



**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DE
CHIMBORAZO**

**FACULTAD DE MECÁNICA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA**

**“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN
INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y
TUBOS PARA LABORATORIO DE TÉRMICAS DE
LA FACULTAD DE MECÁNICA”**

CUADRADO MAZÓN KARINA CECILIA

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de:
INGENIERA MECÁNICA

RIOBAMBA – ECUADOR

2010

Espoch

Facultad de Mecánica

CERTIFICADO DE APROBACIÓN DE TESIS

CONSEJO DIRECTIVO

Octubre, 25 de 2010

Yo recomiendo que la Tesis preparada por:

KARINA CECILIA CUADRADO MAZÓN

Titulada:

“DISEÑO, CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS PARA LABORATORIO DE TÉRMICAS DE LA FACULTAD DE MECÁNICA”

Sea aceptada como parcial complementación de los requerimientos para el Título de:

INGENIERA MECÁNICA

Ing. Geovanny Novillo A.
DECANO DE LA FAC. DE MECÁNICA

Nosotros coincidimos con esta recomendación:

Ing. Ramiro Valenzuela S.
DIRECTOR DE TESIS

Ing. Gilberto Zabala N.
ASESOR DE TESIS

Ing. Jorge Lema M.
ASESOR DE TESIS

CERTIFICADO DE EXAMINACIÓN DE TESIS

NOMBRE DEL ESTUDIANTE: KARINA CECILIA CUADRADO MAZÓN

TÍTULO DE LA TESIS: “DISEÑO CONSTRUCCIÓN Y PRUEBAS DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CARCASA Y TUBOS PARA LABORATORIO DE TÉRMICAS DE LA FACULTAD DE MECÁNICA”

Fecha de Examinación: Octubre, 25 de 2010

RESULTADO DE LA EXAMINACIÓN:

COMITÉ DE EXAMINACIÓN	APRUEBA	NO APRUEBA	FIRMA
ING. GEOVANNY NOVILLO A. (Presidente Trib. Defensa)			
ING. RAMIRO VALENZUELA S. (Director de Tesis)			
ING. GILBERTO ZABALA N. (Asesor)			
ING. JORGE LEMA M. (Asesor)			

* Más que un voto de no aprobación es razón suficiente para la falla total.

RECOMENDACIONES: _____

El Presidente del Tribunal quien certifica al Consejo Directivo que las condiciones de la defensa se han cumplido.

f) Presidente del Tribunal

DERECHOS DE AUTORÍA

El trabajo de grado que presento, es original y basado en el proceso de investigación y/o adaptación tecnológica establecido en la Facultad de Mecánica de la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo. En tal virtud, los fundamentos teóricos - científicos y los resultados son de exclusiva responsabilidad de la autora. El patrimonio intelectual le pertenece a la Escuela Superior Politécnica de Chimborazo.

f) Karina Cecilia Cuadrado Mazón

AGRADECIMIENTO

A Dios, por la vida prestada y por todas las bendiciones que me da día con día, a mis padres por su amor incondicional y por haberme formado con el buen ejemplo, a mis hermanos y hermana por su apoyo y confianza, a mis sobrinos por esa luz de esperanza, a mi abuelita por ese ejemplo de valentía, a mis amigos y demás familia por la compañía y palabras de aliento y a mis profesores por formarme académicamente.

DEDICATORIA

A DIOS

A MIS PADRES

A MIS HERMANOS

A MIS SOBRINOS

A MI ABUELITA

TABLA DE CONTENIDOS

<u>CAPÍTULO</u>	<u>PÁGINA</u>
1 GENERALIDADES.....	1
1.1 Antecedentes.....	1
1.2 Justificación.....	1
1.3 Objetivos.....	2
1.3.1 Objetivo general.....	2
1.3.2 Objetivos específicos.....	2
2. MARCO TEÓRICO.....	3
2.1 Generalidades.....	3
2.1.1 Transferencia de calor por conducción.....	3
2.1.2 Transferencia de calor por convección.....	8
2.1.2.1 Coeficiente de transferencia de calor por convección.....	9
2.1.2.2 Relaciones empíricas para la transferencia de calor.....	14
2.1.3 Intercambiadores de calor.....	19
2.1.3.1 Tipos de intercambiadores de calor.....	20
2.2 Intercambiadores de calor de coraza y tubos.....	22
2.2.1 Usos de los intercambiadores de coraza y tubos.....	22
2.2.2 Tipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos.....	23
2.2.2.1 Intercambiador de cabezal flotante interno (tipo AES).....	24
2.2.2.2 Intercambiador de lámina y tubo fijo (tipo BEM).....	25
2.2.2.3 Intercambiador de cabezal flotante exterior (tipo AEP).....	26
2.2.2.4 Intercambiador de cabezal y tubos integrados (tipo CFU).....	26

2.2.2.5	Rehervidor de caldera (tipo AKT).....	27
2.2.2.6	Condensador de flujo dividido (tipo AJW).....	27
2.2.3	Tubos.....	28
2.2.4	Coraza.....	29
2.2.4.1	Tipos de corazas.....	30
2.2.5	Espejos.....	31
2.2.6	Deflectores.....	32
2.3	Diseño de un intercambiador de calor.....	32
2.3.1	Diseño térmico.....	33
2.3.1.1	Método de la diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD.....	35
2.3.1.2	Coefficiente global de transferencia de calor U.....	37
2.3.1.3	Coefficiente de transferencia de calor en la coraza, hs.....	41
2.3.1.4	Método de la efectividad - número de unidades de transferencia de calor NTU.....	47
2.3.2	Diseño hidráulico.....	48
2.3.3	Correlaciones para un banco de tubos ideal.....	51
2.3.4	Diseño mecánico.....	53
2.3.4.1	Coraza.....	54
2.3.4.2	Tubos.....	55
2.3.4.3	Espejo.....	55
2.3.4.4	Tapas.....	58
3.	DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR.....	60
3.1	Generalidades.....	60
3.2	Selección de materiales.....	60
3.3	Diseño térmico.....	62
3.3.1.	Datos de entrada necesarios para los cálculos.....	62
3.3.1.1	Datos geométricos del intercambiador de calor.	63
3.3.1.2	Temperaturas.....	65
3.3.1.3	Información del proceso al lado de la coraza.....	65

3.3.1.4	Información del proceso al lado de los tubos.....	67
3.3.1.5	Información adicional.....	68
3.3.2	Estimación del flujo de calor requerido, q_{req}	69
3.3.3	Cálculo de la LMTD.....	69
3.3.4	Cálculo del área de transferencia de calor.....	70
3.3.5	Evaluación del diseño térmico.....	71
3.3.5.1	Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor h_s y h_t	71
3.3.5.2	Conclusión del diseño térmico.....	77
3.4	Diseño hidráulico.....	79
3.5	Diseño mecánico.....	84
3.5.1	Espesor de la coraza.....	85
3.5.2	Espesor de los tubos.....	86
3.5.3	Acoples.....	87
3.5.4	Espesor del espejo.....	87

4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS..... 91

4.1	Generalidades.....	91
4.2	Construcción del intercambiador de calor.....	91
4.2.1	Fabricación del espejo y deflectores.....	91
4.2.2	Fabricación del haz de tubos.....	93
4.2.3	Ensamblaje del haz de tubos: tubos en u, deflectores, espejo...	94
4.2.4	Fabricación de la coraza y el canal.....	95
4.2.5	Ensamblaje del intercambiador: coraza, canal y haz de tubos.....	97
4.3	Construcción del bastidor soporte.....	97
4.4	Indicador digital de temperatura.....	99
4.5	Herramientas, máquinas herramientas y materiales utilizados.....	99
4.5.1	Intercambiador de calor.	99
4.5.2	Indicador digital de temperatura.....	100
4.5.3	Bastidor soporte.....	101

4.6	Montaje del intercambiador de calor.....	101
4.6.1	Válvulas.....	102
4.6.2	Conexiones y neoplos.....	103
4.6.3	Montaje.....	105
5.	PRUEBAS EXPERIMENTALES.....	106
5.1	Generalidades.....	106
5.2	Equipos e instrumentación.....	106
5.3	Procedimiento.....	110
5.4	Tabulación de resultados.....	112
5.4	Eficiencia del intercambiador de calor.....	120
5.5	Análisis de resultados.....	123
6.	COSTOS.....	126
6.1	Generalidades.....	126
6.2	Costos directos.....	126
6.3	Costos indirectos.....	129
6.4	Costo total del equipo.....	130
7.	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	131
7.1	Conclusiones.....	131
7.2	Recomendaciones.....	133

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BIBLIOGRAFÍA

LINKOGRAFÍA

ANEXOS

PLANOS

LISTA DE TABLAS

<u>TABLA</u>		<u>PÁGINA</u>
I.	Constantes C y n para cilindros circulares.....	15
II.	Constantes C y n para cilindros no circulares.....	15
III.	Correlación de Grimson modificada para transferencia de calor en haces de tubos de 10 filas o más.	18
IV.	Factor de corrección para n filas de profundidad.	18
V.	Descripción de los componentes principales de los intercambiadores de calor de coraza y tubos.	25
VI.	Coefficientes de correlación para j_i y f_i	52
VII.	Espesor nominal de la placa divisora de pasos.....	55
VIII.	Datos del tubo para la coraza.	61
IX.	Datos de la tubería de cobre seleccionada.	61
X.	Resultado de iteraciones para ajuste de h_s y h_t	77
XI.	Áreas reales de transferencia de calor.	78
XII.	Resultado de iteraciones para ajuste de T_{a2}	79
XIII.	Características de los componentes y esfuerzo máximo disponible de los materiales.....	85
XIV.	Determinación del primer valor de caudal.....	112
XV.	Resultados de las pruebas del intercambiador a 0,2842 lt/s.....	113
XVI.	Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a 0,2842 lt/s.....	113
XVII.	Determinación del segundo valor de caudal.....	115
XVIII.	Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a 0,3177 lt/s.....	116
XIX.	Determinación del tercer valor de caudal.....	116
XX.	Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a 0,3567 lt/s.....	116
XXI.	Determinación del cuarto valor de caudal.....	117
XXII.	Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a 0,4064 lt/s.....	117
XXIII.	Determinación del quinto valor de caudal.....	118
XXIV.	Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a 0,4683 lt/s.....	118
XXV.	Temperatura vs. caudal-agua.....	119
XXVI.	Caudal de Condensado vs. Caudal de Agua.....	120
XXVII.	Eficiencia del intercambiador de calor en las 5 diferentes pruebas.....	122
XXVIII.	Temperatura de salida del agua teórica-práctica.....	123

XXIX.	Determinación del coeficiente global de transferencia de calor U (práctico)	124
XXX.	Coeficiente global de transferencia de calor U teórico-práctico.....	124
XXXI.	Caudal de condensado teórico-práctico.....	125
XXXII.	Costo de materiales para el intercambiador de calor.....	126
XXXIII.	Costo de materiales para el bastidor soporte.....	127
XXXIV.	Costo de materiales para el medidor digital de temperaturas.....	127
XXXV.	Costo de accesorios para la instalación.....	128
XXXVI.	Costos por máquinas y herramientas.....	128
XXXVII.	Costos por mano de obra.....	129
XXXVIII.	Costos por transporte.....	129
XXXIX.	Total costos directos.....	129
XL.	Costos indirectos.....	130
XLI.	Costo total del equipo.....	130

LISTA DE FIGURAS

<u>FIGURA</u>		<u>PÁGINA</u>
2.1	Asociación de la transferencia de calor por conducción con la difusión de energía debida a la actividad molecular.....	4
2.2	Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción.....	5
2.3	Muro plano.....	6
2.4	Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie.....	7
2.5	Proceso de convección.....	9
2.6	Esquema de un banco de tubos con arreglo en línea.....	16
2.7	Esquema de un banco de tubos con arreglo alternado.....	17
2.8	Intercambiador de calor flotante interno.....	24
2.9	Intercambiador de lámina y tubo fijo.....	25
2.10	Intercambiador de cabezal flotante exterior.....	26
2.11	Intercambiador de cabezal y tubos integrados.....	26
2.12	Rehervidor de caldera.....	27
2.13	Condensador de flujo dividido.....	27
2.14	Disposiciones comunes para los tubos de intercambiadores.....	28
2.15	Tipos de corazas.....	30
2.16	Detalle de deflector segmentado.....	32
2.17	Proceso de diseño de un intercambiador de calor.....	33
2.18	Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador.....	35
2.19	Transmisión de calor entre la cámara de combustión y el agua de una caldera con incrustaciones calcáreas.....	39
2.20	Relaciones geométricas básicas del deflector.....	43
2.21	Esquema de la distribución de los deflectores.....	46
2.22	Definiciones de la longitud del tubo.....	47
2.23	Región de flujo entre deflectores.....	49
2.24	Región de flujo en ventanas del deflector.....	49
2.25	Región de flujo en los espacios de entrada y salida del deflector.....	51
2.26	Soporte simple del espejo para tubos en U.....	56
2.27	Tapas abombadas.....	58
3.1	Dimensiones de la brida usada en acoples de coraza y canal.....	87
4.1	Espejo y deflector.....	92

4.2	Codos de cobre 90°; tubos soldados.....	93
4.3	Tubos en U, mediano y grande.....	94
4.4	Ensamblaje del haz de tubos.....	94
4.5	Elementos constitutivos de la coraza.....	95
4.6	Elementos constitutivos del canal.....	96
4.7	Coraza pintada.....	97
4.8	Intercambiador de calor de coraza y tubos terminado.....	97
4.9	Bastidor soporte.....	98
4.10	Indicador de temperaturas.	99
4-11	Válvula de globo.....	102
4.12	Válvula de bola.....	102
4.13	Válvula de compuerta.....	103
4.14	Codo 90°, HN y HG.....	103
4.15	Tee, HN y HG.....	104
4.16	Universal, HN y HG.....	104
4.17	Unión, HN.....	104
4.18	Bushing, HN y HG.....	104
4.19	Neplos.....	105
4.20	Montaje del intercambiador de calor.....	105
5.1	Caldera.....	106
5.2	Manómetro.....	107
5.3	Junta de expansión (rabo de chancho)	107
5.4	Trampa de vapor.....	107
5.5	Manguera de alta presión.....	108
5.6	Medidor de agua.....	108
5.7	Indicador digital de temperatura.....	109
5.8	Pozuelos.....	109
5.9	Cable serial.....	109
5.10	Pantalla de presentación programa medidor digital de temperaturas.....	110
5.11	Apertura de la llave de agua del tanque ablandador.....	110
5.12	Medición del consumo de agua.....	111
5.13	Apertura del paso de vapor al intercambiador.....	111
5.14	Observación de las curvas de temperatura.....	112

5.15	Medición del caudal de condensado.....	112
5.16	Nomenclatura de las temperaturas de agua, vapor y condensado.....	113
5.17	Curvas temperatura vs. tiempo, $Q = 0.2842\text{lt/s}$	115
5.18	Curvas temperatura vs. tiempo, $Q = 0.3177\text{lt/s}$	116
5.19	Curvas temperatura vs. tiempo, $Q = 0.3567\text{lt/s}$	117
5.20	Curvas temperatura vs. tiempo, $Q = 0.4064\text{lt/s}$	118
5.21	Curvas temperatura vs. tiempo, $Q = 0.4683\text{lt/s}$	119
5.22	Gráfica temperatura vs. caudal de agua.....	119
5.23	Gráfica caudal de condensado vs caudal de agua.....	120
5.24	Gráfica eficiencia intercambiador vs flujo másico de agua.....	122
5.25	Gráfica eficiencia intercambiador vs temperatura salida de agua.....	122
5.26	Comparación de la temperatura de salida del agua teórica-práctica.....	123
5.27	Comparación de resultados teóricos-prácticos del coeficiente global de transferencia de calor [U].....	124
5.28	Comparación de resultados teórico-práctico del caudal de condensado.....	125

LISTA DE ANEXOS

- ANEXO I** Diagramas para el cálculo de j_i y f_i de un banco de tubos ideal.
- ANEXO II** Propiedades de los materiales de acero al carbono y aleaciones de acero.
- ANEXO III** Tubería sin costura cédula 40.
- ANEXO IV** Características de las tuberías
- ANEXO V** Propiedades térmicas de algunos materiales.
- ANEXO VI** Dimensiones recomendadas para el paso en el arreglo de los tubos.
- ANEXO VII** Valores recomendados para el corte del deflector segmentado Bc.
- ANEXO VIII** Figuras para la determinación de L_{tb} , L_{sb} y L_{bb} .
- ANEXO IX** Factor de corrección ψ_n para la estimación del número de tubos N_{tt} , para diferentes pasos en los tubos.
- ANEXO X** Propiedades del agua y vapor de agua en la línea de saturación.
- ANEXO XI** Tabla internacional skeleton, 1963; línea de saturación.
- ANEXO XII** Línea de saturación, calor específico y propiedades de transporte del agua y vapor de agua.
- ANEXO XIII** Resistencias por ensuciamiento para fluidos industriales y para agua.
- ANEXO XIV** Coeficientes de transferencia de calor convectivos para intercambiadores de calor de coraza y tubos.
- ANEXO XV** Áreas de transferencia de calor determinadas en solidworks.

ANEXO XVI Efectividad de una aleta anular aplicada al deflector.

ANEXO XVII Efectividad de una aleta de punta aplicada a la varilla roscada.

ANEXO XVIII Efectividad de una aleta rectangular aplicada a la coraza.

ANEXO XIX Resultado de iteraciones para ajuste de temperatura T_{a2} .

ANEXO XX Bridas de acero forjado.

ANEXO XXI Guía de selección de trampas para vapor.

ANEXO XXII Código fuente del microcontrolador del medidor digital de temperaturas.

ANEXO XXIII Sierra circular bimetálica.

ANEXO XXIV Diámetro y espesor de las boquillas.

ANEXO XXV Guía de laboratorio de transferencia de calor.

RESUMEN

Se ha Diseñado y Construido un Intercambiador de Calor de Coraza y Tubos BEU, según las Normas TEMA, donde los fluidos involucrados son vapor en el interior de los tubos y agua en la coraza, este equipo está destinado a formar parte del Laboratorio de Térmicas en la Facultad de Mecánica.

El Diseño se ha dividido en tres fases: Diseño Térmico, Diseño Hidráulico y Diseño Mecánico. En el Diseño Térmico, se determinó el diámetro de la coraza y el diámetro, número y largo de los tubos. En el Diseño Hidráulico se calculó la caída de presión en el equipo. Finalmente, en el Diseño Mecánico, se establecieron los espesores y materiales de cada una de las partes que conforman el Intercambiador.

El equipo consta de un medidor digital, que entrega datos de temperaturas de manera simultánea a la entrada y salida, tanto del vapor como del agua; además tiene la opción de enlace con un computador, que mediante el uso del programa Labview se visualizan curvas del comportamiento de las temperaturas y se obtienen todos los valores medidos en una base de datos, que se forma de manera automática, en una hoja de cálculo en Excel.

