.2 GENERALIDADES Y DECISIONES CONSTRUCTIVAS DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

A continuación se detallaran todas las consideraciones tomadas para el diseño del intercambiador basándonos en la normas T.E.M.A. que serán nuestra guía para tal diseño.

2.2.1 TIPO DE INTERCAMBIADOR DE CALOR

Empezaremos por definir el tipo de intercambiador a diseñar, partiendo del hecho que para evitar inconvenientes de equipos demasiado grandes el equipo deberá ser compacto, ya que el fin que se pretende lograr es uso y entendimiento de un intercambiador en un ambiente didáctico, el intercambiador a diseñar será un intercambiador.

La idea básica que da origen a este intercambiador, es la de colocar varios tubos internos encerrados en otro de mucho mayor diámetro.

Con el objeto de visualizar más a fondo este tipo de construcción, haremos una clasificación menos generalizada, en la cual tomaremos en consideración las ventajas y desventajas que cada uno presenta para determinados servicios.

Cambiador de Calor Tipo Espejos-Fijos

- Ventajas: Construcción económica y un mínimo de juntas empacadas, reduciendo con esto las posibilidades de fuga.
- Desventajas: La coraza y el exterior de los tubos del haz, no pueden ser limpiados por medios mecánicos, ni ser inspeccionados físicamente. Problemas estructurales originados por la expansión diferencial entre la coraza y el haz de tubos para gradientes de temperatura considerables.

Cambiador de Calor de Tubos En “U”

- Ventajas: Maneja fluidos de alta presión y temperatura por lado de los tubos, absorbe libremente las expansiones térmicas y su costo es relativamente bajo.
- Desventajas: Dificultad para limpiar mecánicamente el interior de los tubos y limitación en el número de pasos (lado tubos).

Cambiadores de Calor de Cabezal Flotante

- Ventajas: Amplias facilidades de inspección, mantenimiento y reparación, elimina problemas de expansión diferencial por efectos térmicos entre tubos y coraza mediante el libre desplazamiento del cabezal flotante.
- Desventajas: Mayor costo de fabricación que en los casos anteriores y un número considerable de juntas empacadas que lo hacen poco recomendable para el manejo de fluidos tóxicos o peligrosos.

Un intercambiador de calor de casco y tubo conforme a TEMA se identifica con tres letras, el diámetro en pulgadas del casco y la longitud nominal de los tubos en pulgadas.

La primera letra es la indicativa del tipo del cabezal estacionario. Los de tipo A (Canal y cubierta desmontable) y B (Casquete) son los más comunes.

La segunda letra es la indicativa del tipo de casco o coraza. La más común es la E (coraza de un paso) la F de dos pasos es más complicada de mantener. Los tipos G, H y J se utilizan para reducir las pérdidas de presión en la coraza. El tipo K es el tipo de hervidor de caldera utilizado en torre de fraccionamiento.

La tercera letra nos indica el tipo de cabezal del extremo posterior, los de tipo S, T y U son los más utilizados. El tipo S (cabezal flotante con dispositivo de apoyo) el diámetro del cabezal es mayor que el del casco y hay que desmontarlo para sacarlo. El tipo T (Cabezal flotante sin contra brida) puede sacarse sin desmontar, pero necesita mayor diámetro de casco para la misma superficie de intercambio. El tipo U (haz de tubos en U) es el más económico, pero a la hora de mantenimiento necesita una gran variedad de tubos en stock.

En la siguiente figura se puede observar un resumen según la norma TEMA de la identificación de los intercambiadores de calor de casco y tubo.

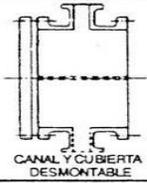
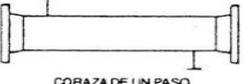
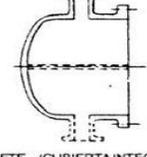
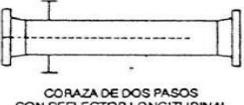
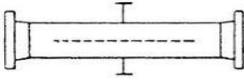
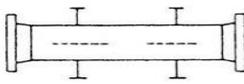
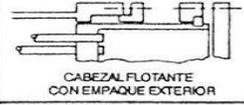
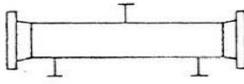
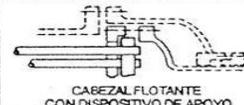
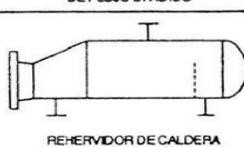
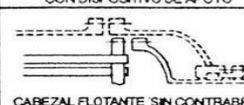
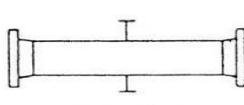
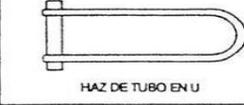
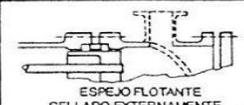
TIPOS DE CABEZAL ESTACIONARIO, EXTREMO FRONTAL		TIPOS DE CORAZAS		TIPOS DE CABEZALES, EXTREMO POSTERIOR	
A	 CANAL Y CUBIERTA DESMONTABLE	E	 CORAZA DE UN PASO	L	 DE ESPEJO FUJO COMO EL CABEZAL ESTACIONARIO "A"
B	 CASQUETE (CUBIERTA INTEGRADA)	F	 CORAZA DE DOS PASOS CON DEFLECTOR LONGITUDINAL	M	 DE ESPEJO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

Figura 2.2 Identificación de intercambiadores de casco y tubo según la norma TEMA.

SELECCIÓN.

Por lo tanto el diseño del intercambiador a fabricar, siguiendo las normas antes mencionadas será un Intercambiador de haz de tubos fijos (tipo BEM), el cual se muestra un esquema en la siguiente figura.

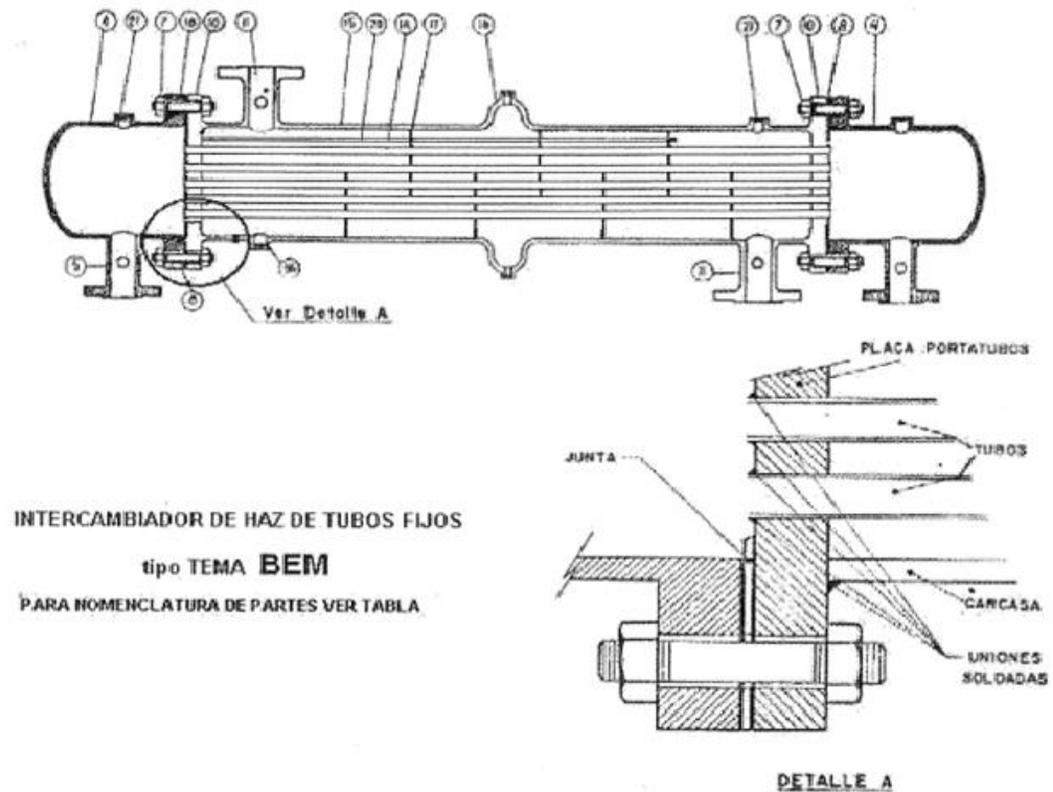


Figura 2.3 Intercambiador de haz de tubos fijos tipo BEM.

Se optó por este modelo de intercambiador de calor por el hecho de que será para fines didácticos, lo que no implica cambios de temperatura demasiado extensos, ni tampoco cambios de fase en los fluidos de trabajo, como lo sería en un proceso industrial real. Por otro lado, lo que será importante apreciar a modo práctico con este intercambiador de calor es el comportamiento de este, a un proceso de intercambio de calor.

Este modelo presenta algunas características propias como las siguientes:

- Este intercambiador no tiene apenas diferencia entre ambos extremos, es de un solo paso en tubo y casco, lo que limita la velocidad dentro de los tubos, lo que reduce el coeficiente de transmisión de calor.
- Tiene junta de expansión en casco.
- Imposibilidad de apertura para limpieza en lado del casco.

2.2.2 FLUIDO DE TRABAJO

El intercambiador de calor que se diseñara trabajara con el mismo fluido de trabajo en el los tubos y por el lado de la carcasa, con la diferencia que circularan a diferente temperatura.

El fluido de trabajo será agua.

2.2.3 TEMPERATURA DE OPERACIÓN

Es el valor normal de temperatura en las condiciones de operación del proceso, a la cual el cambiador de calor será expuesto.

La temperatura a la que circulara en agua por los tubos será calentada hasta una temperatura cercana a los 70°C, por medio de un calentador. Por otra parte, el agua que circulara por la coraza, se tomara directamente de una toma de agua (chorro), la cual su alcanza alrededor de los 29°C.

Tabla 2.1 Temperaturas de trabajo.

Área por donde circula el fluido	Temperatura de operación (°C)
Tubos	66
Coraza	29

2.2.4 PRESIÓN DE OPERACIÓN (P_o)

También conocida como presión de trabajo. Se define como la presión a la cual está sometido un equipo en condiciones normales de operación. Debemos tener presente que en el caso de los cambiadores de calor, se manejan dos presiones de operación, una por el lado de tubos y la otra por el lado de la coraza.

La presión a la entrada de los tubos del intercambiador se calculara por medio de manometría, esto se calculara más adelante en el diseño mecánico, al igual que la presión a la entrada de la coraza.

La presión de entrada en la coraza del intercambiador será la presión hidráulica residencial, es decir la que se produce a la salida un chorro común. Esta presión oscila entre los 55~60 psi.

2.2.5 SELECCIÓN DE MATERIALES

Existen varios factores que intervienen para una adecuada selección de materiales., ya que los materiales que se elijan, deberán resistir los efectos de la corrosión y deberán tener la suficiente resistencia para soportar la temperatura y presión de diseño, teniendo además que conducir a un diseño práctico. Una buena selección de materiales, asegurará bajos costos de mantenimiento e iniciales.

A continuación, se mencionarán las etapas más convenientes, para efectuar una selección adecuada de materiales para la construcción de cambiador del calor.

REQUISITOS PARA SELECCIÓN DE LOS MATERIALES

Entre ellos se deben incluir los materiales que satisfagan las condiciones de servicio, y para que esto suceda, es necesario que los materiales que se sugieran tengan las propiedades adecuadas, siendo más importantes las siguientes:

1) Propiedades Mecánicas. Las propiedades del material que más importancia tienen son:

- Una alta resistencia a la tensión
- Un punto de cedencia alto
- Una mínima reducción de área
- Un alto porcentaje de alargamiento

2) Propiedades Físicas. Siendo más importante el coeficiente de dilatación térmico del material, ya que este limitará el valor del esfuerzo a la tensión y en consecuencia afectará el diseño del cambiador.

3) Resistencia a la Corrosión. Los materiales que se propongan deberán soportar el ataque químico de las sustancias a las cuales estarán en contacto.

4) Facilidad para su Fabricación. De acuerdo a los medios disponibles y elegidos para la fabricación del equipo, los materiales deberán contar con las siguientes características:

- Maquinabilidad: Se hace necesario maquinar ciertas partes del cambiador (como son: las bridas, espejos, tapas Planas, etc.), para darle la forma o acabado a las superficies para asentamiento del empaque, juntas de ensamble, etc. Para ello, un material difícil de maquinar es más costoso en su fabricación, ya que requiere de procedimientos y herramientas costosas.

- Soldabilidad: El material que se ha de utilizar para la fabricación del intercambiador, deberá tener buenas propiedades de soldabilidad, ya que gran parte de sus elementos deberán ser soldados.

2.2.6 TUBOS Y DISTRIBUCIÓN DE TUBOS

Los tubos empleados en la construcción de intercambiadores de calor normalmente responden a las normas dimensionales BWG (Birmingham Wire Gage).

Para los tubos el tamaño viene dado por el diámetro externo real o sea el valor nominal que corresponde al diámetro externo real dentro de tolerancias. El espesor de pared es el que se indica por el número BWG, cuyo intervalo comprende desde 24 (muy delgado) hasta 7 muy grueso.

Pueden utilizarse tubos de diámetros que van desde $\frac{1}{4}$ " hasta 1.5". Sin embargo, casi todos los intercambiadores se construyen utilizando tubos de $\frac{3}{4}$ " o de 1".

El largo de los tubos es definido por el diseñador, no resulta aconsejable la utilización de tubos de más de 6 metros de longitud, ya que la construcción del equipo se hace más dificultosa.

Materiales.

Los tubos para los intercambiadores, según los casos, pueden fabricarse en diversos tipos de materiales, como aceros aleados, aceros inoxidables, cobre, latón, cobre-níquel, aluminio, aluminio-bronce, y a veces, en aplicaciones donde los medios son muy agresivos, materiales como titanio, grafito o vidrio.

Arreglo.

Se llama a la disposición geométrica de los tubos en la placa tubular.

En la figura 2.4 se muestran los arreglos más comunes utilizados en la construcción de intercambiadores.

Se llama paso (P_t) a la separación entre centros de tubos, medida en la forma que se indica en la figura 2.4.

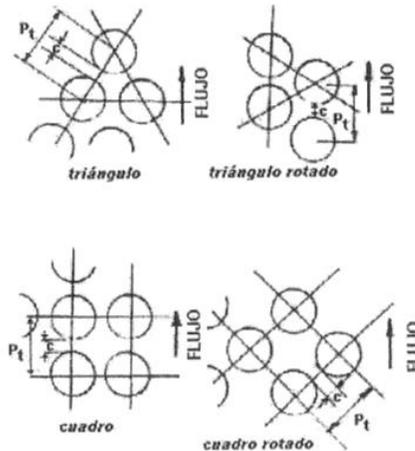


Figura 2.4 Paso para diferentes arreglos de haz de tubos.

Un arreglo de tubos, queda definido por su tipo (cuadrado, cuadrado rotado, triángulo, o triángulo alineado), por el diámetro de los tubos y por el paso.

La ventaja del espaciado cuadrado consiste en que los tubos resultan accesibles para la limpieza externa y que tienen una baja caída de presión cuando el fluido fluye en la dirección indicada en la Figura 2.5. En cambio en la disposición triangular se produce mayor turbulencia, debido a que el fluido que circula entre los tubos adyacentes a alta velocidad golpea directamente en la hilera siguiente.

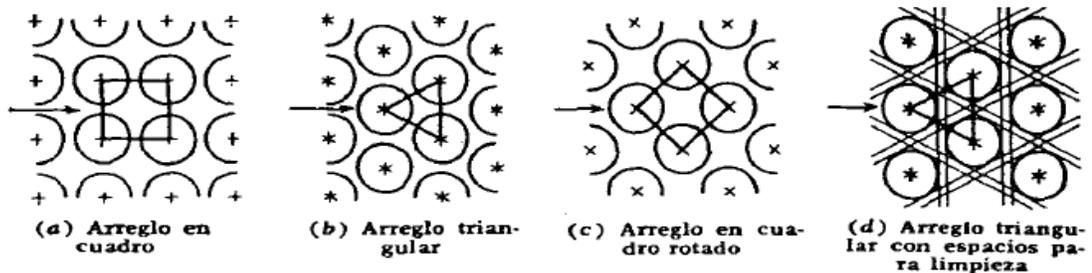


Figura 2.5 Dirección de flujo a través del arreglo del haz de tubos.

Esto supone que cuando la caída de presión y la limpieza son aspectos de menores consecuencias, la disposición triangular es mejor para alcanzar valores altos del coeficiente de transmisión de calor en el lado de la coraza (fuera del haz de tubo), consiguiéndose así coeficientes en torno al 25% mayores que con la disposición en cuadro bajo condiciones similares.

Basado en las normas T.E.M.A. resulta conveniente que para el arreglo de tubos considerar un paso de 1.25 veces el diámetro y/o un mínimo de separación entre tubos de 3.2 mm. Generalmente un pequeño paso en arreglo triangular a 30° es preferible para flujo turbulento y laminar en procesos limpios, arreglos en 90° (cuadrado) o 45° (cuadrado rotado) con 6.4 mm de separación, para casos donde se requiere limpieza mecánica. Existen excepciones cuando se requiere regular la caída de presión o la velocidad de flujo.

Los arreglos más comunes utilizados en la construcción de intercambiadores se indican en la tabla 2.2.

Tabla 2.2 Diámetros y paso recomendados por norma.

Arreglos en cuadro		Arreglos en triangulo	
Di	Pt	Di	Pt
Diámetro del tubo	paso	Diámetro del tubo	paso
3/4" (19mm)	1" (25mm)	3/4" (19mm)	15/16" (24mm)
1" (25mm)	1 1/4" (32mm)	3/4" (19mm)	1" (25mm)
1 1/4" (32mm)	1 9/16" (40mm)	1" (25mm)	1 1/4" (32mm)
1 1/2" (39mm)	1 7/8" (48mm)	1 1/4" (32mm)	1 9/16" (40mm)
		1 1/2" (39mm)	1 7/8" (48mm)

SELECCIÓN DE TUBOS Y ARREGLO DE TUBOS.

Los tubos a utilizar en la fabricación del intercambiador, se ven restringido por la disponibilidad en el mercado local, de diferentes materiales, diámetros y longitudes de tubos. Pero se optó por tubos rígidos de cobre de diámetro de 7/8" y con una longitud de

600mm para la fabricación. Las especificaciones técnicas dadas por el proveedor del tubo a utilizar se ven reflejadas en la siguiente tabla.

Tabla 2.3 Especificaciones técnicas del tubo a utilizar.



Código	Medida	Grueso pared (mm)	Ø Exterior tubo
• Barras de 5 metros			
TUBERÍA DE COBRE RÍGIDO (Norma EN 12735-1-2001)			
TF 01 118	3/8"	0,8	9,52
TF 01 119	1/2"	0,8	12,70
TF 01 120	5/8"	0,8	15,87
TF 01 121	5/8"	1	15,87
TF 01 129	3/4"	0,8	19,05
TF 01 122	3/4"	1	19,05
TF 01 123	7/8"	1	22,22
TF 01 124	1"	1	25,40
TF 01 125	1-1/8"	1	28,57
TF 01 126	1-1/8"	1,25	28,57
TF 01 127	1-3/8"	1,25	34,92
TF 01 128	1-5/8"	1,25	41,27
TF 01 028	2-1/8"	1,25	53,97
TF 01 029	2-5/8"	1,65	66,68
TF 01 133	3-1/8"	1,65	79,37
TF 01 134	3-1/8"	2,5	79,37
TF 01 135	3-5/8"	2,5	92,08

Para el arreglo de tubos se vio a bien tomar un arreglo cuadrado, aprovechando así las ventajas, antes mencionadas, que este arreglo supone. El paso en el haz de tubos se tomara de acuerdo a la tabla 2.3, por lo que de acuerdo al diámetro de los tubos el paso será de $P_t=0.033m$. Se muestra esquemáticamente en la siguiente figura.

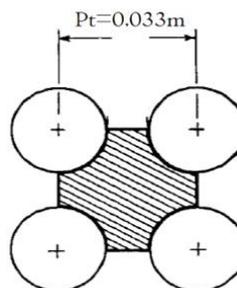


Figura 2.6 Paso del intercambiador de calor a diseñar.

2.2.7 CORAZA

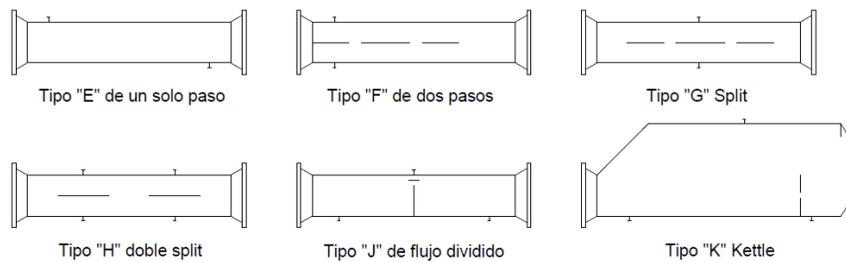


Figura 2.7 Tipos de coraza según norma.

Tomando como base la coraza tipo “E”, la coraza de dos pasos “F”, se utiliza cuando existe cruce de temperaturas y se pretende lograr una contracorriente pura entre los fluidos de tubos y coraza o bien evitar un valor bajo en el factor de corrección F_t al utilizar dos pasos en la coraza y más de 4 en los tubos, evitando la utilización de dos equipos en serie.

El área transversal de esta coraza, equivale a la mitad de una de un solo paso.

La coraza tipo “G” de flujo splits, básicamente presenta las cualidades de la coraza tipo “F”, su uso principal está en la condensación de vapores. El vapor entra por la parte superior de la coraza dividiéndose en dos debido a la placa de soporte que divide a la coraza en dos compartimentos idénticos. Después que el vapor pasa por la parte superior de la placa longitudinal, cruza hacia el segundo paso de la coraza en dirección contraria para salir finalmente por la boquilla inferior. Las velocidades y la longitud de travesía en la coraza, son las mismas que para una coraza tipo “E”, la ventaja consiste en que el condensado se mantiene por un tiempo más largo en contacto con los tubos. Para promover su sub-enfriamiento se puede perforar los extremos de la mampara longitudinal, a fin de que el condensado gotee encima de los tubos del paso inferior.

La coraza tipo “H”, doble splits se utiliza para reducir la caída de presión. En condensadores, la alimentación de vapor se divide en las dos boquillas de alimentación.

La coraza se divide en dos compartimentos separados por un soporte transversal completo en el centro de la coraza; el vapor fluye por cada mitad de la coraza por encima de la mampara longitudinal y regresa por la parte inferior hacia la boquilla de salida y prácticamente se unen las dos salidas en una sola línea.

La coraza tipo “K” se utiliza para cuando se requiere generar vapor y por lo tanto, hay que mantener una parte líquida del fluido de alimentación y dejar un espacio encima del nivel del líquido para que el vapor producido pueda viajar a una velocidad suficientemente baja a fin de que las gotas de líquido que arrastra tenga la oportunidad de caer.

En los “chiller”, en los cuales el fluido dentro de los tubos es enfriado por la evaporación de un refrigerante en la coraza, se requiere una construcción en los cabezales del tipo “U” ya que normalmente los gradientes de temperatura son pequeños.

SELECCIÓN DE CARCASA

Para la coraza de nuestro intercambiador, por no necesitarse de un equipo demasiado grande, ni tampoco con exigencias rigurosas de temperaturas de entrada y salida por algún proceso industrial dado, se optó por seleccionar una carcasa tipo E de un solo paso.

De igual modo en vista de que el intercambiador de calor a construirse, es para laboratorio y con fines didácticos, el diámetro de la coraza no va a ser mayor de 5”, por lo tanto la construcción de la misma se lleva a cabo a partir de tubería comercial.

Se ha seleccionado un tubo de cobre liso sin costura bajo la NORMA EN 12735-1-2001. El espesor se verificará en el Diseño Mecánico del intercambiador.

Tabla 2.4 Especificación de la coraza a diseñar.

Diámetro Nominal	Diámetro exterior	espesor	Diámetro interior
	mm	mm	mm
2 7/8	74	2	70

2.2.8 DEFLECTORES.

Es sabido que los coeficientes de transferencia de calor crecen al aumentar la velocidad de los fluidos y la turbulencia de escurrimiento.

Por este motivo, casi siempre se colocan en la carcasa, deflectores de flujo o baffles que orientan el movimiento del fluido en la dirección perpendicular al eje de los tubos.

El tipo más común de baffle es el baffle o deflector segmentado. Los mismos, son placas circulares, de casi el mismo diámetro que la carcasa, a las cuales se les efectúa un corte horizontal o vertical.

La disposición de este tipo de deflectores se ilustra esquemáticamente en la figura 2.8.

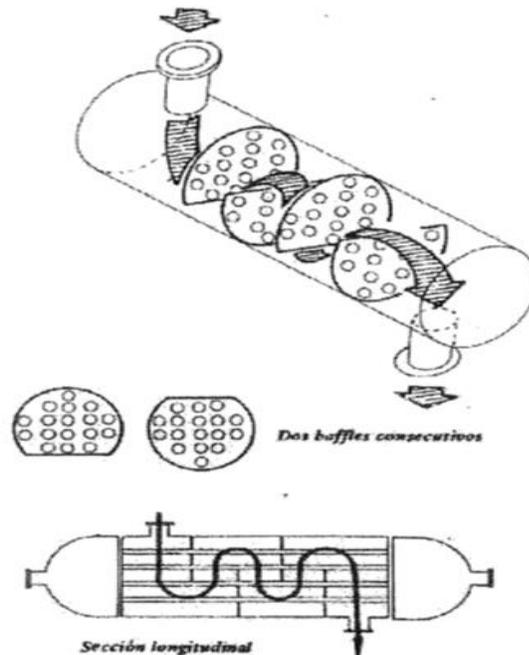


Figura 2.8 Disposición de deflectores tipo segmentado en un intercambiador de calor.

El fluido de la carcasa se ve entonces obligado a efectuar el recorrido que se ilustra para alcanzar la boca de salida.

El corte más común con el que se construyen los deflectores es el que corresponde a una segmentación del 25% del diámetro.

Si el corte del deflector es muy pequeño (figura 2.9.a), se produce un efecto de estrangulamiento y gran parte de la energía del fluido se gasta en la ventana donde hay pocos tubos, resultando una conversión muy ineficiente de la caída de presión a transferencia de calor. Si el corte de los baffles es grande, en cambio, se pueden producir cortocircuitos del fluido entre los bordes de los deflectores como se ilustra en la figura 2.9.c, produciéndose grandes áreas de baja velocidad, ineficientes para la transmisión de calor, en las bases de los baffles.

El óptimo parece hallarse en un estado intermedio como el que se ilustra en la figura 2.9.b.

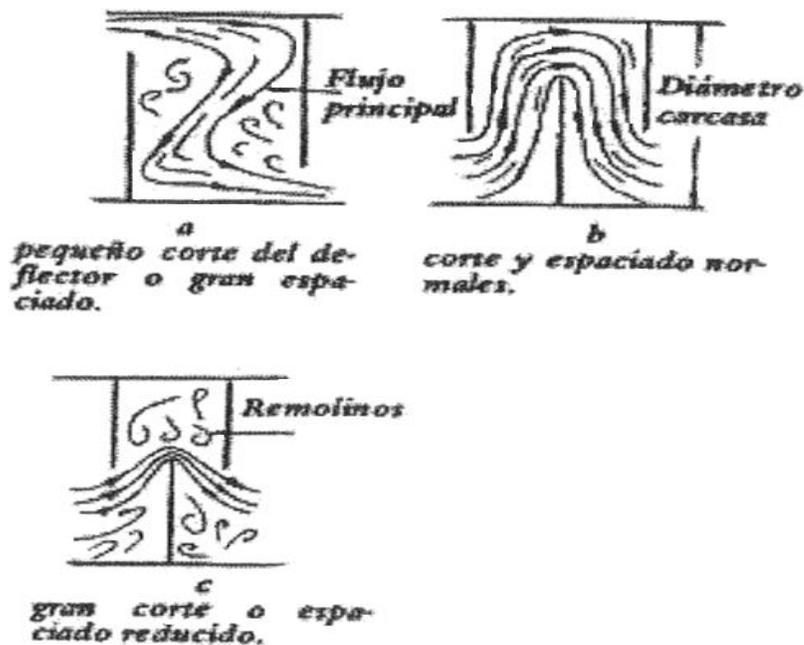


Figura 2.9 Efectos a los diferentes % de corte del deflector.

RANURAS DE DRENAJE.

Se deben tomar precauciones para que el intercambiador pueda ser drenado cuando se lo saca de servicio. Por este motivo, por lo general en la parte inferior de los deflectores se practican ranuras que impiden que quede líquido entrampado en el espacio comprendido entre los deflectores como se ilustra en la figura 2.10.

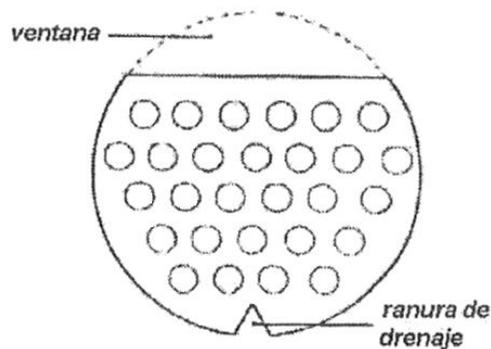


Figura 2.10 Ranura de drenaje.

TOLERANCIAS CONSTRUCTIVAS

Los deflectores deben ser agujereados para que puedan ser atravesados por los tubos. Las normas T.E.M.A. establecen que el diámetro con que deben ser taladrados los agujeros serán 1/64 pulgadas superior al diámetro exterior del tubo.

SELECCIÓN DE DEFLECTOR.

Se construirán del mismo material de los tubos, es decir cobre, para evitar en parte la corrosión galvánica debido al agua que circula en la coraza, ya que se evitara reemplazar a corto plazo cualquier deflector por efectos de corrosión.

Igualmente el tipo de deflector a fabricar será un deflector segmentado con un corte de un 30% con respecto al diámetro del deflector.

Esto se muestra esquemáticamente en la siguiente figura.

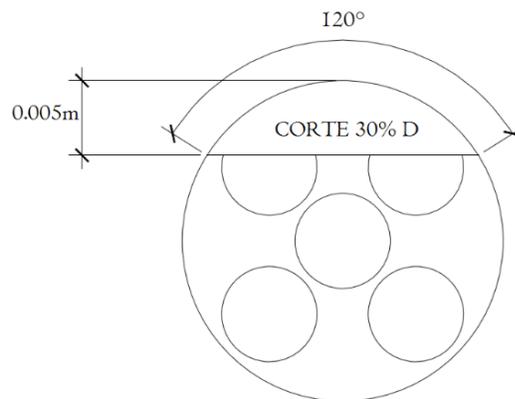


Figura 2.11 Corte del deflector a diseñar.

2.3 DISEÑO TÉRMICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Un intercambiador de calor es un equipo utilizado para transferir calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y están separados por una frontera sólida.

El principal problema en el diseño térmico de intercambiadores de calor es encontrar el tamaño adecuado que debe tener esa frontera sólida o “área de transferencia de calor” para garantizar una determinada tasa de transferencia de calor.

Esta fase se ocupa primordialmente de determinar el área de la superficie para transferir calor a una velocidad específica a determinados niveles, incluye la determinación de temperaturas, flujo másico, número de tubos, dimensiones, longitudes, etc.

Para los cálculos, es necesario establecer primeramente, los datos geométricos del intercambiador; las Temperaturas de entrada y salida de los fluidos; la información del proceso, es decir, las propiedades de los fluidos a determinadas temperaturas.

Tabla 2.5 Geometría del intercambiador.

GEOMETRÍA DEL INTERCAMBIADOR	MEDIDAS (m)
DIÁMETRO INTERNO TUBOS	0.02
DIÁMETRO EXTERNO TUBOS	0.022
DIÁMETRO INTERNO CORAZA	0.07
DIÁMETRO EXTERNO CORAZA	0.074
PASO ARREGLO DE TUBOS	0.033
LARGO DE TUBOS NOMINAL	0.6

Tabla 2.6 Especificaciones del fluido de trabajo a ocupar.

FLUIDO DE TRABAJO	
FLUIDO EN CARCASA	AGUA
FLUIDO EN TUBOS	AGUA
FLUIDO FRIO	CARCASA
FLUIDO CALIENTE	TUBOS
TEMPERATURA ENTRADA FLUIDO FRIO	29°C
TEMPERATURA ENTRADA FLUIDO CALIENTE	66°C
TEMPERATURA DE SALIDA FLUIDO CALIENTE	55°C

Tabla 2.7 Información adicional para el diseño.

OTRA INFORMACIÓN	
FLUJO MÁSICO POR LA CORAZA	0.5 kg/s
FLUJO MÁSICO POR LOS TUBOS	0.1 kg/s
DENSIDAD DEL AGUA	1000 kg/m ³
CONDUCTIVIDAD TÉRMICA AGUA	0.58 W/(m*K)

Tabla 2.8 Geometría del deflector a diseñar.

GEOMETRÍA DEL DEFLECTOR	
LONGITUD ENTRE DEFLECTORES	0.15 m
CORTE DEL DEFLECTOR COMO PORCENTAJE DEL DIÁMETRO INTERNO DE LA CORAZA	30%
DIÁMETRO DEL AGUJERO DEL DEFLECTOR POR EL QUE ATRAVIESA EL TUBO.	0.024
NÚMERO DE TUBOS QUE ATRAVIESAN EL DEFLECTOR.	4

Procederemos a los cálculos para el diseño térmico, el cual se hará siguiendo pasos lógicos de secuencia, utilizando parámetros de entrada ya conocidos previamente. Empezaremos así:

1. PLANTEAR EL BALANCE DE CALOR: Con el cual conoceremos la temperatura de salida del lado de la coraza, así como también el calor necesario para este intercambio.

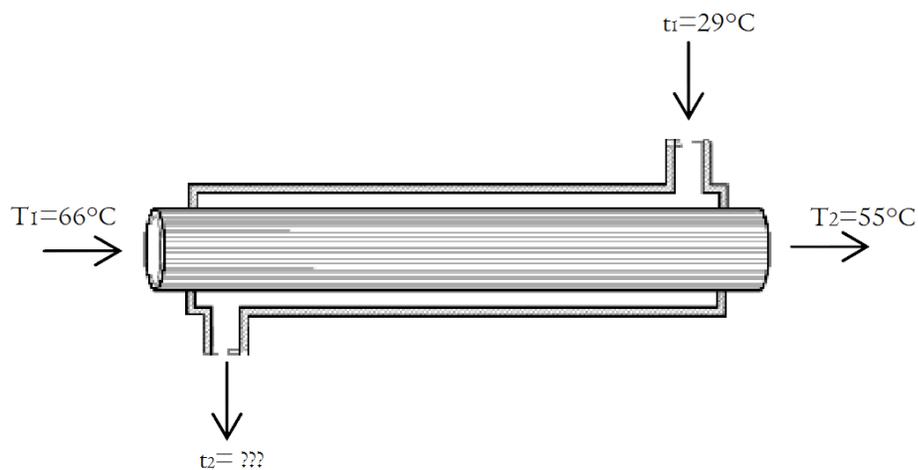


Figura 2.12 Temperaturas de entrada y salida a contracorriente.

Según la ecuación (1) se plantea que:

$$Q = W_h C_h (T_1 - T_2) = W_c C_c (t_2 - t_1)$$

$$\begin{aligned} (0.10 \text{ Kg/s}) (4.184 \text{ KJ/Kg k}) (65 - 55) \\ = (0.5 \text{ Kg/s}) (4.179 \text{ KJ/Kg k}) (t_2 - 29) \end{aligned}$$

$$t_2 = 31.2026 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q = 4602.4 \text{ W}$$

2. CALCULAR DMLT: Por tratarse de flujo contracorriente se calcula mediante la ecuación (64).

$$\text{DMLT} = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\text{Ln} \frac{T_1 - t_2}{T_2 - t_1}}$$

$$\text{DMLT} = 30.1798 \text{ }^\circ\text{C}$$

3. OBTENER LAS PROPIEDADES DE LOS FLUIDOS A LAS TEMPERATURAS MEDIAS.

Estas serán $(T_1+T_2)/2$ y $(t_1+t_2)/2$ para los fluidos caliente y frío respectivamente. Llamaremos a estas temperaturas medias T_h y T_c .

Para calcular los coeficientes de transferencia, será necesario calcular para cada uno de los fluidos el valor del $(\mu/(\mu_w))$, donde μ es la viscosidad del fluido a la temperatura media definida anteriormente y μ_w es la viscosidad a la temperatura de pared del tubo.

Esta última temperatura no es conocida de antemano, por lo tanto, lo que se hace es suponer un valor para la temperatura de pared, que podrá ser verificada más adelante haciendo iteraciones hasta ajustar a un valor fijo.

$$T_h = \frac{T_1 + T_2}{2}$$

$$\mu = 0.000467 \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$$

$$C_p = 4.185 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°K}$$

$$T_c = \frac{t_1 + t_2}{2}$$

$$\mu = 0.000798 \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$$

$$C_p = 4.178 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°K}$$

Temperatura de pared (asumida):

$$T_w = 35 \text{ °C}$$

$$\mu_w = 0.000720 \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$$

4. ÁREA DE FLUJO PARA EL FLUIDO QUE CIRCULA DENTRO DE LOS TUBOS.

$$a_t = \frac{N \cdot a_t'}{n} = \frac{N \cdot \pi \cdot (D_i)^2}{4 \cdot n} = \frac{(5)(\pi)(0.0202)^2}{(4)(1)} = 1.6024 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Densidad de flujo másico que circula dentro de los tubos:

$$G_t = \frac{W_t}{a_t} = \frac{0.10 \text{ Kg/s}}{1.6024 \times 10^{-3} \text{ m}^2} = 156.0160 \text{ Kg/m}^2 \cdot \text{s}$$

5. NÚMERO DE R_e Y P_r PARA EL FLUIDO DENTRO DE LOS TUBOS.

$$Re = \frac{Di * Gt}{\mu} = \frac{0.0202 * 156.0160}{0.000467} = 6748.4437$$

$$Pr = \frac{Cp * Gt}{k} = \frac{4185 * 0.000467}{0.58} = 3.3696$$

6. CALCULAR EL COEFICIENTE hi . Ec (20).

$$\frac{hi}{CpGt} = 0.116 \left(\frac{Re^{0.66} - 125}{Re} \right) \left(1 + \left(\frac{Di}{L} \right)^{0.66} \right) Pr^{-0.66} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$\begin{aligned} \frac{hi}{4185 * 156.0160} &= 0.116 \left(\frac{6748.4437^{0.66} - 125}{6748.4437} \right) \left(1 + \left(\frac{0.0202}{0.600} \right)^{0.66} \right) 3.3696^{-0.66} \left(\frac{0.000467}{0.000720} \right)^{0.14} \\ &= 0.116 \left(\frac{6748.4437^{0.66} - 125}{6748.4437} \right) \left(1 + \left(\frac{0.0202}{0.600} \right)^{0.66} \right) 3.3696^{-0.66} \left(\frac{0.000467}{0.000720} \right)^{0.14} \end{aligned}$$

$$hi = 1110.9314 \text{ W/m}^2 * k$$

7. CORREGIR PARA EL DIÁMETRO EXTERNO. Ec. (15).

$$h_{io} = hi \frac{Di}{Do} = 1110.9314 \frac{0.0202}{0.022} = 1020.0370 \text{ W/m}^2 * k$$

8. CALCULAR EL COEFICIENTE ho DEL LADO DE LA CARCASA.

- a) DATOS CORRESPONDIENTES AL BANCO IDEAL.

Los datos se correlacionan en función del número de Reynolds para el lado de la coraza Ec. (26).

$$Rem = \frac{w * Do}{Sm * \mu}$$

$$Sm = (Ds - Ncl * Do)B = (0.074 - 3 * 0.022)(0.15)$$

$$Sm = 1.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$Gm = \frac{w}{Sm} = \frac{0.5 \text{ Kg/s}}{1.2 \times 10^{-3} \text{ m}^2}$$

$$Gm = 416.6667 \text{ Kg/m}^2 * s$$

$$\text{Rem} = \frac{w * \text{Do}}{\text{Sm} * \mu} = \frac{(0.5)(0.022)}{(1.2 \times 10^{-3})(0.000798)}$$

$$\text{Rem} = 11458.3333$$

$$\text{Pr} = \frac{C * \mu}{k} = \frac{(4178)(0.000749)}{0.58}$$

$$\text{Pr} = 5.3954$$

Dado que el flujo en el lado de la carcasa es turbulento calcularemos el factor J para esta condición, teniendo en cuenta la relación de paso y diámetro de los tubos, configuración cuadrada, y un Reynolds mayor de 3000.

CONFIGURACIÓN. Para cuadrado rotado la relación paso diámetro es:

$$\frac{\text{Pt}}{\text{Do}} = \frac{0.0338}{0.022} = 1.5$$

$$\text{Rem} > 3000$$

Entonces según figura 1.15:

$$J = a \text{Re}^b$$

$$\text{Donde: } a = 0.275 ; b = -0.30$$

$$J = 0.0163$$

b) FACTORES DE CORRECCIÓN.

- Corrección por By-pass E_c (32).

$$F_{BP} = \frac{[\text{Ds} - (\text{Ncl} - 1)\text{Pt} - \text{Do}]\text{B}}{\text{Sm}} = \frac{[0.074 - (3 - 1) * 0.0338 - 0.022]}{1.2 \times 10^{-3}} \quad (0.15)$$

$$F_{BP} = -1.95$$

Como el régimen es turbulento el valor de α es según tabla 1.2.

$$\alpha = 1.35 \text{ (Turbulento)}$$

Sustituyendo encontramos el factor de corrección por By-pass.

$$\xi_h = \exp(-\alpha * FBP)$$

$$\xi_h = 13.9085$$

- Corrección por ventana

Empezaremos definiendo. Ec (46):

$$\gamma = \frac{\text{N}^\circ \text{ de tubos en la ventana}}{\text{N}^\circ \text{ total de tubos}}$$

$$\gamma = \frac{N_{wt}}{N} = \frac{1}{5} = 0.2$$

Área de flujo a través de la ventana. Ec (37):

$$S_w = \pi \left(\frac{D_s}{2}\right)^2 \frac{A}{360} - \left[\sin\left(\frac{A}{2}\right) \right] \left(\frac{D_s}{2}\right) \left(\frac{D_s}{2} - BC\right) - N_{wt} * \frac{1}{4} D_o^2$$

$$S_w = \pi(0.074)^2 \frac{120}{360} - \left[\sin\left(\frac{120}{2}\right) \right] \left(\frac{0.074}{2}\right) \left(\frac{0.074}{2} - 0.005\right) - (1) * \frac{1}{4} (0.022)^2$$

$$S_w = 28.107 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Sustituyendo para encontrar el factor de corrección ϕ según Ec. (45):

$$\phi = 1 - \gamma + 0.524 \gamma^{0.32} \left(\frac{S_m}{S_w}\right)^{0.03}$$

$$\phi = 1 - 0.2 + 0.524(0.2)^{0.32} \left(\frac{1.2 \times 10^{-3}}{28.107 \times 10^{-6}}\right)^{0.03}$$

$$\phi = 1.1504$$

- Corrección por fugas

Área de fuga entre el tubo y el baffle. Ec. (51):

$$S_{TB} = N_{BT} \frac{\pi}{4} (D_{BT}^2 - D_o^2) = (4) \frac{\pi}{4} ((0.024)^2 - (0.022)^2)$$

$$S_{TB} = 0.2890 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Área de fuga entre el baffle y la carcasa. Ec. (52):

$$S_{SB} = \left(\frac{360-A}{360} \right) \frac{\pi}{4} (D_S^2 - D_B^2) = \left(\frac{360-120}{360} \right) \frac{\pi}{4} ((0.024)^2 - (0.022)^2)$$

$$S_{SB} = 0.3016 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Por lo tanto según Ec. (50):

$$S_L = S_{TB} + S_{SB}$$

$$S_L = 0.5906 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Curva única correspondiente a las fugas entre tubos y deflector. Ec. (53):

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}} \right) 0 = 0.45 \frac{S_L}{S_m} + 0.1 [1 - \exp(-30 \frac{S_L}{S_m})]$$

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}} \right) 0 = 0.3215$$

Luego. Ec. (54):

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{ML}} \right) \text{intercambiador} = \left(1 - \frac{h_L}{h_{NL}} \right) 0 * \frac{S_{TB} + 2S_{SB}}{S_L}$$

$$\left(1 - \frac{h_L}{h_{ML}} \right) \text{intercambiador} = 0.4857$$

$$\frac{h_L}{h_{NL}} = 0.5143$$

c) COEFICIENTE DE CARCASA

El coeficiente total h del intercambiador en la carcasa puede obtenerse con Ec. (55):

$$h = [j * C * G_m * Pr^{-\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{-0.14}] \phi * \xi h \left(\frac{h_L}{h_{NL}} \right)$$

$$h = [0.0163 * 4.178 * 416.6667 * (5.3954)^{-\frac{2}{3}} \left(\frac{0.000720}{0.000749}\right)^{-0.14}] (1.1504 * 13.9085 * 0.5143)$$

$$h = 77377.6863 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

9. CON LOS VALORES DE h_i Y h_o PUEDE VERIFICARSE LA TEMPERATURA DE LA PARED SUPUESTA EN EL PASO 5. PARA ELLO SE PLANTEA UN BALANCE DE CALOR A AMBOS LADOS DE LA PARED DEL TUBO.

$$h_{io} (T_1 - T_w) = h_o (T_w - t_1)$$

$$(1110.9314)(339 - T_w) = (77377.6863) (T_w - 302)$$

$$23712752.6 = 78394.4748 T_w$$

$$T_w = 30^\circ \text{C}$$

$$\mu_w = 0.000798 \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s})$$

Como la temperatura que resulta es diferente a la supuesta anteriormente necesitamos iterar con este nuevo valor hasta que ya varié la temperatura de pared encontrada.

Calculamos nuevamente el coeficiente h_{io} . Ec. (20):

$$\frac{h_i}{\text{CpGt}} = 0.116 \left(\frac{\text{Re}^{0.66} - 125}{\text{Re}} \right) \left(1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{0.66} \right) \text{Pr}^{-0.66} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$\frac{h_i}{4185 * 156.0160} = 0.116 \left(\frac{6748.4437^{0.66} - 125}{6748.4437} \right) \left(1 + \left(\frac{0.0202}{0.600} \right)^{0.66} \right) 3.3696^{-0.66} \left(\frac{0.000467}{0.000798} \right)^{0.14}$$

$$h_i = 1091.5513 \text{ W}/\text{m}^2 \cdot \text{k}$$

$$h_{io} = h_i \frac{D_i}{D_o} = 1091.5513 \frac{0.0202}{0.022}$$

$$h_{io} = 1002.2426 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$$

Calculamos nuevamente el coeficiente h_o . Ec. (55):

$$h = [j * C * Gm * Pr^{-\frac{2}{3}} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{-0.14}] \phi * \xi h \left(\frac{hL}{h_{NL}} \right)$$

$$h_o = [(0.0163) (4178) (416.6667)(5.3954)^{-\frac{2}{3}} \left(\frac{0.000798}{0.000798} \right)^{-0.14}] [(0.1504) (13.9085) () 0.5143]$$

$$h_o = 75920.2031 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$$

Y planteamos un balance de calor a ambos lados de la pared del tubo nuevamente:

$$h_{io} (T - T_w) = h_o (T_w - t)$$

$$(1002.2426)(336 - T_w) = (75920.2031) (T_w - 302)$$

$$T_w = 30^\circ \text{ C}$$

Vemos que no varió por lo tanto los valores de h_i y h_o son respectivamente:

$$h_{io} = 1002.2426 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$$

$$h_o = 75920.2031 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$$

10. CALCULAR EL COEFICIENTE DE LIMPIEZA U_c . Ec. (14).

$$U_c = \left(\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{1002.2426} + \frac{1}{75920.2031} \right)^{-1}$$

$$U_c = 989.1841 \text{ W/m}^2 \cdot \text{k}$$

11. COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR. Ec. (13).

Tomando como $R_f = 0.000352 \text{ m}^2 \cdot \text{k}/\text{w}$.

$$\frac{1}{U} = \left(\frac{1}{U_c} + R_f \right) = \left(\frac{1}{989.1841} + 0.000352 \right)$$

$$U = 733.7112 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

12. ÁREA CALCULADA.

$$A_{\text{calc.}} = \frac{Q}{U \Delta T} = \frac{4602.4}{(733.7112)(30.1798)}$$

$$A_{\text{calc.}} = 0.2078 \text{ m}^2$$

13. ÁREA REAL DEL EQUIPO.

Se calcula con la geometría del mismo:

$$A_{\text{real}} = N \cdot \pi \cdot D_o \cdot L$$

$$A_{\text{real}} = 0.2073 \text{ m}^2$$

14. SI $A_{\text{real}} > A_{\text{calc}}$ EL EQUIPO PUEDE UTILIZARSE PARA LA TRANSMISIÓN DE CALOR DISEÑADA.

Tabla 2.9 Resumen del diseño térmico.

RESUMEN DEL DISEÑO TÉRMICO	
CALOR REQUERIDO	4602.4 W
ÁREA REQUERIDA	0.2073 m ²
COEFICIENTE DEL LADO E LOS TUBOS	1002.2426 W/m ² *K
COEFICIENTE DEL LADO DE CORAZA	75920.2031 W/m ² *K
COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR	733.7112 W/m ² *K

2.4 DISEÑO HIDRÁULICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

1. CAÍDA DE PRESIÓN EN EL LADO DE LOS TUBOS

La caída de presión en el lado de los tubos se calcula mediante la ecuación de Fanning, Ec. (21), tomando un Reynolds por los tubos, en régimen turbulento como se calculó anteriormente en el diseño térmico en el paso 7:

$$\Delta P_t = 4 * f * n \frac{L}{D_i} \frac{(Gs)^2}{2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a$$

Re = 6748.4437 del paso 7

Re > 2100 turbulento

Para el cálculo del factor de fricción f, lo podemos encontrar mediante la ecuación de Drew, Koo y Mc Adams, dado que es régimen turbulento. Ec. (23):

$$f = 0.0014 + 0.125Re^{-0.32}$$

$$f = 0.0014 + 0.125(6748.4437)^{-0.32}$$

$$f = 8.8399 \times 10^{-3}$$

Entonces sustituyendo datos tenemos:

$$\Delta P_t = 4 * f * n \frac{L}{D_i} \frac{(Gs)^2}{2\rho} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^a$$

$$\Delta P_t = 4(8.8399 \times 10^{-3})(1) \frac{(0.60)}{(0.0202)} \frac{(156.0160)^2}{2(1000)} \left(\frac{(0.000467)}{(0.000798)} \right)^{-0.14}$$

$$\Delta P_t \cong 13.7782 \text{ Pa}$$

Como el intercambiador es de un solo paso, no existe pérdidas de carga por cambios de dirección como ocurre en los intercambiadores de múltiple paso, Ec. (24). Por lo tanto:

$$\Delta P_r = 0$$

La pérdida total de carga se puede calcular entonces según Ec. (25):

$$\Delta P_T = \Delta p_t + \Delta p_r$$

$$\Delta P_T = 13.7782 \text{ N/m}^2$$

2. CAÍDA DE PRESIÓN DE LA CARCASA

a) DATOS CORRESPONDIENTES AL BANCO IDEAL. Definido el valor del número de Reynolds calculado en el diseño térmico para el lado de carcasa, se procede a calcular el coeficiente de fricción.

$$Re = 11458.3333$$

CONFIGURACIÓN. Para cuadrado rotado la relación paso diámetro es:

$$\frac{P_t}{D_o} = 1.5$$

$$Re_m > 3000$$

Entonces según figura 1.15:

$$Lnf = a + b \cdot \ln(Re) + c(\ln(Re))^2 + d(\ln(Re))^3$$

$$\text{Dónde: } a = -6.686 \quad ; \quad b = 1.152 \quad ; \quad c = -0.0981 \quad ; \quad d = 0.00237$$

$$Lnf = (-6.686) + (1.152)(\ln(11458.33)) + (-0.0981)(\ln(11458.33))^2 + (0.00297)(\ln(11458.33))^3$$

$$Lnf = (-6.686) + (10.7671) - (8.5697) + (1.9350)$$

$$Lnf = -2.5336$$

$$Lnf = -2.5336$$

$$f = (\ln(-2.5336))^{-1}$$

$$f = 0.0794$$

Este factor f nos servirá para calcular la pérdida de carga correspondiente a una sección de flujo cruzado sin tener en cuenta la corrección por fugas, que se determinara más adelante.

b) FACTORES DE CORRECCIÓN

- Corrección por BY-PASS

Del diseño térmico previamente desarrollado obtuvimos un $F_{BP} = -1.95$. Entonces encontrando en tabla 1.2 el valor de α para régimen turbulento, encontramos el factor de corrección por By-pass. Ec. (32).

$$\alpha = 4 \text{ (Turbulento)}$$

$$\xi_{\Delta P} = \exp(-4 * -1.95)$$

$$\xi_{\Delta P} = 2440.6019$$

- Corrección por Pérdida de carga por la ventana

Velocidad del fluido en flujo cruzado. Ec. (35):

$$V_m = \frac{G_m}{\rho} = \frac{416.66}{1000} = 0.4167 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

Velocidad de flujo en la ventana. Del diseño térmico el área de flujo a través de la ventana es S_w :

$$S_w = \pi \left(\frac{D_s}{2} \right)^2 \frac{A}{360} - \left(\sin \frac{A}{2} \right) \left(\frac{D_s}{2} \right) \left(\frac{D_s}{2} - BC \right) - N_{WT} \frac{\pi}{4} D_o^2$$

$$S_w = 28.107 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

Sustituyendo en Ec. (36) para encontrar la velocidad de flujo en la ventana:

$$V_w = \frac{W}{S_w * \rho} = \frac{0.5}{(28.107 \times 10^{-6})(1000)} = 17.7892$$

Entonces el promedio geométrico de las velocidades en la ventana y en el flujo cruzado es Ec. (38):

$$V_z = \sqrt{V_m * V_w}$$

$$V_z = 2.7226 \frac{m}{s}$$

Entonces la pérdida de carga en la ventana para régimen turbulento se define así.

Régimen turbulento $Re > 1000$. Ec. (43):

$$\Delta P_{wl} = (2 + 0.6 * N_w) \frac{\rho (V_z)^2}{2}$$

Donde según Ec. (42) el número efectivo de filas de tubos en la ventana es:

$$N_w = 0.8 \frac{BC}{\delta}$$

$$N_w = 0.8 \frac{(0.005)}{(0.0239)}$$

$$N_w = 0.1674$$

Sustituyendo en la ecuación:

$$\Delta P_{wl} = (2 + 0.6(0.1674)) \frac{(1000)(2.7226)^2}{2}$$

$$\Delta P_{wl} = 7784.8091 \text{ Pa}$$

- Corrección por fugas

Área de fuga entre tubo y baffle, calculada anteriormente en el diseño térmico:

$$S_{TB} = 0.2880 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Área de fuga entre el baffle y la carcasa, calculada anteriormente en el diseño térmico.

$$S_{SB} = 0.3016 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Por lo tanto según Ec. (50):

$$S_L = S_{TB} + S_{SB}$$

$$S_L = 0.5906 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Curva única correspondiente a las fugas entre tubos y deflector. Ec.

(48):

$$\left(1 - \frac{\Delta PL}{\Delta PNL}\right)_0 = 0.57 + \frac{S_L}{S_M} + 0.27 + [1 - \exp(-20 \frac{S_L}{S_M})]$$

$$\left(1 - \frac{\Delta PL}{\Delta PNL}\right)_0 = 0.57 + \frac{(0.5906 \times 10^{-3})}{(1.2 \times 10^{-3})} + 0.27 + [1 - \exp(-20 \frac{(0.5906 \times 10^{-3})}{(1.2 \times 10^{-3})})]$$

$$\left(1 - \frac{\Delta PL}{\Delta PNL}\right)_0 = 0.2805 + 0.2699$$

$$\left(1 - \frac{\Delta PL}{\Delta PNL}\right)_0 \cong 0.5504$$

Luego con Ec. (49):

$$\left(1 - \frac{\Delta PL}{\Delta PNL}\right) \text{Interc} = \left(1 - \frac{\Delta PL}{\Delta PNL}\right)_0 \frac{S_{TB} + 2 \cdot S_{SB}}{S_L}$$

$$\left(1 - \frac{\Delta PL}{\Delta PNL}\right) \text{Interc} = 0.5504 \frac{(0.2880 \times 10^{-3}) + 2 \cdot (0.3016 \times 10^{-3})}{(0.5906 \times 10^{-3})}$$

$$\left(1 - \frac{\Delta PL}{\Delta PNL}\right) \text{Interc} \cong 0.8515$$

$$\frac{\Delta PL}{\Delta PNL} \cong 0.1685$$

c) PERDIDA DE CARGA DE TODO EL EQUIPO

- Perdida de carga correspondiente a una sección de flujo cruzado

(sin tener en cuenta la corrección por fugas). Ec. (56):

$$\Delta P_{BP} = \frac{4 * f * N_c * (G_m)^2}{2\rho} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14} \xi \Delta p$$

$$\Delta P_{BP} = \frac{4(0.0794)(3)(416.66)^2}{2(1000)} \left(\frac{0.00467}{0.00798} \right)^{0.14} (2440.6019)$$

$$\Delta P_{BP} = 18726.4854 \text{ Pa}$$

- Perdida de carga en cada ventana, para régimen turbulento. Ec.

(58):

$$\Delta P_w = (2 + 0.6 * N_w) \frac{\rho(V_z)^2}{2}$$

$$\Delta P_w = (2 + 0.6 * 0.1674) \frac{1000(2.7226)^2}{2}$$

$$\Delta P_w = 7.785 \text{ kPa}$$

- Pérdida total del equipo se obtiene sumando todas las secciones del

flujo cruzado y ventanas de la siguiente forma. Ec. (59):

$$\Delta P_{total} = 2 * \Delta P_{BP} \left[1 + \frac{N_w}{N_c} \right] + [(N_B - 1)\Delta P_{BP} + N_B(\Delta P_w)] \left(\frac{\Delta P_L}{\Delta P_{NL}} \right)$$

$$\Delta P_{total} = 2 * (18726.4854) \left[1 - \frac{(0.1674)}{3} \right]$$

$$+ [((0.068) - 1)(18726.4854)$$

$$+ (0.068)(7784.8091)] (0.1685)$$

$$\Delta P_{total} = 39542.8466 + (-2851.6442)$$

$$\Delta P_{total} = 36691.2024 \text{ N/m}^2$$

$$\Delta P_{total} = 36.69 \text{ kPa}$$

2.5 DISEÑO MECÁNICO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

1. TUBOS.

- MÍNIMO ESPESOR DE TUBOS Ec. (62):

$$t = \frac{P * R}{SE - 0.60P}$$

Donde la presión a la entrada en los tubos del intercambiador es (según manometría):

$$P_{atm} + \rho gh = P_{ent.interc}$$

$$P_{ent} = 14.7 \text{ psi} + (1000 \text{ Kg/m}^3) (9.81 \text{ m/s}^2) (0.60 \text{ m})$$

$$P_{ent} = 101325 \text{ N/m}^2 + 5880 \text{ N/m}^2$$

$$P_{interc} = 107.205 \times 10^3 \text{ N/m}^2$$

La presión máxima que soportan los tubos seleccionados para la construcción, según especificaciones del proveedor:

$$S = 10300 \text{ psi a } 93.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S = 71016000.1197 \text{ Pa.}$$

Sustituyendo los valores y tomando $E=1$ (tubo sin costura), tenemos:

$$t = \frac{P * R}{SE - 0.60P}$$

$$t = \frac{(107.205 \times 10^3)(0.0202)}{(71.0160001197 \times 10^3)(1) - 0.60(107.205 \times 10^3)}$$

$$t = 0.0305 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Por lo tanto este es el espesor mínimo recomendado para los tubos del intercambiador, comparándolo con el espesor asumido en el diseño térmico es mucho menor, por lo tanto los tubos soportaran la presión a la que estarán sometidos.

2. CARCASA

- MÍNIMO ESPESOR DE CARCASA.

$$t = \frac{P \cdot R}{SE - 0.60P} \quad \text{Cuando } P \text{ no excede de } 0.385 \text{ S.E.}$$

$$t = \frac{P \cdot R}{2SE - 0.4P} \quad \text{Cuando } P \text{ no excede } 1.25 \text{ S.E.}$$

La presión a la entrada de la carcasa del intercambiador es:

$$P_{\text{carca}} \cong 55 \sim 60 \text{ psi}$$

$$P_{\text{carca}} = 60 \text{ psi} = 403.6854 \times 10^3 \text{ N/m}^2$$

La presión máxima que soportan los tubos seleccionados para la construcción, según especificaciones del proveedor.

$$S = 10300 \text{ psi a } 93.4 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$S = 71016000.1197 \text{ Pa.}$$

Como $P < 0.385 \text{ SE}$

$$t = \frac{P \cdot R}{SE - 0.60P}$$

$$t = \frac{(403.6854 \times 10^3)(0.070)}{(71.0160001197 \times 10^3)(1) - 0.60(403.6854 \times 10^3)}$$

$$t = 0.4092 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Por lo tanto este es el espesor mínimo recomendado para la carcasa del intercambiador, comparándolo con el espesor asumido en el diseño térmico es mucho menor, por lo tanto la carcasa soportara la presión a la que estará sometida.

CAPITULO 3.0 CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR Y SELECCIÓN DE COMPONENTES AUXILIARES

3.1 GENERALIDADES

Habiendo terminado el Diseño del Intercambiador de Calor de Carcasa y tubos de tipo fijo BEM (TEMA), se procede a la construcción del equipo, en base a los cálculos obtenidos anteriormente para su construcción.

Es necesario llevar un orden para el proceso de construcción, a continuación se describen los pasos que se han seguido durante la construcción y montaje del equipo.

3.2 CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

3.2.1 FABRICACIÓN LA TAPADERA Y DEFLECTORES

- **Tapadera**

Trazo y corte de un disco de diámetro de 110.5 mm en una lámina de material de bronce, Luego utilizando una plantilla en la placa, se hace la distribución de cinco círculos bien distribuidos dentro de la plantilla. Esta se realiza con rayadores, y debe ser muy precisa, ya que de su precisión depende el éxito de la Pieza que se está fabricando.

Luego se hará mediante el torno un desbastado para poder colocarle un sello hidráulico con el fin de evitar fugas de agua dentro del equipo.

Taladrado de agujeros con broca de 1/8 pulgadas, luego con broca de 1/4 pulgadas y finalmente con broca de 7/8 pulgadas.

Taladrado de 6 mm de diámetro, para el alojamiento de cuatro tensores, que servirán de guía en el posicionamiento para el cabezal.



Figura 3.1 Tapadera.

- **Deflectores**

Llamados también, desviadores para fabricar los 3 deflectores de cobre se hace referencia a los siguientes pasos:

1. Se toman las medidas de 74 mm de diámetro y hacemos un corte a la lámina de cobre.
2. Después se hace una distribución de cinco agujeros dentro del círculo cortado y luego se perforan.
3. Cilindrado de los deflectores en el torno, hasta el diámetro que se desea para introducir los tubos.
4. Como manipulamos la dirección del fluido se hace un corte en un extremo del círculo cortando así dos agujeros.
5. Se repite este mismo proceso para los demás deflectores.



Figura 3.2 Deflector

3.2.2 TUBOS DE COBRE

Se utilizara tubo de cobre de diámetro de 22 mm para colocar dentro de la tapadera y deflectores de los cuales se ocuparan cinco y se introducirán en cada unos de los agujeros ya hechos dentro de las tapadera y deflectores.



Figura 3.3 Tubos de cobre.

3.2.3 ENSAMBLAJE DEL HAZ DE TUBOS: TUBOS, DEFLECTORES, CARCASA Y TAPADERA.

En la Figura 3.6, se esquematiza el proceso seguido para el montaje del haz de tubos, Primero se introduce los tubos dentro de los deflectores luego los tubos son sellados por la carcasa de cobre con un diámetro de 76.5 mm en el cual se les introducen posteriormente las tapaderas.