Se ha redactado una Guía de Laboratorio, que consta en Anexos, que servirá de apoyo en la elaboración de Prácticas Experimentales del Equipo. Este documento se pone a disposición de los estudiantes como fuente de consulta.

SUMMARY

A Heat Case –Pipe BEU Exchanger has been designed and constructed, according to the TEMA norms, where the involved fluids are steam in the pipes and water in the case. This equipment is designed to form part of the Thermal Lab at the Mechanics Faculty.

The design has been divided into three phases: Thermal Design, Hydraulic Design and Mechanical Design. In the Thermal Design the case diameter and the diameter, number and length of the pipes were determined. In the Hydraulic Design the pressure equipment fall was calculated. Finally, in the Mechanical Design the thicknesses and materials of each exchanger part were established.

The equipment consists of a digital gauge which provides simultaneously temperature data at the entrance and exit both of the steam and the water; moreover it has a linking option with a computer which through the use of the LabView program displays temperature behavior curves and all the values measured in a database formed automatically are obtained in an Excel calculus sheet.

A Lab guide has been written consisting of Annexes which will serve as a support in the elaboration of the students as a consultation source.

CAPÍTULO I

1. GENERALIDADES

1.1 ANTECEDENTES

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.

Las tesis de grado realizadas en la facultad referente al diseño y construcción de intercambiadores de calor en general, son de aplicación industrial, mas no de forma didáctica para el aprendizaje en cuanto a transferencia de calor se refiere, y específicamente al funcionamiento de los diferentes tipos de intercambiadores de calor.

Los Intercambiadores de calor de coraza y tubos son los más ampliamente utilizados en la Industria Química y con las consideraciones de diseño mejor definidas. Consisten en una estructura de tubos pequeños colocados en el interior de un casco de mayor diámetro.

El desarrollo del presente trabajo está basado en la aplicación de Normas Internacionales, lo cual permitirá que al momento de usar estos equipos el margen de error de los resultados que se obtengan sea mínimo.

Como el equipo a desarrollarse es destinado a un laboratorio, se requiere de la elaboración de un aparato digital que facilite la toma de datos experimentales.

1.2 JUSTIFICACIÓN

En la práctica industrial es común que el ingeniero mecánico se vea enfrentado a la solución de problemas que tienen relación con equipos de intercambio de calor; estos problemas tienen que ver con un mantenimiento adecuado, un posible rediseño de algún sistema térmico o la ejecución completa de un nuevo proyecto para ampliación o mejora de la planta. Es innegable que el desarrollo industrial y el campo investigativo en esta área, esté directamente ligado al Ingeniero Mecánico.

El papel de los intercambiadores térmicos es importante debido a la creciente necesidad de ahorrar energía. En consecuencia se desea obtener equipos óptimos, no sólo en función de un análisis térmico y rendimiento económico de lo invertido, sino también en función del aprovechamiento energético del sistema.

La formación del ingeniero mecánico, requiere de un aprendizaje teórico - práctico, es por eso que se pretende diseñar y construir un intercambiador de calor de coraza y tubos destinado a la implementación de un banco de pruebas, para que el estudiante pueda familiarizarse con el funcionamiento de los diferentes tipos de intercambiadores de calor y de esta manera mejorar el proceso de aprendizaje mediante la elaboración de prácticas de laboratorio.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo general

Diseñar, construir y efectuar las respectivas pruebas de un intercambiador de calor de coraza y tubos para laboratorio.

1.3.2 Objetivos específicos

Analizar el marco teórico de intercambiadores de calor de coraza y tubos

Diseñar un intercambiador de calor de coraza y tubos aplicando las normas internacionales TEMA y ASME.

Construir el intercambiador de calor de coraza y tubos.

Analizar el funcionamiento del intercambiador de calor mediante pruebas, y comparar los resultados teóricos con los prácticos.

Determinar los costos de fabricación del intercambiador de calor.

CAPÍTULO II

2. MARCO TEÓRICO

2.1 GENERALIDADES

La ciencia de la transferencia de calor está relacionada con la razón de intercambio de calor entre cuerpos calientes y fríos llamados fuente y receptor. Cuando se vaporiza una libra de agua o se condensa una libra de vapor, el cambio de energía en los dos procesos es idéntico. La velocidad a la que cualquiera de estos procesos puede hacerse progresar con una fuente o receptor independiente es, sin embargo, inherentemente muy diferente. Generalmente, la vaporización es un fenómeno mucho más rápido que la condensación. [1]

Hay tres formas diferentes en las que el calor puede pasar de la fuente al receptor, aun cuando muchas de las aplicaciones en la ingeniería son combinaciones de dos o tres de las mismas. Estas son: *Conducción*, que es la transmisión de energía calorífica en forma progresiva desde la masa de un cuerpo al entorno que lo rodea; *Convección*, que es el movimiento que se produce en el seno de una masa líquida o gaseosa, permitiéndose la transmisión del calor; y *Radiación*, que es la transmisión de calor en forma de ondas electromagnéticas a otros cuerpos que están a su alrededor.

2.1.1 Transferencia de calor por conducción.

La transmisión de calor por conducción puede realizarse en cualquiera de los tres estados de la materia: sólido líquido y gaseoso.

Para explicar el mecanismo físico de la conducción, pensemos en un gas en el que existe un gradiente de temperaturas y no hay movimiento global. El gas ocupa todo el espacio entre las dos superficies como se muestra en la Figura 2.1. Asociamos la temperatura del gas en cualquier punto con la energía que poseen sus moléculas en las proximidades de dicho punto. Cuando las moléculas vecinas chocan ocurre una transferencia de energía desde las moléculas más energéticas a las menos energéticas. En presencia de un gradiente de

temperaturas la transferencia de calor por conducción debe ocurrir en el sentido de la temperatura decreciente, esto es en la dirección positiva del eje de las x .

En los líquidos la situación es muy similar que en los gases, aunque las moléculas están menos espaciadas y las interacciones son más fuertes y frecuentes.

En los sólidos la conducción se produce por *cesión de energía entre partículas contiguas (vibraciones reticulares)*. En un sólido no conductor la transferencia de energía ocurre solamente por estas vibraciones reticulares, en cambio en los sólidos conductores se debe también al movimiento de traslación de los electrones libres.

La conducción en un medio material, goza pues de un soporte, que son sus propias moléculas y se puede decir que macroscópicamente no involucra transporte de materia. [2]

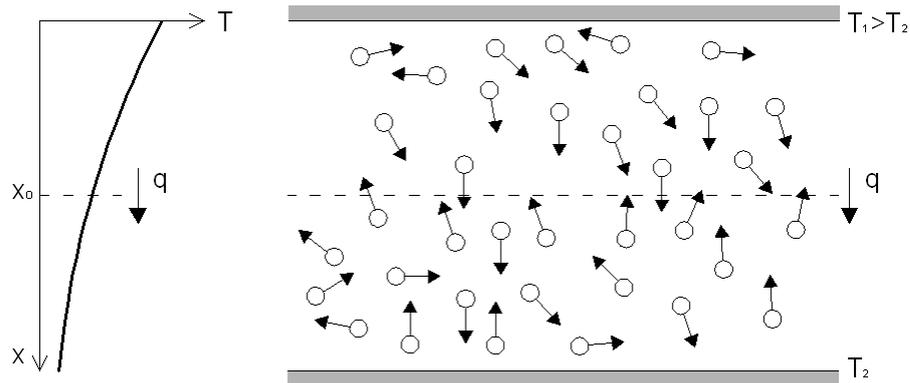


Figura. 2.1 Asociación de la transferencia de calor por conducción con la difusión de energía debida a la actividad molecular.

Transmisión de calor por conducción en régimen estacionario y flujo unidireccional. Ley de Fourier.

La conducción es el único mecanismo de transmisión del calor posible en los medios sólidos opacos. Cuando en estos cuerpos existe un gradiente de temperatura en la dirección x , el calor se transmite de la región de mayor temperatura a la de menor temperatura, siendo el calor transmitido por conducción $k Q$, proporcional al gradiente de temperatura dT/dx , y a la superficie A , a través de la cual se transfiere, esto es:

$$Q_k \propto A \frac{dT}{dx}$$

En donde T es la temperatura y x la dirección del flujo de calor (no el sentido).

El flujo real de calor depende de la conductividad térmica k , que es una propiedad física del cuerpo, por lo que la ecuación anterior se puede expresar en la forma:

$$Q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

En la que si la superficie A de intercambio térmico se expresa en m^2 , la temperatura en grados Kelvin ($^{\circ}K$), la distancia x en metros y la transmisión del calor en W , las unidades de k serán $W / m^{\circ}K$. La ecuación 2.1 se conoce como Ley de Fourier.

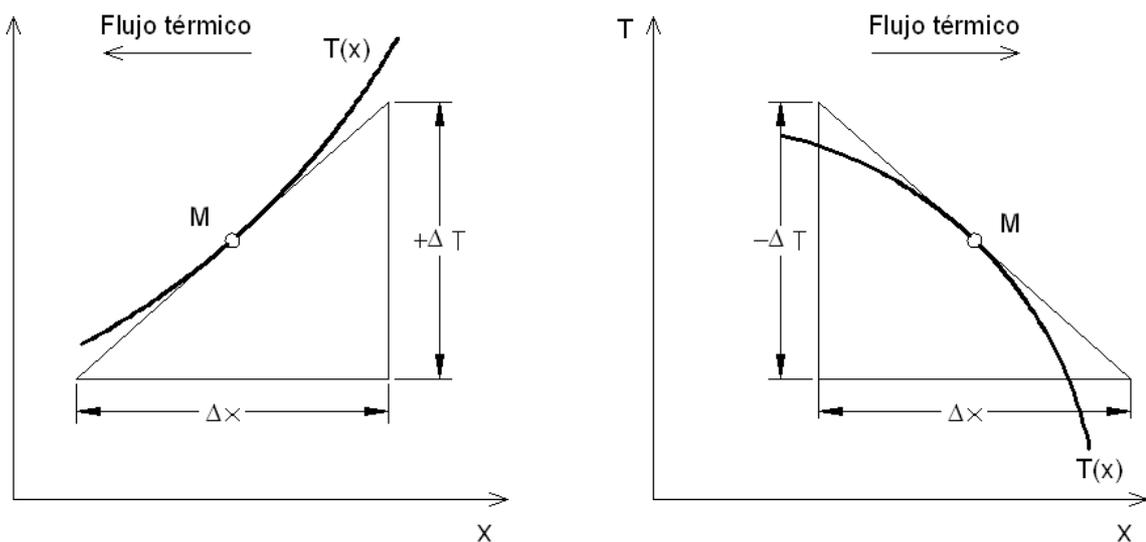


Figura. 2.2 Convenio de signos para la transmisión del calor por conducción.

El signo menos (-) es consecuencia del Segundo Principio de la Termodinámica, según el cual, el calor debe fluir hacia la zona de temperatura más baja (Figura. 2.2). El gradiente de temperaturas es negativo si la temperatura disminuye para valores crecientes de x , por lo que si el calor transferido en la dirección positiva debe ser una magnitud positiva, en el segundo miembro de la ecuación anterior hay que introducir un signo negativo. [2]

Pared plana.

Una aplicación inmediata de la ley de Fourier corresponde al caso de la transmisión del calor a través de una pared plana, Figura 2.3. Cuando las superficies de la pared se encuentran a temperaturas diferentes, el calor fluye sólo en dirección perpendicular a las superficies.

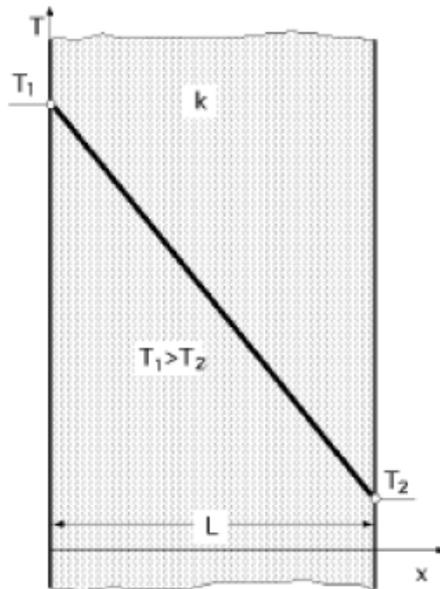


Figura. 2.3 Muro plano

Si la conductividad térmica es uniforme, la integración de (2.1) proporciona:

$$Q = -\frac{kA}{L}(T_2 - T_1) = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) = \frac{(T_1 - T_2)}{\frac{L}{kA}}$$
$$Q = kA \frac{(T_1 - T_2)}{L} \quad (2.2)$$

en donde L es el espesor de la pared, T1 es la temperatura de la superficie de la izquierda cuando $x = 0$ y T2 es la temperatura de la superficie de la derecha cuando $x = L$. [2]

Paredes cilíndricas.

Considere el cilindro hueco de la Figura 2.4, cuyas superficies, externa e interna, se exponen a fluidos de diferentes temperaturas.

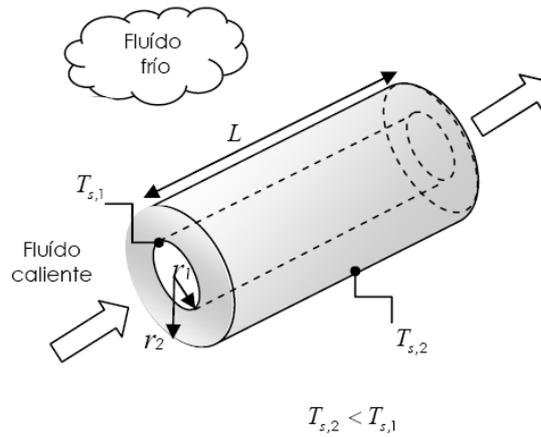


Figura. 2.4 Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie

Para condiciones de estado estacionario, sin generación interna de calor, la Ley de Fourier en coordenadas cilíndricas se expresa como:

$$Q_r = -kA_r \frac{dT}{dr} \quad (2.3)$$

Siendo Q_r una constante en la dirección radial. Si consideramos también la forma del área de transferencia para esta geometría, nos queda:

$$Q_r = -k(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \quad (2.4)$$

donde $A_r = 2\pi rL$ es el área normal a la dirección de transferencia de calor.

Escribiendo la ecuación (2.4) en término de integrales con las condiciones de frontera, $T(r_1) = T_{s,1}$ y $T(r_2) = T_{s,2}$, obtenemos:

$$\frac{Q_r}{2\pi L} \int_{r_1}^{r_2} \frac{dr}{r} = - \int_{T_{s,1}}^{T_{s,2}} k dT \quad (2.5)$$

Si consideramos k constante, nos queda:

$$Q_r = 2\pi Lk \frac{(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln(r_2 / r_1)} \quad (2.6)$$

También es posible obtener la distribución de temperaturas en la dirección radial en el cilindro, esto es:

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln(r_1 / r_2)} \ln\left(\frac{r}{r_2}\right) + T_{s,2} \quad (2.7)$$

En el caso de la pared cilíndrica, la distribución de temperaturas ya no es lineal, sino logarítmica.

De este resultado, es evidente que la resistencia térmica para la conducción radial es de la forma: [2]

$$R_{cond} = \frac{\ln(r_2 / r_1)}{2\pi Lk} \quad (2.8)$$

2.1.2 Transferencia de calor por convección.

La convección es el mecanismo de transferencia de calor por movimiento de masa o circulación dentro de la sustancia. Puede ser natural, producida solo por las diferencias de densidades de la materia; o forzada, cuando la materia es obligada a moverse de un lugar a otro, por ejemplo el aire con un ventilador o el agua con una bomba. Sólo se produce en líquidos y gases donde los átomos y moléculas son libres de moverse en el medio.

En la naturaleza, la mayor parte del calor ganado por la atmósfera por conducción y radiación cerca de la superficie, es transportado a otras capas o niveles de la atmósfera por convección.

Un modelo de transferencia de calor Q_h por convección, llamado ley de enfriamiento de Newton, es el siguiente:

$$Q_h = h A (T_A - T) \quad (2.9)$$

Donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, en W/m^2K ; A es la superficie que entrega calor con una temperatura T_A al fluido adyacente que se encuentra a una temperatura T , como se muestra en el esquema de la Figura 2.5.

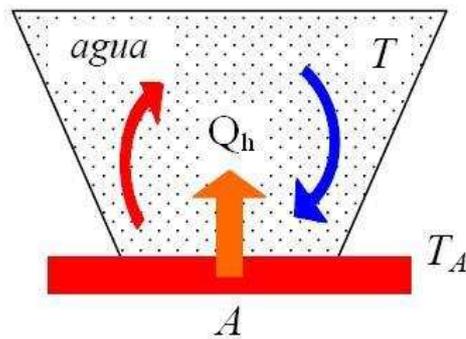


Figura. 2.5 Proceso de convección

El flujo de calor por convección es positivo ($Q_h > 0$) si el calor se transfiere desde la superficie de área A al fluido ($T_A > T$) y negativo si el calor se transfiere desde el fluido hacia la superficie ($T_A < T$). [3].

La resistencia térmica por convección se evalúa con la siguiente ecuación:

$$R = \frac{1}{hA} \quad (2.10)$$

2.1.2.1 Coeficiente de transferencia de calor por convección.

El coeficiente de transferencia de calor por convección no es una propiedad, su magnitud depende de una variedad de factores, tales como: la velocidad, densidad, viscosidad, conductividad térmica, calor específico del fluido, geometría de la superficie, presencia de fuerzas de flotamiento, etc. [4]

Aunque la ecuación (2.11) se emplea generalmente para determinar la rapidez del flujo de calor por convección entre una superficie y el fluido en contacto con ella, ésta es más bien la definición del coeficiente de calor por convección. Más adelante se analizan las expresiones que permitirán determinar el coeficiente h para flujo interno y externo.

La mayoría de los problemas de transferencia de calor por convección de interés práctico, debido a la complejidad matemática de sus ecuaciones, se estudia experimentalmente y los resultados se presentan en forma de ecuaciones empíricas que se expresan en función de los grupos adimensionales.

Los grupos adimensionales que se utilizan en la transferencia de calor por convección, básicamente son los siguientes: [5].

$$Nu = \frac{h Lc}{k}$$

$$Pr = \frac{Cp\mu}{k}$$

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu}$$

Donde:

Nu: Número de Nusselt. [Adimensional]

Pr: Número de Prandtl. [Adimensional]

Re: Número de Reynolds. [Adimensional]

ρ : Densidad del fluido. [$\frac{kg}{m^3}$]

V: Velocidad del fluido. [$\frac{m}{s}$]

μ : Viscosidad dinámica del fluido. [$\frac{kg}{ms}$]

Cp: Calor específico del fluido [$\frac{J}{kg^{\circ}C}$]

k: Conductividad térmica del fluido. [$\frac{W}{m^{\circ}C}$]

h: Coeficiente de transferencia de calor por convección [$\frac{W}{m^2^{\circ}C}$]

D: Diámetro de tubería. [m]

Lc: Longitud característica. [m]

Número de Nusselt.