Figura 3.4 Tubos introducidos en deflectores.

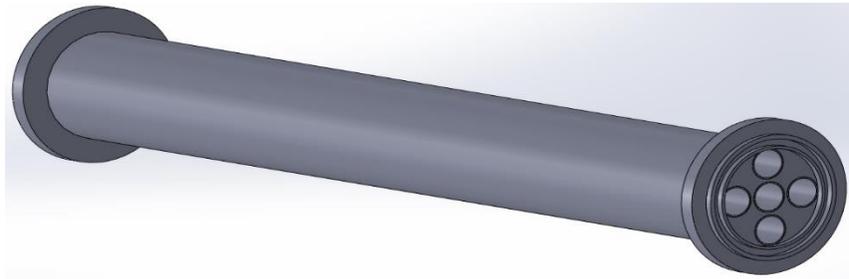


Figura 3.5 Tubos sellados por cilindro y tapaderas.

Colocación de los tres deflectores separados 150 mm uno del otro, como se indica en el Plano, cada deflector y la posición de cada deflector es colocar dos en la misma posición y otro en forma inversa.



Figura 3.6 Muestra el intercambiador sin carcasa solo colocadas sus tapaderas.

3.2.4 CABEZAL

Se hace mediante un cilindro sólido de cobre el cual lleva varias perforaciones mediante los procesos de uso fresadora, taladrado y rectificado.

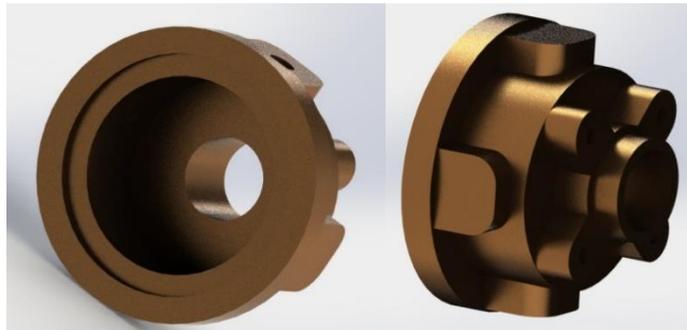


Figura 3.7 Cabezal.



Figura 3.8 Muestra el conjunto del intercambiador de calor (sin su carcasa exterior) con sus respectivas piezas como son deflectores, tubos, tapaderas y cabezal.

3.2.5 FABRICACIÓN DE CUBIERTA DE PROTECCIÓN DEL INTERCAMBIADOR Y SOPORTE DE CALOR

- **Protección**

Es construida de lámina de acero en 2 partes que forman un cilindro de diámetro 150 mm y 747 mm de largo, el diámetro es mayor al de la carcasa ya que se recubrirá internamente con un aislante para tener la menor cantidad de pérdida por transferencia de calor.

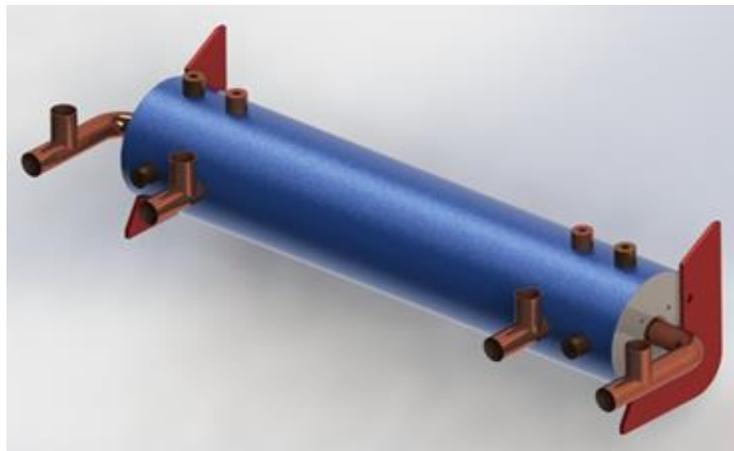


Figura 3.9 La protección se muestra identificada con color azul.

3.3 ANÁLISIS Y SELECCIÓN DE ALTERNATIVAS DE SISTEMA DE CONSTRUCCIÓN

Para la construcción del sistema didáctico se tiene los siguientes factores fundamentales: Conexión de los conductos, un espacio racional para realizar observaciones y mediciones del montaje seguro, dependiendo de estas se puede tener varias situaciones y combinaciones.

Hay que considerar todos los parámetros geométricos que se tienen en un intercambiador de calor, estos equipos de tubos y carcasa está constituido, por diversos dispositivos que conformar un intercambiador de calor dentro del cual lo conforman: tubos, deflectores, cabezales, boquillas, carcasa, aislante térmico y tapadera cilíndrica.

Para el sistema de alimentación de fluido en caliente no se considera varias alternativas, ya que se usara un calentador eléctrico (con resistencia de inmersión para el calentamiento) y su respectiva bomba para fluido en caliente o algún dispositivo que haga la función de una bomba el cual será acoplada una vez terminada la estructura del sistema didáctico.

Para el sistema de agua fría se tiene pensando optara por acoplar el intercambiador de calor a una manguera y esta estará conectada al grifo para poder enfriar el líquido caliente que pasara por dicho dispositivo.

- **Alternativa 1.**

Tomando en cuenta el espacio con el cual disponemos dentro de la Escuela de Ingeniería Mecánica en el área de equipos termo mecánicos el entrenador de calor no tiene que ser muy grande, no se tomara en cuenta la opción que el intercambiador de calor se pueda guardar ya que quedara sujeto a la estructura de trabajo solo pudiendo guardar así las mangueras para aguas frías y caliente , también cabe mencionar que el único fluido

que ocupara bomba o dispositivo para manipular agua de trabajo será para la del agua en caliente y para el fluido frio será mediante el uso de mangueras para agua de grifo.

- **Alternativa 2.**

En esta alternativa la variantes serán dos una es que dispondremos de una estructura más grande para colocar el intercambiador de calor con la única variante que ahora se podrá guardar todo el equipo como son los sistemas de medición, intercambiador de calor y mangueras para el manejo de los fluidos tanto como frio y caliente, y la otra opción será que se construirá un sistema de reciclaje para el agua en frio y se utilizara una bomba o dispositivo para poder reutilizar el agua dentro del entrenador de calor.

- **Alternativa 3.**

Retomando un poco lo de la alternativa 1, siempre dispondremos de una estructura pequeña para colocar el intercambiador de calor, donde solo se guardara las mangueras tanto para agua en frio y caliente, pero siempre con la idea de construir un sistema de reciclaje para el agua en frio y se utilizara una bomba o dispositivo para poder reutilizar el agua fría dentro del entrenador de calor.

- **Alternativa 4.**

Retomando solo una variante de la alternativa 2, que es tener la opción de poder guardar todo el equipo de intercambiador de calor, tanto como medidores y mangueras para fluido en caliente y frio. También cabe mencionar que el único fluido que ocupara bomba o dispositivo de trabajo será el de agua en caliente y para el fluido frio será mediante el uso de mangueras para agua de grifo al igual que se mencionó en la primera alternativa.

3.4 ASPECTOS ESTRUCTURALES

Es necesario la construcción de una estructura para que sirva de soporte para el intercambiador de calor y sus diferentes dispositivos tales como uno o dos equipos para el manejo de agua en caliente o fría, tubería y el calentador de agua, para ello se ha diseñado una estructura que tenga una altura, tamaño y forma ergonómica que sea cómoda para la manipulación del intercambiador y la visualización de los resultados.

El intercambiador de calor no estará sometida a ningún tipo de esfuerzo mecánico (tracción, compresión, corte), ya que la única carga aplicada a la estructura es el peso del intercambiador de calor y el calentador de agua siendo está muy pequeña comparada con los límites permisibles del material a utilizar para su construcción.

Como podemos ver algunas posibles estructuras del sistema:

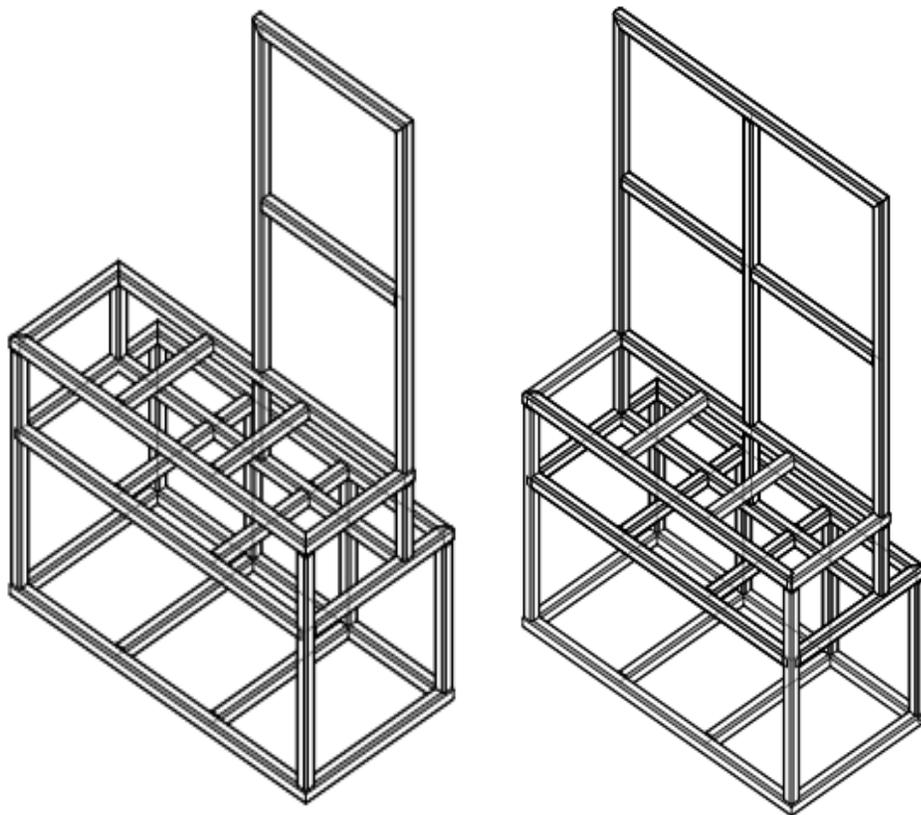


Figura 3.10 Diferentes tipos de estructuras para el sistema didáctico.

3.5 CONSIDERACIONES DE SELECCIÓN

En busca de cuál es la alternativa más factible se realiza un análisis comparativo con los diferentes factores que influyen directamente sobre la elección.

Es de recordar que uno de los factores importantes para la toma de decisión de alguna alternativa es la parte económica ya que se hizo un sondeo de algunos precios de dispositivos que se utilizaran para el entrenador de calor lo cual nos hace tomar la decisión de la alternativa 4 ya que presenta menos dispositivos a utilizar pero da la oportunidad de poder mejorar el sistema didáctico haciéndoles pequeñas modificaciones en planes a futuro.

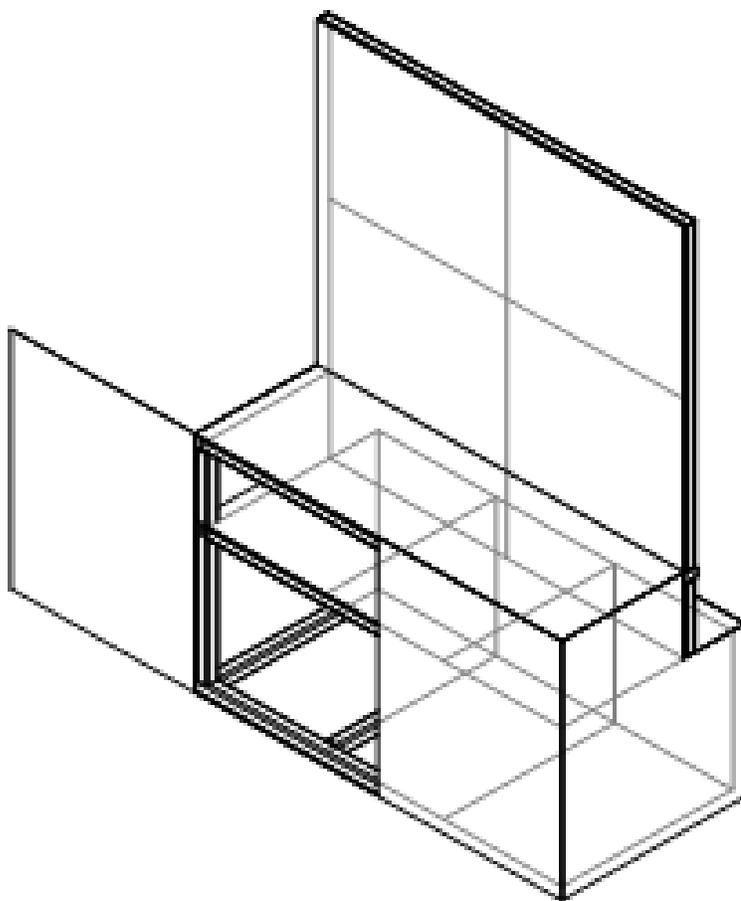


Figura 3.11 Estructura seleccionada de las alternativas propuestas.

3.6 SELECCIÓN DE EQUIPO AUXILIAR.

Para la construcción del intercambiador de calor y calentador se requieren de varios accesorios los cuales mencionaremos a continuación:

3.6.1 TUBERÍA

- **Tubería CPVC**

CPVC son las siglas en inglés del Cloruro de Polivinilo Clorurado, que consiste en un plástico rígido y económico diseñado para soportar las temperaturas y presiones altas. El CPVC se utiliza para las tuberías de suministro de agua fría y caliente.

También es fácilmente trabajable, incluyendo el mecanizado, soldadura, y la formación. Debido a su excelente resistencia a temperaturas elevadas, el CPVC es ideal para construcciones de auto-apoyo, donde las temperaturas de hasta 90 ° C (194 ° F) están presentes. La capacidad de doblar, la forma y soldadura del CPVC permite su uso en una amplia variedad de procesos y aplicaciones.



Figura 3.12 Tubería CPVC.

3.6.2 VÁLVULAS

- **Válvula de bola**

Las válvulas de bola son de ¼ pulgadas de vuelta, en las cuales una bola taladrada gira entre asientos elásticos, lo cual permite la circulación directa en la posición abierta y

corta al paso cuando se gira la bola a 90° y se cierra el conducto. Se coloca una a la salida del calentador ya sea de material hierro galvanizado o de cpvc.



Figura 3.13 Válvula de bola de HG o cpvc.

3.6.3 CONEXIONES Y NIPLES

Para el funcionamiento del intercambiador, utilizaremos varias conexiones en hierro galvanizado de ½ pulgadas y material CPVC también de ½ pulgadas para la conducción de agua en caliente.

- **Codos 90°**

Se utilizaran codos de hierro galvanizado y de material CPVC.



Figura 3.14 Codos 90° CPVC y HG.

- **Reductores CPVC**

Estos reductores cpvc de ½ pulgadas y un ¾ pulgadas se utilizaran para hacer uniones entre tuberías para cambiar los diámetros de tuberías que transportan el fluido en caliente.



Figura 3.15 Reductor CPVC ½ pulgadas y ¾ pulgadas.

- **Adaptador macho CPVC**

Los adaptadores macho de cpvc de $\frac{1}{2}$ pulgadas se utilizan para poder hacer conexiones entre elementos de hierros galvanizados y tuberías de cpvc ya que cuenta con una parte de roscado para hacer la conexión con los diferentes dispositivos que no son de materiales cpvc.



Figura 3.16 Adaptador macho CPVC de $\frac{1}{2}$ pulgadas.

- **Unión**

Se utiliza una unión de hierro galvanizado, para acoplar a la manguera que transporta el agua caliente.



Figura 3.17 Unión HG.

- **Bushing**

Se utiliza Bushing de $\frac{3}{4}$ pulgadas x $\frac{1}{2}$ pulgadas a la salida de las cuatro boquillas del intercambiador, son de hierro galvanizado a la entrada y salida del agua.



Figura 3.18 Bushing de HG.

- **Tapones**

Los tapones macho su función es bloquear o terminar con una línea de tubería, el cual nosotros sellaremos unas partes del intercambiador de calor.



Figura 3.19 Tapones de ¾ pulgadas.

- **Tuerca hexagonal galvanizada**

Estas tuercas de ¾ pulgadas se van a utilizar para hacer la conexión entre el calentador eléctrico y el cilindro de metal donde se almacenara el agua para luego calentarla y las otras tuercas de 3/8 pulgadas y ¼ pulgadas para otras conexiones dentro del sistema.



Figura 3.20 Tuerca hexagonal ¾ pulgadas.

- **Perno hexagonal rosca ordinaria**

El perno hexagonal de rosca ordinaria se utilizara para darle estabilidad y rigidez al calentador eléctrico dentro del cilindro metálico y otras conexiones dentro del sistema.



Figura 3.21 Perno hexagonal rosca ordinaria.

- **Niples**

Se utilizan los niples de ½ pulgadas por diferentes largos en hierro galvanizado para las instalaciones de fluidos en caliente y en frío.



Figura 3.22 Niples.

3.6.4 ACCESORIOS Y MANGUERAS

- **Cinta teflón**

La cinta de teflón es una cinta fina blanca, económica y efectiva, que se utiliza para sellar las juntas de las tuberías que se unen en trabajos los trabajos de fontanería. Se utiliza para evitar fugas de agua, aire o gas por las conexiones con rosca. Técnicamente, se conoce como PTFE (politetrafluoroetileno), tiene una textura sedosa y se deshace en hebras (tiene buena tensión).



Figura 3.23 Cinta teflón.

- **Permatex silicón rojo**

El Sellador de Silicón Permatex® Rojo de Alta Temperatura. Es un compuesto sellador de un solo componente que vulcaniza a temperatura ambiente, diseñado para formar una junta en el momento, en ensambles mecánicos.

Este material cura al exponerse a la humedad del aire para formar una junta de silicón resistente y flexible. El producto resiste el envejecimiento, medio ambiente y cambios de temperatura sin endurecer, encoger o romperse. Diseñado para mantener el máximo desempeño en una temperatura de ambiente de 600°F. Se utilizara para sellar las partes donde se presenten fugas al calentador y algunas secciones del intercambiador de calor.



Figura 3.24 Permatex silicón rojo.

- **Asbesto grafitado y alambrado**

Hecho de fibra de asbesto Crisólito, Elastómeros sintéticos y naturales, con refuerzo de malla de alambre, que le da gran resistencia a altas presiones, Temperatura de trabajo 600°C 1112°F, Presión 3000 PSI, el cual se ocupara como sello junto con el silicón rojo para sellar posibles fugas en el calentador de agua.

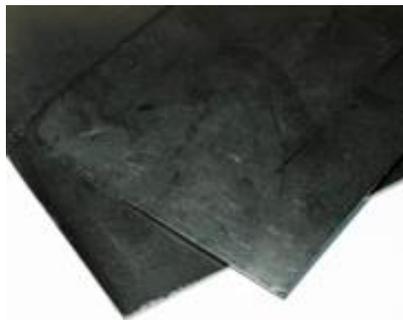


Figura 3.25 Asbesto grafitado y alambrado 1/32 pulgadas.

- **Enchufe para 220 v**

Este dispositivo se utilizara para hacer la conexión del calentador al toma corriente para poder hacer así calentar el agua.



Figura 3.26 Enchufe trifásico 220 V.

- **Terminal Gates 8g 8fpx**

Este elemento está conectado en uno de los extremos de la manguera Gates (color Rojo) ya cuenta para ser roscado al intercambiador de calor.



Figura 3.27 Terminal Gates 8g 8fpx.

- **Terminal hembra de manguera**

El terminal hembra para la manguera de ½ pulgadas se utilizara para un extremo de la manguera para fluido en frio (color verde) para hacer la conexión en el intercambiador de calor.



Figura 3.28 Terminal hembra de manguera $\frac{3}{4}$ pulgadas.

- **Manguera tramada**

Esta manguera es de uso cotidiano la cual prestara el servicio de transporta el agua del grifo hacia el intercambiador de calor la cual será de uso para el fluido en frio.



Figura 3.29 Manguera tramada.

- **Manguera Gates**

Manguera duradera para aplicaciones industriales de tipo general, por ejemplo con aceite, fluidos hidráulicos, alcohol, soluciones acuosas, ácidos, detergentes y compuestos químicos. Conductor de electricidad estática, para mayor seguridad y Rango de temperaturas entre -40°C y $+100^{\circ}\text{C}$, se utilizara para transportar el fluido caliente.



Figura 3.30 Manguera Gates $\frac{1}{2}$ pulgadas.

3.6.5 EQUIPO DE MEDICIÓN

- **Termómetro de bolsillo Quality**

El termómetro se ocupara para medir temperatura en la entrada de cada fluido en caliente y en frio también el cual tiene una capacidad desde los -40 C° hasta los 200 C° se colocaran a la salida del intermediador de calor y dentro del calentador para saber a qué temperatura está el agua para empezarla a utilizar.



Figura 3.31 Termómetro de bolsillo QTD-4765D,-40 quality a 200C.

3.6.6 MATERIALES PARA CALENTADOR

- **Tubo de metal**

Una parte importante para hacer el calentador es tener el deposito donde se almacenara el agua para luego calentarla se ocupara una tubería de metal. Este tipo de tubo es utilizado en sistemas de alta presión o para la transferencia de fluidos, se utilizara una tapadera del mismo material para poder sellar el cilindro y poder colocar el calentador eléctrico.



Figura 3.32 Tubo de metal para calentador de agua.

- **Resistencia eléctrica por inmersión SANTON**

Las resistencias de inmersión están diseñadas para el calentamiento en contacto directo con el fluido: agua, aceite, materiales viscosos, disoluciones ácidas o básicas, etc. Dado que todo el calor se genera dentro del líquido, se alcanza un rendimiento energético máximo.

Las resistencias de inmersión presentan varias opciones de acoplamiento al depósito o tanque donde se instalan: mediante tapón roscado, con racores, con brida, tipo sumergido res, etc. Este dispositivo será utilizado para el calentamiento del agua dentro del cilindro de metal.



Figura 3.33 Calentador INDUSTRIAL IMMERSION HEATER SANTON.

CAPITULO 4.0 COSTOS, MANUAL DE OPERACIÓN, Y GUÍA DE LABORATORIOS

4.1 GENERALIDADES.

En este capítulo se realiza un análisis detallado de los costos de construcción e instalación en lo que fue necesario incurrir para la elaboración y pruebas de todo el equipo.

4.2 ANÁLISIS ECONÓMICO.

En el costo del equipo se consideran:

- Tiempo de diseño y construcción.
- Materia prima (materiales e implementos utilizados).

Se presenta un cuadro con los rubros anteriormente mencionados y de esta forma se obtiene el valor total de referencia en dólares americanos de la construcción del sistema didáctico para desarrollar pruebas con intercambio de calor.

4.3 PRESUPUESTO GENERAL DEL PROYECTO.

Para la construcción del equipo se utiliza diferentes tipos de materiales, tanto para el intercambiador de calor, como para los sistemas alimentadores de los fluidos calientes y fríos.

Tabla 4.1 Presupuesto general del proyecto.

#	Articulo	Cantidad	P. unitario (\$)	P. total (\$)
1	Fibra de vidrio 1-1/2 " (Vidri)	1 Yar	4.10	4.10
2	Permatex silicon rojo 3 onz. (Vidri)	1 u	1.95	1.95
3	Codo cpvc 90° 1/2" (Vidri)	18 Pza	0.26	4.68
4	Codo 90° HG 1/2" (EPA)	3 Pza	0.55	1.65
5	Adactador macho cpvc 1/2 " (EPA)	16 Pza	0.45	7.20
6	Thinner corriente (Freund)	1 u	8.35	8.35
7	Soldadura plastica transparente 14 ml POXIPOL (Freund)	1 u	2.50	2.50
8	Disco para cortar metal 14"x3/32"x1" (Oxgaza)	1 Pza	7.57	7.57
9	Par de bisagras aleta 3x1 (Freund)	2 Pza	0.70	1.40
10	Pintura en spray negro 12 onz. Alta temperatura (Vidri)	1 u	5.29	5.29
11	Bushing galvanizado 3/4" a 1/2" (Vidri)	4 Pza	0.60	2.40
12	Empaque de asbesto grafitado 1/32" c/m (vidri)	20 Cm	0.12	2.26
13	Tubo cpvc 1/2" (EPA)	5 m	2.12	10.08
14	Llave bola cpvc 1/2" (EPA)	2 Pza	6.20	12.40
15	Enchufe de 125 V (EPA)	1 u	0.70	0.70
16	Cinta teflon 1x2x12 m (Vidri)	4 u	0.25	1.00
17	Cable elctrico vulcan TSJ 10-2 (vidri)	3 m	2.15	6.45
18	Manguera tramada 3/4" (Freund)	4 yar	1.55	6.20
19	Tubo de metal (Don emilio)	1 Pza	12.00	12.00
20	Resistencia electrica por inmersion SANTON	1 u	160.00	160.00
21	Terminales Gates 8g-8fpx (Proveedores Industriales)	2 Pza	14.18	28.26
22	Manguera Gates 1/2" (Proveedores Instruariales)	4 ft	2.90	11.60
23	Acoples para manguera de alta temperatura (Grupo Inversiones rosca)	2 Pza	5.75	11.50
24	Manguera hule y lona 1/2" (Grupo Inversiones rosca)	2 1/2 ft	2.10	5.25
25	Termometro de bolsio QUALITY (Granada)	4 u	5.90	23.60
26	Sw - termicos THQL 30 A (Freund)	1 u	3.95	3.95
27	Sw - termicos THQL 20 A (Freund)	1 u	3.95	3.95
28	Caja 2CKTO 100 A (Freund)	1u	9.00	9.00
29	Rodo giratoria rueda de hule 100 mm (Vidri)	2 Pza	3.85	7.70
30	Rodo fijo rueda de hule 100 mm (Vidri)	2 Pza	3.15	6.30
31	Pintura tipo esmalte color gris plata (Freund)	1/2 gl	12.17	12.17
32	Cemento solvente cpvc 50 ml (EPA)	1 u	4.55	4.55
33	Materiales de construccion (Tubo estructural rectangular chapa 16 y lamina negra 3/64")		158.60	158.60
34	Partes del intercambiador de calor		300.00	300.00
35	otros		75.00	75.00
36	TOTAL			919.60

4.4 MANUAL DE OPERACIÓN SERVICIO Y MANTENIMIENTO.

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



“Manual de operación servicio y mantenimiento de un equipo didáctico para desarrollar pruebas con intercambio de calor”

INTRODUCCIÓN.

En la actualidad es necesario en el proceso de enseñanza proporcionar al estudiante un equipo de tecnología adecuada que permitan realizar ensayos, pruebas con las condiciones similares a las del trabajo en situaciones o escenarios reales. Este banco de pruebas de intercambio de calor diseñado y construido con este fin permite a menor costo validar y consolidar conceptos, teorías y aplicaciones concernientes a esta área.



Es de vital importancia que usted y cualquier persona que opere esta máquina lea detenidamente este manual.

¡PELIGRO!



- Esta máquina maneja altas temperaturas y usa energía eléctrica por naturaleza peligrosa, siga las instrucciones requeridas.
- Nunca dé servicio, limpieza o mantenimiento a esta unidad si está conectada a la energía eléctrica.
- Si el cable tomacorriente se daña, debe ser reemplazado sólo por personal autorizado para evitar accidentes.
- No permita que los niños y personal no entrenado operen esta máquina.
- Apague y desconecte la máquina cuando no esté en uso.
- No deje la máquina conectada y sin atención.

INSTALACIÓN.



Figura 4.1 Banco de pruebas de intercambio de calor.

Mantenga siempre la máquina en posición vertical.

Antes de iniciar cualquier operación verifique que el equipo incluya los siguientes componentes:

Tabla 4.2 Componentes banco de pruebas de intercambio de calor (refiérase a la Tabla 4.10)

ÍTEM	NOMBRE	CANTIDAD
1	Banco de pruebas de intercambio de calor	1
2	Intercambiador de calor	1
11	Calentador de agua	1
16	Bomba	1
17	Manguera de alimentación de agua fría	1
17	Manguera de desagüe de agua fría	1
19	Manguera 1	1
18	Manguera 2	1
20	Manguera 3	2
9	Termómetro	1
3	Termómetro de calentador de agua	1



Para referencia vea la lista de partes en la Tabla 4.10. Algunas partes pueden estar en ensamble unas con otras.

¡PELIGRO!

Esta máquina es muy pesada para ser movida por una sola persona. Solicite ayuda para hacer esto.

Abra las puertas del banco de pruebas y saque y coloque el intercambiador de calor en su lugar, como se muestra en la figura, hágalo con mucho cuidado y solicite ayuda de una o más personas para hacer esto.



Figura 4.2 Intercambiador de calor en posición.

Manipule con mucho cuidado el intercambiador de calor, y asegúrese de no golpear ningún componente asociado a este mientras lo manipula.

Antes de operar el equipo, siga estos pasos de preparación:

- Compruebe que los termómetros ubicados en el intercambiador de calor funcionen correctamente. Para ello presione el botón ON que la temperatura mostrada sea aproximadamente la temperatura ambiente ($T \approx 30^{\circ}\text{C}$), una vez hecho esto apáguelos nuevamente presionando el botón OFF.



Figura 4.3 Termómetro.

- Compruebe que las mangueras estén en perfecto estado. Hacer una inspección visual a las mangueras 1, 2, 3 (Ítem 18, Ítem 19, Ítem 20), comprobar que no existan cortes ni cualquier otro daño a las mangueras, de lo contrario contactar a proveedor requerido.
- Compruebe que cuenta con las herramientas necesarias para la operación del banco de pruebas. Verifique que cuenta a la mano con las llaves con las cuales apretara las mangueras (Ítem 21).

OPERACIÓN



Por favor lea y siga todas las indicaciones de la sección instalación de este manual.

¡PELIGRO!

Lea y entienda las indicaciones de este manual antes de usar el banco de pruebas de intercambio de calor.

PROCEDIMIENTO.

Cerrar válvulas de agua fría y caliente del banco de pruebas. Verificar que la válvula de salida de agua fría (Ítem 5) y la válvula de entrada de agua caliente (Ítem 6) del banco de pruebas estén completamente cerradas. Para ello girar completamente la válvula en sentido a favor de las manecillas del reloj hasta el tope.

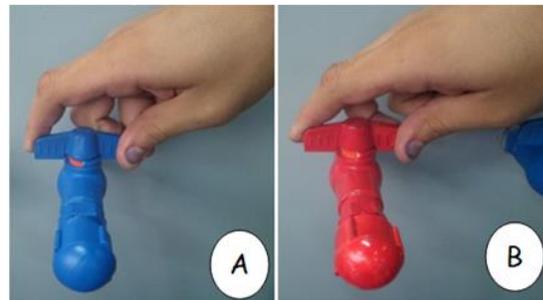


Figura 4.4 a) Girar en sentido horario la válvula de salida agua fría. b) Girar en sentido horario la válvula de entrada de agua caliente.

Quitar tapones de las boquillas y válvulas en el banco de pruebas. Manualmente quitar los tapones colocados en las boquillas y válvulas del banco de pruebas, girando los tapones en sentido contrario a las manecillas del reloj.

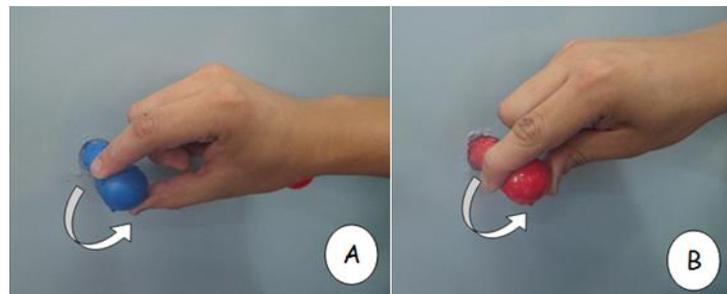


Figura 4.5 b) Girar en sentido anti horario los tapones de las boquillas y válvulas del banco de pruebas.