El Número de Nusselt (Nu) es un número adimensional que mide el aumento de la transmisión de calor desde una superficie por la que un fluido discurre (transferencia de calor por convección) comparada con la transferencia de calor si ésta ocurriera solamente por conducción.

Así por ejemplo en transferencia de calor dentro de una cavidad por convección natural, cuando el número de Rayleigh es inferior a 1000 se considera que la transferencia de calor es únicamente por conducción y el número de Nusselt toma el valor de la unidad. En cambio para números de Rayleigh superiores, la transferencia de calor es una combinación de conducción y convección, y el número de Nusselt toma valores superiores.

Este número se llama así en honor a Wilhelm Nusselt, ingeniero alemán que nació el 25 de noviembre de 1882 en Nuremberg. Se define como: [6].

$$Nu_L = \frac{\text{Transferencia de calor por conveccion}}{\text{Transferencia de calor por conduccion}} = \frac{hL}{k} \quad (2.11)$$

Ambas transferencias se consideran en la dirección perpendicular al flujo.

En la ecuación (2.14) se define:

L: longitud característica. Para formas complejas se define como el volumen del cuerpo dividido entre su área superficial.

k: conductividad térmica del fluido.

h: coeficiente de transferencia de calor por convección

Cuanto mayor es el número de Nusselt más eficaz es la convección.

Un número de Nusselt de $Nu = 1$ para una capa de fluido, representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.

El número de Nusselt se emplea tanto en convección forzada como natural. [7]

Existen muchas correlaciones empíricas expresadas en términos del número de Nusselt para por ejemplo placas planas, cilindros, dentro de tuberías, etc., que evalúan generalmente el número de Nusselt medio en una superficie. Estas correlaciones tienen la forma de $Nu = f$ (Número de Reynolds, Número de Prandtl). [6]

Número de Prandtl

El Número de Prandtl (Pr) es un número adimensional proporcional al cociente entre la difusividad de momento (viscosidad) y la difusividad térmica. Se llama así en honor a Ludwig Prandtl.

Se define como: (2.12)

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} = \frac{\text{velocidad de difusión de momento}}{\text{velocidad de difusión de calor}} = \frac{C_p \mu}{k} \quad (2.12)$$

En donde:

ν es la viscosidad cinemática.

α es la difusividad térmica.

C_p es la capacidad calorífica a presión constante.

μ es la viscosidad dinámica

k es la conductividad térmica.

Los metales líquidos poseen números de Prandtl muy bajos, los gases presenta la particularidad de tener un número de Prandtl en torno a 0.70, el agua tiene un valor intermedio, y finalmente los valores mayores del número de Prandtl lo presentan los fluidos viscosos.

En problemas de transferencia de calor el número de Prandtl controla el espesor relativo de las capas límite de momento y térmica. Cuando Pr es pequeño significa que el calor se difunde muy rápido comparado con la velocidad (momento). [8]

Número de Reynolds

Es la relación entre los términos convectivos y los términos viscosos de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el movimiento de los fluidos.

Por ejemplo un flujo con un número de Reynolds alrededor de 100.000 (típico en el movimiento de una aeronave pequeña, salvo en zonas próximas a la capa límite) expresa que las fuerzas viscosas son 100.000 veces menores que las fuerzas convectivas, y por lo tanto aquellas pueden ser ignoradas. Un ejemplo del caso contrario sería un cojinete axial lubricado con un fluido y sometido a una cierta carga. En este caso el número de Reynolds es mucho menor que 1 indicando que ahora las fuerzas dominantes son las viscosas y por lo tanto las convectivas pueden despreciarse. Otro ejemplo: En el análisis del movimiento de fluidos en el interior de conductos proporciona una indicación de la pérdida de carga causada por efectos viscosos.

Además el número de Reynolds permite predecir el carácter turbulento o laminar en ciertos casos. Así por ejemplo en conductos si el número de Reynolds es menor de 2000 el flujo será laminar y si es mayor de 4000 el flujo será turbulento.

Este número recibe su nombre en honor de Osborne Reynolds (1842-1912), quien lo describió en 1883. Viene dado por la siguiente fórmula: [9]

$$Re = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (2.13)$$

Donde

ρ : densidad del fluido

V: velocidad característica del fluido

D: Diámetro de la tubería a través de la cual circula el fluido

μ : viscosidad dinámica del fluido

ν : viscosidad cinemática del fluido

2.1.2.2 Relaciones empíricas para la transferencia de calor.

No siempre es posible obtener soluciones analíticas para encontrar el coeficiente h , por lo que se recurre a métodos experimentales cuyos resultados se expresan en forma de ecuaciones empíricas o gráficas. Para propósitos de diseño e ingeniería las correlaciones empíricas son casi siempre de utilidad práctica.

Convección forzada sobre superficies interiores

La ecuación de semejanza para la convección forzada tiene la forma:

$$Nu = f(Re, Pr)$$

El número de Reynolds determina la similitud hidromecánica entre las corrientes de los agentes portadores de calor. El número de Prandtl es la característica termo física del agente portador de calor.

Para un flujo turbulento completamente desarrollado en el interior de tubería lisa con flujo de calor unitario uniforme en la pared ($T_w = \text{constante}$), Dittus y Boelter recomienda:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (2.14)$$

Las propiedades se evalúan a la temperatura promedio del fluido, $n = 0.4$ para calentamiento del fluido, $n = 0.3$ para enfriamiento del fluido, el número de Prandtl comprendidos entre 0.7 y 120, el número de Reynolds entre 10000 y 120000, $T_w - T_b < -12.22$ °C para líquidos, $T_w - T_b < 37.77$ °C para gases, $L/D > 60$.

Para casos en que varíe el rango del número de Prandtl entre 0.7 y 16700, las diferencias de temperatura $T_w - T_b > -12.22$ °C para líquidos y $T_w - T_b > 37.77$ °C para gases, Sieder Tate recomienda:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (2.15)$$

Todas las propiedades se evalúan a temperatura promedio excepto μ_w que se evalúa a temperatura de la superficie del sólido T_w .

Para un flujo turbulento dentro de una **tubería rugosa**, Número de Prandtl entre 0.5 y 200, Petukhov y Popov recomiendan: [4]

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/8} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.16)$$

$$f = [1.82 \log_{10}(Re) - 1.64]^{-2} \quad (2.17)$$

f: factor de fricción

Convección forzada sobre superficies exteriores

Consideraremos algunas relaciones empíricas para superficies geométricas sencillas que se encuentran totalmente sumergidas en el fluido. Para un cilindro largo cuyo eje es perpendicular a una corriente de un fluido:

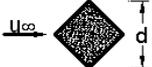
$$Nu = C Re^n Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2.18)$$

C y n encontramos en la Tabla I para cilindros circulares y en la Tabla II para cilindros no circulares. Las propiedades se evalúan a la denominada temperatura filmica $T_f = (T_w + T_b)/2$. [4]

Tabla I. Constantes C y n para cilindros circulares. Ref. [10] Pág. 206.

Re_{df}	C	n
0.4 - 4	0.989	0.330
4 - 40	0.911	0.385
40 - 4000	0.683	0.466
4000 - 40 000	0.193	0.618
40 000 - 400 000	0.0266	0.805

Tabla II. Constantes C y n para cilindros no circulares. Ref. [10] Pág. 209.

Geometría	Re_{df}	C	n
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.246	0.588
	$5 \times 10^3 - 10^5$	0.102	0.675

U_{∞}		$5 \times 10^3 - 1.95 \times 10^4$ $1.95 \times 10^4 - 10^5$	0.160 0.0385	0.638 0.782
U_{∞}		$5 \times 10^3 - 10^5$	0.153	0.638
U_{∞}		$4 \times 10^3 - 1.5 \times 10^4$	0.228	0.731

La transferencia de calor a través de un **banco de tubos** es de particular importancia en el diseño de intercambiadores de calor.

Puede tener arreglo en línea o alternado como se muestran en las figuras 2.6 y 2.7 respectivamente.

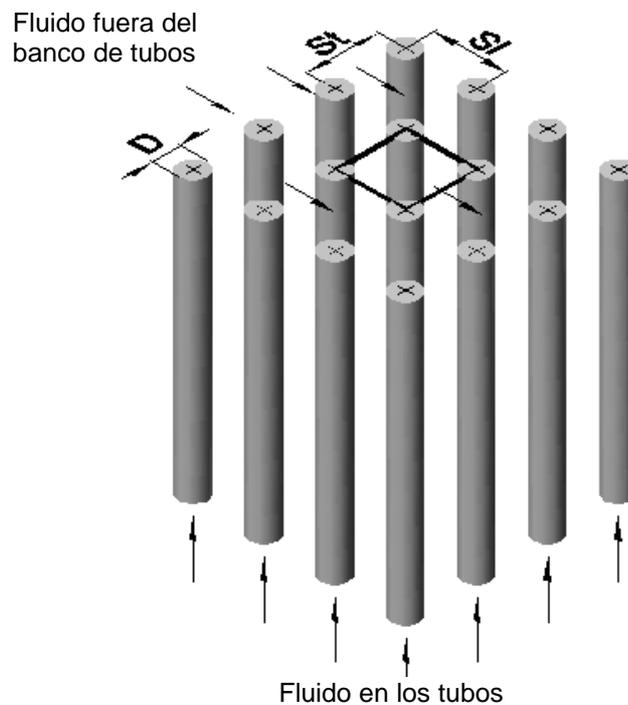


Figura. 2.6 Esquema de un banco de tubos con arreglo en línea

La expresión del número de Nusselt es la que se muestra en la ecuación 2.18. El número de Reynolds se basa en la velocidad máxima del fluido que ocurre dentro del banco de tubos.

La velocidad máxima v_{\max} para un banco de tubos con arreglo en línea:

$$v_{\max} = \frac{v_{\infty} S_T}{S_T - D} \quad (2.21)$$

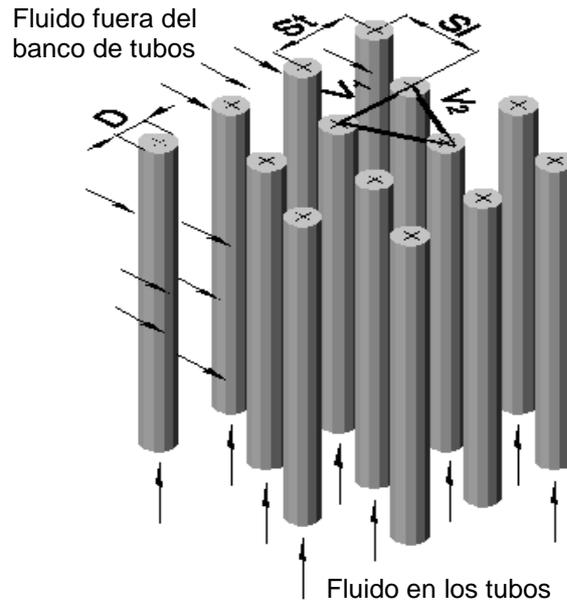


Figura. 2.7 Esquema de un banco de tubos con arreglo alternado

La velocidad máxima para un banco de tubos con arreglo alternado es la de mayor valor de las siguientes velocidades: [4]

$$v_1 = \frac{v_\infty S_T}{S_T - D} \qquad v_2 = \frac{v_\infty S_T / 2}{\sqrt{(S_T / 2)^2 + S_L^2} - D}$$

En donde:

v_∞ : velocidad característica del fluido [m/s].

D: diámetro exterior de los tubos [m].

S_T : Distancia transversal [m].

S_L : Distancia entre dos hileras consecutivas [m].

Los valores de C y n se encuentran en la Tabla III para bancos de tubos de 10 hileras o más. Cuando el número de hileras de profundidad es menor que 10, es necesario corregir el valor calculado del coeficiente de transferencia de calor por convección h, multiplicado por el factor de la Tabla IV

Tabla III. Correlación de Grimson modificada para transferencia de calor en haces de tubos de 10 filas o más. [10]

S _t /D	S _t /D							
	1,25		1,5		2,0		3,0	
	C	n	C	n	C	n	C	n
Arreglo en línea								
1,25	0,386	0,592	0,305	0,608	0,111	0,704	0,0703	0,752
1,5	0,407	0,586	0,278	0,620	0,112	0,702	0,0753	0,744
2,0	0,464	0,570	0,332	0,602	0,254	0,632	0,220	0,648
3,0	0,322	0,601	0,396	0,584	0,415	0,581	0,317	0,608
Arreglo Alternado								
0,6	—	—	—	—	—	—	0,236	0,636
0,9	—	—	—	—	0,495	0,571	0,455	0,581
1,0	—	—	0,552	0,558	—	—	—	—
1,125	—	—	—	—	0,531	0,565	0,575	0,560
1,25	0,575	0,556	0,561	0,554	0,576	0,556	0,579	0,562
1,5	0,501	0,568	0,511	0,562	0,502	0,568	0,542	0,568
2,0	0,448	0,572	0,462	0,568	0,535	0,556	0,498	0,570
3,0	0,344	0,592	0,395	0,580	0,488	0,562	0,467	0,574

Tabla IV. Factor de corrección para n filas de profundidad. [10]

n	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Arreglo en línea	0,64	0,80	0,87	0,90	0,92	0,94	0,96	0,98	0,99	1,0
Arreglo Alternado	0,68	0,75	0,83	0,89	0,92	0,95	0,97	0,98	0,99	1,0

Transferencia de calor por condensación

Existen muchos intercambiadores de calor que usan un vapor que se condensa. El proceso se llama condensación en película si el líquido forma una película delgada sobre la superficie de la placa, si el líquido forma pequeñas gotas que descienden por la superficie el proceso se llama condensación en gotas. En la condensación en gotas una gran parte del área de transferencia de calor está expuesta directamente al vapor, aumentando consiguientemente el flujo de calor.

Para la condensación en película sobre una **placa o cilindro vertical** con $Pr > 0.5$.

$$h = 0.943 \left[\frac{\rho(\rho - \rho_v)g h'_{fg} k_f^3}{L \mu_f (T_g - T_p)} \right]^{1/4} \quad (2.22)$$

ρ : densidad del líquido, ρ_v : densidad del vapor, k_f : conductividad térmica del líquido, μ_f : viscosidad del líquido, c : calor específico del líquido, T_g : temperatura de saturación del

vapor, T_p : temperatura de la placa, L : longitud de la placa, h'_{fg} es el calor latente modificado y se calcula con la siguiente ecuación:

$$h'_{fg} = h_{fg} (1 + 0.68Ja) \quad (2.23)$$

$$Ja = c(T_g - T_p) / h_{fg} \quad (2.24)$$

Ja: número de Jacob, es la razón de la energía sensible máxima absorbida por el líquido a la energía latente.

Para condensación en película laminar sobre **tubos horizontales**, Nusselt obtuvo la relación:

$$h = 0.725 \left[\frac{\rho(\rho - \rho_v)g h'_{fg} k_f^3}{n d \mu_f (T_g - T_p)} \right]^{1/4} \quad (2.25)$$

n: número de tubos colocados uno encima de otro en una columna.

Para la condensación de refrigerantes a bajas velocidades del vapor ($Re < 35000$) en el interior de tubos horizontales, Chato obtuvo la siguiente expresión: [4]

$$h = 0.555 \left[\frac{\rho(\rho - \rho_v)g h'_{fg} k_f^3}{d \mu_f (T_g - T_p)} \right]^{1/4} \quad (2.26)$$

El calor latente modificado es:

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} c (T_g - T_p) \quad (2.27)$$

2.1.3 Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido a otro, sea que estos estén separados por una barrera o que se encuentren en contacto. Son equipos importantes en instalaciones de procesos, centrales termoeléctricas, refinerías, etc.

2.1.3.1 Tipos de intercambiadores de calor

La clasificación más general que puede realizarse de los cambiadores de calor, se efectúa atendiendo al grado de contacto entre los fluidos. Según este criterio, tenemos tres categorías importantes:

Regeneradores. Los regeneradores son intercambiadores en donde un fluido caliente fluye a través del mismo espacio seguido de uno frío en forma alternada, con tan poca mezcla física como sea posible entre las dos corrientes.

Intercambiadores de tipo abierto. Como su nombre lo indica, los intercambiadores de calor de tipo abierto son dispositivos en los que las corrientes de fluido de entrada fluyen hacia una cámara abierta, y ocurre una mezcla física completa de las corrientes.

Las corrientes caliente y fría que entran por separado a este intercambiador salen mezcladas en una sola.

Intercambiadores de tipo cerrado, o recuperadores. Los intercambiadores de tipo cerrado son aquellos en los cuales ocurre transferencia de calor entre dos corrientes fluidas que no se mezclan o que no tienen contacto entre sí. Las corrientes de fluido que están involucradas en esa forma están separadas entre sí por una pared de tubo, o por cualquier otra superficie

En consecuencia, la transferencia de calor ocurre por la convección desde el fluido más caliente a la superficie sólida, por conducción a través del sólido y de ahí por convección desde la superficie sólida al fluido más frío.

Los intercambiadores de calor se pueden clasificar además, basándose en la distribución de flujo. Tenemos cuatro tipos de configuraciones más comunes en la trayectoria del flujo.

En la **distribución de flujo en paralelo**, los fluidos caliente y frío, entran por el mismo extremo del intercambiador, fluyen a través de él en la misma dirección y salen por el otro extremo.

En la **distribución en contracorriente**, los fluidos caliente y frío entran por los extremos opuestos del intercambiador y fluyen en direcciones opuestas.

En la **distribución en flujo cruzado de un solo paso**, un fluido se desplaza dentro del intercambiador perpendicularmente a la trayectoria del otro fluido.

En la **distribución en flujo cruzado de paso múltiple**, un fluido se desplaza transversalmente en forma alternativa con respecto a la otra corriente de fluido.

Clasificación según su aplicación. Para caracterizar los intercambiadores de calor basándose en su aplicación se utilizan en general términos especiales. Los términos empleados para los principales tipos son:

Calderas: Las calderas de vapor son unas de las primeras aplicaciones de los intercambiadores de calor. Con frecuencia se emplea el término generador de vapor para referirse a las calderas en las que la fuente de calor es una corriente de un flujo caliente en vez de los productos de la combustión a temperatura elevada.

Condensadores: Los condensadores se utilizan en aplicaciones tan variadas como plantas de fuerza de vapor, plantas de proceso químico y plantas eléctricas nucleares para vehículos espaciales. Los tipos principales son los condensadores de superficie, los condensadores de chorro y los condensadores evaporativos.