Conectar mangueras al intercambiador de calor. (Como sea el caso en cada practica de laboratorio). Con ayuda de las herramientas indicadas conectar las mangueras (Ítem 18, Ítem 19, Ítem 20) en las boquillas (ítem 7 y 8) y válvulas (Ítem 5 y 6) del banco de pruebas.

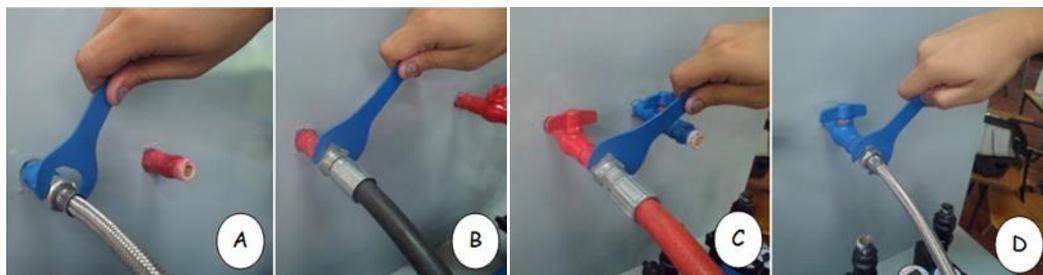


Figura 4.6 a) y b) Conectar mangueras a las boquillas. c) y d) Conectar mangueras a las válvulas.

Luego conectar de la misma manera las mangueras (Ítem 18, Ítem 19, Ítem 20) en las boquillas de entrada y salida del intercambiador (Ítem 10). (Como sea lo indicado en cada laboratorio).

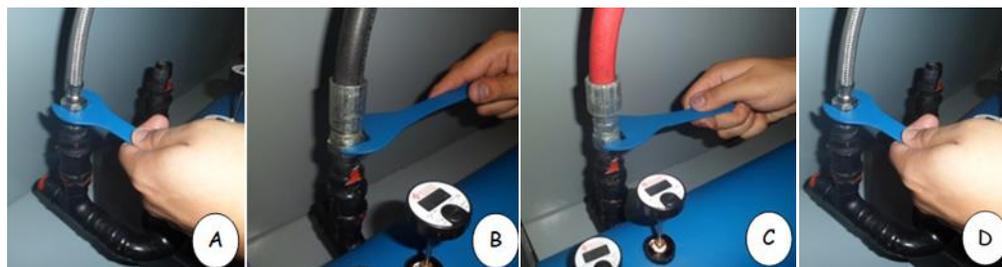


Figura 4.7 a), b), c), d) Conectar mangueras a las boquillas de entrada y salida del intercambiador de calor.

Abrir la válvula de entrada de agua caliente en el banco de pruebas. Una vez conectadas las mangueras, abrir completamente la válvula de entrada de agua caliente (Ítem 6) del banco de pruebas. Para ello es necesario girarla completamente en sentido contrario de las manecillas del reloj.

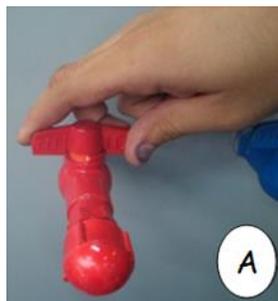


Figura 4.8 Girar en sentido anti horario la válvula de entrada de agua caliente.

Llenar con agua el calentador hasta el nivel indicado. Tomar la manguera de alimentación de agua fría (Ítem 17) de un extremo y colocarlo al grifo; luego, con el otro extremo de la manguera llenar el calentador de agua (Ítem 11) hasta alcanzar el nivel indicado dentro del mismo.



Figura 4.9 a) Manguera de alimentación de agua fría, b) Conexión de la manguera en el grifo, c) Llenar como se muestra el calentador de agua.

Conectar manguera de alimentación de agua fría desde el grifo al banco de pruebas. Una vez terminado el llenado del calentador de agua, conectar la manguera de alimentación de agua fría (Ítem 17) a la boquilla de alimentación de agua fría (Ítem 14), en el banco de pruebas. Pero antes remueva el tapón colocado en la boquilla de alimentación de agua fría.

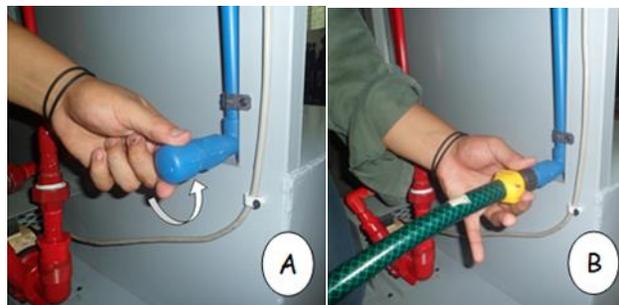


Figura 4.10 a) Girar en sentido anti horario, b) Conectar la manguera como se muestra.

Colocar manguera de desagüe de agua fría desde el banco de pruebas al desagüe. Tomar un extremo de la manguera de desagüe de agua fría (Ítem 17) y colocarla a la boquilla de desagüe de agua fría (Ítem 13) y sujetarla mediante una abrazadera; luego, colocar el otro extremo de la manguera al desagüe destinado para la evacuación del agua fría. Pero antes remueva el tapón colocado en la boquilla de desagüe de agua fría.



Figura 4.11 a) Girar en sentido anti horario, b) Conectar a la boquilla y apretar la abrazadera, c) Colocar la manguera al desagüe.

Encender termómetros. Encender los termómetros (Ítem 9), colocados en el intercambiador de calor, para ello, presionar el botón ON del termómetro.

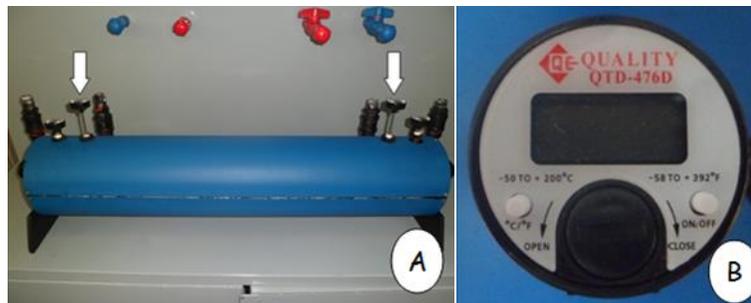


Figura 4.12 a) Ubicación de termómetros en el intercambiador de calor, b) Caratula del termómetro.

Encender el calentador. Colocar el switch de control del calentador de agua (Ítem 4), en la posición ON.

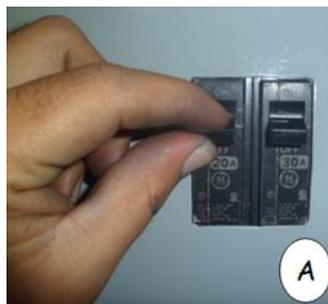


Figura 4.13 a) Colocar en la posición ON.

Calentar el agua por 10 minutos o 85°C . Calentar el agua hasta ver que el termómetro del calentador de agua (Ítem 3), alcanza los (85°C). Cuando se alcance, apagar el calentador de agua colocando el switch de control del calentador de agua (Ítem 4) en la posición OFF.



Figura 4.14 a) Termómetro calentador de agua, b) Colocar en posición OFF.

Abrir válvula de salida de agua fría en el banco de pruebas. Para ello es necesario girarla completamente en sentido en contra de las manecillas del reloj.

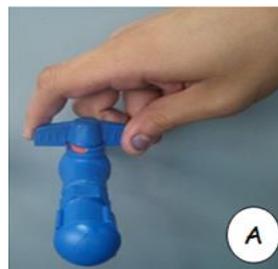


Figura 4.15 a) Girar en sentido anti horario.

- Abrir el grifo (alimentación de agua fría).
- Encender la bomba. Colocar el switch de control de la bomba en la posición ON.

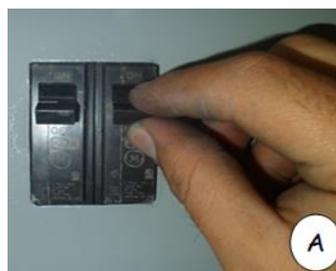


Figura 4.16 a) Colocar en posición ON.

- Tomar lectura de datos. Según sea lo indicado en cada practica de laboratorio hacer la lectura y toma de datos.

- Apagar bomba. Colocar el switch de control de la bomba (Ítem 4), en la posición OFF.

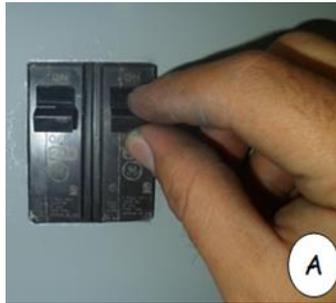


Figura 4.17 a) Colocar en posición OFF.

- Cerrar grifo (alimentación de agua fría).
- Cerrar válvulas de salida de agua fría y entrada de agua caliente en el entrenador. Para ello es necesario girar completamente en sentido de las manecillas del reloj ambas válvulas (Ítem 5 e Ítem 6).

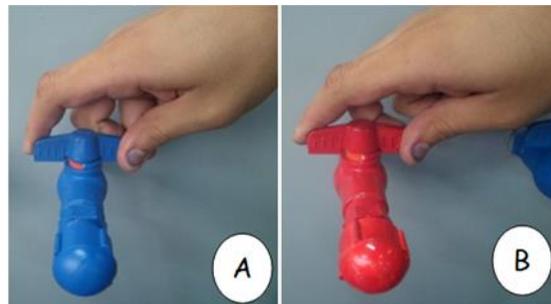


Figura 4.18 a) Girar en sentido horario la válvula de salida agua fría. b) Girar en sentido horario la válvula de entrada de agua caliente.

Apagar termómetros. Apagar los termómetros (Ítem 9), colocados en el intercambiador de calor, para ello, presionar el botón OFF del termómetro.

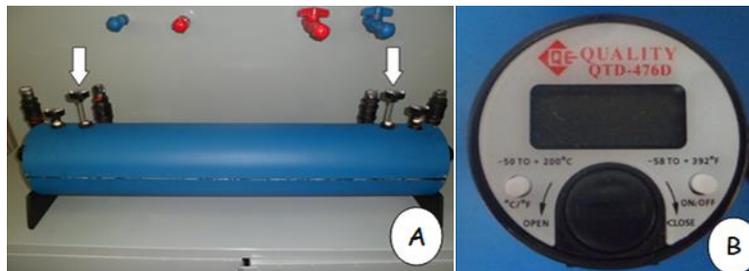


Figura 4.19 a) Ubicación de termómetros en el intercambiador de calor, b) Caratula del termómetro.

Quitar mangueras del intercambiador de calor. Con ayuda de las herramientas indicadas desconectar las mangueras las mangueras (Ítem 18, Ítem 19, Ítem 20) de las boquillas (ítem 7 y 8) y válvulas (Ítem 5 y 6) del banco de pruebas.

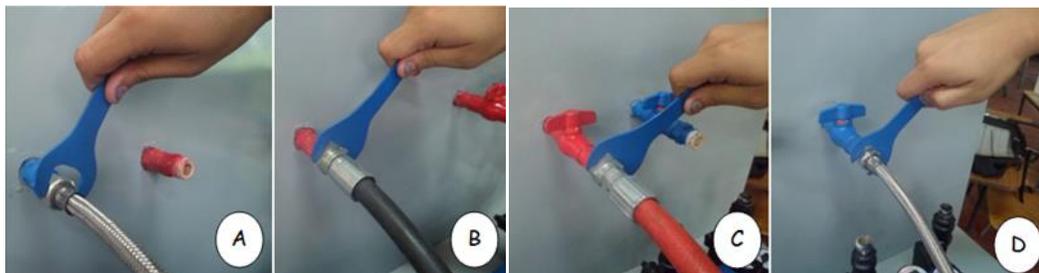


Figura 4.20 a) y b) Desconectar mangueras a las boquillas. c) y d) Desconectar mangueras a las válvulas.

Luego desconectar de la misma manera las mangueras (Ítem 18, Ítem 19, Ítem 20) de las boquillas de entrada y salida del intercambiador (Ítem 10).

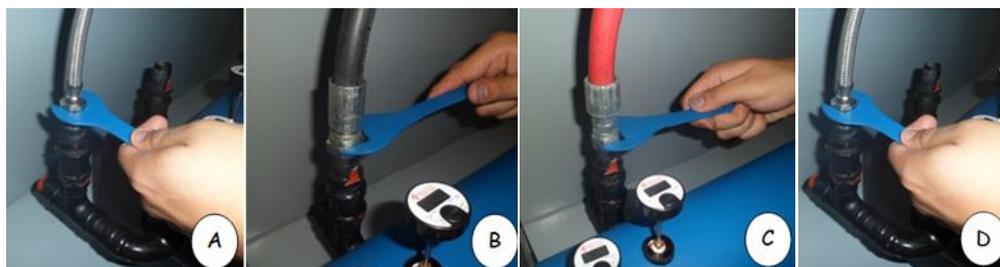


Figura 4.21 a), b), c), d) Desconectar mangueras a las boquillas de entrada y salida del intercambiador de calor.

Desconectar manguera de alimentación de agua fría colocada desde el grifo al banco de pruebas. Una vez terminado la práctica de laboratorio desconectar la manguera de alimentación de agua fría (Ítem 17) colocada desde el grifo hasta la boquilla de alimentación de agua fría (Ítem 14), en el banco de pruebas. Y luego instale nuevamente el tapón en la boquilla de alimentación de agua fría.

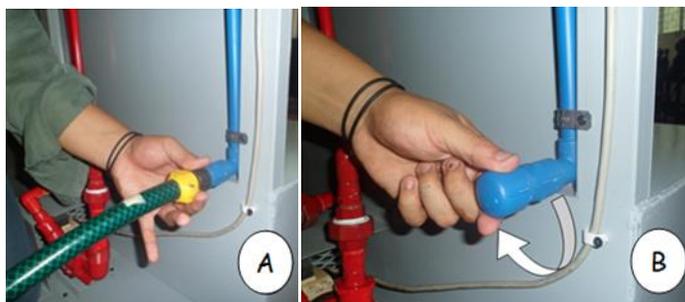


Figura 4.22 a) Desconectar la manguera como se muestra, b) Girar en sentido horario.

Desconectar manguera de desagüe de agua fría colocada desde el banco de pruebas al desagüe. Remover la abrazadera de la manguera de desagüe de agua fría (Ítem 17) colocada en la boquilla de desagüe de agua fría (Ítem 13). Y luego instale nuevamente el tapón en la boquilla de desagüe de agua fría.

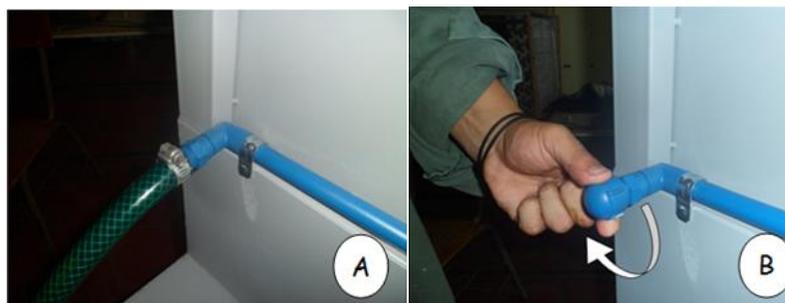


Figura 4.23 a) Desconectar la manguera removiendo la abrazadera, b) girar en sentido horario.

Evacuar el agua del calentador. Para ello conectar la manguera de desagüe de agua fría (Ítem 17), removida previamente, desde válvula de entrada de agua caliente (Ítem 6) en el banco de pruebas, hasta el desagüe, y luego abrir la válvula.

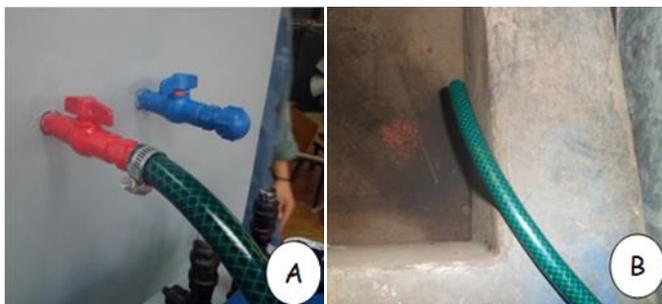


Figura 4.24 a) Conectar manguera a la válvula de entrada de agua caliente, b) Colocar la manguera al desagüe.

- Quitar la manguera de salida de agua fría colocada en la boquilla de salida de agua caliente en el entrenador.
- Vaciar el intercambiador de calor.

MANTENIMIENTO



Desconecte la máquina de la energía eléctrica antes de darle limpieza o servicio.



Hacer una rutina de mantenimiento preventivo siempre alarga la vida de las máquinas.

Tabla 4.3 Rutina de mantenimiento del banco de pruebas de intercambio de calor.

MANTENIMIENTO	ACCIÓN	REFERENCIA	FRECUENCIA
Inventario de componentes del equipo	Revisar que todos los componentes se encuentren físicamente en el equipo.	Sección 6.	Cada uso
Limpieza general del equipo	Limpiar adecuadamente cada componente	Sección 5.1.	Cada uso
Revisión general de componentes eléctricos	Inspeccionar que los componentes eléctricos estén en perfectas condiciones	Sección 5.2.	Mensualmente
Revisión general del calentador de agua	Inspeccionar que el calentador de agua este en perfectas condiciones	Sección 5.3.	Trimestralmente
Revisión general del intercambiador de calor	Inspeccionar que el intercambiador de calor este en perfectas condiciones	Sección 5.4.	Mensualmente

LIMPIEZA GENERAL DEL EQUIPO.

La limpieza regular de los equipos hace que le puedas prolongar su vida útil, pero también constituye un peligro para los operadores que realizan el mantenimiento. Siguiendo un procedimiento paso a paso, esos riesgos pueden ser evitados.



Antes de iniciar cualquier acción de mantenimiento asegúrese de que el equipo no esté conectado a la energía eléctrica.

Tabla 4.4 Materiales a utilizar para limpieza general del equipo.

MATERIALES
Franela limpia y libre de mota
Jabón neutro (ph 7)
Agua tibia
Guantes de látex
Protección visual



Nunca use abrasivos, ácido clorhídrico o hipocloritos para operación de limpieza, ya que pueden manchar las partes de la máquina.



No sumerja la máquina en agua u otros líquidos. Pueden ocurrir daños permanentes.

INSTRUCCIONES.

1. Verifique que el calentador de agua este completamente vacío. Para ello observe por el lado superior del calentador de agua para cerciorarse que se encuentra completamente vacío.

2. Limpiar el calentador de agua. Tomando la franela, jabón y agua tibia, limpie el calentador de agua por su interior utilizando solamente el agente limpiador para hacerlo. Lave, enjuague y seque todas las partes.
3. Limpiar tuberías y cableado eléctrico. Tomando la franela seca limpie las tuberías y el cableado eléctrico exteriormente. Asegúrese de no halar ni dañar el cableado eléctrico mientras la operación de limpieza.
4. Limpiar el Intercambiador de calor. Tomando la franela, jabón y agua tibia, limpie el lado externo del intercambiador de calor. Asegúrese de hacerlo cuidadosamente para no dañar ningún componente del intercambiador de calor. Lave, enjuague y seque todas las partes.
5. Limpiar el banco de pruebas. Tomando la franela, jabón y agua tibia, hacer una limpieza completa del banco de pruebas, interna y externa. Lave, enjuague y seque todas las partes.

REVISIÓN GENERAL DE COMPONENTES ELÉCTRICOS.



Antes de iniciar cualquier acción de mantenimiento asegúrese de que el equipo no esté conectado a la energía eléctrica.

Tabla 4.5 Materiales a utilizar para revisión general de componentes eléctricos.

MATERIALES
Franela limpia y libre de mota
Guantes de látex
Protección visual



Nunca use agua o cualquier otro líquido para la limpieza de cableado eléctrico, podría ocurrir daños permanentes.

INSTRUCCIONES.

1. Limpiar el cableado eléctrico. Tomando la franela seca limpie el cableado eléctrico exteriormente. Asegúrese de no halar ni dañar el cableado eléctrico mientras realiza esta operación.
2. Verifique que el cableado eléctrico del calentador este en perfecto estado. Para ello realice una inspección visual a los cables eléctricos e interruptores para determinar si tienen cortes, el recubrimiento de encuentra desgastado, terminales expuestos o conexiones sueltas.
3. Verifique que el cableado eléctrico de la bomba de agua este en perfecto estado. Para ello realice una inspección visual a los cables eléctricos e interruptores para determinar si tienen cortes, el recubrimiento de encuentra desgastado, terminales expuestos o conexiones sueltas.
4. Verifique que el cableado eléctrico del banco de pruebas a la fuente de alimentación de energía este en perfecto estado. Para ello realice una inspección visual a los cables eléctricos e interruptores para determinar si tienen cortes, el recubrimiento de encuentra desgastado, terminales expuestos o conexiones sueltas.

5. Si encuentra alguno de los siguientes daños en el cableado eléctrico, refiérase a Reemplazo de cableado eléctrico.

- Recubrimiento del cable gastado o quemado.
- Cables cortados.

REEMPLAZO DE CABLEADO ELÉCTRICO.



Al momento de manipular cableado eléctrico quítese las joyas, relojes de pulsera o cualquier otra prenda que cuelgue de su cuerpo.

Tabla 4.6 Materiales a utilizar para reemplazo de cableado eléctrico.

MATERIALES
Juego de desarmadores con mango de goma
Juego de llaves mixtas
Tenazas
Alicate
Guantes de goma

INSTRUCCIONES

1. Localice el circuito eléctrico donde se encuentra el cable eléctrico dañado.
2. Detectado el circuito de la avería, desconectar el o los circuitos afectados y revisar que no estén dañadas las conexiones en la fuente de alimentación de energía y de los componentes conectados.
3. Reemplazar el cable eléctrico dañado con otro de similares características a los existentes, en todo el tramo afectado.

4. No remueva completamente el cable eléctrico dañado. A medida que se retire el cable dañado se debe ir instalando el nuevo.

REVISIÓN GENERAL DEL CALENTADOR DE AGUA

Los calentadores de agua eléctricos necesitan un mantenimiento preventivo, no solo para prolongarles su vida útil sino también para la seguridad de quienes lo operan. El chequeo es fundamental y se recomiendan hacerse cada año.



Antes de iniciar cualquier acción de mantenimiento asegúrese de que el equipo no esté conectado a la energía eléctrica.

Tabla 4.7 Materiales a utilizar para revisión general del calentador de agua.

MATERIALES
Manguera de alimentación de agua fría
Manguera de desagüe de agua fría
Llaves

INSTRUCCIONES.

1. Cerrar la válvula de agua caliente del banco de pruebas. Verificar que la válvula de agua caliente en el banco de pruebas estén completamente cerradas. Para ello girar completamente la válvula en sentido contrario a las manecillas del reloj hasta el tope.
2. Llenar con agua el calentador hasta el nivel indicado. Tomar la manguera de alimentación de agua fría de un extremo y colocarlo al grifo; luego, con el otro

extremo de la manguera llenar el calentador hasta alcanzar el nivel indicado dentro del mismo.

3. Encender el calentador. Colocar el térmico que controla en calentador en la posición ON.
4. Calentar el agua por 10 minutos o calentar el agua hasta ver que el termómetro alcanza los 85 °C. Cuando se alcance esta temperatura apagar el calentador de agua colocando el térmico que controla en calentador en la posición OFF.
5. Verificar el funcionamiento del calentador de agua. Si habiendo realizado el paso anterior el agua es calentada normalmente, solo es necesaria una limpieza al calentador de agua, (referirse a la sección de Limpieza general del equipo). Si habiendo realizado el paso anterior el agua no es calentada normalmente referirse a la sección mantenimiento mayor del calentador de agua de esta sección.
6. Evacuar el agua del calentador. Para ello conectar la manguera de desagüe de agua fría, desde la boquilla de salida de agua caliente en el banco de pruebas hasta el desagüe, y abrir la válvula de control de agua caliente del entrenador.

MANTENIMIENTO MAYOR DEL CALENTADOR DE AGUA.

Tabla 4.8 Materiales a utilizar para mantenimiento mayor del calentador de agua.

MATERIALES
Juego de desarmadores con mango de goma
Juego de llaves mixtas
Multímetro



Antes de iniciar cualquier acción de mantenimiento asegúrese de que el equipo no esté conectado a la energía eléctrica.



Asegúrese que el calentador de agua se encuentre completamente vacío y seco antes de realizar cualquier acción de mantenimiento.

INSTRUCCIONES.

1. Remueva la tapadera inferior del calentador de agua. Remueva los cuatro pernos que sujetan esta tapadera.
2. Verifique que el cableado eléctrico interno del calentador este en perfecto estado. Para ello realice una inspección visual a los cables eléctricos y uniones para determinar si tienen cortes, el recubrimiento de encuentra desgastado, terminales expuestos o conexiones sueltas.
3. Si encuentra alguno de los siguientes daños en el cableado eléctrico, refiérase a la sección de Reemplazo de cableado eléctrico, sino siga con el paso siguiente.
 - Recubrimiento del cable gastado o quemado.
 - Cables cortados.
4. Medir la resistencia de las resistencias eléctricas del calentador de agua. Con ayuda del multímetro asegurarse que las mediciones de resistencia sean entre 4.9-5.1 ohmios, de lo contrario realice el paso 6.

5. Instale nuevamente la tapadera inferior del calentador de agua. Instale los cuatro pernos que sujetan la tapadera.
6. Si las mediciones de resistencia de las resistencias eléctricas del calentador de agua no se encuentran dentro del rango establecido, contacte a un especialista.

REVISIÓN GENERAL DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.



Antes de iniciar cualquier acción de mantenimiento asegúrese de que el equipo no esté conectado a la energía eléctrica.

Tabla 4.9 Materiales a utilizar.

MATERIALES
Juego de destornilladores
Cepillo de alambre especial
Sellador

INSTRUCCIONES.

1. Hacer una limpieza general al intercambiador de calor, así como es descrito en la sección de limpieza general del equipo de este manual.
2. Hacer una limpieza y revisión completa al intercambiador de calor.

- Remueva la cubierta del intercambiador de calor utilizando desarmador.
 - Limpie y revise el intercambiador de calor como es descrito a continuación:
 - a) Cuerpos: es necesario revisarlos cada 4 a 6 meses por presencia de puntos de oxidación, si esto ocurre deberán limpiarse profundamente, no pulir a menos que sea necesario, ya que esto reduce el espesor de la pared, aplicar algún removedor de óxido a estos equipos, limpie con cepillo de metal y usar base selladora. Revise muy a conciencia que el aislante este sellado y en caso de detectar humedad dentro del aislamiento este deberá ser removido parcial o totalmente, limpiar el cuerpo e insular de nuevo.
 - b) Tubos: para limpieza interna utilizar cepillos adecuados, estos son de dureza y diámetro apropiado y son fabricados con cerda de acero inoxidable, no utilizar varillas de metal sin protección ya que pueden dañar las paredes del tubo si es posible cúbralas y sin filos, no utilizar agentes limpiadores no conocidos, de preferencia solo agua.
3. Si fuga agua durante la operación será necesario hacer un trabajo de reparación lo cual significa que deberá parar el equipo por el tiempo que sea posible o necesario, quitar la conexión de agua, limpiar el área de la zona a reparar, y sellar el área el material sellador e instalar de nuevo.

LISTA DE PARTES DEL EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRUEBAS
CON INTERCAMBIO DE CALOR.

Tabla 4.10 Listado de partes del banco de pruebas de intercambio de calor. (Para ubicación de las partes del banco de pruebas refiérase a la figura 4.25).

ÍTEM	COMPONENTE	CANTIDAD
1	Banco de pruebas de intercambio de calor	1
2	Intercambiador de calor	1
11	Calentador de agua	1
16	Bomba	1
15	Resistencia eléctrica	1
12	Caja térmica de control eléctrico	1
4	Switch de control del calentador de agua	1
4	Switch de control de la bomba	1
6	Válvula de entrada de agua caliente	1
7	Boquilla de salida agua caliente	1
8	Boquilla de entrada agua fría	1
5	Válvula de salida agua fría	1
14	Boquilla de alimentación de agua fría	1
13	Boquilla de desagüe de agua fría	1
10	Boquillas de entrada y salida en intercambiador	4
17	Manguera de alimentación de agua fría	1
17	Manguera de desagüe de agua fría	1
19	Manguera 1	1
18	Manguera 2	1
20	Manguera 3	2
9	Termómetro	4
3	Termómetro de calentador de agua	1
21	Llaves	3



Figura 4.25 Especificación de ubicación de partes del banco de pruebas de intercambio de calor (para nombres de las partes referirse a la tabla 4.10).

4.5 GUÍA DE LABORATORIOS

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DEPARTAMENTO DE PROCESOS TERMO MECÁNICOS



ASIGNATURA: _____.

CICLO: _____, AÑO: _____.

LABORATORIO 1

TRANSFERENCIA DE CALOR Y EFICIENCIA REALES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS EN UNA DIRECCIÓN DE CONTRAFLUJO UTILIZANDO AGUA COMO FLUJO DE TRABAJO, CIRCULANDO AGUA FRÍA POR TUBOS Y AGUA CALIENTE POR CARCASA.

Nombre del Catedrático de la asignatura: _____.

Nombre de Alumnos: _____.

_____.

_____.

1. OBJETIVO GENERAL.

Calcular la transferencia de calor y eficiencia reales de un intercambiador de carcasa y tubos en una dirección de contraflujo utilizando agua como fluido de trabajo.

2. INTRODUCCIÓN TEÓRICA.

Intercambiador de Calor.

Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez.

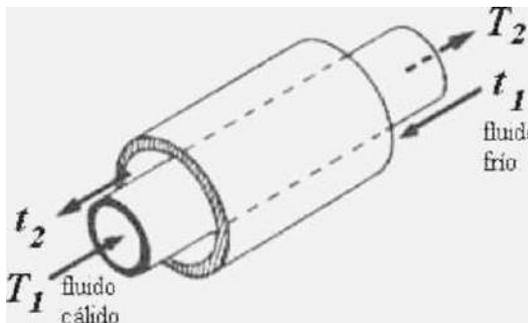


Figura 1. Esquema de un típico intercambiador.

Donde:

t_1 y t_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

T_1 y T_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido cálido.

Es necesario tener en cuenta que la tasa de transferencia de calor q para un intercambiador de calor se expresa por medio de la ecuación:

$$q = U * A * LMTD \quad (1)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor y $LMTD$ es la diferencia promedio apropiada de temperaturas entre los fluidos (diferencia de Temperaturas media logarítmica).

El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas.

Intercambiador de Calor de Carcasa y tubo.

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. Las placas de soporte (support plates) mostradas en figura (2) también actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la carcasa hacia adelante y hacia atrás a través de los tubos.

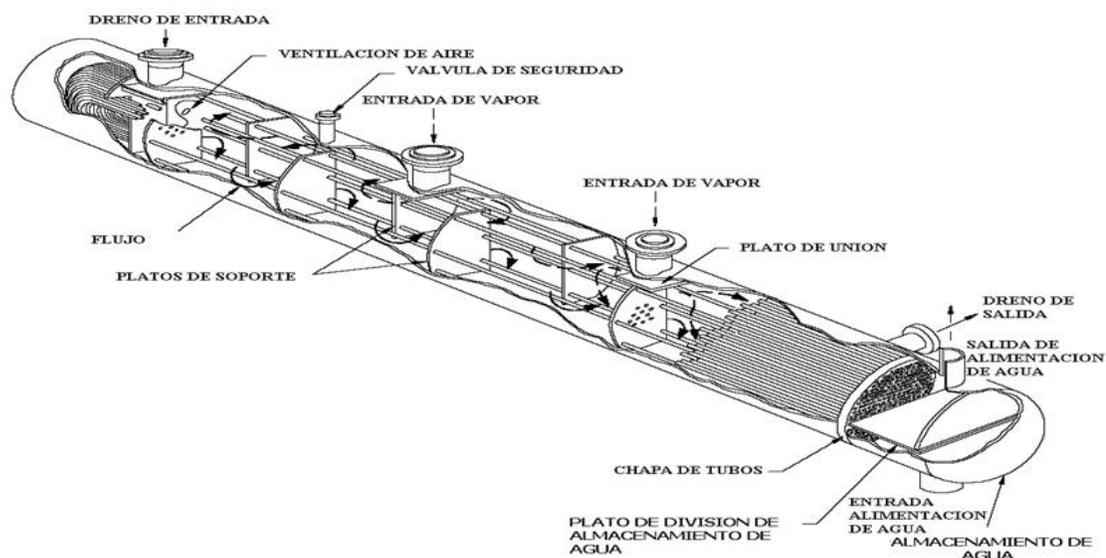


Figura 2. Intercambiador de Calor de carcasa y tubo.