El tipo más común es el condensador de superficie que tiene la ventaja de que el condensado se recircula a la caldera por medio del sistema de alimentación.

Intercambiadores de calor de coraza y tubos: Las unidades conocidas con este nombre están compuestas en esencia por tubos de sección circular montados dentro de una coraza cilíndrica con sus ejes paralelos al eje de la coraza.

Torres de enfriamiento: Las torres de enfriamiento se han utilizado ampliamente para desechar en la atmósfera el calor proveniente de procesos industriales en vez de hacerlo en el agua de un río, un lago o en el océano.

Intercambiadores compactos de calor: Con el fin de aumentar el rendimiento del intercambiador se fijan aletas a la superficie de menor coeficiente de transferencia de calor. Las dimensiones de la matriz del intercambiador así como el tipo, tamaño y dimensiones apropiadas de las aletas varían con la aplicación específica. Se han diseñado varios tipos que se han utilizado en numerosas aplicaciones.

Radiadores para plantas de fuerza espaciales: La remoción del calor sobrante en el condensador de una planta de fuerza que produce la electricidad para la propulsión, el comando y el equipo de comunicaciones de un vehículo espacial presenta problemas serios aún en plantas que generan sólo unos pocos kilovatios de electricidad. La única forma de disipar el calor sobrante de un vehículo espacial es mediante la radiación térmica aprovechando la relación de la cuarta potencia entre la temperatura absoluta de la superficie y el flujo de calor radiante. [11]

2.2 INTERCAMBIADORES DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

Cuando se requieren grandes superficies de transferencia de calor, para satisfacer las demandas industriales, aquéllas pueden ser obtenidas más eficientemente por medio de intercambiadores de calor de coraza y tubos.

Todos los elementos que entran en la construcción de los intercambiadores, han sido objeto de una normalización publicada por T.E.M.A (Estándar of Tubular exchanger Manufactures Association), que especifica las características mecánicas y térmicas correspondientes a las diversas condiciones de funcionamiento.

2.2.1 Usos de los intercambiadores de coraza y tubos

Son diversos los usos que se le pueden acreditar a cada uno de los tipos de intercambiadores existentes, pero en general, los intercambiadores son usados para recuperar calor entre dos corrientes en un proceso. Para los intercambiadores de calor de coraza y tubos, algunos de los usos que se conocen son los siguientes:

- Vapor/Agua, para condensar vapor y/o calentar agua.

- Aceite/Agua, para enfriar aceite en sistemas de lubricación o hidráulicos y transformadores eléctricos.
- Vapor/Combustóleo, para calentar combustóleo en tanques de almacenamiento, fosas de recepción y estaciones de bombeo.
- Aire/Agua, para enfriar aire como Post-enfriadores de compresores de aire (alter - coolers).
- Refrigerante/Agua, para condensar refrigerantes.
- Intercambiadores de calor para procesos químicos y/o petroquímicos; fabricados en acero al carbón, acero inoxidable y/o aceros especiales.
- Chillers (Intercambiadores de calor para enfriar agua con gas refrigerante para unidades de agua helada).
- Inter – Enfriadores y Post – Enfriadores para compresores Atlas Copco.
- Inter – enfriadores y Post – Enfriadores para compresores Ingellson Rand [12]

2.2.2 Tipos de intercambiadores de calor de coraza y tubos

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 mas 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 rehervidor 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 contrabrida) 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.

2.2.2.1 Intercambiador de cabezal flotante interno (tipo AES)

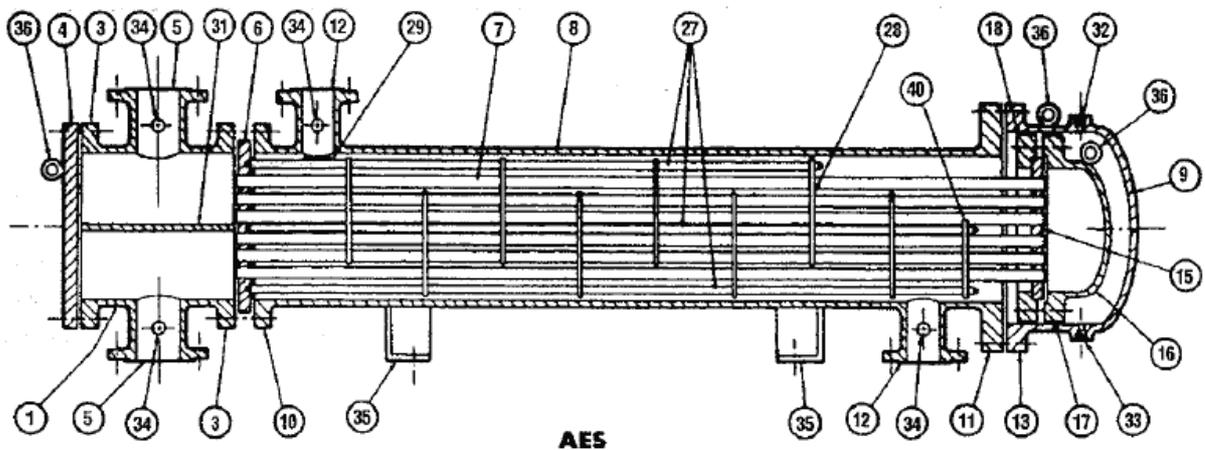


Figura. 2.8 Intercambiador de calor flotante Interno

Es el modelo más común, tiene casco (coraza) de un paso, tubos de doble paso con canal y cubierta desmontable, cabezal flotante con dispositivo de apoyo. Tiene desviadores transversales y placas de apoyo. Sus características son:

- Permite la expansión térmica de los tubos respecto al casco.
- Permite el desmontaje
- En lugar de dos pasos puede tener 4,6 u 8 pasos.
- Los desviadores transversales, con el porcentaje de paso y su separación modifican la velocidad en el casco y su pérdida de carga.
- El flujo es contracorriente y a favor de corriente en la mitad de los tubos.

Tabla V. Descripción de los componentes principales de los intercambiadores de calor de coraza y tubos [13]

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

2.2.2.2 Intercambiador de lámina y tubo fijo (tipo BEM)

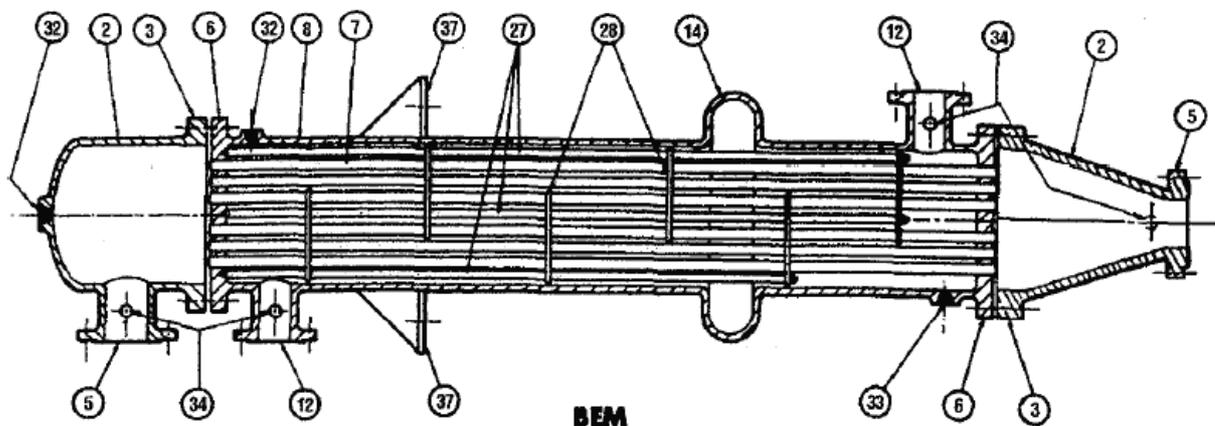


Figura. 2.9 Intercambiador de lámina y tubo fijo

- 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.

2.2.2.3 Intercambiador de cabezal flotante exterior (tipo AEP)

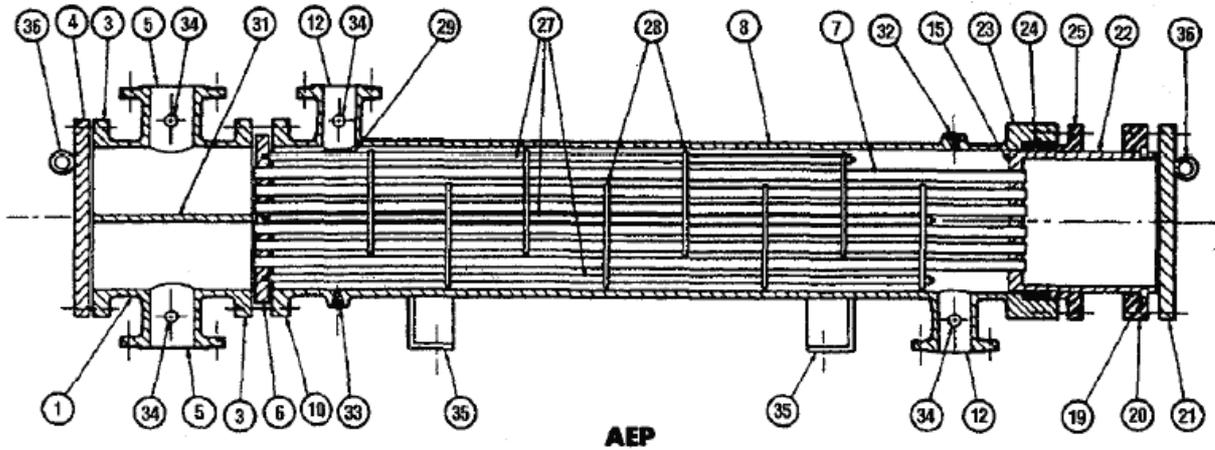


Figura. 2.10 Intercambiador de cabezal flotante exterior

Este modelo permite cierto movimiento del cabezal flotante y puede desmontarse para limpieza. Tiene el inconveniente de necesitar más mantenimiento para mantener el empaquetado y evitar las fugas.

2.2.2.4 Intercambiador de cabezal y tubos integrados (tipo CFU)

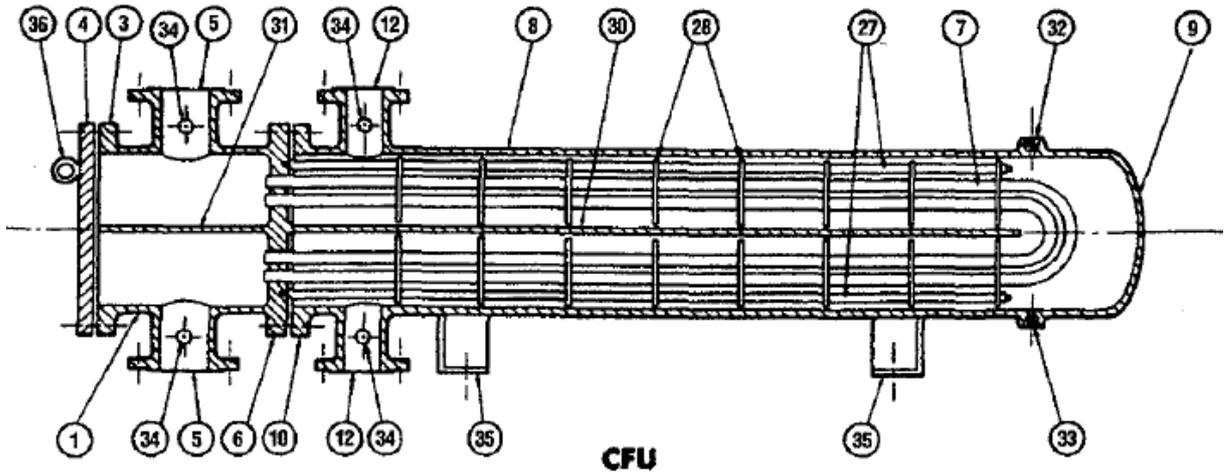


Figura. 2.11 Intercambiador de cabezal y tubos integrados

Este modelo tiene el conjunto de tubos en U lo que permite un fácil desmontaje del conjunto de tubos.

Tiene el inconveniente a la hora de sustituir un tubo dañado. Tiene el desviador central unido a la placa de tubos.

2.2.2.5 Rehervidor de caldera (tipo AKT)

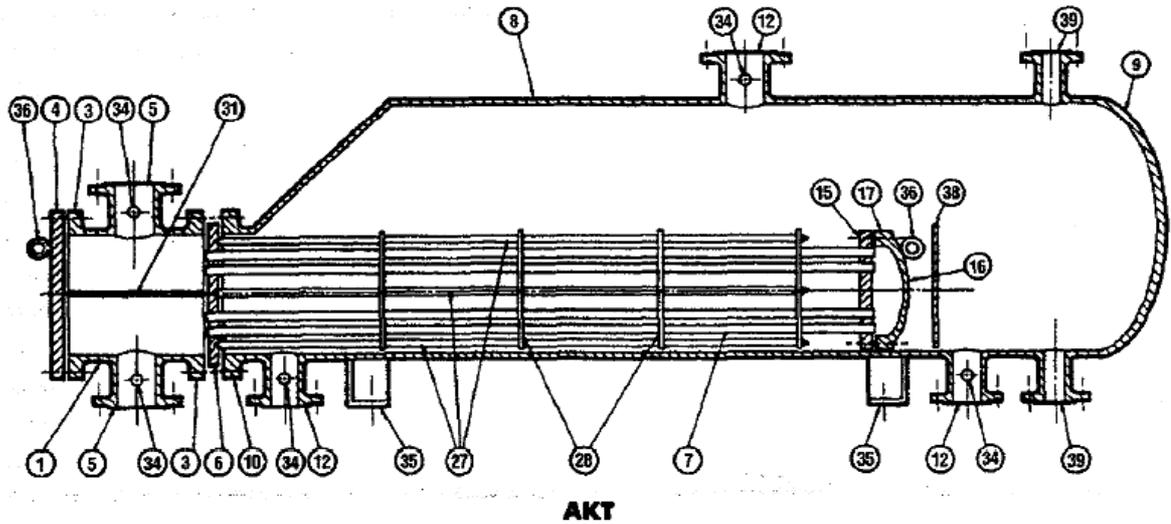


Figura. 2.12 Rehervidor de caldera

Este intercambiador se caracteriza por la configuración del casco. El conjunto de tubos puede ser también A-U, dando lugar al AKU. El vertedero a la derecha de los tubos mantiene el líquido hirviendo sobre los tubos. El vapor sale por la tobera superior y el líquido caliente sale por la tobera inferior.

2.2.2.6 Condensador de flujo dividido (tipo AJW)

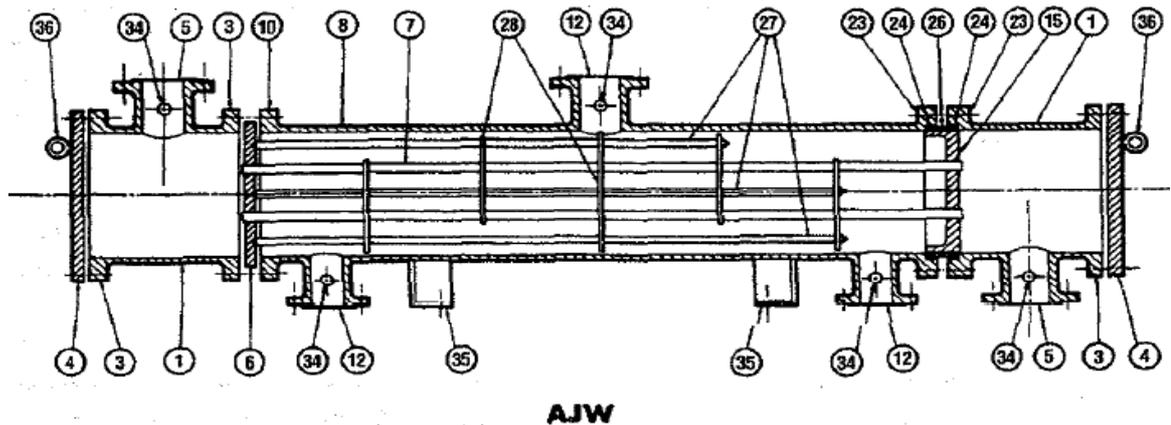


Figura. 2.13 Condensador de flujo dividido

Se utiliza fundamentalmente para condensar vapores, pues disminuye la pérdida de carga (en un factor de 8). Parte del intercambiador se utiliza como condensador y parte puede utilizarse como enfriador. El desviador central divide el flujo en dos y el resto de desviadores lo llevan a través de los tubos para enfriarse. [13]

2.2.3 Tubos

Los tubos para los intercambiadores, según los casos, pueden fabricarse en diversos tipos de materiales, como acero, cobre, latón, cobre-níquel, aluminio, aluminio-bronce, aceros inoxidables, etc. El diámetro exterior de los tubos se obtiene dentro de tolerancias dimensionales muy estrictas, con espesores de pared determinados.

En cuanto al espaciado de los tubos, los orificios correspondientes no pueden situarse muy cerca entre sí, ya que ello debilitaría estructuralmente cada cabezal de tubos o espejo. La distancia más corta entre dos orificios adyacentes se denomina claro, y la distancia de centro a centro en tubos adyacentes es el espaciado de los tubos, estando ambas dimensiones casi siempre normalizadas.

La disposición de los tubos puede ser triangular o en cuadro, y sus variedades se muestran en la Figura 2.14.

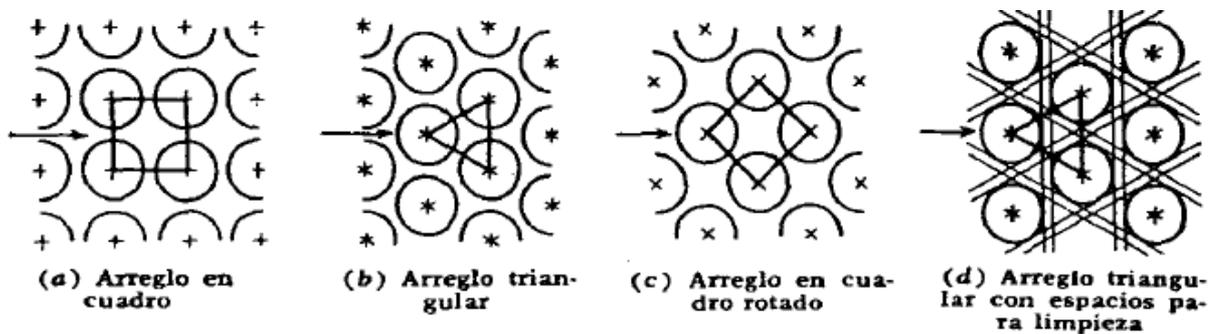


Figura. 2.14 Disposiciones comunes para los tubos de intercambiadores

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 2.14 (a). 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.

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. [14]

Una buena práctica para el arreglo de tubos es 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 factores que afectan la longitud de los tubos son: la disponibilidad comercial cuyas dimensiones van desde 8, 10, 12, 16, 20 y 24 pies, aunque se pueden obtener tuberías hasta de 48 pies; la disponibilidad de espacio en la planta y la restricción en la caída de presión permitida.

Usualmente conviene seleccionar tubos largos, ya que el diseño resultante es más económico que uno de tubos cortos con un área equivalente. Cuando se requiere dar limpieza interior los diámetros menores que deben utilizarse son los de ¾". El número de tubos se distribuye en función del diámetro de la coraza. [4]

2.2.4 Coraza

Las corazas de los intercambiadores se fabrican de tubo de acero, con un espesor normalizado y determinado según el diámetro de la coraza y la presión de trabajo correspondiente.

El material más usado para la construcción de las corazas es el acero al carbono. Para diámetros inferiores a 24", se puede construir de tubería comercial. Para más de 24" la coraza se realiza con planchas de acero enrolladas y soldadas. Por cada extremo se sueldan las bridas que llevarán las tapas y las cajas de distribución. Las toberas de entrada y salida se sueldan, o no, con una placa de refuerzo según la presión de servicio. La redondez de la coraza es importante al fijar el diámetro máximo de los deflectores y el efecto de la fuga entre la coraza y el deflector.

2.2.4.1 Tipos de corazas.

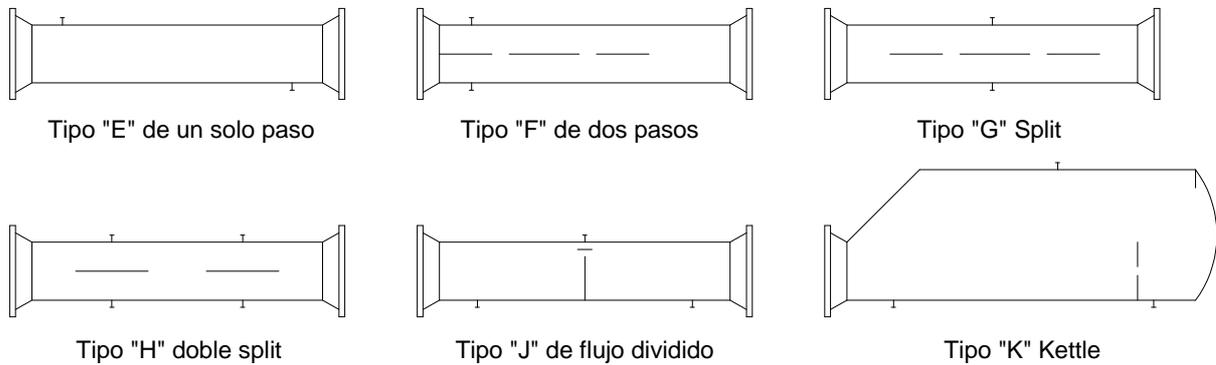


Figura. 2.15 Tipos de corazas

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 subenfriamiento 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, la construcción es similar a los Kettles, con una construcción en los cabezales del **tipo “U”** ya que normalmente los gradientes de temperatura son pequeños.

Para fijar el diámetro de la coraza es necesario tomar en cuenta el tipo de cabezal, la presión de diseño, el espacio disponible en la planta, el arreglo de tubos, el diámetro del haz de tubos, el número de pasos con respecto a los tubos y el número de tubos. **Ref. [4] Pág. 80.81**

2.2.5 Espejos

Son placas circulares que son barrenadas y ranuradas para la colocación de tubos, empaques, varillas tensoras y el círculo de tornillos para que embone con la coraza (cuando se requiera).

Los tubos son sostenidos en su lugar al ser insertados en los orificios del espejo y posteriormente son expandidos o soldados a este. Cuando se desea asegurar que no se produzca el mezclado entre los fluidos debido a fugas en los barrenos del espejo, se puede utilizar espejos dobles (con un considerable aumento en el costo), el espacio entre los espejos queda abierto hacia la atmósfera a fin de que la fuga de cualquiera de los fluidos pueda ser rápidamente detectada. Los orificios en los espejos no deben taladrarse muy cerca uno de otro, ya que una franja demasiado estrecha de metal entre tubos adyacentes debilitaría estructuralmente el cabezal de tubos o espejo.

El espejo, en adición a sus requerimientos mecánicos, deberá soportar el ataque corrosivo de ambos fluidos y deberá ser electroquímicamente compatible con el material de tubos y el material del canal. Normalmente se construyen los espejos de acero inoxidable cuando se van a trabajar con fluidos oxidantes. **[4]**

2.2.6 Deflectores

Es claro que se logran coeficientes de transmisión de calor más altos cuando el fluido se mantiene en estado de turbulencia. Para inducir turbulencia fuera del espacio de los tubos, es habitual emplear deflectores que hacen que el fluido circule a través de la coraza a ángulos rectos con el eje de los tubos. Esto causa considerable turbulencia aun cuando por la coraza fluya un caudal pequeño de fluido.

La distancia de centro a centro entre dos deflectores consecutivos se denomina espaciado de deflectores, y esta dimensión se determina en función de variables como la masa-velocidad del fluido y el diámetro de la coraza. Hay varios tipos de deflectores que se emplean en los intercambiadores de calor, siendo los más comunes los deflectores segmentados que se muestran en la Figura 2.16. [14]

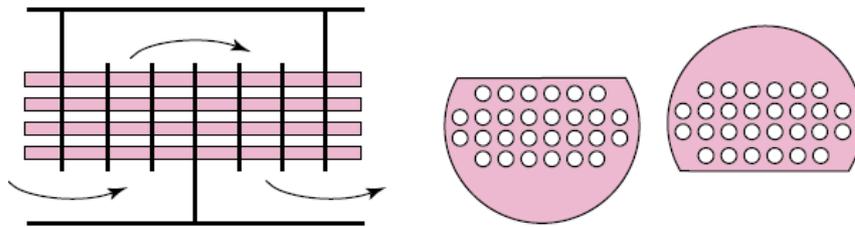


Figura. 2.16 Detalle de deflector segmentado

2.3 DISEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR

Diseñar un intercambiador de calor es una tarea que permite integrar conocimientos, familiarizarse con el manejo de normas técnicas internacionales, obtener habilidades de salida del proceso de diseño que sistematiza las habilidades simples (comparar, definir, identificar, clasificar) para interpretar y predecir su funcionamiento en condiciones particulares de una nueva instalación, reconstrucción o ampliación.

La obra “Rules for constructions of pressure vessel” División I, que forma parte de la sección VIII de la América Society of Mechanical Engineer (ASME) sirve como código de construcción al proporcionar normas mínimas. La obra “Standards of the Tubular Exchanger Manufacturers Association” (TEMA) sirve para completar y definir el código ASME en todas las aplicaciones de intercambiadores de calor de tipo de coraza y tubos.

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

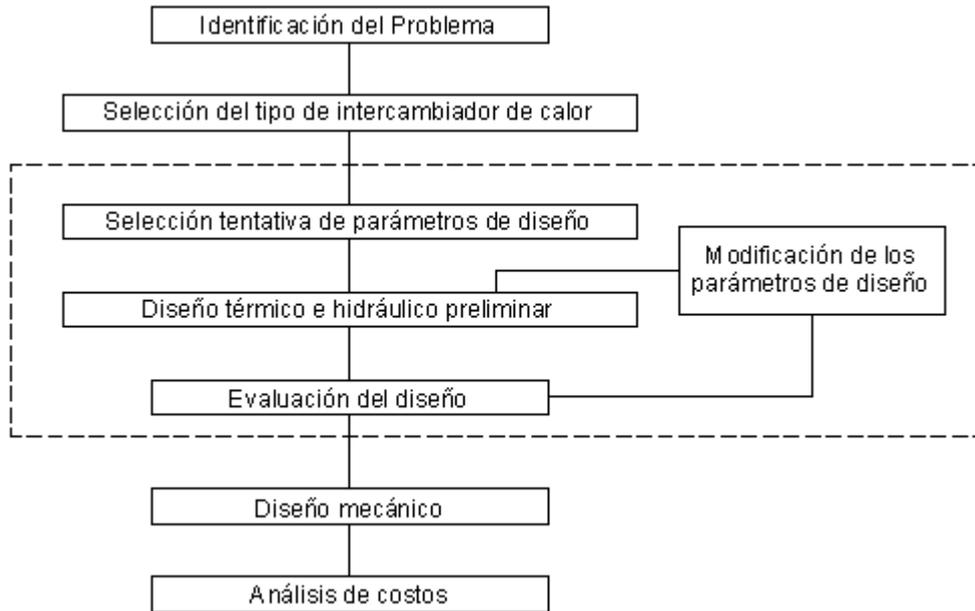


Figura. 2.17 Proceso de diseño de un intercambiador de calor

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 de un diseño aceptable. Por otro lado, se utilizan un programa de computación la convergencia dependerá de la habilidad y cuidado con que se modifique los parámetros de diseño. [4]

2.3.1 Diseño térmico

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. 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:

$$q = UA\Delta T_m \quad (2.28)$$

Donde U es el coeficiente global de transferencia de calor, A es el área de transferencia de calor y ΔT_m es la diferencia promedio apropiada de temperaturas entre los fluidos (diferencia de Temperaturas media logarítmica).

Una vez realizado el análisis termodinámico de un intercambiador de calor se conoce con exactitud la tasa de transferencia de calor y la diferencia de temperaturas media logarítmica. Por tanto, para determinar el área de transferencia de calor es necesario determinar el coeficiente global de transferencia de calor. El coeficiente global de transferencia de calor está definido en términos de la resistencia térmica total a la transferencia de calor entre dos fluidos y, por tanto, involucra las resistencias de convección y conducción presentes. Es en la determinación de estos factores donde entran en juego muchos parámetros tales como las características del flujo, las propiedades de los fluidos, las dimensiones de los conductos y otros que convierten el diseño de intercambiadores de calor en proceso que requiere muchas iteraciones y el consumo de una considerable cantidad de tiempo.

Métodos de cálculo

Existen dos métodos importantes para el diseño de intercambiadores de calor: el LMTD (Log Mean Temperature Difference o Diferencia de Temperatura Media Logarítmica) y el NTU (Number of Transfer Units o Número de Unidades de Transferencia).

El método **NTU** es, básicamente, un método para el análisis de intercambiadores de calor. A través de él podemos analizar el comportamiento de un determinado intercambiador de calor (un equipo que ya está construido) bajo parámetros diferentes a los de diseño. En este método se utilizan varias curvas para la determinación de la relación entre la efectividad y los NTU.

El **LMTD** es un método de diseño. En él, con el conocimiento de las temperaturas de entrada y salida y el flujo másico de los fluidos es posible determinar el área de transferencia de calor siguiendo un procedimiento lógico.

Considerando que lo que se desea es realizar el diseño, mas no el análisis, de un intercambiador, se selecciona el método LMTD. Además, este método facilita la utilización de programas de computadora para realizar el diseño.

2.3.1.1 Método de la diferencia de temperatura media logarítmica, LMTD

Considerando un intercambiador de calor de contra flujo o contra-corriente:

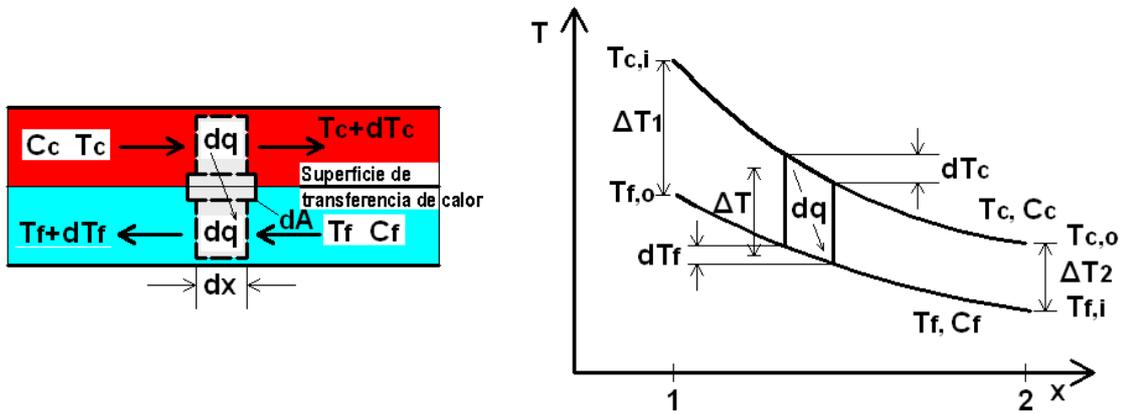


Figura. 2.18 Variación de las temperaturas de los fluidos en un intercambiador.

La forma de ΔT_m se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales de fluidos caliente y frío. Los balances de energía y análisis subsiguientes están sujetos a las siguientes suposiciones simplificadoras:

- 1- El intercambiador de calor está aislado
- 2- La conducción axial a lo largo de los tubos es insignificante
- 3- Los cambios de energía cinética y potencial son despreciables
- 4- Los calores específicos y el coeficiente global de transferencia de calor son constantes

Al aplicar un balance de energía a cada uno de los elementos diferenciales de la figura 2.19, se tiene

$$dq = -m_c c_{p,c} dT_c = -C_c dT_c \quad (2.29)$$

$$dq = -m_f c_{p,f} dT_f = -C_f dT_f \quad (2.30)$$

donde C_c y C_f son las *capacitancias térmicas de los flujos* caliente y frío, respectivamente.

La transferencia de calor a través del área superficial dA también se puede expresar como:

$$dq = U\Delta T dA \quad (2.31)$$

$$\Delta T = T_c - T_f \quad (2.32)$$

$$d(\Delta T) = dT_c - dT_f \quad (2.33)$$

Sustituyendo dT_c y dT_f de las expresiones anteriores

$$d(\Delta T) = dq \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (2.34)$$

Reemplazando dq e integrando a lo largo del intercambiador, entre los extremos 1 y 2

$$\int_1^2 \frac{d(\Delta T)}{\Delta T} = U \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \int_1^2 dA \quad (2.35)$$

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = UA \left(\frac{1}{C_f} - \frac{1}{C_c} \right) \quad (2.36)$$

Sustituir ahora C_c y C_f de los balances globales para cada fluido

$$\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right) = UA \left(\frac{T_{f,o} - T_{f,i}}{q} - \frac{T_{c,i} - T_{c,o}}{q} \right) = \frac{UA}{q} (T_{c,o} - T_{f,o}) \quad (2.37)$$

Para un intercambiador en contraflujo las diferencias de temperaturas en los puntos extremos son:

$$\Delta T_1 = T_{c,1} - T_{f,1} = T_{c,i} - T_{f,o} \quad (2.38)$$

$$\Delta T_2 = T_{c,2} - T_{f,2} = T_{c,o} - T_{f,i} \quad (2.39)$$

Con lo que la expresión anterior queda.

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (2.40)$$

Podemos concluir que la diferencia de temperatura media apropiada es la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} . En consecuencia podemos escribir.

$$q = UA\Delta T_{ml} \quad (2.41)$$

Donde:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (2.42)$$

Para intercambiadores de calor de pasos múltiples y de flujo cruzado, las ecuaciones anteriores se utilizan modificando la diferencia de temperaturas media logarítmica por:

$$\Delta T_{ml} = F\Delta T_{ml,CF} \quad (2.43)$$

Donde F es el factor de corrección, que depende de la configuración geométrica del intercambiador y de las temperaturas de entrada y salida de las corrientes de los fluidos caliente y frío. $F = 1$, cuando existe cambio de fase sin importar la configuración del intercambiador de calor. [15]

2.3.1.2 Coeficiente global de transferencia de calor U

Una de las primeras cuestiones a realizar en el análisis térmico de un intercambiador de calor de coraza y tubos consiste en evaluar el coeficiente global de transferencia de calor entre las dos corrientes fluidas.

Sabemos que el coeficiente de transferencia térmica global entre un fluido caliente a temperatura T_C y otro frío a temperatura T_F separados por una pared plana se define mediante la ecuación:

$$q = UA(T_C - T_F) \quad (2.44)$$

$$UA = \frac{1}{\sum_{i=1}^{i=3} R_i} = \frac{1}{\frac{1}{h_C A} + \frac{L}{kA} + \frac{1}{h_F A}} \quad (2.45)$$

En el caso de un intercambiador de calor formado por dos tubos concéntricos, el área de la superficie de intercambio térmico es:

$$\text{Interior:} \quad A_i = 2 \pi r_i L \quad (2.46)$$

$$\text{Exterior:} \quad A_e = 2 \pi r_e L \quad (2.47)$$

de forma que, en general:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{Ci} A_i} + \frac{\ln(r_e / r_i)}{2\pi k L} + \frac{1}{h_{Fe} A_e}} \quad (2.48)$$

Si el coeficiente de transferencia térmica global viene referido a la superficie exterior A_e , el valor de U_e será:

$$U_e = \frac{1}{\frac{A_e}{h_{Ci} A_i} + \frac{A_e}{2\pi k L} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{Fe}}} = \frac{1}{\frac{r_e}{h_{Ci} r_i} + \frac{r_e}{k} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{1}{h_{Fe}}} \quad (2.49)$$

mientras que si viene referido a la superficie interior A_i será:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{Ci}} + \frac{A_i}{2\pi k L} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{A_i}{A_e h_{Fe}}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{Ci}} + \frac{r_i}{k} \ln \frac{r_e}{r_i} + \frac{r_i}{r_e h_{Fe}}} \quad (2.50)$$

En un proyecto es necesario calcular los coeficientes de transferencia de calor individuales, pero suele ser útil en las estimaciones preliminares el tener un valor aproximado de U , típico de las condiciones que han de encontrarse en la práctica; hay que tener en cuenta que, en muchos casos, el valor de U viene determinado casi completamente por la resistencia

térmica en una de las películas fluido/sólido, como sucede, por ejemplo, cuando uno de los fluidos es un gas y el otro un líquido o si uno de los fluidos es un líquido en ebullición con un coeficiente de transferencia térmica muy grande.

Factor de suciedad

Con frecuencia resulta imposible predecir el coeficiente de transferencia de calor global de un intercambiador de calor al cabo de un cierto tiempo de funcionamiento, teniendo sólo en cuenta el análisis térmico; durante el funcionamiento con la mayoría de los líquidos y con algunos gases, se van produciendo gradualmente unas películas de suciedad sobre la superficie en la que se realiza la transferencia térmica, que pueden ser de óxidos, incrustaciones calizas procedentes de la caldera, lodos, carbonilla u otros precipitados, Fig. 2.19; el efecto que ésta suciedad origina se conoce con el nombre de **incrustaciones**, y provoca un aumento de la resistencia térmica del sistema; normalmente el fabricante no puede predecir la naturaleza del depósito de suciedad o la velocidad de crecimiento de las incrustaciones, limitándose únicamente a garantizar la eficiencia de los intercambiadores limpios.