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

Contraflujo.

Como se ilustra en la figura (3), se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln((T_1 - t_2)/(T_2 - t_1))} \quad (2)$$

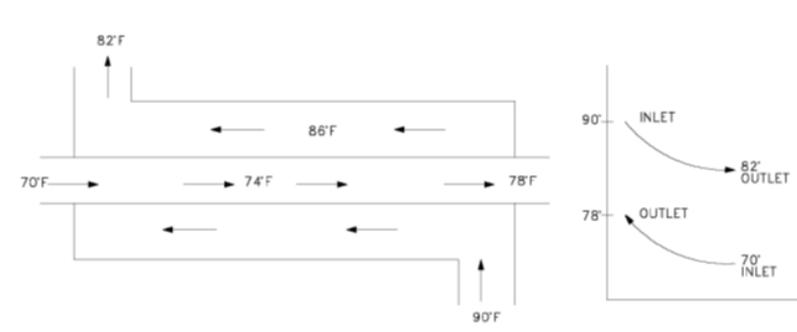


Figura 3. Intercambiador de Calor de Contraflujo.

EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La efectividad o eficiencia del intercambiador se obtiene a partir de la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Velocidad de transf de Calor real}}{\text{Velocidad max posible de transf de Calor}} \quad (3)$$

La velocidad de transferencia de calor real se determina mediante la ecuación, Utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua:

$$\dot{Q} = C_f(TF_{sal} - TF_{ent}) \quad (4)$$

$$C_f = C_p * \dot{m} \quad (5)$$

La velocidad máxima posible de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación (6):

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(TC_{ent} - TF_{ent}) \quad (6)$$

$C_{min} = C_f$ Si el fluido frío alcanza a su salida la temperatura de entrada del fluido caliente.

$C_{min} = C_c$ Si el fluido caliente abandona el equipo a la temperatura de entrada del fluido frío.

Donde:

$$C_f = C_p * \dot{m} \text{ (fluido frío)}$$

$$C_c = C_p * \dot{m} \text{ (fluido caliente)}$$

EQUIPO A UTILIZAR

- Banco de pruebas.
- Intercambiador de calor de coraza y tubos.
- Mangueras para agua fría y caliente.
- Cronometro.

PROCEDIMIENTO

Conecte el intercambiador de calor a la fuente de alimentación de agua y fría y caliente y conecte las mangueras de agua fría y caliente desde el banco de pruebas al intercambiador de calor de carcasa y tubos como se muestra en la figura 4. Refiérase al manual de uso del banco de pruebas para conocer el procedimiento para el uso del equipo.

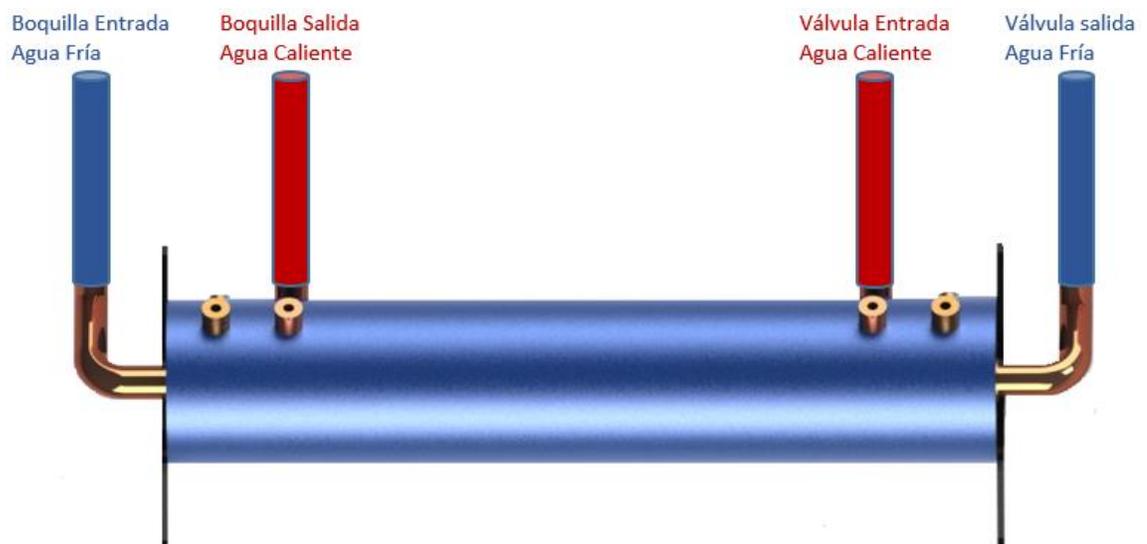


Figura 4. Esquema de conexión contraflujo a realizar en la práctica de laboratorio.

Tomar los datos de temperatura en función del tiempo y completar la siguiente tabla.

TFent= Temperatura de agua fría a la entrada del intercambiador.

TCent= Temperatura de agua caliente a la entrada del intercambiador.

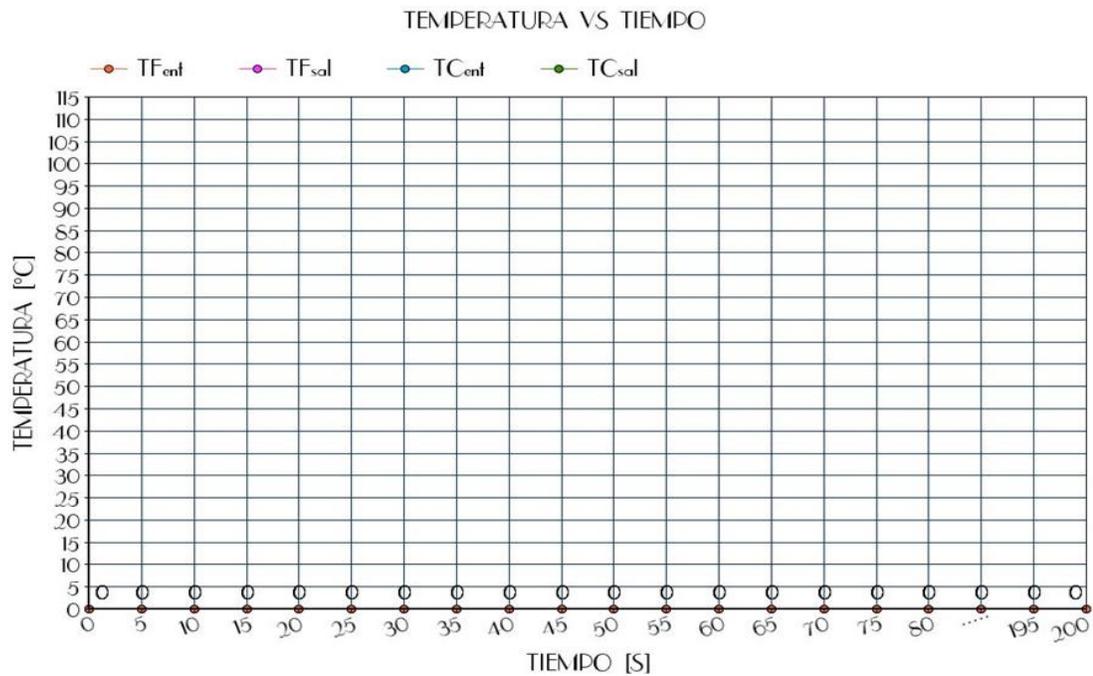
TFsal= Temperatura de agua fría a la salida del intercambiador.

TCsal= Temperatura de agua caliente a la salida del intercambiador.

Tiempo [s]	TFent	TFsal	TCent	TCsal
5				
10				
15				
20				
25				
30				
35				
40				
45				
50				
55				
60				
65				
70				
75				
80				
85				
90				
100				
105				
110				
115				
120				
125				
130				
135				
140				
145				
150				

REPORTE DE LABORATORIO.

1. Graficar bajo el mismo plano los datos de temperatura versus tiempo.



2. Resumir los resultados obtenidos en la prueba con el intercambiador de calor.

TFent [°C]		TFsal [°C]		TCent [°C]		TCsal [°C]		Tiempo [s]	
Max.	min.								

3. Resumir propiedades del agua a Temperatura promedio.

Temperatura promedio agua fría (°C)	
Flujo másico agua fría (m)	0.5 Kg/s
Calor específico (Cp.)	
Temperatura promedio agua caliente	
Flujo másico agua caliente (m)	0.1Kg/s
Calor específico (Cp.)	

4. Determinar la velocidad de transferencia de calor real, esta se determina mediante la ecuación (4), utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua.
5. Determinar la velocidad máxima posible de transferencia de calor, la cual se calcula a partir de la ecuación (6).
6. Determinar la eficiencia del intercambiador de calor, esta se determina mediante la ecuación (3).
7. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor U práctico, se determina a partir de la ecuación (1).

$$U = \frac{Q}{A_T * LMTD}$$

Donde:

A_T = Área de transferencia de calor = 0.2073 m².

$LMTD$ = Diferencia de temperaturas media logarítmica.

Q = Transferencia de calor real.

$$LMTD = \frac{(TC_{ent} - TF_{sal})(TC_{sal} - TF_{ent})}{Ln((TC_{ent} - TF_{sal}) / (TC_{sal} - TF_{ent}))}$$

8. Preguntas.
 - Según la gráfica de temperatura versus tiempo que tipo de conexión se puede concluir que tiene el intercambiador de calor.
 - Según la teoría expuesta en este laboratorio como podríamos aumentar la eficiencia del intercambiador de calor.
 - Conclusiones (al menos 3).

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DEPARTAMENTO DE PROCESOS TERMO MECÁNICOS



ASIGNATURA: _____.

CICLO: _____, AÑO: _____.

LABORATORIO 2

TRANSFERENCIA DE CALOR Y EFICIENCIA REALES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS EN UNA DIRECCIÓN DE CONTRAFLUJO UTILIZANDO AGUA COMO FLUJO DE TRABAJO, CIRCULANDO AGUA CALIENTE POR TUBOS Y AGUA POR FRÍA CARCASA.

Nombre del Catedrático de la asignatura: _____.

Nombre de Alumnos: _____.

_____.

_____.

1. OBJETIVO GENERAL.

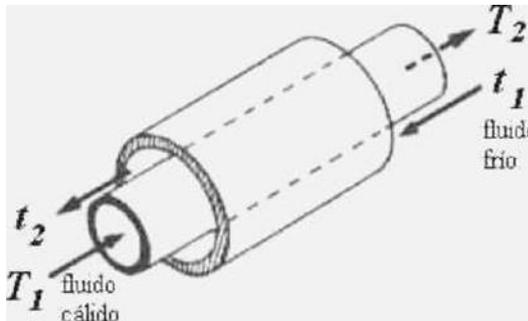
Calcular la transferencia de calor y eficiencia reales de un intercambiador de carcasa y tubos en una dirección de contraflujo utilizando agua como fluido de trabajo.

2. INTRODUCCIÓN TEÓRICA.

Intercambiador de Calor.

Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez.

Figura 1. Esquema de un típico intercambiador.



Donde:

t_1 y t_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

T_1 y T_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

Es necesario tener en cuenta que la tasa de transferencia de calor q para un intercambiador de calor se expresa por medio de la ecuación:

$$q = U * A * LMTD \quad (1)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor y $LMTD$ es la diferencia promedio apropiada de temperaturas entre los fluidos (diferencia de Temperaturas media logarítmica).

El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas.

Intercambiador de Calor de Carcasa y tubo.

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. Las placas de soporte (support plates) mostradas en figura (2) también actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la carcasa hacia adelante y hacia atrás a través de los tubos.

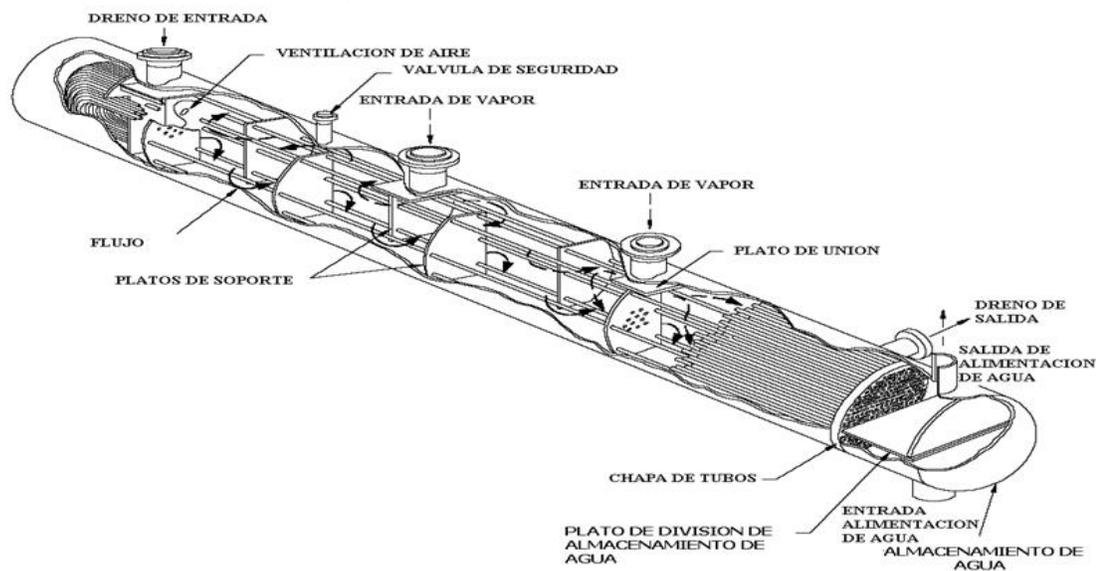


Figura 2. Intercambiador de Calor de carcasa y tubos.

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

Contraflujo.

Como se ilustra en la figura (3), se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura, la temperatura del fluido más frío se aproximará a la temperatura del fluido de entrada. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente. En contraste con el intercambiador de calor de flujo paralelo, el intercambiador de contraflujo puede presentar la temperatura más alta en el fluido frío y la más baja temperatura en el fluido caliente una vez realizada la transferencia de calor en el intercambiador:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_2) - (T_2 - t_1)}{\ln((T_1 - t_2)/(T_2 - t_1))} \quad (2)$$

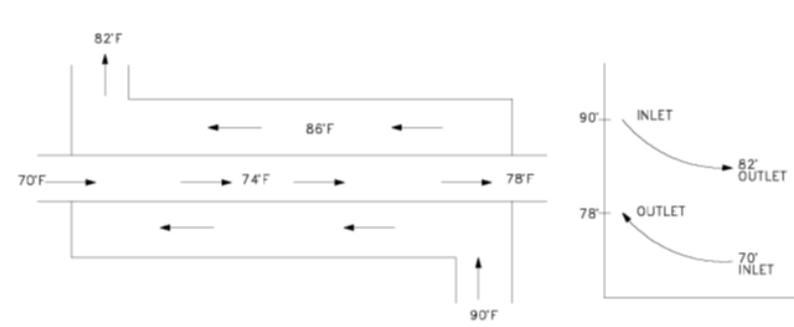


Figura 3. Intercambiador de Calor de Contraflujo.

EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.

La efectividad o eficiencia del intercambiador se obtiene a partir de la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Velocidad de transf de Calor real}}{\text{Velocidad max posible de transf de Calor}} \quad (3)$$

La velocidad de transferencia de calor real se determina mediante la ecuación, Utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua:

$$\dot{Q} = C_f(TF_{sal} - TF_{ent}) \quad (4)$$

$$C_f = C_p * \dot{m} \quad (5)$$

La velocidad máxima posible de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación (6):

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(TC_{ent} - TF_{ent}) \quad (6)$$

$C_{min} = C_f$ Si el fluido frío alcanza a su salida la temperatura de entrada del fluido caliente.

$C_{min} = C_c$ Si el fluido caliente abandona el equipo a la temperatura de entrada del fluido frío.

Donde:

$$C_f = C_p * \dot{m} \text{ (fluido frío)}$$

$$C_c = C_p * \dot{m} \text{ (fluido caliente)}$$

EQUIPO A UTILIZAR

- Banco de pruebas.
- Intercambiador de calor de coraza y tubos.
- Mangueras para agua fría y caliente.
- Cronometro.

PROCEDIMIENTO.

Conecte el intercambiador de calor a la fuente de alimentación de agua y fría y caliente y conecte las mangueras de agua fría y caliente desde el banco de pruebas al intercambiador de calor de carcasa y tubos como se muestra en la figura 4. Refiérase al manual de uso del banco de pruebas para conocer el procedimiento para el uso del equipo.



Figura 4. Esquema de conexión contraflujo a realizar en la práctica de laboratorio.

Tomar los datos de temperatura en función del tiempo y completar la siguiente tabla.

TFent= Temperatura de agua fría a la entrada del intercambiador.

TCent= Temperatura de agua caliente a la entrada del intercambiador.

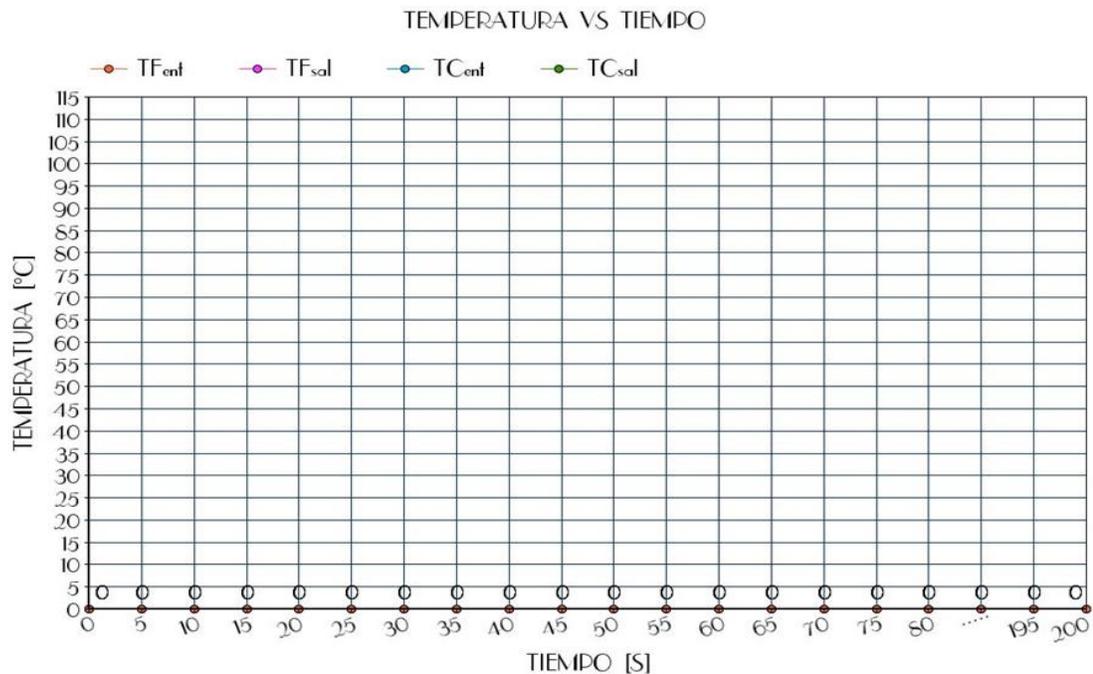
TFsal= Temperatura de agua fría a la salida del intercambiador.

TCsal= Temperatura de agua caliente a la salida del intercambiador.

Tiempo [s]	TFent	TFsal	TCent	TCsal
5				
10				
15				
20				
25				
30				
35				
40				
45				
50				
55				
60				
65				
70				
75				
80				
85				
90				
100				
105				
110				
115				
120				
125				
130				
135				
140				
145				
150				

REPORTE DE LABORATORIO.

1. Graficar bajo el mismo plano los datos de temperatura versus tiempo.



2. Resumir los resultados obtenidos en la prueba con el intercambiador de calor.

TFent [°C]		TFsal [°C]		TCent [°C]		TCsal [°C]		Tiempo [s]	
Max.	min.								

3. Resumir propiedades del agua a Temperatura promedio.

Temperatura promedio agua fría (°C)	
Flujo másico agua fría (m)	0.5 Kg/s
Calor específico (Cp.)	
Temperatura promedio agua caliente	
Flujo másico agua caliente (m)	0.1Kg/s
Calor específico (Cp.)	

4. Determinar la velocidad de transferencia de calor real, esta se determina mediante la ecuación (4), utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua.
5. Determinar la velocidad máxima posible de transferencia de calor, la cual se calcula a partir de la ecuación (6).
6. Determinar la eficiencia del intercambiador de calor, esta se determina mediante la ecuación (3).
7. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor U práctico, se determina a partir de la ecuación (1).

$$U = \frac{Q}{A_T * LMTD}$$

Donde:

AT= Área de transferencia de calor = 0.2073 m².

LMTD = Diferencia de temperaturas media logarítmica.

Q= Transferencia de calor real.

$$LMTD = \frac{(TC_{ent} - TF_{sal})(TC_{sal} - TF_{ent})}{Ln((TC_{ent} - TF_{sal})/(TC_{sal} - TF_{ent}))}$$

8. Preguntas.

- Según la gráfica de temperatura versus tiempo que tipo de conexión se puede concluir que tiene el intercambiador de calor.
- Según la teoría expuesta en este laboratorio como podríamos aumentar la eficiencia del intercambiador de calor.
- Conclusiones (al menos 3).

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DEPARTAMENTO DE PROCESOS TERMO MECÁNICOS



ASIGNATURA: _____.

CICLO: _____, AÑO: _____.

LABORATORIO 3

TRANSFERENCIA DE CALOR Y EFICIENCIA REALES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS EN UNA DIRECCIÓN DE FLUJO PARALELO UTILIZANDO AGUA COMO FLUJO DE TRABAJO, CIRCULANDO AGUA CALIENTE POR TUBOS Y AGUA FRÍA POR CARCASA.

Nombre del Catedrático de la asignatura: _____.

Nombre de Alumnos: _____.

_____.

_____.

1. OBJETIVO GENERAL.

Calcular la transferencia de calor y eficiencia reales de un intercambiador de carcasa y tubos en una dirección de flujo paralelo utilizando agua como fluido de trabajo.

2. INTRODUCCIÓN TEÓRICA.

Intercambiador de Calor.

Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez.

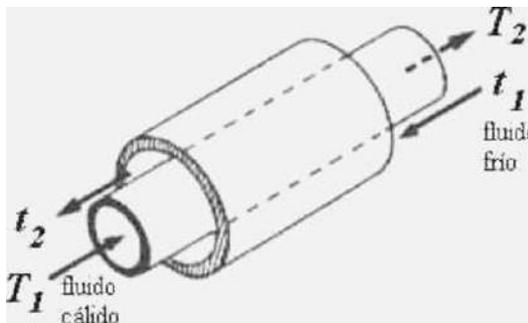


Figura 1. Esquema de un típico intercambiador.

Donde:

t_1 y t_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

T_1 y T_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido cálido.

Es necesario tener en cuenta que la tasa de transferencia de calor q para un intercambiador de calor se expresa por medio de la ecuación:

$$q = U * A * LMTD \quad (1)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor y $LMTD$ es la diferencia promedio apropiada de temperaturas entre los fluidos (diferencia de Temperaturas media logarítmica).

El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas.

Intercambiador de Calor de Carcasa y tubo.

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. Las placas de soporte (support plates) mostradas en figura (2) también actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la carcasa hacia adelante y hacia atrás a través de los tubos.

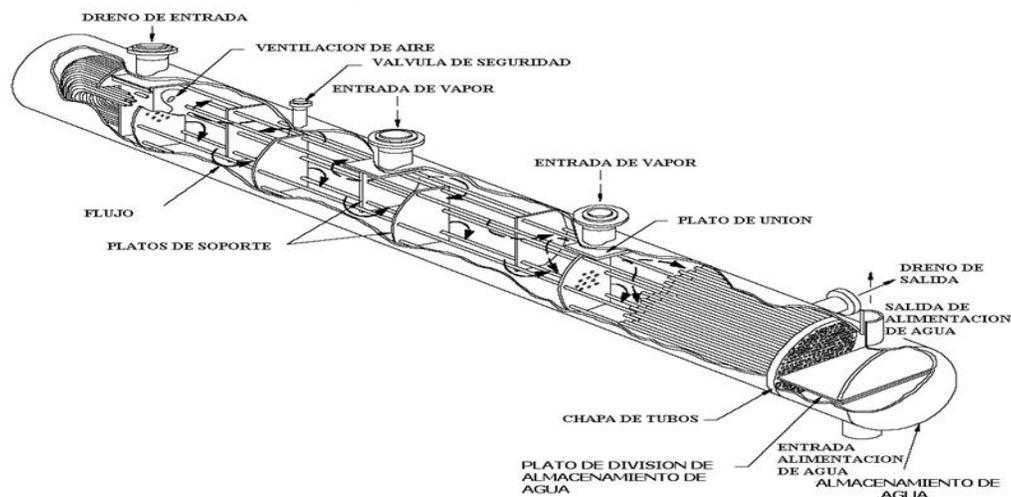


Figura 2. Intercambiador de Calor de carcasa y tubos.

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

Flujo paralelo.

Como se ilustra en la figura (3), existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproxima una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Debe quedar claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln((T_1 - t_1)/(T_2 - t_2))} \quad (2)$$

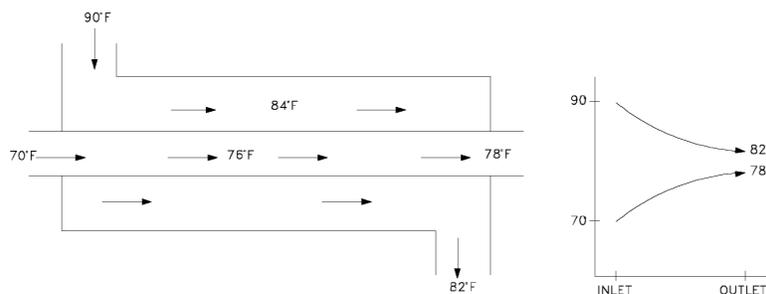


Figura 3. Intercambiador de Calor de Flujo Paralelo.

EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La efectividad o eficiencia del intercambiador se obtiene a partir de la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Velocidad de transf de Calor real}}{\text{Velocidad max posible de transf de Calor}} \quad (3)$$

La velocidad de transferencia de calor real se determina mediante la ecuación, Utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua:

$$\dot{Q} = C_f(TF_{sal} - TF_{ent}) \quad (4)$$

$$C_f = C_p * \dot{m} \quad (5)$$

La velocidad máxima posible de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación (6):

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(TC_{ent} - TF_{ent}) \quad (6)$$

$C_{min} = C_f$ Si el fluido frío alcanza a su salida la temperatura de entrada del fluido caliente.

$C_{min} = C_c$ Si el fluido caliente abandona el equipo a la temperatura de entrada del fluido frío.

Donde:

$$C_f = C_p * \dot{m} \text{ (fluido frío)}$$

$$C_c = C_p * \dot{m} \text{ (fluido caliente)}$$

EQUIPO A UTILIZAR

- Banco de pruebas.
- Intercambiador de calor de coraza y tubos.
- Mangueras para agua fría y caliente.
- Cronometro.

PROCEDIMIENTO

Conecte el intercambiador de calor a la fuente de alimentación de agua y fría y caliente y conecte las mangueras de agua fría y caliente desde el banco de pruebas al intercambiador de calor de carcasa y tubos como se muestra en la figura 4. Refiérase al manual de uso del banco de pruebas para conocer el procedimiento para el uso del equipo.

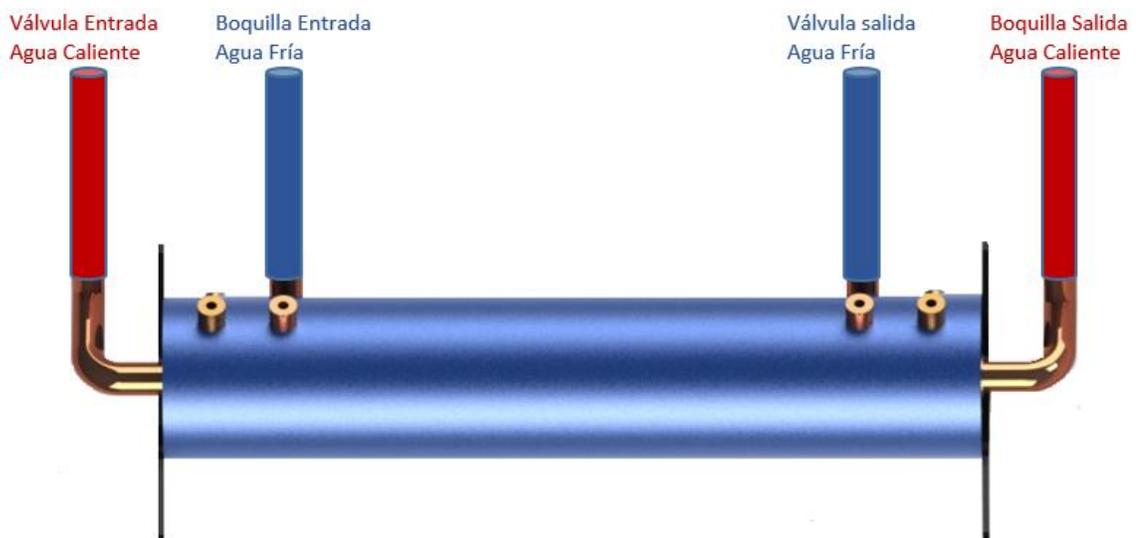


Figura 4. Esquema de conexión flujo paralelo a realizar en la práctica de laboratorio.

Tomar los datos de temperatura en función del tiempo y completar la siguiente tabla.

TFent= Temperatura de agua fría a la entrada del intercambiador.

TCent= Temperatura de agua caliente a la entrada del intercambiador.

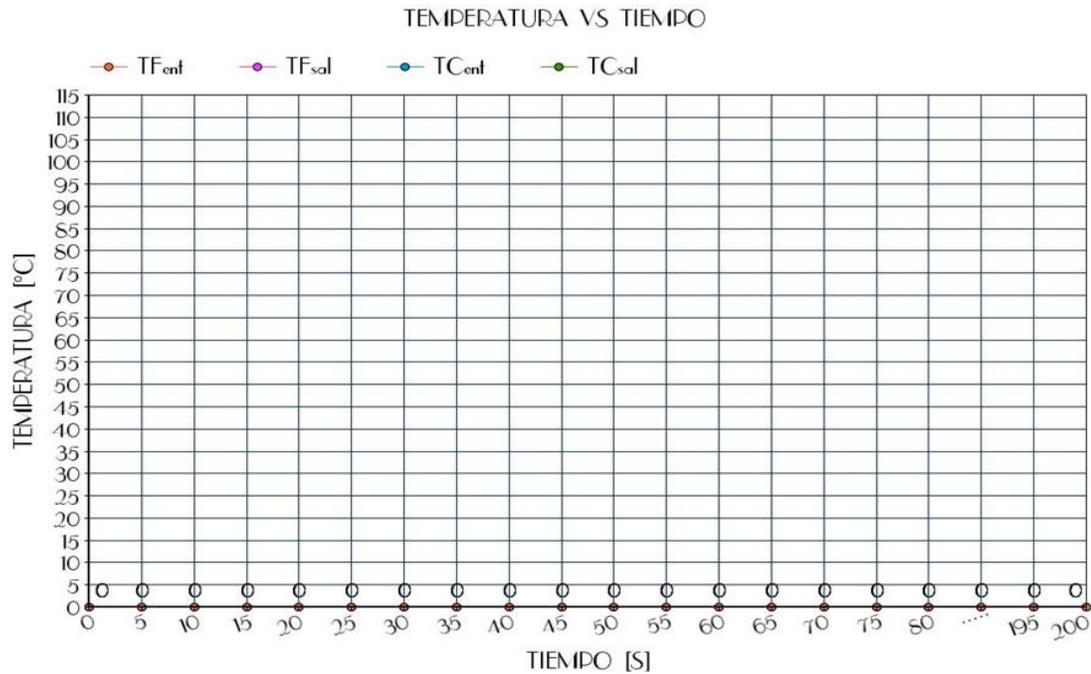
TFsal= Temperatura de agua fría a la salida del intercambiador.

TCsal= Temperatura de agua caliente a la salida del intercambiador.

Tiempo [s]	TFent	TFsal	TCent	TCsal
5				
10				
15				
20				
25				
30				
35				
40				
45				
50				
55				
60				
65				
70				
75				
80				
85				
90				
100				
105				
110				
115				
120				
125				
130				
135				
140				
145				
150				

REPORTE DE LABORATORIO

1. Graficar bajo el mismo plano los datos de temperatura versus tiempo.



2. Resumir los resultados obtenidos en la prueba con el intercambiador de calor.

TFent [°C]		TFsal [°C]		TCent [°C]		TCsal [°C]		Tiempo [s]	
Max.	min.								

3. Resumir propiedades del agua a Temperatura promedio.

Temperatura promedio agua fría (°C)	
Flujo másico agua fría (m)	0.5 Kg/s
Calor específico (Cp.)	
Temperatura promedio agua caliente	
Flujo másico agua caliente (m)	0.1Kg/s
Calor específico (Cp.)	

4. Determinar la velocidad de transferencia de calor real, esta se determina mediante la ecuación (4), utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua.
5. Determinar la velocidad máxima posible de transferencia de calor, la cual se calcula a partir de la ecuación (6).
6. Determinar la eficiencia del intercambiador de calor, esta se determina mediante la ecuación (3).
7. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor U práctico, se determina a partir de la ecuación (1).

$$U = \frac{Q}{A_T * LMTD}$$

Donde:

AT= Área de transferencia de calor = 0.2073 m².

LMTD = Diferencia de temperaturas media logarítmica.

Q= Transferencia de calor real.

$$LMTD = \frac{(TC_{ent} - TF_{sal})(TC_{sal} - TF_{ent})}{Ln((TC_{ent} - TF_{sal})/(TC_{sal} - TF_{ent}))}$$

8. Preguntas.
 - Según la gráfica de temperatura versus tiempo que tipo de conexión se puede concluir que tiene el intercambiador de calor.
 - Según la teoría expuesta en este laboratorio como podríamos aumentar la eficiencia del intercambiador de calor.
 - Conclusiones (al menos 3).

UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA

ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA

DEPARTAMENTO DE PROCESOS TERMO MECÁNICOS



ASIGNATURA: _____.

CICLO: _____, AÑO: _____.

LABORATORIO 4

TRANSFERENCIA DE CALOR Y EFICIENCIA REALES DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS EN UNA DIRECCIÓN DE FLUJO PARALELO UTILIZANDO AGUA COMO FLUJO DE TRABAJO, CIRCULANDO AGUA FRÍA POR TUBOS Y AGUA CALIENTE POR CARCASA.

Nombre del Catedrático de la asignatura: _____.

Nombre de Alumnos: _____.

_____.

_____.

1. OBJETIVO GENERAL.

Calcular la transferencia de calor y eficiencia reales de un intercambiador de carcasa y tubos en una dirección de flujo paralelo utilizando agua como fluido de trabajo.

2. INTRODUCCIÓN TEÓRICA.

Intercambiador de Calor.

Un intercambiador de calor se puede describir de un modo muy elemental como un equipo en el que dos corrientes a distintas temperaturas fluyen sin mezclarse con el objeto de enfriar una de ellas o calentar la otra o ambas cosas a la vez.

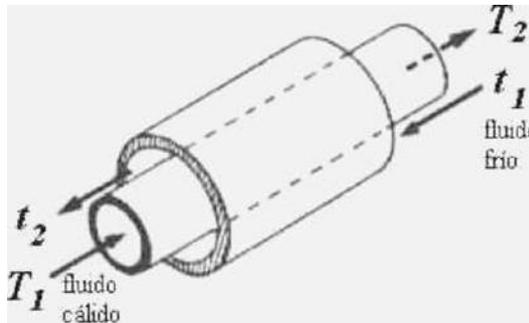


Figura 1. Esquema de un típico intercambiador.

Donde:

t_1 y t_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido frío.

T_1 y T_2 = Temperaturas de entrada y salida del fluido caliente.

Es necesario tener en cuenta que la tasa de transferencia de calor q para un intercambiador de calor se expresa por medio de la ecuación:

$$q = U * A * LMTD \quad (1)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor y $LMTD$ es la diferencia promedio apropiada de temperaturas entre los fluidos (diferencia de Temperaturas media logarítmica).

El intercambiador de calor es uno de los equipos industriales más frecuentes. Prácticamente no existe industria en la que no se encuentre un intercambiador de calor, debido a que la operación de enfriamiento o calentamiento es inherente a todo proceso que maneje energía en cualquiera de sus formas.

Intercambiador de Calor de Carcasa y tubo.

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. En los extremos de los tubos, el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo. Los tubos se sujetan o se sueldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. Las placas de soporte (support plates) mostradas en figura (2) también actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la carcasa hacia adelante y hacia atrás a través de los tubos.

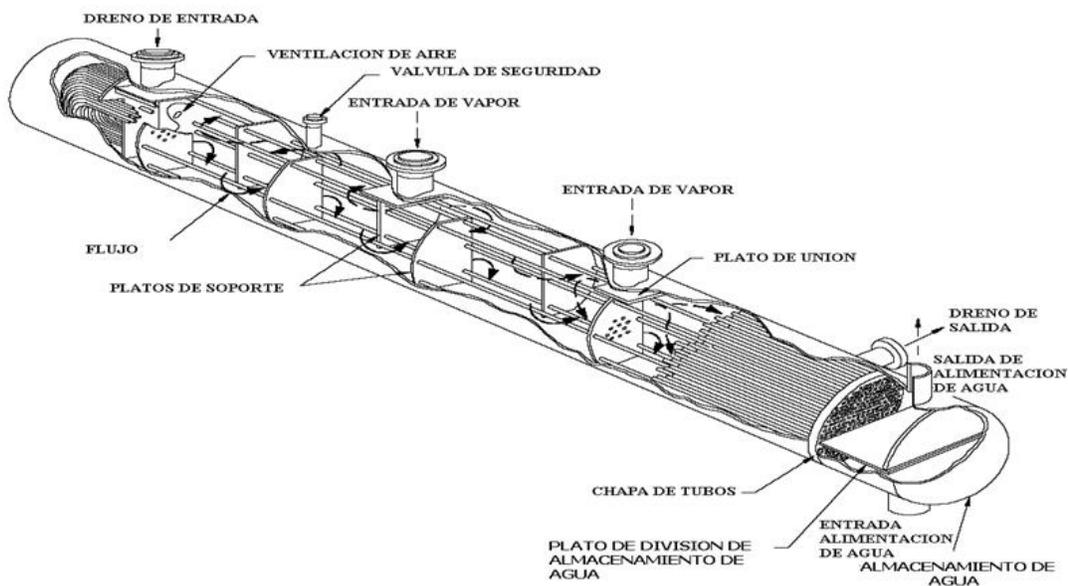


Figura 2. Intercambiador de Calor de carcasa y tubos.

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son categorizados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

Flujo paralelo.

Como se ilustra en la figura (3), existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproxima una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta tratando de alcanzar el equilibrio térmico entre ellos. Debe quedar claro que el fluido con menor temperatura nunca alcanza la temperatura del fluido más caliente:

$$LMTD = \frac{(T_1 - t_1) - (T_2 - t_2)}{\ln((T_1 - t_1)/(T_2 - t_2))} \quad (2)$$

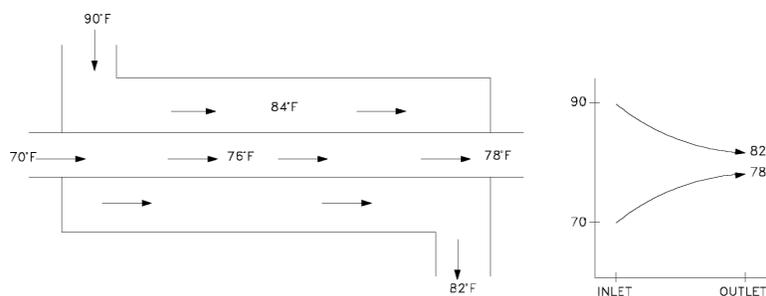


Figura 3. Intercambiador de Calor de Flujo Paralelo.

EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

La efectividad o eficiencia del intercambiador se obtiene a partir de la ecuación:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \frac{\text{Velocidad de transf de Calor real}}{\text{Velocidad max posible de transf de Calor}} \quad (3)$$

La velocidad de transferencia de calor real se determina mediante la ecuación, Utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua:

$$\dot{Q} = C_f(TF_{sal} - TF_{ent}) \quad (4)$$

$$C_f = C_p * \dot{m} \quad (5)$$

La velocidad máxima posible de transferencia de calor se calcula a partir de la ecuación (6):

$$\dot{Q}_{max} = C_{min}(TC_{ent} - TF_{ent}) \quad (6)$$

$C_{min} = C_f$ Si el fluido frío alcanza a su salida la temperatura de entrada del fluido caliente.

$C_{min} = C_c$ Si el fluido caliente abandona el equipo a la temperatura de entrada del fluido frío.

Donde:

$$C_f = C_p * \dot{m} \text{ (fluido frío)}$$

$$C_c = C_p * \dot{m} \text{ (fluido caliente)}$$

EQUIPO A UTILIZAR.

- Banco de pruebas.
- Intercambiador de calor de coraza y tubos.
- Mangueras para agua fría y caliente.
- Cronometro.

PROCEDIMIENTO.

Conecte el intercambiador de calor a la fuente de alimentación de agua y fría y caliente y conecte las mangueras de agua fría y caliente desde el banco de pruebas al intercambiador de calor de carcasa y tubos como se muestra en la figura 4. Refiérase al manual de uso del banco de pruebas para conocer el procedimiento para el uso del equipo.

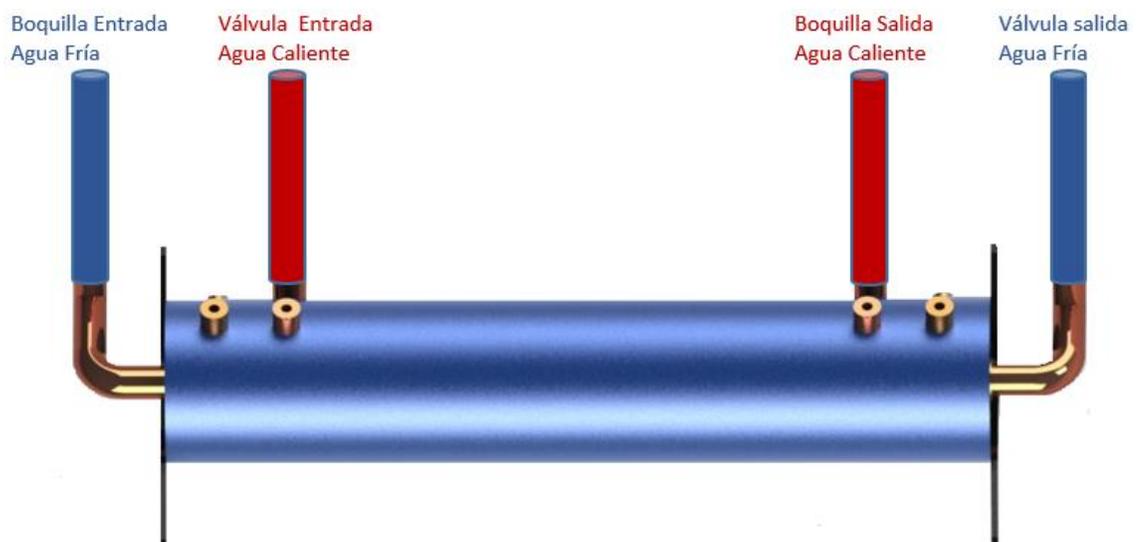


Figura 4. Esquema de conexión flujo paralelo a realizar en la práctica de laboratorio.

Tomar los datos de temperatura en función del tiempo y completar la siguiente tabla.

TFent= Temperatura de agua fría a la entrada del intercambiador.

TCent= Temperatura de agua caliente a la entrada del intercambiador.

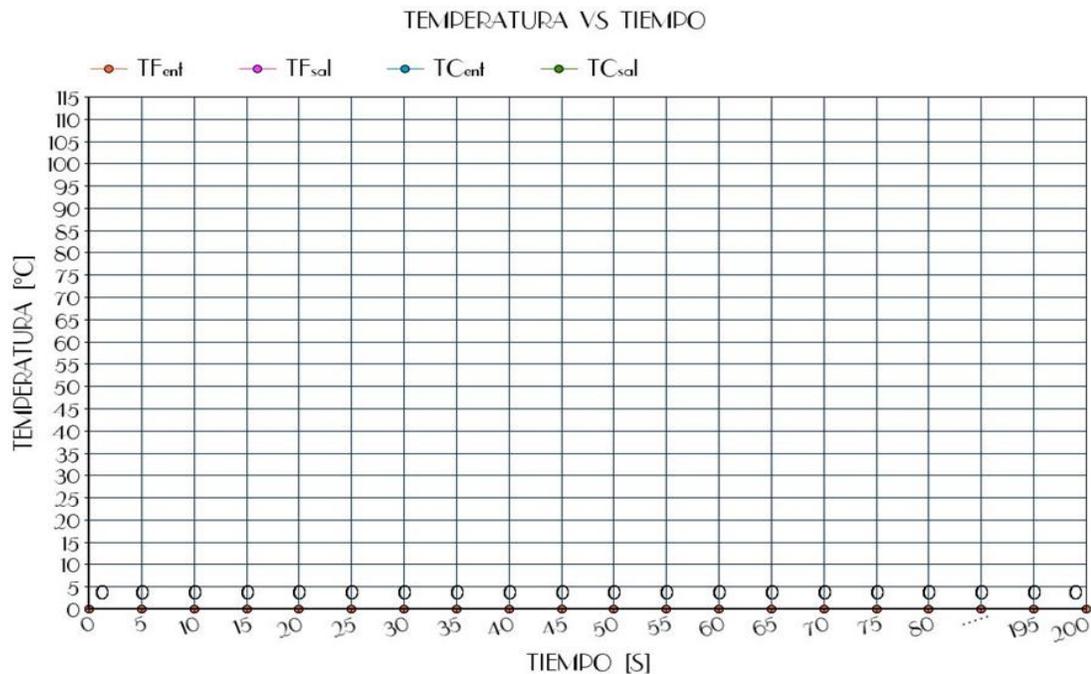
TFsal= Temperatura de agua fría a la salida del intercambiador.

TCsal= Temperatura de agua caliente a la salida del intercambiador.

Tiempo [s]	TFent	TFsal	TCent	TCsal
5				
10				
15				
20				
25				
30				
35				
40				
45				
50				
55				
60				
65				
70				
75				
80				
85				
90				
100				
105				
110				
115				
120				
125				
130				
135				
140				
145				
150				

REPORTE DE LABORATORIO.

1. Graficar bajo el mismo plano los datos de temperatura versus tiempo.



2. Resumir los resultados obtenidos en la prueba con el intercambiador de calor.

TFent [°C]		TFsal [°C]		TCent [°C]		TCsal [°C]		Tiempo [s]	
Max.	min.								

3. Resumir propiedades del agua a Temperatura promedio.

Temperatura promedio agua fría (°C)	
Flujo másico agua fría (m)	0.5 Kg/s
Calor específico (Cp.)	
Temperatura promedio agua caliente	
Flujo másico agua caliente (m)	0.1Kg/s
Calor específico (Cp.)	

4. Determinar la velocidad de transferencia de calor real, esta se determina mediante la ecuación (4), utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua.
5. Determinar la velocidad máxima posible de transferencia de calor, la cual se calcula a partir de la ecuación (6).
6. Determinar la eficiencia del intercambiador de calor, esta se determina mediante la ecuación (3).
7. Determinar el coeficiente global de transferencia de calor U práctico, se determina a partir de la ecuación (1).

$$U = \frac{Q}{A_T * LMTD}$$

Donde:

AT= Área de transferencia de calor = 0.2073 m².

LMTD = Diferencia de temperaturas media logarítmica.

Q= Transferencia de calor real.

$$LMTD = \frac{(TC_{ent} - TF_{sal})(TC_{sal} - TF_{ent})}{Ln((TC_{ent} - TF_{sal})/(TC_{sal} - TF_{ent}))}$$

8. Preguntas.

- Según la gráfica de temperatura versus tiempo que tipo de conexión se puede concluir que tiene el intercambiador de calor.
- Según la teoría expuesta en este laboratorio como podríamos aumentar la eficiencia del intercambiador de calor.
- Conclusiones (al menos 3).

CONCLUSIONES.

Existen diversos tipos de intercambiadores de calor de tipo coraza y tubos. Conforme las normas TEMA, el intercambiador de calor fue construido se identifica con las letras BEM. La primera letra nos indica que el cabezal frontal es en forma de casquete, la segunda letra nos dice que la coraza es de un solo paso y la última letra determina que es un intercambiador de calor con placa de tubos fija.

Al analizar el marco teórico, se determinaron las ecuaciones y el procedimiento apropiado para el intercambiador de calor de coraza y tubos, con el fin de construir un equipo que brinde resultados satisfactorios.

Para la construcción de cualquier equipo en general, es imprescindible la disponibilidad de planos en los que se detallan el material y las medidas de cada una de las partes, y de esta manera conocer la cantidad de material que se va a utilizar evitando desperdicios innecesarios.

El costo total que sistema didáctico fue novecientos diecinueve con 16/100.

La elaboración del presente trabajo, y sus semejantes, tiene como finalidad de contribuir con el aprendizaje teórico – práctico de la asignatura de transferencia de calor, específicamente del manejo y funcionamiento del intercambiadores de calor.

RECOMENDACIONES.

- Verifique que el calentador de agua este completamente vacío.
- Verifique que el cableado eléctrico interno del calentador este en perfecto estado.
- Nunca dé servicio, limpieza o mantenimiento a esta unidad si está conectada a la energía eléctrica.
- Si el cable tomacorriente se daña, debe ser reemplazado sólo por personal autorizado para evitar accidentes.
- Nunca use abrasivos, ácido clorhídrico o hipocloritos para operación de limpieza, ya que pueden manchar las partes de la máquina.
- Desconecte la máquina de la energía eléctrica antes de darle limpieza o servicio.
- Esta máquina es muy pesada para ser movida por una sola persona. Solicite ayuda para hacer esto.
- Apague y desconecte la máquina cuando no esté en uso.
- No deje la máquina conectada y sin atención.
- Hacer una rutina de mantenimiento preventivo siempre alarga la vida de las máquinas.

BIBLIOGRAFÍA

- [1] Wikipedia , la enciclopedia libre (2012) , CPVC
 - Disponible: <http://es.wikipedia.org/wiki/CPVC>
- [2] Vidri S.A de C.V , sitio web disponible:
 - <http://www.vidri.com.sv/>
- [3] Surtilimpieza S.A , sitio web disponible:
 - http://surtipiezas.com/m_industriales.html
- [4] Industrial immersion heaters SANTON. Sitio web disponible:
 - <http://www.santon.co.uk/322/>
 - http://www.santon.co.uk/docs/Santon_DL_-_Issue_4.pdf
- [5] CAO, Eduardo. Transferencia de calor en ingeniería de procesos. 1ra ed. Argentina, Diciembre 2004. ISBN 98743-8620-7.
- [6] KUPPAN, T. Heat exchanger design handbook. 1ra. Ed. New York, Basel. ISBN: 0-8247-9787-6.
- [7] Perry & Chilton. Manual del ingeniero químico. 6a. ed. McGraw Hill.
- [8] Standards of the Tubular exchanger Manufacturers association. 9a. ed. New York, Tarrytown, 2007.

**ANEXOS A: PROPUESTA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA FRIA A
LA SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR**

PROPUESTA DE ENFRIAMIENTO DE AGUA FRÍA A LA SALIDA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El sistema propuesto para el enfriamiento del agua fría a la salida del intercambiador de calor es por medio de un evaporador, el cual es un depósito donde se producirá la transferencia de energía térmica del agua que proviene a la salida del intercambiador, hacia el fluido refrigerante que circula en el interior del dispositivo. Este evaporador a diseñar se realizara en base a que estará conectado con su respectivo sistema de refrigeración por absorción, el cual se puede apreciar en la siguiente figura.

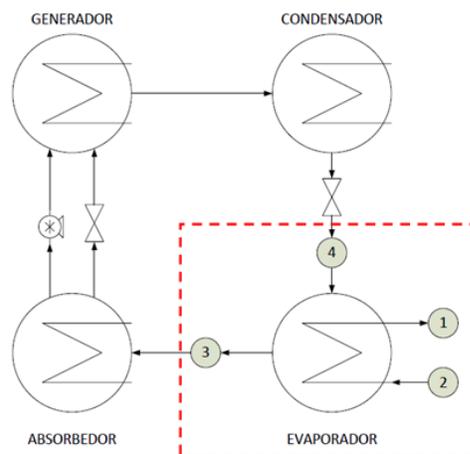


Figura 1. Sistema de refrigeración por absorción.

Como se puede apreciar en la figura anterior en lo que se hará énfasis en el intercambio de calor que se llevara a cabo en el evaporador (zona punteada), que es donde se enfriara el agua proveniente de la salida del intercambiador, para luego volver a reinyectarla al proceso de práctica de laboratorio en el banco de pruebas de intercambio de calor.

DISEÑO DEL EVAPORADOR.

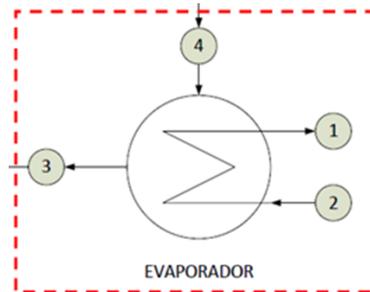


Figura 2. Esquema del evaporador del sistema de refrigeración por absorción.

Fluidos de trabajo.

El evaporador a diseñar se analizará en base a que formará parte de un sistema de refrigeración por absorción, y el par de sustancias a utilizar en el diseño del ciclo de absorción es el bromuro de litio y agua, debido a que se trabajará en el evaporador a temperaturas arriba de los 0°C y bajo dichas condiciones de operación el par bromuro de litio agua ha demostrado ser la mejor opción.

Geometría propuesta:

- ✓ Intercambiador de carcasa y tubos.
- ✓ Configuración 1-1 (1 paso por la carcasa, 1 paso por los tubos).
- ✓ Longitud de los tubos 0.5m.
- ✓ Tubería de ¾ in, calibre 16 BWG. ($D_o=0.019m$; $D_i=0.017m$).
- ✓ Diámetro de la carcasa $D_s=0.120m$.
- ✓ Numero de Tubos $N=7$.
- ✓ Configuración triangular en el arreglo de tubos, con paso de $P_t=0.024m$.

Asignación de Flujos.

Según TEMA (Standards of the Tubular Exchangers Manufacturers Association) a la hora de diseñar evaporadores es deseable que el fluido a evaporar esté fuera de los tubos, dado esto; se ha decidido que el agua proveniente del intercambiador de calor circule por los tubos.

DISEÑO TERMICO DEL EVAPORADOR.

Se iniciara por definir las temperaturas de los fluidos de trabajo en la entrada y salida del evaporador, como es mostrado en la figura 2.

Punto 1. Salida del agua ya enfriada en el evaporador y lista para su reinyección en el proceso de práctica de laboratorio. Temperatura igual a 30°C.

Punto 2. Entrada de agua a enfriar en el evaporador, proveniente del proceso de práctica de laboratorio. Temperaturas rondaran entre los 33°C~38°C. Se trabajara con la mayor temperatura es decir 38°C.

Punto 3 y punto 4. Salida y entrada de la solución refrigerante en el evaporador respectivamente. La temperatura nominal de operación del evaporador se fija como $T_3=T_4=T_1-5^{\circ}\text{C}=25^{\circ}\text{C}$.

Tabla 1. Resumen de variables de entrada y salida en el evaporador.

	Temperatura (°C)	Flujo másico (Kg/s)	Entalpia (kJ/Kg)	Presión (kPa)
Punto 1	30	0.3	125.79	
Punto 2	38	0.3	159.615	
Punto 3	25	A definir	209.33	3.169
Punto 4	25	A definir	2547.2	3.169

Se iniciara calculando la carga térmica en el evaporador:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 0.3(159.615 - 125.79)$$

$$\dot{Q}_{evap} = 10.1475 \text{ kW}$$

Mediante el conocimiento de la carga térmica y el cambio de entalpía que sufre el fluido de trabajo a través del evaporador, se calcula el flujo de refrigerante:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{ref}(h_4 - h_3)$$

$$10.1475 = \dot{m}_{evap}(2547.2 - 209.33)$$

$$\dot{m}_{evap} = 0.0043 \text{ Kg/s}$$

Se calcula la diferencia logarítmica media de temperatura en contraflujo. Es importante recordar que cuando uno de los fluidos es isotérmico, la diferencia logarítmica media de temperatura es la misma, sin importar si el flujo es en paralelo o a contracorriente, tal es el caso de los evaporadores, calderas y condensadores, para los cuales la dirección de flujo es indiferente.

$$DMLT = \frac{(T_2 - T_3) - (T_1 - T_4)}{\text{Ln} \frac{T_2 - T_3}{T_1 - T_4}}$$

$$DMLT = \frac{(38 - 25) - (30 - 25)}{\text{Ln} \frac{38 - 25}{30 - 25}}$$

$$DMLT = 8.3725 \text{ °C}$$

También es necesario mencionar que para evaporadores y condensadores, el factor de corrección de la vale 1 ya que uno de los fluidos no experimenta cambio de temperatura alguno.

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DE LOS TUBOS.

La temperatura promedio del agua a enfriar circulando por los tubos es:

$$T_{prom} = \frac{30 - 28}{2} = 34 \text{ } ^\circ\text{C}$$

A esta temperatura las propiedades del agua son:

- $\rho = 994.68 \text{ kg/m}^3$.
- $\mu = 735.2 \times 10^{-6} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$.
- $C_p = 4.174 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$

La velocidad del fluido se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$V = \frac{\dot{V}}{At \cdot (N/n)} \quad (1)$$

Dónde:

- $V =$ Velocidad del fluido dentro de los tubos (m/s)
- $\dot{V} =$ Flujo volumétrico o caudal (m^3/s).
- $At =$ Área de flujo de un tubo (m^2).
- $(N/n) =$ Número total de tubos en un paso.

Antes de poder emplear esta ecuación es necesario calcular otros parámetros, entre ellos el área de flujo en el interior de cada tubo la cual está dada por la ecuación siguiente:

$$At = \frac{\pi}{4} D_i^2 \quad (2)$$

Dónde:

- A_t = Área de flujo por tubo (m²).
- D_i = Diámetro interior del tubo (m).

Sustituyendo valores en ecuación 2:

$$A_t = \frac{\pi}{4} 0.017^2$$

$$A_t = 0.227 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

Sustituyendo esta área en la ecuación de la velocidad del fluido dentro de los tubos, ecuación 1.

$$V = \frac{(0.3) * \left(\frac{1}{994.68}\right)}{(0.227 \times 10^{-3}) * (7/1)}$$

$$V = 0.01898 \text{ m/s}$$

Mediante el empleo de la ecuación siguiente se calcula el área total de flujo para un paso:

$$A_t = \frac{\pi}{4} D_i^2 (N/n)$$

$$A_t = \frac{\pi}{4} 0.017^2 (7/1)$$

$$A_t = 1.5889 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

La velocidad másica está dada por:

$$G_t = \frac{\dot{m}}{A_t}$$

$$G_t = \frac{0.3}{1.5889 \times 10^{-3}}$$

$$G_t = 188.8097 \text{ kg/m}^2 * \text{s}$$

Se calcula el número de Reynolds en el interior de los tubos.

$$Re = \frac{D_i * G_t}{\mu}$$

$$Re = \frac{0.017 * 188.8097}{735.2 \times 10^{-6}}$$

$$Re = 4365.8391$$

Se calcula el número de Prandtl en el interior de los tubos.

$$Pr = \frac{Cp * \mu}{k}$$

$$Pr = \frac{4.174 * 735.2 \times 10^{-6}}{0.58}$$

$$Pr = 5.2909$$

Para el caso particular del agua a temperaturas moderadas circulando un en régimen llamado Zona de transición ($2100 < Re < 10000$) se ha sugerido la correlación que se indica a continuación para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor en el interior de los tubos.

$$\frac{h_i}{c * G_t} = 0.116 \left(\frac{Re^{0.66} - 125}{Re} \right) \left[1 + \left(\frac{D_i}{L} \right)^{0.66} \right] Pr^{-0.66} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

Sustituyendo valores y despreciando el factor $\left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$ que por lo general es bastante próximo a 1, se tiene:

$$\frac{h_i}{4174 * 188.8097} = 0.116 \left(\frac{4365^{0.66} - 125}{4365} \right) \left[1 + \left(\frac{0.017}{0.5} \right)^{0.66} \right] 5.2909^{-0.66}$$

$$h_i = 985.2977 \text{ W/m}^2 * K$$

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR DEL LADO DE LA CARCASA.

Según el equipo propuesto la superficie de transferencia de calor disponible es:

$$A_{prop} = \pi * D_o * N * L \quad (3)$$

Dónde:

- A_{prop} = Área del equipo propuesto (m^2).
- D_o = Diámetro externo de un tubo (m).
- N = Número total de tubos.
- L = Longitud del haz de tubos (m).

Sustituyendo:

$$A_{prop} = \pi * 0.019 * 7 * 0.50$$

$$A_{prop} = 0.2089 \text{ m}^2$$

Con el área propuesta la densidad de flujo de calor es:

$$q = \frac{\dot{Q}_{evap}}{A}$$

$$q = 48.5759 \text{ kW/m}^2$$

Según Palen, J.W y Small en su publicación Hydrocarbon Processing, Vol 43 N° 11, sugiere un método para diseñar de evaporadores o rebullidores; en dicho método se supone que el coeficiente de transferencia de calor para el fluido en ebullición fuera de tubos es la suma de dos contribuciones.

Una de ellas es la convección macroscópica, debida a la circulación del fluido a través del haz de tubos. Este es un mecanismo convectivo en el que el fluido está formado por líquido y vapor, a este coeficiente se le llamará h_{TP} . Superpuesto a este mecanismo existe un efecto de micro agitación, producido por el desprendimiento de burbujas en la superficie calefactora debido a la ebullición nucleada, a este coeficiente se le llama h_{NB} .

Sumando estos dos efectos el coeficiente externo total para la transferencia de calor por ebullición será:

$$h_o = h_{NB} + h_{TP} \quad (4)$$

Según Cao en su libro “Transferencia de calor en Ingeniería de procesos”, el efecto de micro agitación h_{NB} es mucho mayor que el de convección macroscópica h_{TP} , por lo que su valor se puede asumir normalmente entre $250 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ y $500 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

Para obtener un diseño del evaporador un tanto conservador se asumirá un valor de $300 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$.

La expresión para determinar la magnitud de h_{NB} está dado por:

$$h_{NB} = h_{NB1} * F_B * F_C \quad (5)$$

Dónde:

- h_{NB} = Coeficiente de transferencia de calor debido al desprendimiento de burbujas (componente microconvectivo) ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$).
- h_{NB1} = Coeficiente de transferencia de calor por ebullición para un tubo sumergido en un fluido similar al existente en el ebullición, y sometido a la misma densidad de flujo de calor ($\text{W/m}^2\cdot\text{K}$).
- F_b = Factor de corrección por la geometría del haz de tubos.

- F_C = Factor de corrección por rango de ebullición.