La resistencia térmica del depósito se puede determinar, generalmente, a partir de ensayos reales o de la experiencia.

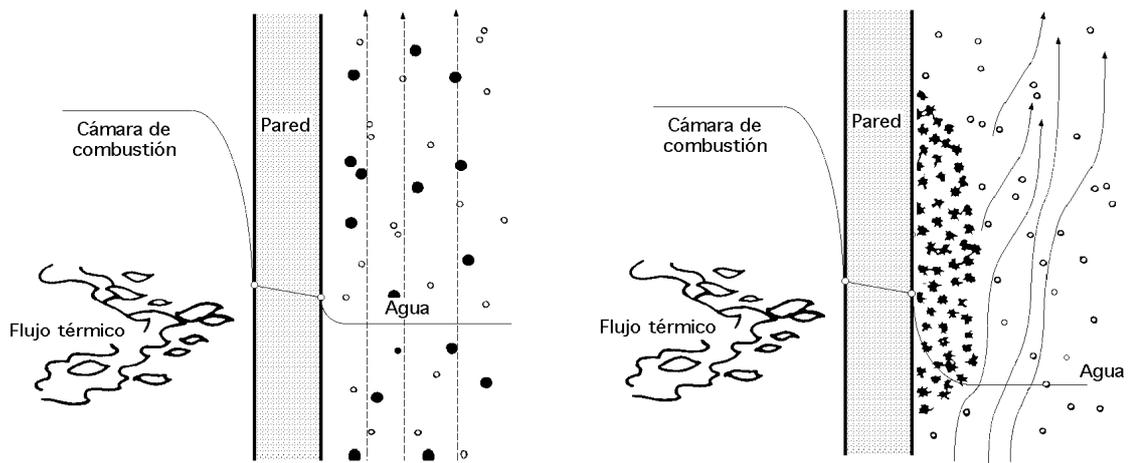


Figura. 2.19 Transmisión de calor entre la cámara de combustión y el agua de una caldera con incrustaciones calcáreas

Si se realizan ensayos de rendimiento en un intercambiador limpio y se repiten después de que el aparato haya estado en servicio durante algún tiempo, se puede determinar la resistencia térmica del depósito (o factor de incrustación) R_{Suc} mediante la relación: **[16]**

$$R_{Sucio} = R_{Func} - R_{Limpio} = \frac{1}{U_{Func}} - \frac{1}{U_{Limpio}} \Rightarrow U_{Func} = \frac{1}{R_{Sucio} + \frac{1}{U_{Limpio}}} \quad (2.51)$$

Siendo:

$$R_{Sucio} = Re + Ri \frac{Ae}{Ai}; \quad (2.52)$$

$$U_{Limpio} = \frac{1}{\frac{1}{h_{Ce}} + Rp + \frac{1}{h_{Ci}} \frac{Ae}{Ai}} \quad (2.53)$$

La expresión del coeficiente global de transmisión de calor U_{Func} en funcionamiento al cabo de un tiempo, referida a la sección exterior Ae es:

$$U_{Func} = \frac{1}{\frac{1}{h_{Ce}} + Re + Rp + \frac{Ri}{Ai} \frac{Ae}{Ai} + \frac{Ae}{h_{Ci} Ai}} \quad (2.54)$$

en donde::

U_{limpio} es el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador limpio, respecto a la sección exterior.

$U_{suc.}$ es el coeficiente global de transmisión de calor del intercambiador después de producirse el depósito.

h_{ce} es el coeficiente de convección medio del fluido en el exterior del tubo

h_{ci} es el coeficiente de convección medio del fluido en el interior del tubo

Re es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el exterior del tubo

Ri es la resistencia unitaria del depósito de suciedad en el interior del tubo

R_p es la resistencia de la pared del tubo basada en el área de la superficie exterior del tubo y se evalúa a partir de la ecuación de la resistencia térmica de una pared plana, es decir:

$$R_p = \frac{\Delta x}{k A_m} \quad (2.55)$$

donde:

Δx es el espesor de la pared del tubo

k es la conductividad térmica del material del tubo

A_m es el Área media efectiva de transferencia de calor. $A_m = \pi \Delta x (r_e + r_i)$

Reemplazando valores en la ecuación 2.54 tenemos que el coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U_e = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + R_e + \frac{\Delta x}{k} \frac{2r_e}{(r_e + r_i)} + \left(R_i + \frac{1}{h_t} \right) \frac{r_e}{r_i}} \quad (2.56)$$

h_s y h_t son los coeficientes de transferencia de calor al lado de la coraza y de los tubos respectivamente.

2.3.1.3 Coeficiente de transferencia de calor en la coraza, h_s

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor en la coraza utilizaremos el método de Bell-Delaware que considera el flujo en un banco de tubos ideal y las desviaciones de la idealidad, es decir el uso de factores de corrección por las diversas fugas, by pass, distorsiones, etc. Ello hace que el cálculo del coeficiente pelicular por el lado de la coraza sea más preciso con este método.

$$h_s = h_i(J_c, J_l, J_b, J_r, J_s) \quad (2.57)$$

h_i , es el coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal; J_c , J_1 , J_b , J_r y J_s son los factores de corrección, detallados a continuación.

Factor de corrección por efecto del flujo en la ventana del deflector, J_c . [17]

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c \quad (2.58)$$

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (2.59)$$

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen } \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (2.60)$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left\{ \frac{Ds}{Dctl} \left[1 - 2 \left(\frac{Bc}{100} \right) \right] \right\} \quad (2.61)$$

$$Dctl = Dotl - Dt \quad (2.62)$$

$$Dotl = Ds - Lbb \quad (2.63)$$

Bc (%), es el porcentaje del deflector segmentado,

Ds es el diámetro interior de la coraza

$Dctl$ es el diámetro de la circunferencia que une los centros de los tubos adyacentes a la coraza.

$Dotl$ es el diámetro de la circunferencia que une los centros de los tubos adyacentes a la coraza

Lbb es el espacio entre diámetros de la coraza y haz de tubos

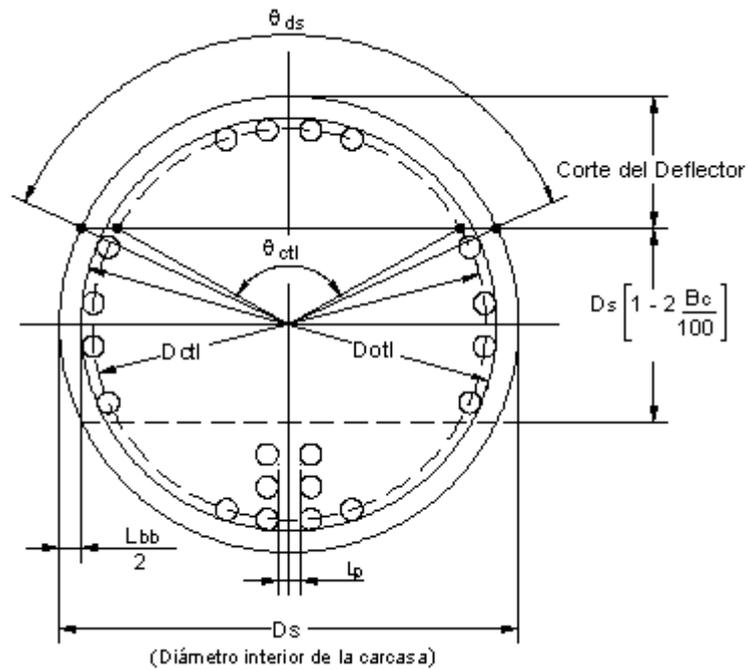


Figura. 2.20 Relaciones geométricas básicas del deflector

Factor de corrección por efectos de fugas del fluido en el deflector, J_1 [17]

Las fugas ocurren en el espacio entre el diámetro interno de la coraza y el deflector, y, el espacio entre el diámetro exterior del tubo y el agujero del deflector. Las fugas del fluido en estas dos zonas influyen en el coeficiente de transferencia de calor y en la caída de presión del fluido en la coraza. El valor de J_1 se puede determinar por:

$$J_1 = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] \exp(-2.2r_m) \quad (2.64)$$

$$r_m = \frac{Ssb + Stb}{Sm} \quad (2.65)$$

$$r_s = \frac{Ssb}{Ssb + Stb} \quad (2.66)$$

$$Ssb = 0.00436 D_s Lsb (360 - \theta_{ds}) \quad (2.67)$$

$$Lsb = 3.1 + 0.004 D_s \quad (2.68)$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[1 - 2 \left(\frac{Bc}{100} \right) \right] \quad (2.69)$$

$$Stb = (Stb)_i (Ntt) (1 - Fw) \quad (2.70)$$

$$(Stb)_i = \frac{\pi}{4} [(Dt + Ltb)^2 - Dt^2] \quad (2.71)$$

$$Ntt = (Ntt)_i = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_1 (Ltp)^2} \quad (2.72)$$

$$Ntt = (Ntt)_i (1 - \Psi_n) \quad (2.73)$$

$$Sm = Lbc \left[Lbb + \frac{Dctl}{Ltp_{eff}} (Ltp - Dt) \right] \quad (2.74)$$

Ssb es el área de fuga del fluido entre la coraza y el deflector

$(Stb)_i$ es el área de fuga del fluido entre el tubo y deflector.

Lsb es el espacio entre diámetros de coraza y deflector

Ntt es el número total de tubos, Ltp es el paso en el arreglo de tubos y Ψ_n es un factor de corrección según el número de pasos en los tubos

Sm es el área de flujo cruzado, relativa a la línea central del haz de tubos.

Lbc es el espaciado entre deflectores.

Factor de corrección por efecto de bypass del fluido entre el haz de tubos y la coraza, J_b . [17]

Puede valorarse por la siguiente expresión:

$$J_b = \exp\left[-C_{bh} F_{sbp} \left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}}\right)\right] \quad (2.75)$$

$$F_{sbp} = \frac{S_b}{S_m} \quad (2.76)$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} \quad (2.77)$$

$$S_b = Lbc[(Ds - Dotl) + Lpl] \quad (2.78)$$

$$N_{tcc} = \frac{Ds}{Lpp} \left[1 - 2\left(\frac{Bc}{100}\right)\right] \quad (2.79)$$

S_b es el área del bypass.

N_{ss} es el número de pares de sellos en un deflector longitudinal. Una recomendación práctica es utilizar un sello para 4 o 6 filas de tubos.

N_{tcc} es el número de filas de tubos entre el extremo del deflector y una sección de flujo cruzado en el deflector.

Factor de corrección para gradientes de temperatura adversas en flujo laminar, J_r . [17]

Factor de corrección para gradientes de temperatura adversas en flujo laminar. Un flujo laminar ($Re_s < 20$) disminuye notablemente la transmisión de calor ocasionado eventualmente un efecto adverso del gradiente de temperatura desarrollado en la capa límite; para valores de $Re = 100$, estos efectos desaparecen.

Como el flujo dentro de la coraza es turbulento, $J_r = 1$.

Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada (Lbi) y la salida del fluido (Lbo), J_s . [17]

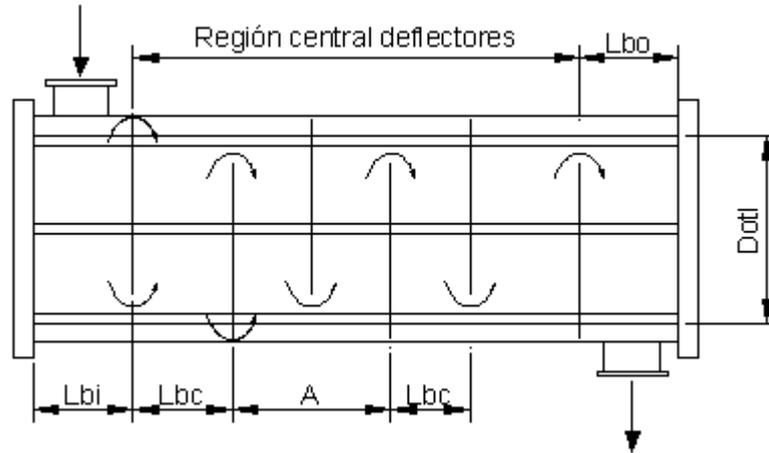


Figura. 2.21 Esquema de la distribución de los deflectores

$$J_s = \frac{(Nb - 1) + (L_i^*)^{(1-n)} + (L_o^*)^{(1-n)}}{(Nb - 1) + L_i^* + L_o^*} \quad (2.80)$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} \quad (2.81)$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} \quad (2.82)$$

$$Nb = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (2.83)$$

L_{bc} : espacio entre deflectores

L_{bi} : espacio entre deflectores a la entrada del fluido.

L_{bo} : espacio entre deflectores a la salida del fluido.

Nb : número de deflectores

L_{ti} : Longitud de la suma de todos los espacios de deflectores

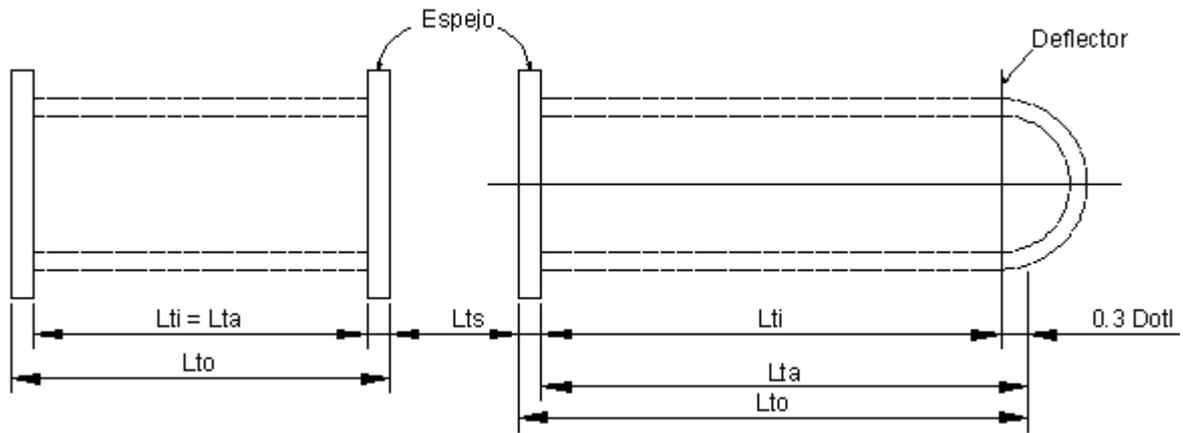


Figura. 2.22 Definiciones de la longitud del tubo

2.3.1.4 Método de la efectividad - Número de unidades de transferencia de calor NTU.

Es el más adecuado para predecir las temperaturas de salida de las corrientes de los fluidos caliente y frío en un intercambiador específico, este método se basa en un parámetro adimensional llamado Efectividad de la Transferencia de Calor definido como

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{\text{Velocidad de transf de calor real}}{\text{Velocidad máx posible de transf de calor}} \quad (2.84)$$

La velocidad de transferencia de calor real de un intercambiador de calor se puede determinar mediante un balance de energía en los fluidos caliente y frío.

$$\dot{Q} = C_c (T_{c,ent} - T_{c,sal}) = C_f (T_{f,sal} - T_{f,ent}) \quad (2.85)$$

$$C_c = \dot{m}_c C p_c \quad (2.86)$$

$$C_f = \dot{m}_f C p_f \quad (2.87)$$

La velocidad máxima posible de transferencia de calor en un intercambiador de calor es:

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{min}} (T_{c,ent} - T_{f,ent}) \quad (2.88)$$

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

La relación de capacidades de calor está dado por:

$$c = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (2.89)$$

Cuando el fluido caliente es un vapor de condensación, para todos los propósitos prácticos $C_c \rightarrow \infty$, entonces $C_{\max} = \infty$.

La efectividad de un intercambiador de calor depende de su configuración geométrica así como de la configuración del flujo. La relación de efectividad para todos los intercambiadores de calor con la relación de capacidades $c = 0$, es:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (2.90)$$

El número de unidades de transferencia de calor NTU, se expresa como:

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} \quad (2.91)$$

U: coeficiente global de transferencia de calor

A_s : Área superficial de transferencia de calor [15]

2.3.2 Diseño hidráulico

El diseño hidráulico establece la caída de presión que sufren los fluidos, y asegura que se encuentre dentro de rangos permisibles para el correcto funcionamiento del equipo.

La caída de presión total del fluido en la coraza Δp_s , excluidos las boquillas de entrada y salida se determina por la siguiente expresión: [17]

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e \quad (2.92)$$

Cada uno de los términos se define a continuación.

Caída de presión del flujo cruzado entre deflectores, Δp_c .

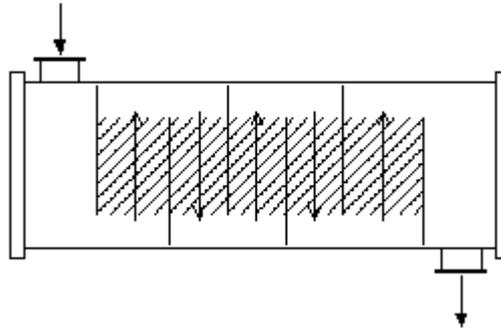


Figura. 2.23 Región de flujo entre deflectores. [4]

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi} (Nb - 1)(R_b)(R_l) \quad (2.93)$$

$$R_b = \exp\left[-C_{bp} F_{sbp} \left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}}\right)\right] \quad (2.94)$$

$$R_l = \exp\left[-1.33(1 + r_s)(r_{lm})^p\right] \quad (2.95)$$

$$p = [-0.15(1 + r_s) + 0.8] \quad (2.96)$$

R_b es el factor de corrección de flujo en el bypass

R_l es el factor de corrección por fugas del fluido en el deflector

Δp_{bi} es la caída de presión en un banco de tubos ideal, el cálculo del mismo se detalla en la sección 2.3.3.

Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores, Δp_w .