Al realizar un análisis de la ecuación anterior se puede determinar que h_{NB1} debe corregirse debido a que la ecuación que determina su valor está dada para un solo tubo; esto se hace con:

$$h_{NB1} = 0.00417 * p_c^{0.69} * q^{0.7} * F_p \quad (6)$$

Dónde:

- h_{NB1} = Coeficiente de transferencia de calor para un tubo sumergido en un fluido similar al existente en el ebullidor, y sometido a la misma densidad de flujo de calor ($W/m^2 * K$).
- p_c = Presión crítica del fluido en ebullición (Pa).
- q = Densidad de flujo de calor total considerando todos los mecanismos presentes (W/m^2).
- F_p = Factor de corrección por presión.

El factor de corrección por presión se calcula con:

$$F_p = 1.8 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{0.17} + 4 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{1.2} + 10 \left(\frac{p}{p_c} \right)^{10} \quad (7)$$

Nuevamente Palen, J.W y Small, sugiere considerar solo el primer término de este polinomio en el diseño de evaporadores. Esto da como resultado un factor de corrección levemente más pequeño que reduce el valor de h_{NB1} ayudando a obtener un diseño relativamente conservador.

CÁLCULO DEL FACTOR DE CORRECCIÓN POR PRESIÓN.

Conociendo que el evaporador trabajará a una presión absoluta de 3.169kPa y de tabla de datos para agua se obtiene el valor de su presión crítica que es de 22060kPa. Sustituyendo datos en ecuación 7.

$$F_p = 1.8 \left(\frac{3.169kPa}{22060kPa} \right)^{0.17}$$

$$F_p = 0.3999$$

CÁLCULO DEL VALOR DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR MICROCONVECTIVO PARA UN SÓLO TUBO.

Retomando el valor calculado de q , así como también de F_p y sustituyendo valores en la ecuación 6:

$$h_{NB1} = 0.00417 * (22060kPa)^{0.69} * (48.5759 kW/m^2)^{0.7} * 0.3999$$

$$h_{NB1} = 3159.8734 W/m^2 * K$$

CÁLCULO DEL FACTOR DE CORRECCIÓN POR GEOMETRÍA DEL HAZ DE TUBOS.

Dado que h_{NB1} representa el valor del coeficiente de transferencia de calor en su componente de micro agitación (debido al desprendimiento de burbujas) para un tubo único; se debe aplicar un factor de corrección dado como sigue:

$$F_b = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785D_b}{C_1 * \left(\frac{P_t}{D_o} \right)^2 * D_o} - 1 \right]^{0.75} \quad (8)$$

Dónde:

- F_b = Factor de corrección por la geometría del haz de tubos.
- D_b = Diámetro del círculo mínimo que contiene a todos los tubos.
- C_1 = Constante cuyo valor es 1 para arreglos en rombo y cuadrados, y 0.866 para arreglos en triángulo.
- P_t = Paso de tubos (distancia de centro a centro).
- D_o = Diámetro externo de cada tubo.

Retomando los parámetros geométricos del evaporador se sustituyen valores en la ecuación 8:

$$F_b = 1 + 0.1 \left[\frac{0.785 * 0.120}{0.866 * \left(\frac{0.024}{0.019}\right)^2 * 0.019} - 1 \right]^{0.75}$$

$$F_b = 1.2040$$

CÁLCULO DEL FACTOR DE CORRECCIÓN POR RANGO DE EBULLICIÓN.

Es importante aplicar este factor de corrección cuando existe un rango de ebullición en el líquido, es decir; cuando la temperatura de ingreso del líquido es distinta a la existente en el interior del evaporador:

$$F_c = \frac{1}{(1+0.023q^{0.15}B_R^{0.75})} \quad (9)$$

Dónde:

- F_c = Factor de corrección por rango de ebullición.
- q = Densidad de flujo de calor total.
- B_R =Rango de temperaturas de ebullición del fluido ($^{\circ}\text{C}$).

Es preciso aclarar que este factor también debe aplicarse en el caso cuando se tiene una mezcla de sustancias en ebullición. Ya que en el caso de mezclas los coeficientes de transferencia de calor son bastante menores debido a la aparición de efectos difusivos que generan resistencias al paso de calor a través de la sustancia misma, esto trae a cuenta la necesidad de conocer la temperatura de burbuja y rocío de la mezcla para sustituir el valor de B_R conveniente en la ecuación anterior.

Pero en este caso particular el factor de corrección por rango de ebullición no es aplicado, debido a que el vapor de agua proveniente de la válvula de estrangulamiento tiene la misma temperatura que a la salida con la única diferencia que a la entrada del evaporador se tiene vapor húmedo y a la salida del mismo se tiene vapor saturado; además es una sustancia pura.

CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR MICROCONVECTIVO.

Si se considera la ecuación 5 y se sustituyen los datos encontrados anteriormente se obtiene el valor de así:

$$h_{NB} = (3159.8734 \text{ W/m}^2 * K) * (1.2040) * (1)$$

$$h_{NB} = 3804.4875 \text{ W/m}^2 * K$$

Si $h_{TP} = 300 \text{ W/m}^2 * K$. Se tiene de la ecuación 4:

$$h_o = (3804.4875 \text{ W/m}^2 * K) + (300 \text{ W/m}^2 * K)$$

$$h_o = 4104.4875 \text{ W/m}^2 * K$$

VERIFICACIÓN DEL ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Se debe determinar un valor prudente para el valor de la resistencia de ensuciamiento R_f , en este caso se tomará el valor de resistencia de ensuciamiento que se tomo en el diseño del intercambiador del banco de pruebas de intercambio de calor el cual era de $0.000352 \text{ m}^3 * K/W$. Con este valor; y los coeficientes de transferencia de calor del lado de la carcasa, y del lado de los tubos se calcula el coeficiente global de transferencia de calor mediante el empleo de la siguiente ecuación:

$$U_D = \left[\frac{1}{h_{io}} + \frac{1}{h_o} + R_f \right]^{-1}$$

$$U_D = \left[\frac{1}{1553.5582} + \frac{1}{4104.4875} + 0.000352 \right]^{-1}$$

$$U_D = 854.7718 \text{ W/m}^2 * K$$

Calculando el área de transferencia de calor requerida con la ecuación siguiente:

$$A_{req} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{F_t * DMLT * U_D}$$

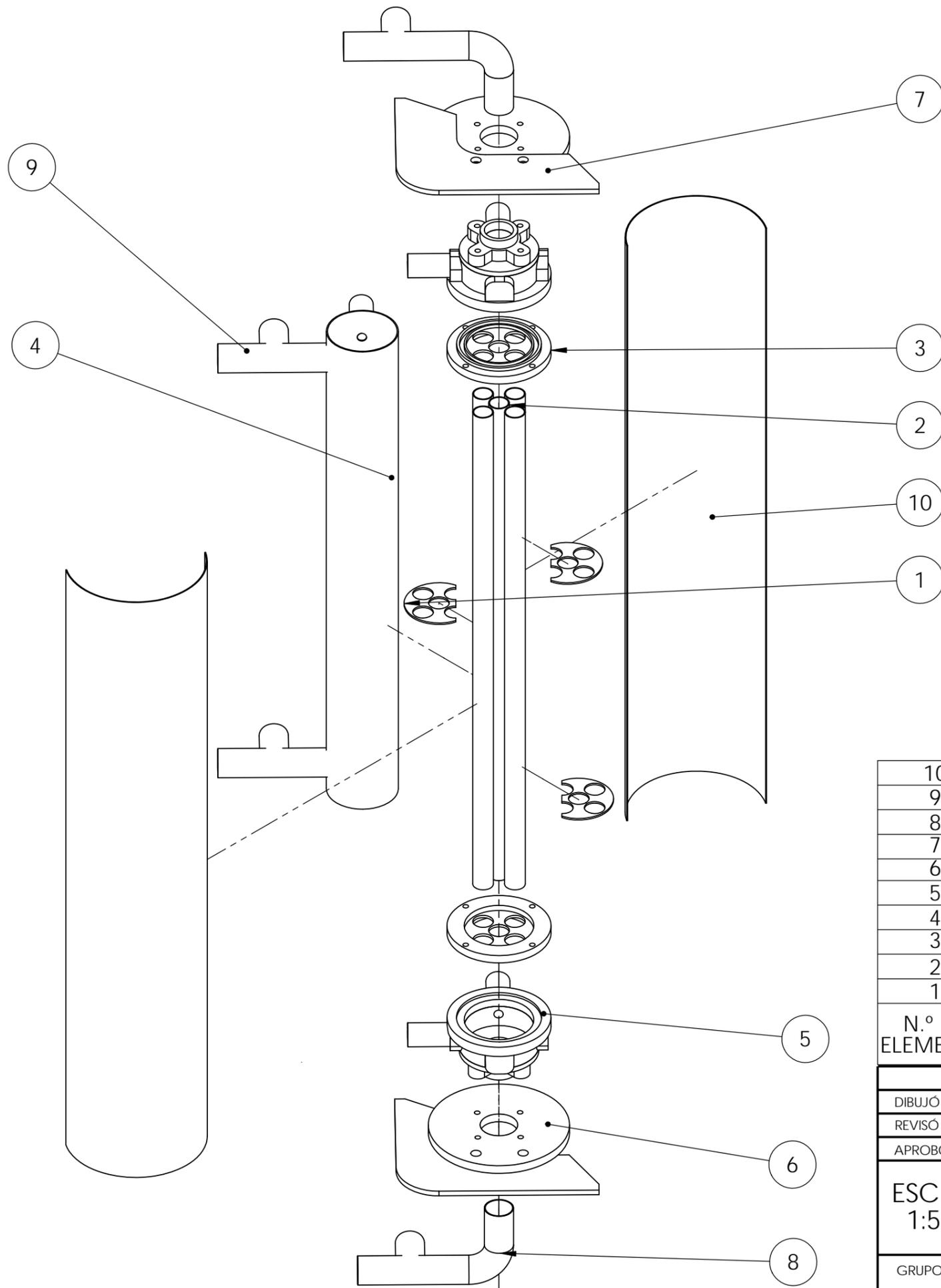
$$A_{req} = \frac{10.1475}{(1) * (8.3725) * (854.7718)}$$

$$A_{req} = 0.1895m^2$$

Si se hace una comparación entre las áreas del equipo propuesto y del área necesaria o requerida, se puede evidenciar que el equipo propuesto tiene un exceso de área ligeramente mayor; lo cual no parece mucho, sin embargo; al revisar detenidamente todos los cálculos precedentes, se verificará que se ha hecho un diseño conservador al haber aplicado algunos criterios de diseño.

Retomando la comparación entre las áreas requeridas y propuestas, se puede tener la certeza que el equipo propuesto es considerado como satisfactorio para cumplir con las exigencias del trabajo, ya que el material de los tubos posee ligeros defectos de superficie, lo cual favorece la nucleación y desprendimiento de burbujas mejorando así el coeficiente de transferencia de calor del lado de la carcasa.

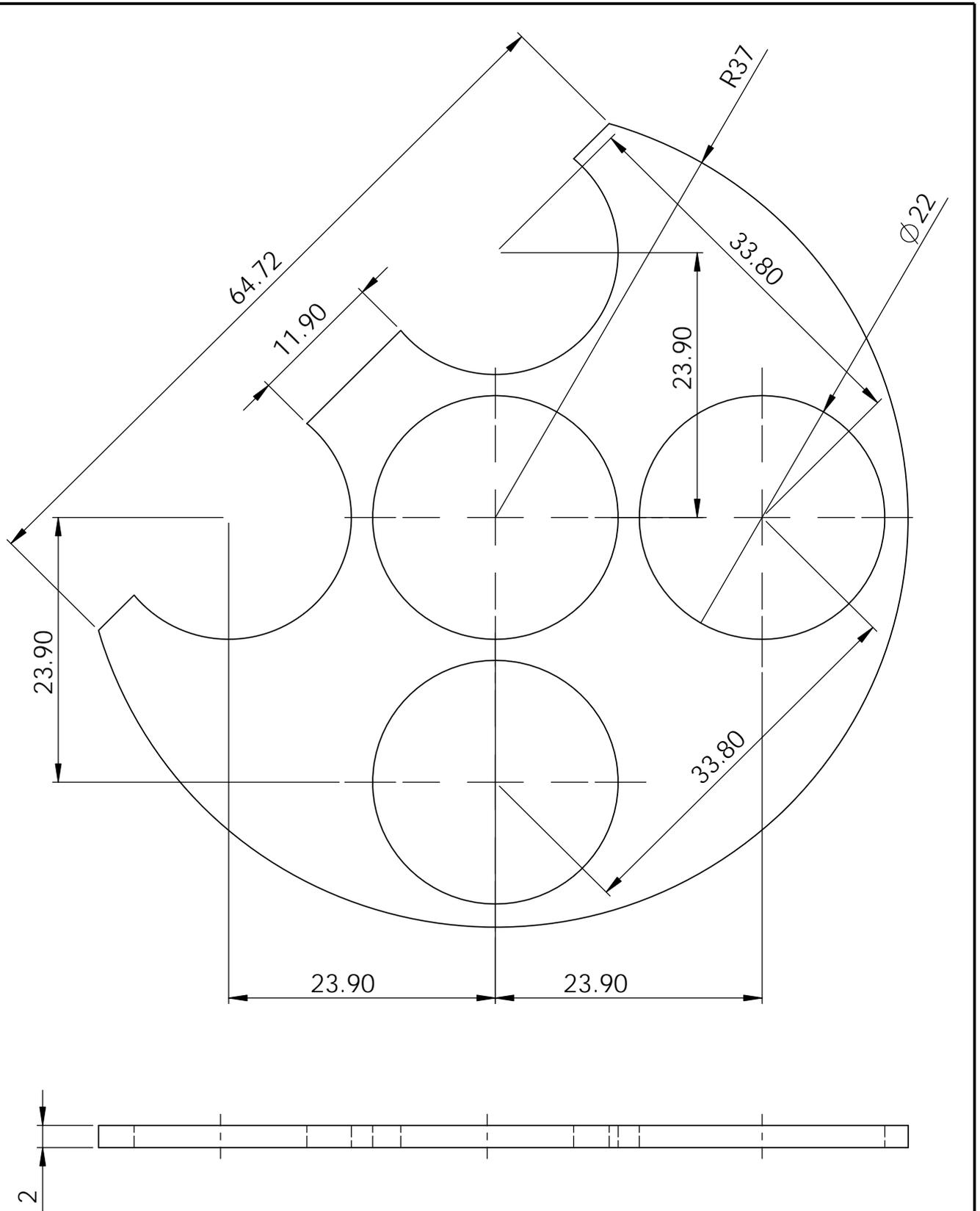
**ANEXOS B: PLANOS CONSTRUCTIVOS DEL
INTERCAMBIADOR DE CALOR**



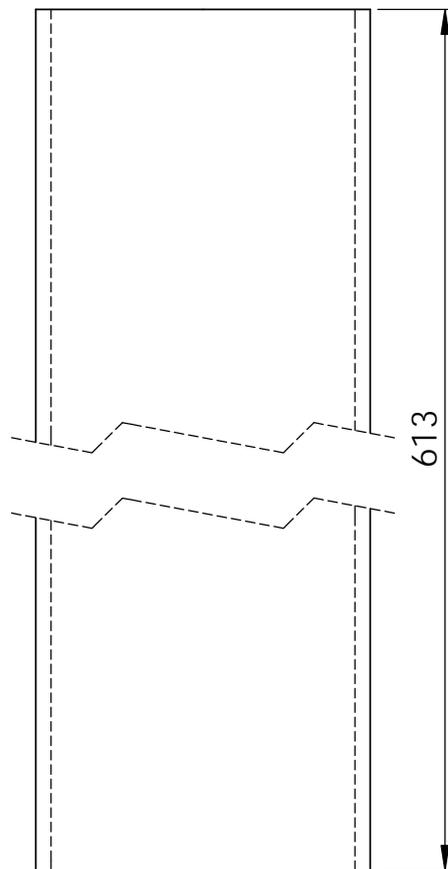
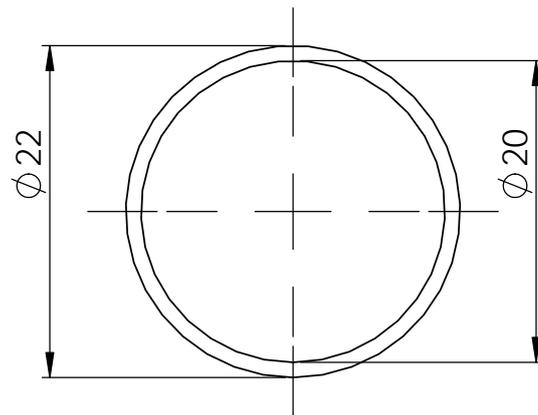
10	Lámina Protectora		2
9	Terminal		2
8	Terminal Lateral		2
7	Base Soporte		2
6	Disco Soporte		2
5	Cabezal		2
4	Coraza		1
3	Tapadera		2
2	Tubo		5
1	Deflector		3
N.º DE ELEMENTO	NOMBRE DE LAPIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD

	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	18/03/13	AYALA, PINEDA, RODRIGUEZ		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		

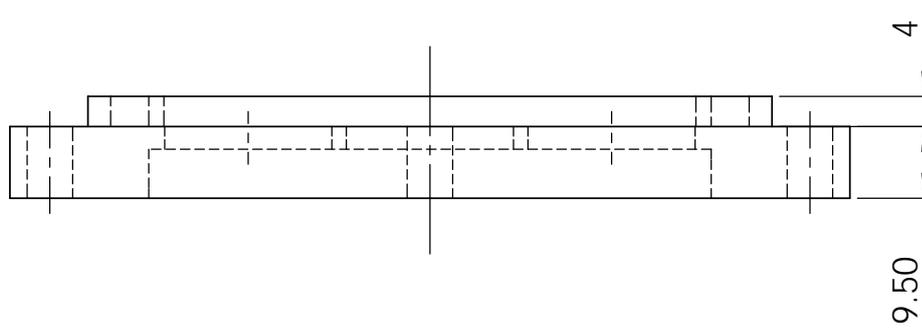
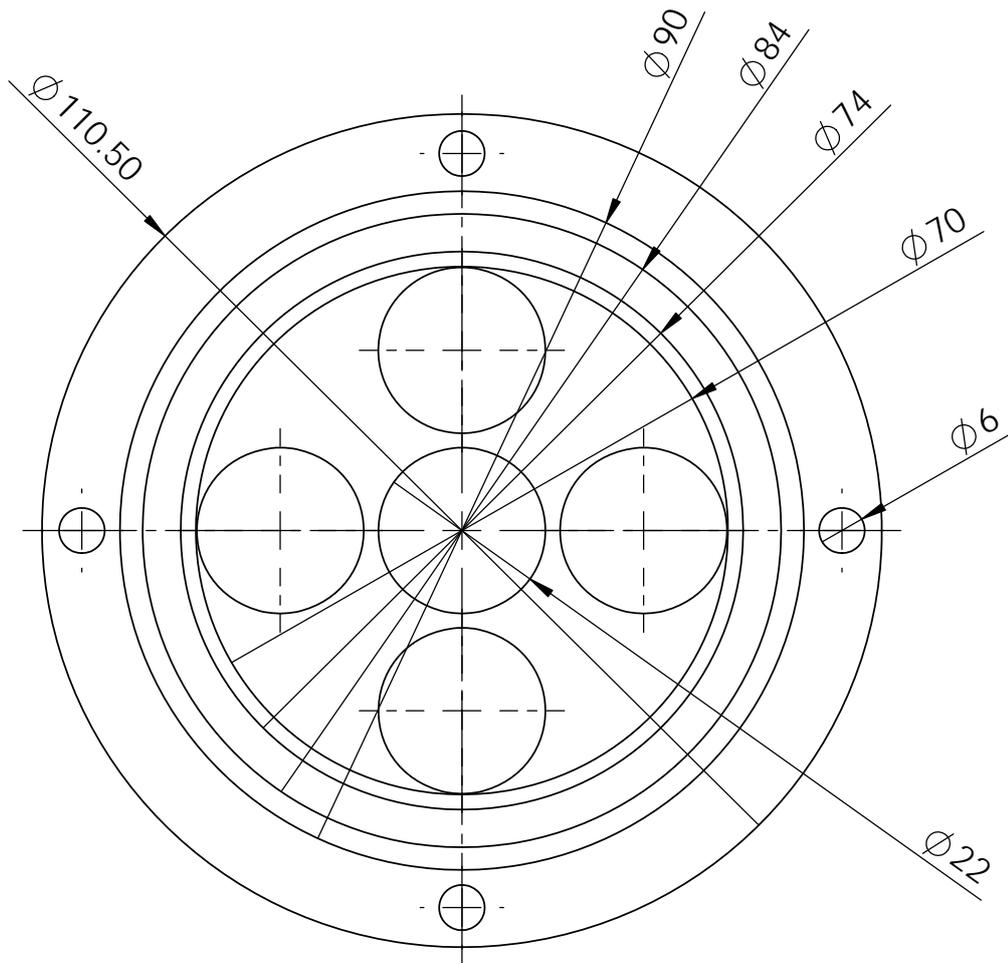
ESC.: 1:5	Intercambiador de Calor	DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO:		HOJA 1 DE 1



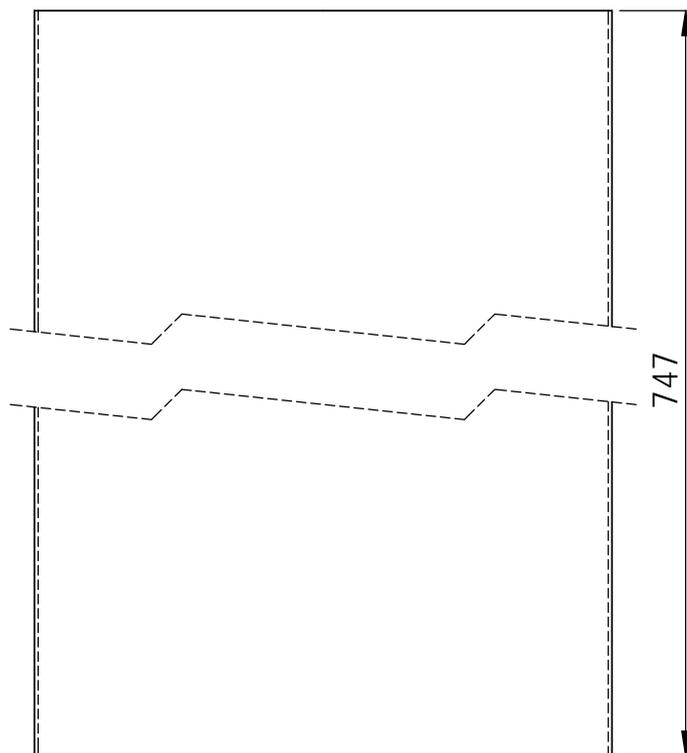
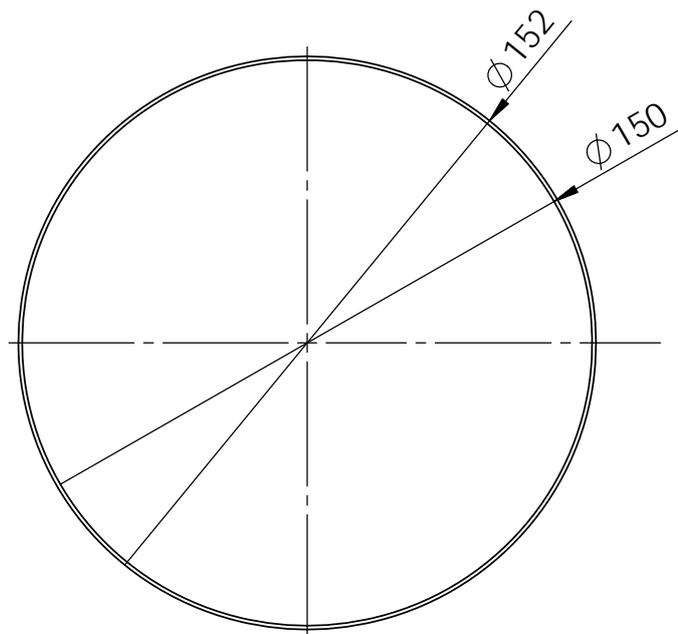
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	14/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 2:1	Deflector			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 1 DE 10



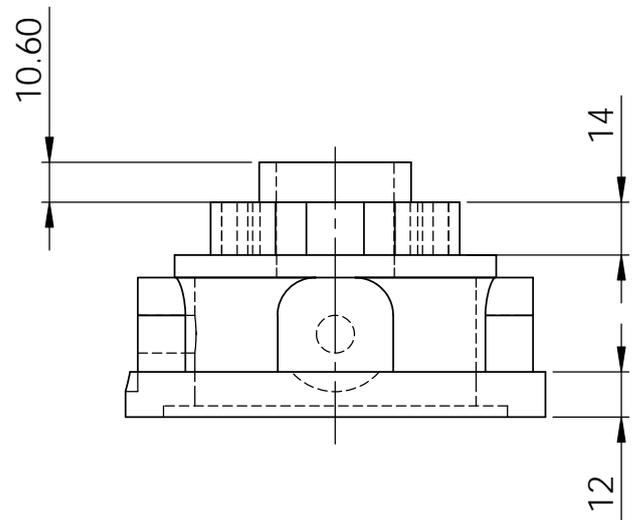
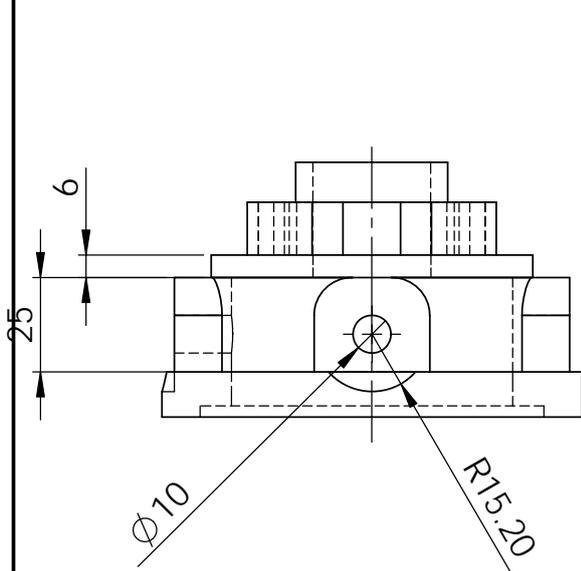
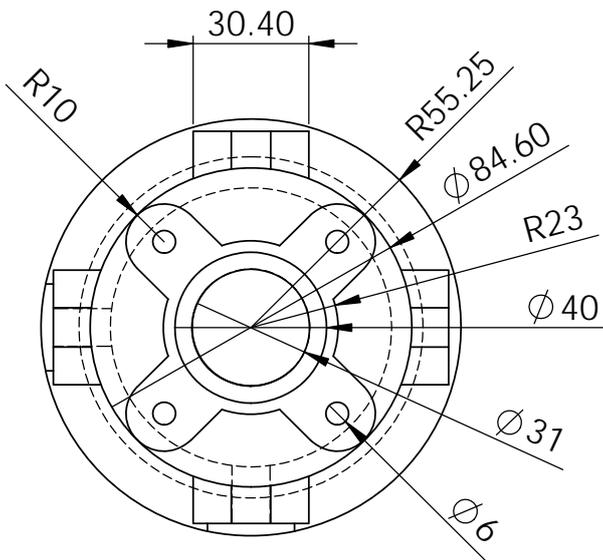
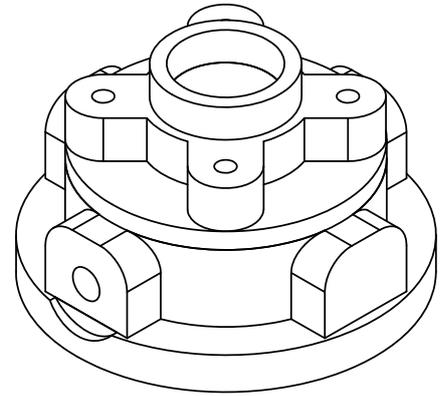
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	14/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 2:1	Tubos			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 2 DE 10



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	15/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:1	Tapadera			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 3 DE 10



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	14/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:2	Coraza			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 4 DE 10



	FECHA	NOMBRE	FIRMA
DIBUJÓ	15/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.	
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN	
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN	

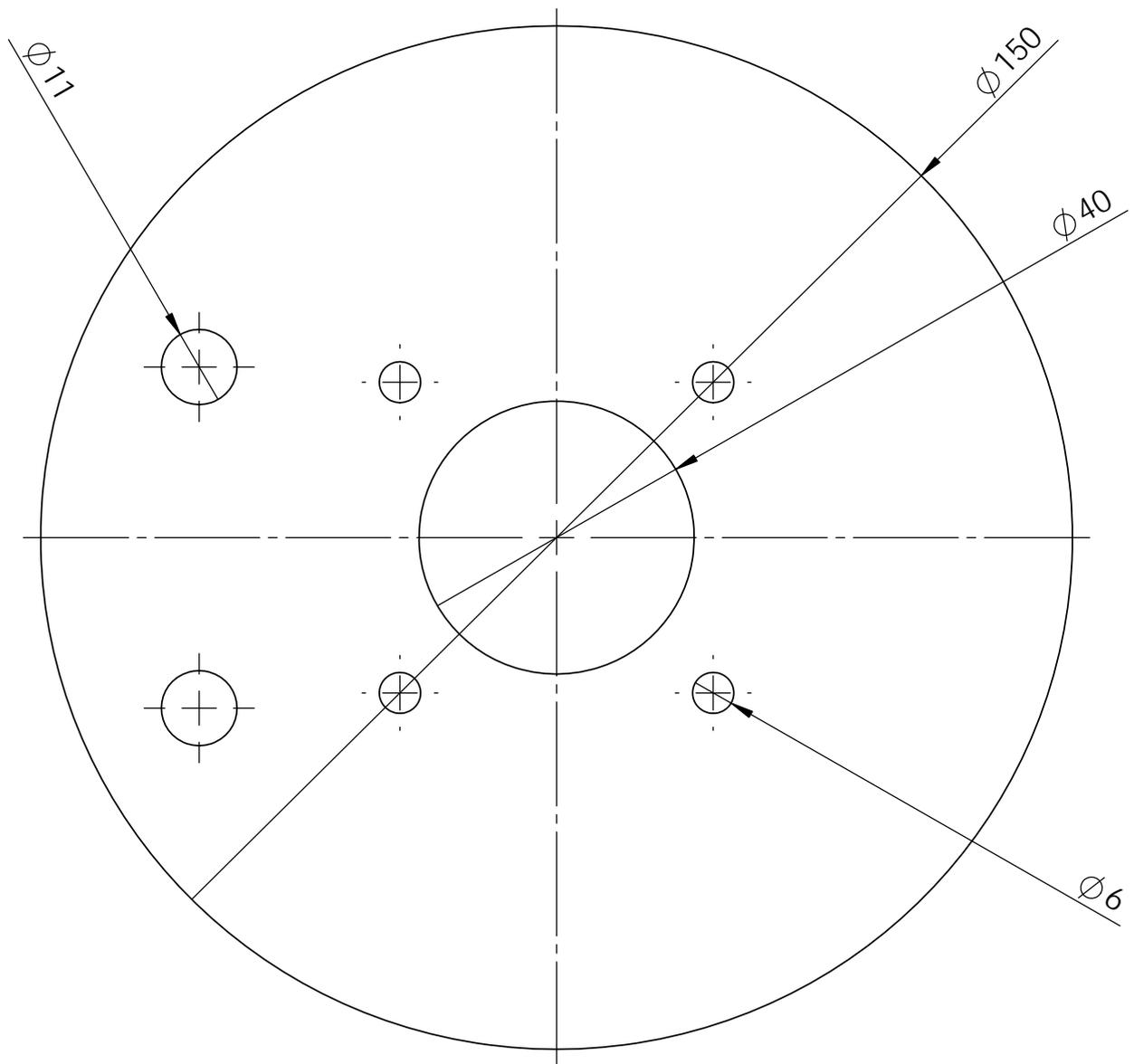
UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR
 FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
 ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA
 TRABAJO DE GRADUACIÓN