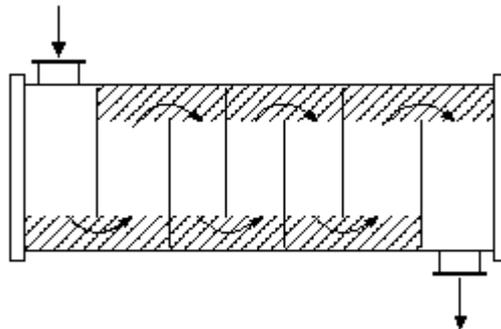


Figura. 2.24 Región de flujo en ventanas del deflector. [4]

Para flujo turbulento ($Re_s \geq 100$), se calcula mediante la expresión:

$$\Delta p_w = Nb R_l \left[(2 + 0.6Ntcw) \frac{(\dot{m}_w)^2}{2\rho_s} (10^{-3}) \right] \quad (2.97)$$

$$Ntcw = \frac{0.8}{Lpp} \left[D_s \frac{Bc}{100} - \frac{D_s - Dctl}{2} \right] \quad (2.98)$$

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{M}_s}{\sqrt{Sm Sw}} \times 10^6 \quad (2.99)$$

$$Sw = Swg - Swt \quad (2.100)$$

$$Swg = \frac{\pi}{4} (D_s)^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\text{sen } \theta ds}{2\pi} \right) \quad (2.101)$$

$$Swt = N_{tw} \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) \quad (2.102)$$

$$N_{tw} = N_{tt} F_w \quad (2.103)$$

$Ntcw$ es el número efectivo de filas de tubos en la sección de flujo cruzado.

Sw es el área del flujo cruzado a través de la ventana del deflector.

Swg es el área total del flujo a través de la ventana del deflector.

Swt es el área ocupada por los tubos en la ventana del deflector

Ntw es el número de tubos en la ventana del deflector.

Caída de presión del fluido en los compartimientos del primero y último deflector. Δp_e .

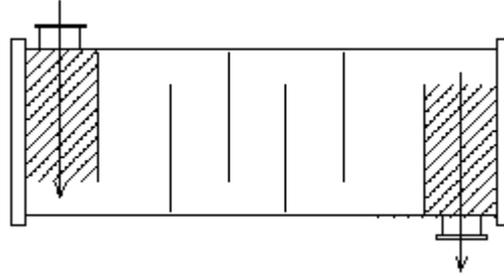


Figura. 2.25 Región de flujo en los espacios de entrada y salida del deflector. [4]

$$\Delta p_e = (\Delta p_{bi}) \left(1 + \frac{Ntcw}{Ntcc} \right) R_b R_s \quad (2.104)$$

$$R_s = \left(\frac{Lbc}{Lbo} \right)^{2-n} + \left(\frac{Lbc}{Lbi} \right)^{2-n} \quad (2.105)$$

R_s es el factor de corrección para la caída de presión por espacios desiguales de deflectores.

n es la pendiente de la curva del factor de fricción. Se asume $n = 1$ para flujo laminar ($Re_s < 100$) y $n = 0.2$ para flujo turbulento. Si todos los espacios del deflector son iguales, $R_s = 2$. [17]

2.3.3 Correlaciones para un banco de tubos ideal. [17]

El coeficiente de transferencia de calor en el lado de la coraza h_i para un banco de tubos ideal se determina por:

$$h_i = j_i (Cp)_s \dot{m}_s (Pr_s)^{-2/3} (\Phi_s)^r \quad (2.106)$$

$$\dot{m}_s = \frac{Ms}{Sm} \quad (2.107)$$

$$(\Phi)^r = \left(\frac{\eta_s}{\eta_{s,w}} \right)^{0.14} \quad (2.108)$$

$$T_w = T_{tav} + \frac{T_{sav} - T_{tav}}{1 + (h_t/h_s)} \quad (2.109)$$

\dot{m}_s es la velocidad másica del fluido en la coraza.

$(\Phi_s)^r$ es un factor de corrección por efectos de variación en los valores de la viscosidad dinámica como resultado de las temperaturas del fluido y del tubo.

η_{sw} es la viscosidad dinámica del fluido en la coraza evaluada a la temperatura de la pared del tubo, T_w .

T_{sav} y T_{tav} son las temperaturas promedio del fluido que pasa por la coraza y por los tubos, respectivamente.

La caída de presión en un banco de tubos ideal en un compartimento central de un deflector Δp_{bi} , cuyo espacio es L_{bc} , se determina por la siguiente expresión:

$$\Delta p_{bi} = 2 \left(10^{-3}\right) f_i N t c c \frac{(\dot{m}_s)^2}{\rho_s} (\Phi_s)^{-r} \quad (2.2.110)$$

El factor de transferencia de calor j_i y el factor de fricción f_i usados en las ecuaciones (2.98) y (2.102), respectivamente se pueden determinar en las figuras 1, 2, 3 del ANEXO I, en función del número de Reynolds del fluido en la coraza Re_s .

Tabla VI. Coeficientes de correlación para j_i y f_i [17]

Angulo	Re	a1	a2	a3	a4	b1	b2	b3	b4
30° (t)	10 ⁵ -10 ⁴	0,321	-0,388	1,45	0,519	0,372	-0,123	7	0,5
	10 ⁴ -10 ³	0,321	-0,388	1,45	0,519	0,486	-0,152	7	0,5
	10 ³ -10 ²	0,593	-0,477	1,45	0,519	4,57	-0,476	7	0,5
	10 ² -10 ¹	1,36	-0,657	1,45	0,519	45,1	-0,973	7	0,5
	10 ¹ -10 ⁰	1,4	-0,667	1,45	0,519	48	-1	7	0,5
45° (r)	10 ⁵ -10 ⁴	0,37	-0,396	1,93	0,5	0,303	-0,126	6,59	0,52
	10 ⁴ -10 ³	0,37	-0,396	1,93	0,5	0,333	-0,136	6,59	0,52
	10 ³ -10 ²	0,73	-0,5	1,93	0,5	3,5	-0,476	6,59	0,52
	10 ² -10 ¹	0,498	-0,656	1,93	0,5	26,2	-0,913	6,59	0,52
	10 ¹ -10 ⁰	1,55	-0,667	1,93	0,5	32	-1	6,59	0,52
90° (c)	10 ⁵ -10 ⁴	0,37	-0,395	1,187	0,37	0,391	-0,148	6,3	0,378
	10 ⁴ -10 ³	0,107	-0,266	1,187	0,37	0,0815	0,022	6,3	0,378
	10 ³ -10 ²	0,408	-0,46	1,187	0,37	6,09	-0,602	6,3	0,378
	10 ² -10 ¹	0,9	-0,631	1,187	0,37	32,1	-0,963	6,3	0,378
	10 ¹ -10 ⁰	0,97	-0,667	1,187	0,37	35	-1	6,3	0,378

Sin embargo, para aplicaciones computacionales, un conjunto de constantes que figuran en la Tabla VI, son utilizadas para el ajuste de las curvas, de la siguiente forma:

$$j_i = a_1 \left(\frac{1.33}{L_{tp} / D_t} \right)^a (\text{Re}_s)^{a_2} \quad (2.111)$$

donde:

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 (\text{Re}_s)^{a_4}} \quad (2.112)$$

y

$$f_i = b_1 \left(\frac{1.33}{L_{tp} / D_t} \right)^b (\text{Re}_s)^{b_2} \quad (2.113)$$

donde:

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 (\text{Re}_s)^{b_4}} \quad (2.114)$$

2.3.4 Diseño mecánico

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.

2.3.4.1 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.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \quad (2.115)$$

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

$$t = \frac{PR}{2SE - 0.4P} \quad (2.116)$$

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 $E = 1$.

Al espesor determinado le sumamos 3 mm, por efecto de la corrosión. El canal también es una coraza cilíndrica por lo tanto deberá calcularse su espesor, si es menor que el espesor de la coraza, admitir el espesor de la coraza.

Placa divisora de pasos. [19]

El espesor de la placa divisora de pasos en el canal, no debe ser menor que el que se muestra en la Tabla VII

Tabla VII. Espesor nominal de la placa divisora de pasos [19]

Tamaño Nominal	Acero al Carbono	Material de aleación
< 24	3/8"	1/4"
24 - 60	1/2"	3/8"

2.3.4.2 Tubos

El espesor del tubo fue necesario determinar 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, **Ec. (2.115)**

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

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.

2.3.4.3 Espejo

Para el cálculo del espesor del espejo se hace referencia a las normas ASME, en el Apéndice AA. [18]

Cálculo del espesor de un espejo con soporte simple para IC con tubos en U

El espesor del espejo sin considerar el espesor mínimo por efectos de corrosión es el mayor valor obtenido de h_1 y h_2 .

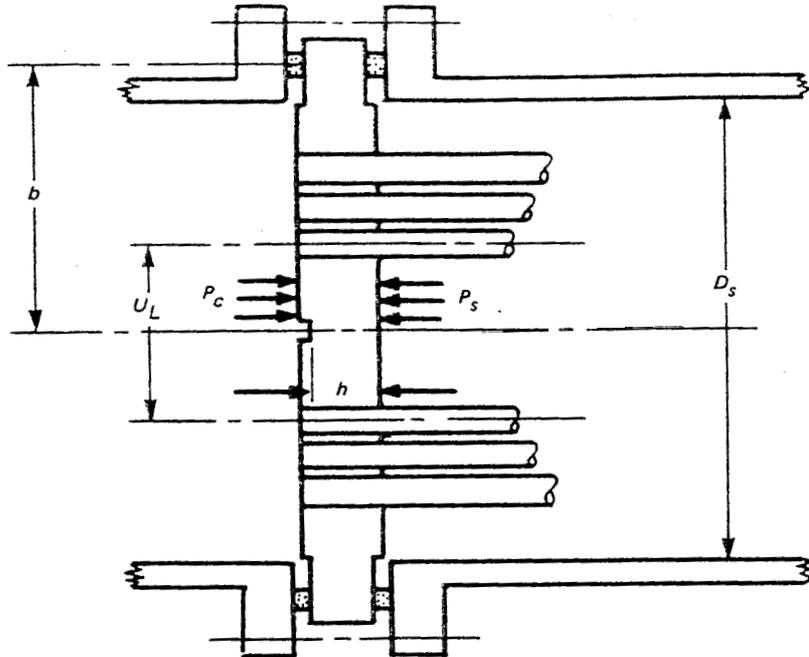


Figura. 2.26 Soporte simple del espejo para tubos en U

$$h_1 = G f^* \left(\frac{P}{\Omega S_{ts} \eta} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.117)$$

$$h_2 = \frac{a P}{\left(\frac{1.6 S_{ts} (p - d)}{p} \right)} \quad (2.118)$$

G: diámetro relacionado con la fuerza aplicada al empaque F_G ($G = 2b$)

P: mayor presión de diseño (lado de los tubos o lado de la coraza)

p: paso en los tubos (dato inicial)

d: diámetro exterior del tubo no expandido

S_{ts} : esfuerzo permisible del material del espejo a temperatura de diseño.

a: valor menor entre a_1 y a_2

$$a_1 = \frac{D_s - d}{2} \quad (2.119)$$

$$a_2 = \left(\frac{Nt p^2 \text{sen} \theta_t}{\pi} \right)^{1/2} + \left(\frac{d + U_L - 2p}{2} \right) \quad (2.120)$$

D_s : diámetro interno de la coraza

Nt : Número de agujeros para tubos

θ_t : ángulo del modelo de agujeros para tubos (paso triangular: 60° , paso cuadrado: 90°)

U_L : distancia entre centros de los tubos adyacentes, ver Figura 2.26

η : eficiencia de ligamento

$$\eta = \frac{p' - d'}{p'} \quad (2.121)$$

p' : paso efectivo de los tubos

$$p' = a \sqrt{\pi / (Nt \sin \theta_t)} \quad (2.122)$$

d' : diámetro efectivo del agujero para el tubo

$$d' = d - 2T_t (E_t / E) \mu (S_t / S_{ts}) \quad (2.123)$$

T_t : espesor nominal del tubo no expandido

E_t : Módulo de elasticidad del material de los tubos a la Temperatura de Diseño.

E : Módulo de elasticidad del material del espejo a la Temperatura de Diseño

μ : Relación del tramo expandido del tubo contra el espesor del espejo.

S_t : Esfuerzo permisible del material de los tubos a Temperatura de diseño.

$$f^* = 0.556 K^{c \ln \eta} \quad (2.124)$$

$$K = b/a \quad (2.125)$$

$c = 0.39$ para arreglo triangular y 0.32 para arreglo cuadrangular.

Ω : Factor del esfuerzo de diseño para placas tubulares y es el menor valor entre 2 y $1.5/\eta$

2.3.4.4 Tapas

Los elementos utilizados en los cabezales tanto de entrada como de retorno (o salida), a fin de proporcionar el cierre en los extremos del cambiador de calor, pueden ser de dos tipos; Tapas Abombadas y Tapas Planas, las cuales se han de seleccionar en función de las características propias de cada una de ellas o bien de acuerdo al tipo de tapa requerida por el cambiador que se esté diseñando, tomando en consideración las condiciones de servicio.

Dentro de la clasificación de Tapas Abombadas se presentan las llamadas Toriesféricas y Semielípticas, ambas soldables al cuerpo cilíndrico de los cabezales en el extremo de la ceja recta con que cuentan y siendo por consecuencia, elementos no desmontables.

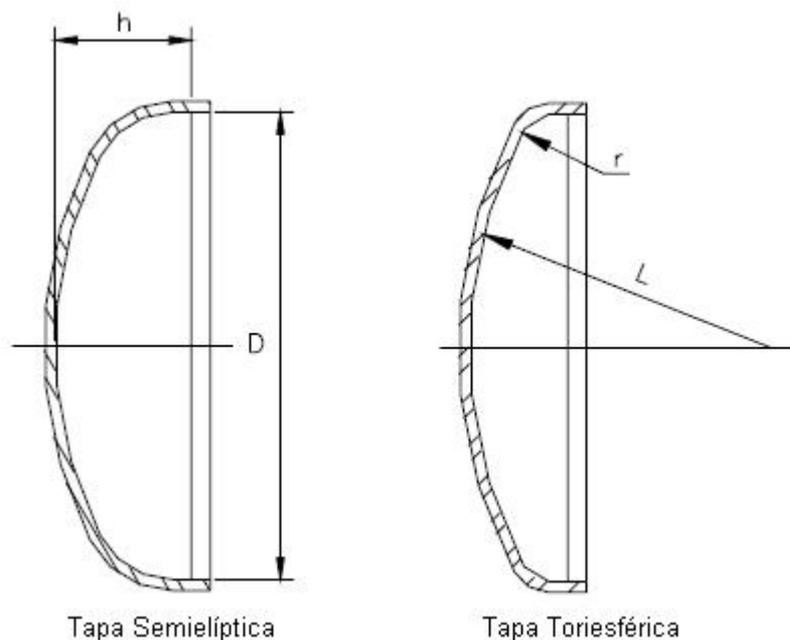


Figura. 2.27 Tapas abombadas

Tapa toriesferica ASME

Este tipo de tapas son las que tienen más aceptación en la industria debido a que su costo es bajo, soportando altas presiones manométricas, su característica principal es que el radio de corona es igual al diámetro interior del cabezal, mientras que el radio interior de la rodilla es el 6% del diámetro interior del cabezal. El espesor requerido para este tipo de tapas, deberá determinarse por la siguiente ecuación: [26]

$$t = \frac{0.885 P L}{S E - 0.1 P} \quad (2.126)$$

Tapa semielíptica

Son empleadas cuando el espesor calculado en una tapa toriesférica es relativamente alto. Este tipo de tapas son formadas a base de troqueles en donde la sección transversal es una elipse con relación 2.1.

El espesor requerido por una tapa de forma semielíptica, deberá determinarse mediante la siguiente ecuación: [26]

$$t = \frac{P D}{2 S E - 0.2 P} \quad (2.127)$$

- P: Presión interna de Diseño
- L: Radio de la corona
- D: Diámetro interior del borde de la tapa
- S: Esfuerzo máximo permisible del material de la tapa
- E: Eficiencia de la junta. E=1, para cabezas sin costura.

CAPÍTULO III

3. DISEÑO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

3.1 GENERALIDADES

Los intercambiadores de calor son aparatos que recuperan calor entre dos corrientes de fluido en un proceso; como se mencionó con anterioridad. El intercambiador de calor de coraza y tubos es del tipo BEU, con vapor y agua como fluidos, el vapor circula por los tubos y el agua por la coraza.

El haz de tubos consiste en una lámina tubular estacionaria, compuesta por tubos en U, desviadores o placas de soporte y espaciadores y tirantes apropiados. El haz de tubo se puede retirar de la coraza del intercambiador. Se proporciona un cabezal de lado del tubo y una coraza con cubiertas integradas, que se sueldan a la misma. Cada tubo tiene libertad para dilatarse o contraerse, sin limitaciones debidas a la posición de los otros tubos. Tiene la ventaja de proporcionar franqueo mínimo entre el límite exterior y el límite interior de la coraza, para todas las construcciones de haces de tubos desmontables; reduce el número de juntas. En la construcción para altas presiones, esta característica es muy importante, puesto que reduce tanto el costo inicial como el de mantenimiento.

3.2 SELECCIÓN DE MATERIALES

Los materiales se fabrican en formas comerciales que se denominan “Formas de Suministro” y para ello se han normalizado las de mayor utilidad. En los intercambiadores de calor se emplean algunas de dichas formas, que son solicitadas mediante las especificaciones de los códigos, tomando en consideración la forma del elemento que ha de fabricarse.

Los materiales que se elijan, deberán resistir los efectos de la corrosión y tener la suficiente resistencia para soportar la temperatura y presión de diseño. Una buena selección de materiales, asegurará bajos costos de mantenimiento e iniciales.

CORAZA. 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 24", por lo tanto la construcción de la misma se lleva a cabo a partir de tubería comercial.

Los tubos de cédula pueden conseguirse en el mercado desde 1/8 pulg. (3.2mm.) hasta 42 pulg. (1067 mm.) (Mercado Nacional hasta 18 pulg.) (457mm.) de diámetro nominal, que no corresponde al diámetro interno o externo real, a excepción de aquellos mayores a 12 pulg. (305 mm.) en los cuales el diámetro exterior es común al diámetro de identificación (nominal). Son fabricados con costura o sin ella, estos soldados o estruidos, de los cuales se prefieren los segundos cuando no exceden de 18 pulg. (457mm.) de diámetro nominal.

Se ha seleccionado un tubo de acero sin costura cédula 40 bajo la NORMA **ASTM A-53-B**, recomendado en ANEXO II. El espesor se verificará en el Diseño Mecánico, tomamos los datos del ANEXO III.

Tabla VIII. Datos del tubo para la coraza. ANEXO III

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior	Espesor	Diámetro Interior (Ds)
	mm	mm	mm
4"	114.3	6.02	102.26

La cubierta de la coraza y el canal, son del mismo material.

TUBOS. En la selección del material de los tubos, se ha atendido con especial cuidado el ataque corrosivo a las condiciones de servicio (Presión y Temperatura) de cada fluido, ya que ambos están en contacto con ellos, el vapor por el interior que es el más corrosivo, y el agua por su exterior.

Se ha seleccionado tubería de cobre flexible tipo K, NORMA ASTM-B-88, 3/8" de diámetro.