ESC.:
1:2

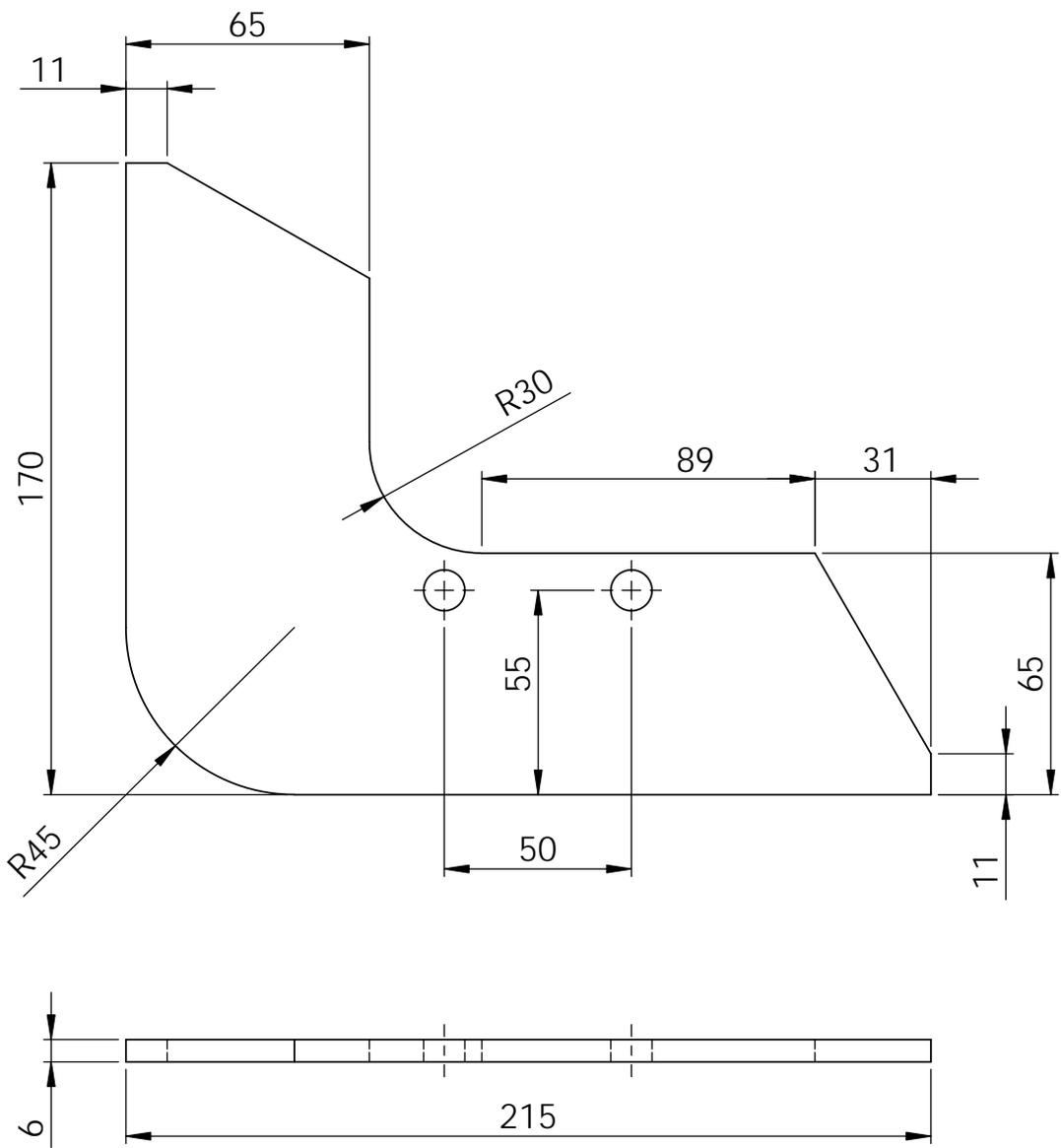
Cabezal

DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE
 UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA
 DESARROLLAR PRÁCTICAS DE
 INTERCAMBIO DE CALOR

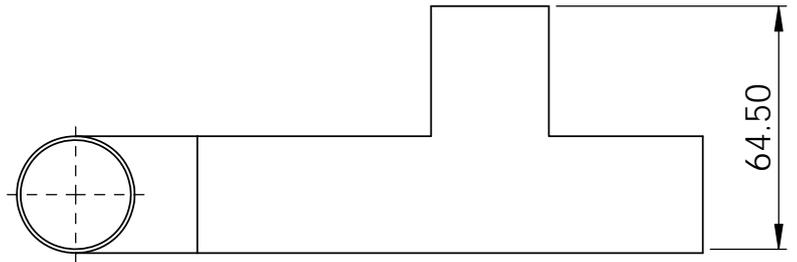
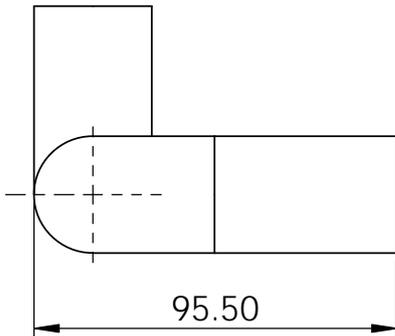
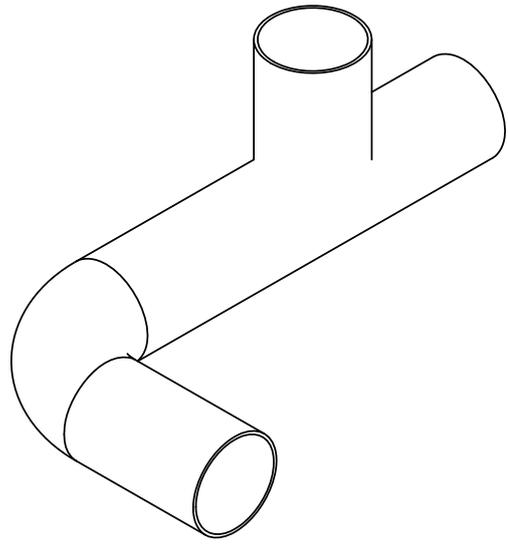
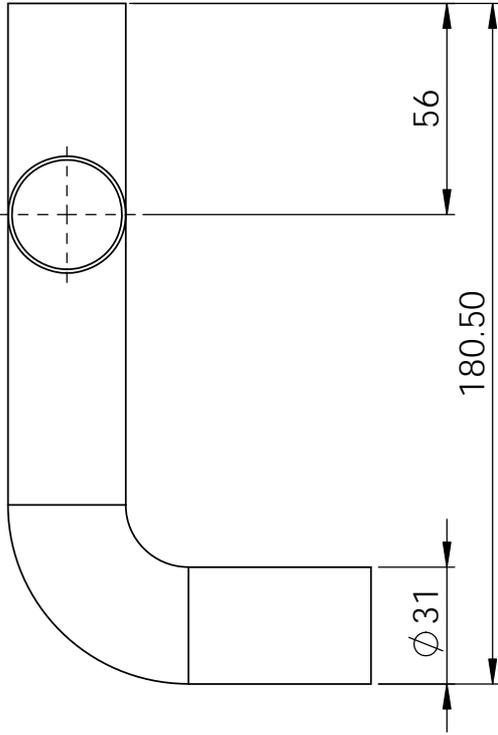
GRUPO:
1



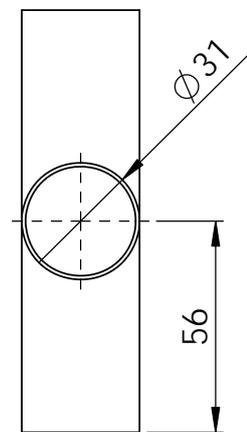
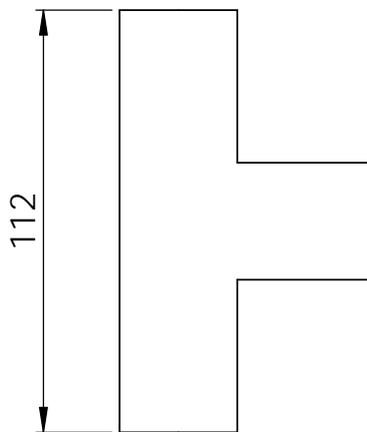
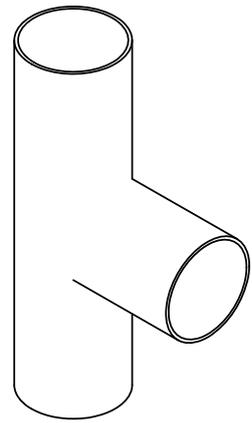
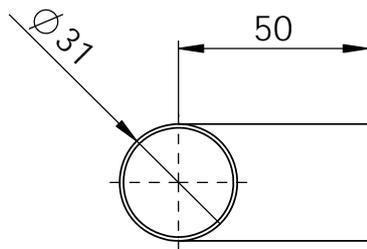
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	18/03/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:1	Disco de Soporte			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 6 DE 10



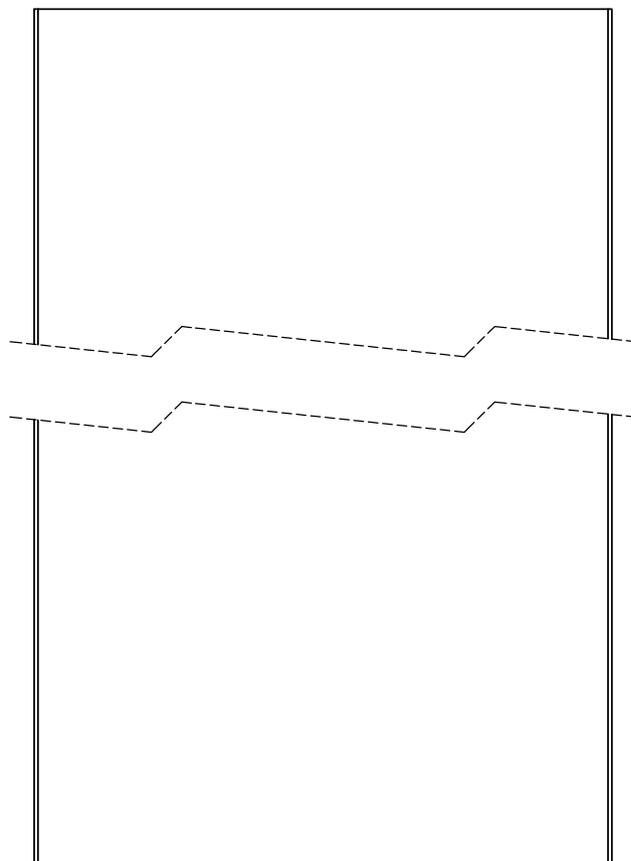
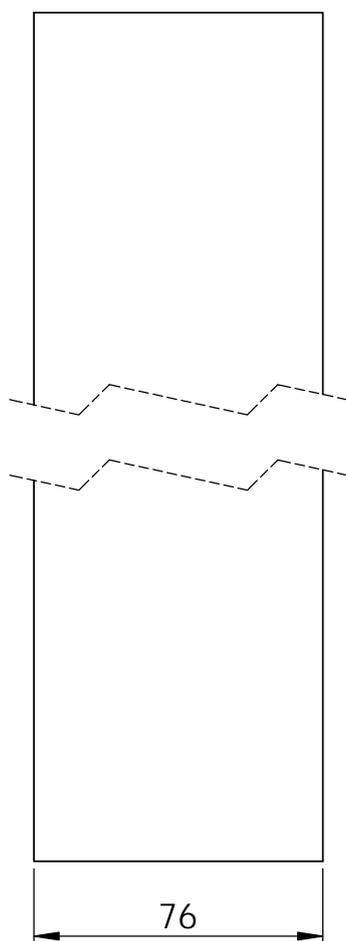
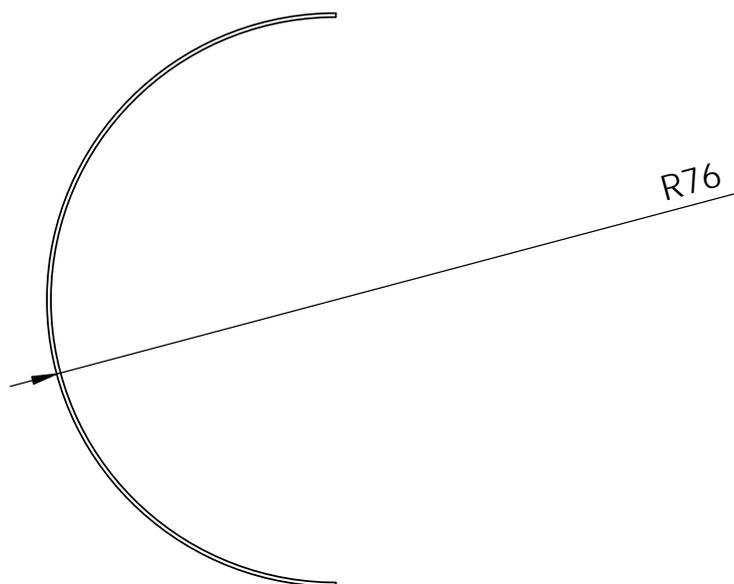
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	16/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:2	Base Soporte			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 7 DE 10



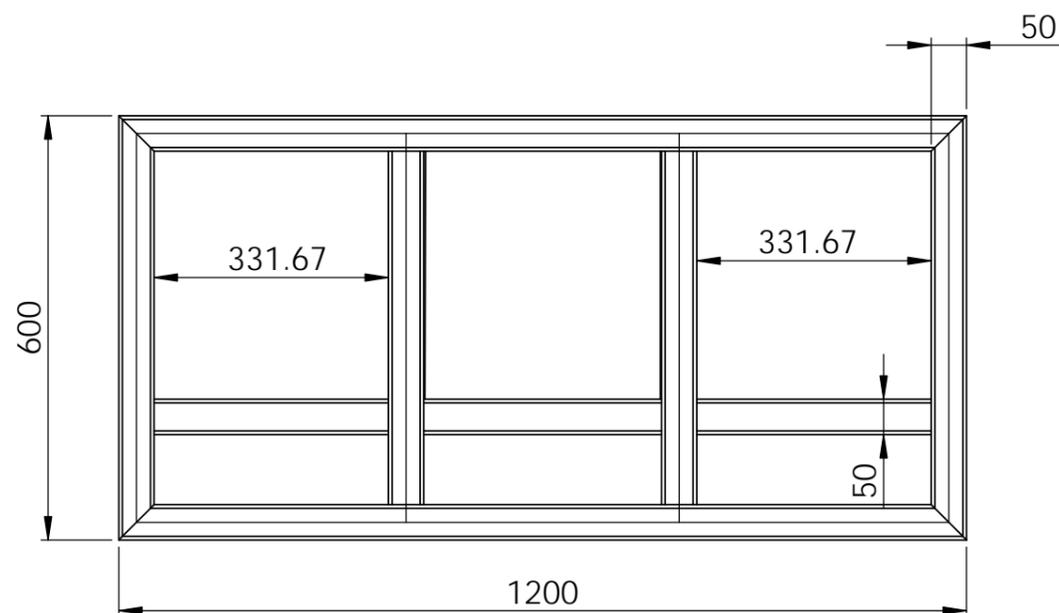
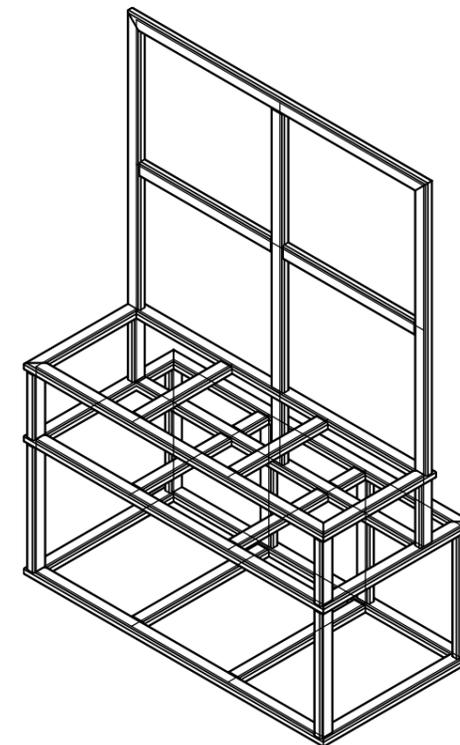
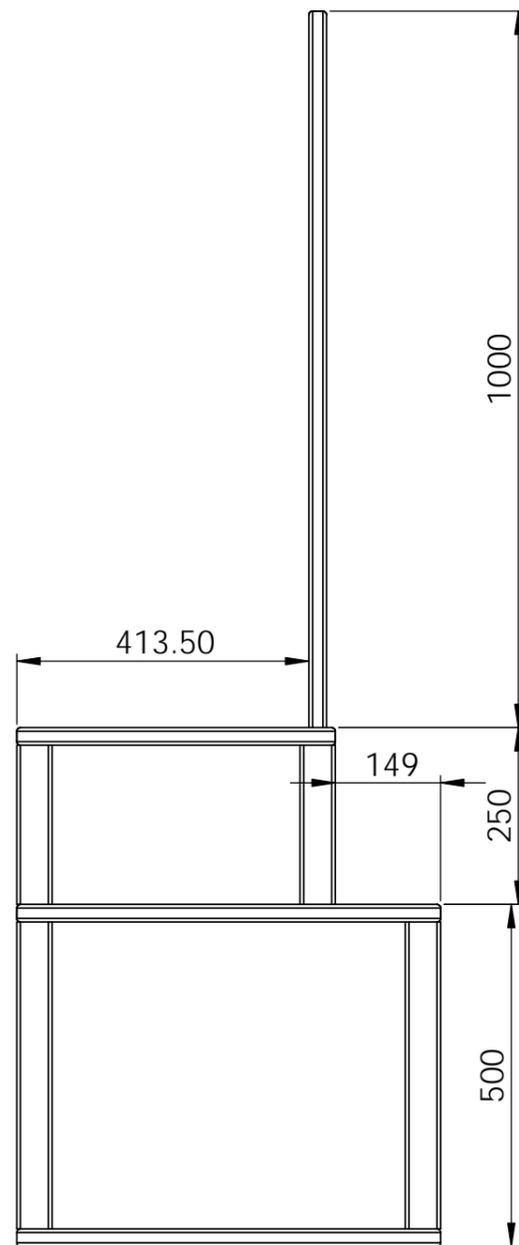
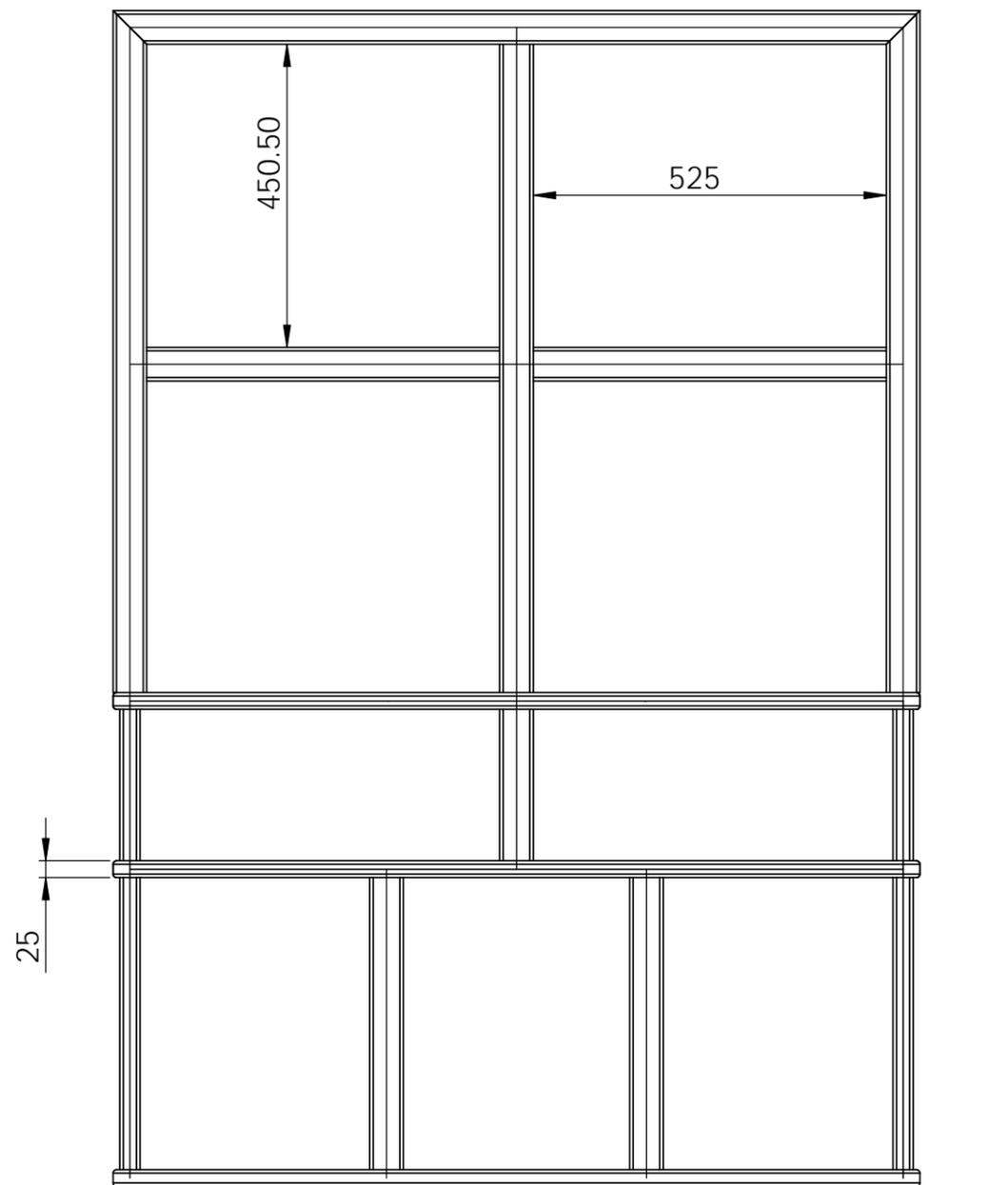
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	15/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:2	Terminal Lateral			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 8 DE 10



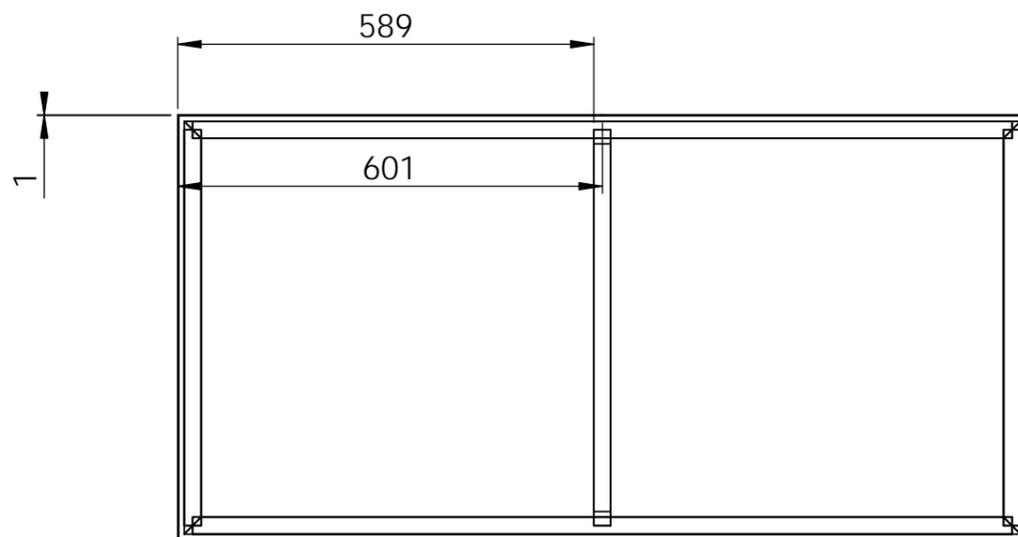
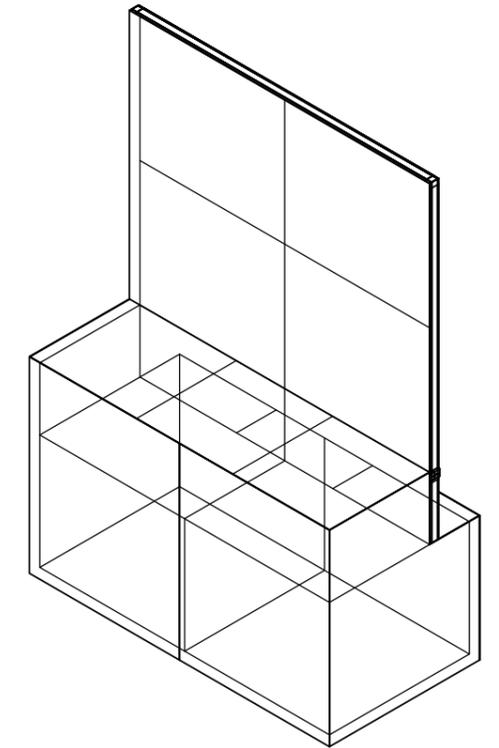
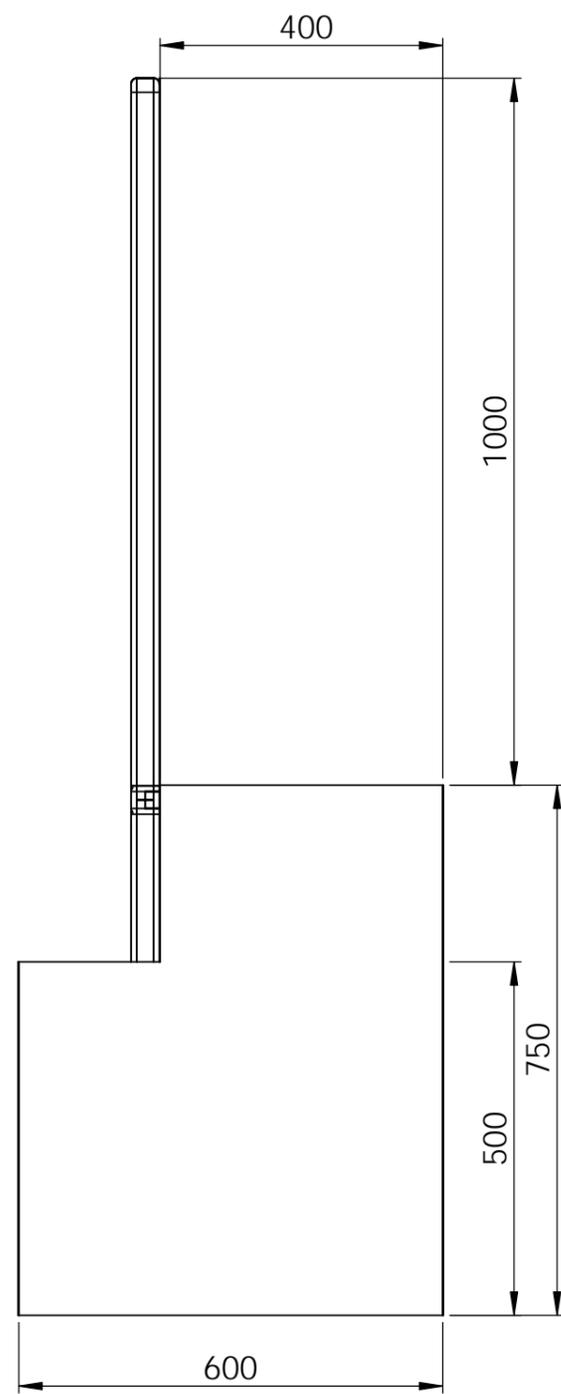
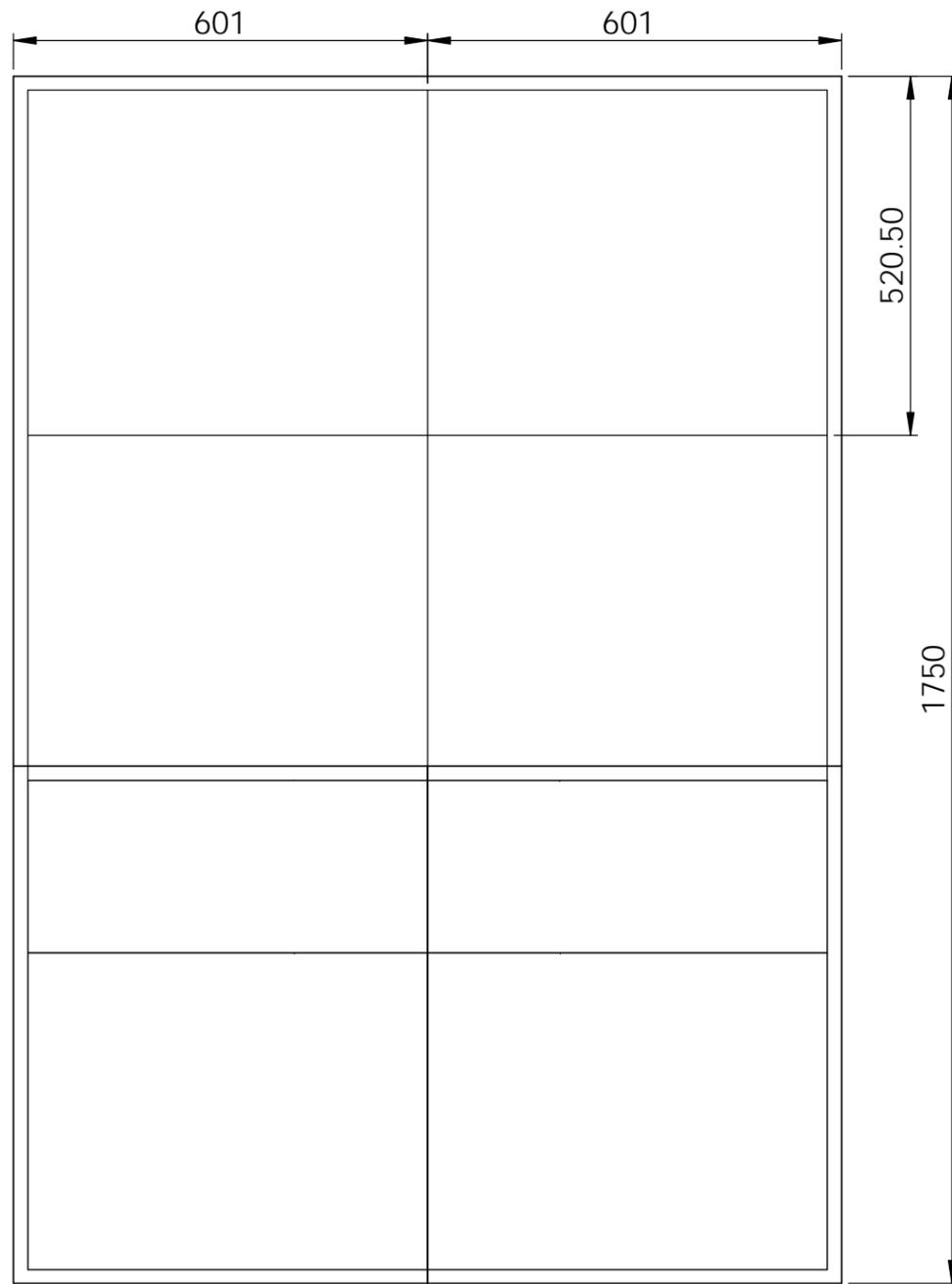
	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	16/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:2	Terminal			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 9 DE 10



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	16/08/13	AYALA, PINEDA, RODRÍGUEZ.		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:2	Lámina Protectora			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 1				HOJA 10 DE 10



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	18/03/13	AYALA, PINEDA, RODRIGUEZ		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:10	Estructura del banco			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 2				HOJA 1 DE 2



	FECHA	NOMBRE	FIRMA	UNIVERSIDAD DE EL SALVADOR FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA TRABAJO DE GRADUACIÓN
DIBUJÓ	18/03/13	AYALA, PINEDA, RODRIGUEZ		
REVISÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
APROBÓ		ING. FRANCISCO DE LEÓN		
ESC.: 1:10	Banco estructural			DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE UN EQUIPO DIDÁCTICO PARA DESARROLLAR PRÁCTICAS DE INTERCAMBIO DE CALOR
GRUPO: 2				HOJA 2 DE 2