Tabla IX. Dimensiones de la tubería de 3/8". ANEXO IV

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior (Dt _e)	Espesor (Δx)	Diámetro Interior (Dt _i)
	mm	Mm	mm
3/8"	9.53	0.89	7.75

ESPEJO. En la selección del material del espejo, también se ha atendido con especial cuidado el ataque corrosivo a las condiciones de servicio (Presión y Temperatura) de

ambos fluidos y en especial, para el más crítico (vapor), ya que ataca una de sus caras. Para el espejo se ha seleccionado una placa de Acero ASTM A36. ANEXO II.

DEFLECTORES. Comúnmente se seleccionan de acero al carbono por ser elementos no sujetos a presión y además por el material disponible a la corrosión que puede ser incluido en su espesor, aunque algunas veces se construyen del mismo material o de características similares a las de los tubos, cuando el fluido de la coraza es un buen electrolito para evitar que se desarrolle la corrosión galvánica y con ello, la destrucción de los deflectores que son difíciles de reemplazar.

EMPAQUE. En las juntas desmontables de los intercambiadores de calor se utilizan empaques de metal sólido o de asbesto comprimido recubierto de un metal (enchaquetado). Los empaques llamados enchaquetados, deben tener buena plasticidad para que al ser comprimidos, puedan deformarse y fluir hasta llenar todos los huecos existentes en las caras de asentamiento, evitando así cualquier fuga. El metal que recubre el asbesto deberá seleccionarse para resistir el ataque corrosivo del fluido que se maneja, por lo que, generalmente se adopta un metal igual o de las mismas características electroquímicas que las de los elementos en que se asienta, para evitar que se genere la corrosión galvánica.

TAPAS Y BOQUILLAS Para las tapas, se elige un accesorio cap o tapón capa correspondiente al tubo de la coraza seleccionado, en este caso cédula 40; y para las boquillas o toberas de entrada se seleccionan uniones para soldar, bajo la norma ASTM A-181. (ANEXO II)

3.3 DISEÑO TÉRMICO

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.

3.3.1. Datos de entrada necesarios para los cálculos.

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.

3.3.1.1 Datos geométricos del intercambiador de calor

Tubos y disposición de los tubos

Diámetro Interno de la Coraza: $D_s = 102.26$ mm Tabla IX

Diámetro Exterior de los Tubos: $D_t = 9.525$ mm Tabla X

Espesor del Tubo: $\Delta x = 0.89$ mm Tabla X

Diámetro Interno de los Tubos: $D_{ti} = 7.745$ mm Tabla X

Conductividad Térmica de la pared del tubo:

$k_{tw} = 341$ W/m°C Anexo V

Paso en el Arreglo de Tubos: $L_{tp} = 13.5$ mm Anexo VI

Ángulo característico en el arreglo de tubos:

$\theta_{tp} = 30^\circ$

Largo de los tubos. Fig. 2-22.

Longitud total del tubo nominal $L_{to} = 462$ mm $L_{ts} \geq 25$ mm

Longitud del tubo en el tramo ocupado por los deflectores

$L_{ti} = 410$ mm Asumido

Longitud efectiva del tubo para el área de transferencia de calor:

$L_{ta} = 437$ mm

Geometría de los deflectores

Corte del deflector como porcentaje del diámetro interno de la coraza D_s :

$$\mathbf{Bc} = 33 \quad \% \quad \text{ANEXO VII}$$

Espacio entre deflectores:

$Lbc_{\min} = 50 \text{ mm}$, y $Lbc_{\max} = 102.26 \text{ mm}$. Ref. [4] Pág. 91-93

$$\mathbf{Lbc} = 80 \quad \text{mm} \quad \text{Asumido}$$

Geometría tubo – deflector

Número de pasos en los tubos: $\mathbf{Ntp} = 2$

Número de pares de sellos en un deflector longitudinal:

$$\mathbf{Nss} = 1$$

Tipo de haz de tubo $\mathbf{CB} = \text{UT}$ Haz de tubo en U

Espacio entre el diámetro del tubo y el deflector: Ref. [17] Pág. 3.3.5-13

$$\mathbf{Ltb} = 0.8 \quad \text{mm} \quad \text{Anexo VIII}$$

Espacio entre el deflector y el diámetro de la coraza: Ec. (2.68)

$$\mathbf{Lsb} = 3.5 \quad \text{mm} \quad \text{Anexo VIII}$$

Espacio entre el diámetro exterior del haz de tubos y el diámetro de la coraza:

$$\mathbf{Lbb} = 13.61 \quad \text{mm} \quad \text{Anexo VIII}$$

Número total de tubos o agujeros en el espejo para tubos en U:

$$N_{tt} = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_1 (Ltp)^2} (1 - \Psi_n) \quad \text{Ec. (2.72) y (2.73)}$$

$$D_{ctl} = 79.12 \text{ mm} \quad \text{Ec. (2.62) y (2.63)}$$

$$\Psi_n = 0.15 \quad \text{Anexo IX}$$

$$C_1 = 0.866 \quad [4]$$

$$N_{tt} = \frac{0.78 (79.12)^2}{0.866 (13.5)^2} (1 - 0.15) = 26.29$$

$$N_{tt} = 26$$

3.3.1.2 Temperaturas

Temperatura de entrada del agua a la coraza:

$$T_{a1} = 18 \text{ °C} \quad \text{T. ambiente}$$

Temperatura de salida del agua de la coraza:

$$T_{a2} = 50 \text{ °C} \quad \text{Asumida}$$

Temperatura promedio del agua: $T_{ap} = 34 \text{ °C}$

Temperatura de entrada y salida del vapor a 30 Psia en la línea de saturación:

$$T_{v1} = T_{v2} = 121.3 \text{ °C} \quad \text{Anexo X}$$

Temperatura promedio del vapor: $T_{vp} = 121.3 \text{ °C}$

3.3.1.3 Información del proceso al lado de la coraza

Flujo másico del agua: $\dot{M}_s = 0.28 \text{ kg/s}$ Asumido

A temperatura media del agua [34°C]

Volumen específico:

$$v = 1.0058 \frac{\text{cm}^3}{\text{g}} \quad \text{Anexo XI}$$

Densidad del agua:

$$\rho_a = 0.99423 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} = 994.23 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \quad 1/v$$

Conductividad térmica:

$$k_a = 359.92 \frac{\text{Btu}}{\text{pie h } ^\circ\text{F}} = 0.623 \frac{\text{W}}{\text{m } ^\circ\text{C}} \quad \text{Anexo XII}$$

Calor específico:

$$C_{p_a} = 0.998 \frac{\text{Btu}}{\text{lb } ^\circ\text{F}} = 4178.43 \frac{\text{J}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} \quad \text{Anexo XII}$$

Viscosidad dinámica:

$$\eta_s = 497.74 \frac{\text{lb}}{\text{pie seg}} = 0.00074 \frac{\text{kg}}{\text{m seg}} \quad \text{Anexo XII}$$

Número de Prandtl:

$$Pr_a = 4.98 \quad \text{Anexo XII}$$

Resistencia térmica por ensuciamiento para agua de ciudad:

$$\mathbf{Rf_s} = 1.76 \times 10^{-4} \frac{m^2}{^\circ C W} \quad \text{Anexo XIII}$$

3.3.1.4 Información del proceso al lado de los tubos

A temperatura media del vapor [121.3°C]

Volumen específico del vapor:

$$\mathbf{v} = 862.67 \frac{cm^3}{g} \quad \text{Anexo XI}$$

Volumen específico del condensado:

$$\mathbf{v} = 1.06152 \frac{cm^3}{g} \quad \text{Anexo XI}$$

Densidad del vapor:

$$\mathbf{\rho_v} = 0.00116 \frac{g}{cm^3} = 1.16 \frac{kg}{m^3} \quad 1 / v$$

Densidad del condensado:

$$\mathbf{\rho_c} = 0.94204 \frac{g}{cm^3} = 942.04 \frac{kg}{m^3} \quad 1 / v$$

Conductividad térmica del condensado:

$$\mathbf{k_c} = 396.51 \frac{Btu}{pie h ^\circ F} = 0.686 \frac{W}{m ^\circ C} \quad \text{Anexo XII}$$

Calor específico del condensado:

$$C_{p_c} = 1.0156 \frac{Btu}{lb \text{ } ^\circ F} = 4251.98 \frac{J}{kg \text{ } ^\circ C} \quad \text{Anexo XII}$$

Viscosidad Dinámica del condensado:

$$\eta_c = 152.3 \frac{lb}{pie \text{ } seg} = 0.0002 \frac{kg}{m \text{ } seg} \quad \text{Anexo XII}$$

Calor latente de condensación:

$$h_{fg} = 945.2 \frac{Btu}{lb} = 2198533,22 \frac{J}{kg} \quad \text{Anexo X}$$

Resistencia térmica por ensuciamiento para vapor:

$$R_{f_t} = 8.81 \times 10^{-5} \frac{m^2}{^\circ C W} \quad \text{Anexo XIII}$$

3.3.1.5 Información adicional

Coefficiente de transferencia de calor al lado de la coraza, estimado:

$$h_s = 6000 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \quad \text{Anexo XIV}$$

Coefficiente de transferencia de calor al lado de los tubos, estimado:

$$h_t = 10000 \frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C} \quad \text{Anexo XIV}$$

Temperatura de la pared del tubo, Ec (2.109)

$$T_w = 121.3 + \frac{34 - 121.3}{1 + (10000 / 6000)} = 88.56 \text{ } ^\circ C$$

Viscosidad dinámica del agua evaluada a T_w :

$$\eta_{sw} = 212.95 \frac{lb}{pie \text{ seg}} = 0.00032 \frac{kg}{m \text{ seg}} \quad \text{Anexo XII}$$

Caída de presión máxima permisible al lado de la coraza:

$$\Delta p_{s\text{m}\acute{a}x} = 2 \text{ psi} \quad \text{Asumido}$$

Caída de presión máxima permisible al lado de los tubos:

$$\Delta p_{t\text{m}\acute{a}x} = 2 \text{ psi} \quad \text{Asumido}$$

3.3.2 Estimación del flujo de calor requerido, q_{req}

De la Ec. (2.29), se calcula el flujo de calor requerido en función de los datos conocidos (del agua.).

$$q_{req} = Ma \times C_{p_a} \times \Delta T_a = 0.28 \frac{kg}{seg} \times 4178.43 \frac{J}{kg^\circ C} \times (50 - 18)^\circ C$$

$$q_{req} = 37438.73 \frac{J}{seg}$$

3.3.3 Cálculo de la LMTD

La diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} , determinamos a partir de la Ec. (2.42):

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

ΔT_1 y ΔT_2 se calcula conforme las ecuaciones (2.38) y (2.39), respectivamente.

$$\Delta T_1 = T_{v_1} - T_{a_1} = 121.3 - 18 = 103.3^\circ C$$

$$\Delta T_2 = T_{v_2} - T_{a_2} = 121.3 - 50 = 71.3^\circ C$$

$$\Delta T_{ml} = \frac{103.3 - 71.3}{\ln\left(\frac{103.3}{71.3}\right)} = 86.31^\circ C$$

3.3.4 Cálculo del área de transferencia de calor

Se utiliza la Ec. (2.56), para determinar el coeficiente de transferencia de calor supuesto, con los valores de 3.3.1

$$Ue = \frac{1}{\frac{1}{h_s} + Rf_s + \frac{\Delta x}{k_{tw}} \frac{2r_e}{(r_e + r_i)} + \left(Rf_i + \frac{1}{h_t}\right) \frac{r_e}{r_i}} = \frac{1}{\sum R_t}$$

Las resistencias por ensuciamiento se consideran nulas, puesto que el Intercambiador es nuevo. El porcentaje de influencia que cada resistencia ejerce en el coeficiente global de transferencia de calor, se observa a continuación.

$$Ue_{sup} = \frac{1}{\underbrace{\frac{1}{6000}}_{62,29\%} + \underbrace{\frac{0.89}{341 \cdot 1000} \cdot \frac{2(4.76)}{4.76 + 3.87}}_{0,94\%} + \underbrace{\left(\frac{1}{10000}\right) \frac{4.76}{3.87}}_{36,77\%}} = \frac{1}{0.00026757}$$

$$Ue_{sup} = 3418.47 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

El área requerida supuesta de transferencia de calor, se despeja de la Ecuación (2.41), y para su cálculo se utiliza el flujo de calor requerido y el coeficiente de transferencia de calor supuesto:

$$Ae_{sup} = \frac{q_{req}}{Ue_{sup} \times F \times \Delta T_{ml}}$$

F = 1, porque existe cambio de fase

$$Ae_{sup} = \frac{37438.73}{3418.47 \times 1 \times 86.32} = 0.1269 m^2$$

En base a este valor se han asumido el diámetro interior de la coraza y la longitud efectiva de los tubos, cuyos valores se presentan en la sección 3.3.1, y mediante los cuales se determinaron también los demás valores geométricos.

Cálculo del área de transferencia de calor Ae_{cal}

$$Ae_{cal} = \pi \cdot Dt \cdot Lta \cdot Ntt \cdot 10^{-6} \quad \text{Ref. [17] Pág. 3.3.5-17}$$

$$Ae_{cal} = \pi \times 9.525 \times 10^{-3} \times 0.437 \times 26$$

$$Ae_{cal} = 0.3400 \text{ m}^2$$

3.3.5 Evaluación del diseño térmico

En esta Sección se va a determinar el flujo de calor calculado q_{cal} , para posterior a ello comparar con el flujo de calor requerido q_{req} .

3.3.5.1 Cálculo de los coeficientes de transferencia de calor h_s y h_t

Estos coeficientes ya se estimaron en la sección 3.3.1.5, pero para determinar el flujo de calor q_{cal} se requieren datos más precisos.

Coefficiente de transferencia de calor en la coraza h_s

Para el cálculo de este coeficiente, determinamos primero el coeficiente para un banco de tubos ideal, y posteriormente los factores de corrección.

Coefficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal h_i : Ec (2.106)

$$h_i = j_i (Cp)_s \dot{m}_s (Pr_s)^{-2/3} (\Phi_s)^r$$

$$\dot{m}_s = \frac{Ma}{Sm} \quad \text{Ec. 2.107}$$

$$Sm = Lbc \left[Lbb + \frac{Dctl}{Ltp_{eff}} (Ltp - Dt) \right] \quad \text{Ec. 2.74}$$

$$Ltp_{eff} = Ltp, \text{ para un arreglo de tubos triangular} \quad [17]$$

$$Sm = 80 \left[13.61 + \frac{79.12}{13.5} (13.5 - 9.525) \right] = 2952.52 \text{ mm}^2$$

$$\dot{m}_s = \frac{0.28}{2952.52} \cdot 10^6 = 94.83 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{ s}}$$

$$(\Phi)^r = \left(\frac{\eta_s}{\eta_{s,w}} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.00074}{0.00032} \right)^{0.14} = 1.1245 \quad \text{Ec. 2.108}$$

$$Pr_s = Pr_a = 4.98$$

$$(Cp)_s = Cp_a = 4178.43 \frac{\text{J}}{\text{kg}^\circ \text{C}}$$

$$j_i = a_1 \left(\frac{1.33}{Ltp / Dt} \right)^a (Re_s)^{a_2} \quad \text{Ec. 2.111}$$

$$Re_s = \frac{Dt \dot{m}_s}{\eta_s} = \frac{9.525 \times 10^{-3} \cdot 94.83}{0.00074} = 1220.62 \quad .[17]$$

Los valores de a_1 , a_2 , a_3 y a_4 ver en la Tabla VI en función del número de Reynolds en la coraza.

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14 (Re_s)^{a_4}} = \frac{1.45}{1 + 0.14 (1220)^{0.519}} = 0.2198 \quad \text{Ec 2.112}$$

$$j_i = 0.321 \left(\frac{1.33}{13.5/9.525} \right)^{0.2198} (1220.62)^{-0.388} = 0.0201$$

$$h_i = 0.0201 \times 4178.43 \times 94.83 \times (4.98)^{-2/3} \times 1.1245 = 3071 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Factor de corrección por efecto del flujo en la ventana del deflector, J_c : Ec. (2.58)

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c$$

$$F_c = 1 - 2F_w \quad \text{Ec. 2.59}$$

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{360} - \frac{\text{sen} \theta_{ctl}}{2\pi} \quad \text{Ec. 2.60}$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left\{ \frac{Ds}{Dctl} \left[1 - 2 \left(\frac{Bc}{100} \right) \right] \right\} \quad \text{Ec. 2.61}$$

$$\theta_{ctl} = 2 \cos^{-1} \left\{ \frac{102.26}{79.12} \left[1 - 2 \left(\frac{33}{100} \right) \right] \right\} = 127^\circ$$

$$F_w = \frac{127}{360} - \frac{\text{sen} 127^\circ}{2\pi} = 0.23$$

$$F_c = 1 - 2(0.23) = 0.54$$

$$J_c = 0.55 + 0.72(0.54) = \mathbf{0.9388}$$

Factor de corrección por efectos de fugas del fluido en el deflector, J_l : Ec. (2.64)

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)] \exp(-2.2r_{lm})$$

$$r_{lm} = \frac{Ssb + Stb}{Sm} \quad \text{Ec. 2.65}$$

$$r_s = \frac{Ssb}{Ssb + Stb} \quad \text{Ec. 2.66}$$

$$Ssb = 0.00436 D_s Lsb (360 - \theta_{ds}) \quad \text{Ec. 2.67}$$

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left[1 - 2 \left(\frac{33}{100} \right) \right] = 140.25^\circ \quad \text{Ec. 2.69}$$

$$Ssb = 0.00436 \times 102.26 \times 3.5 (360 - 140.25) = 342.92 \text{ mm}^2$$

$$Stb = \frac{\pi}{4} [(Dt + Ltb)^2 - Dt^2] (Ntt)(1 - Fw) \quad \text{Ec. 2.70 y 2.71}$$

$$Stb = \frac{\pi}{4} [(9.525 + 0.8)^2 - 9.525^2] (26)(1 - 0.23) = 249.69 \text{ mm}^2$$

$$r_m = \frac{342.92 + 249.69}{2952.52} = 0.2 \quad \text{y} \quad r_s = \frac{342.92}{342.92 + 249.69} = 0.58$$

$$J_l = 0.44(1 - 0.58) + [1 - 0.44(1 - 0.58)] \exp(-2.2 \times 0.2) = \mathbf{0.7090}$$

Factor de corrección por efecto de bypass del fluido entre el haz de tubos y la coraza,
 J_b : Ec. (2.75)

$$J_b = \exp \left[-C_{bh} F_{sbp} \left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}} \right) \right]$$

$$C_{bh} = 1.25 \quad \text{para flujo turbulento (Re}_s > 100) \quad \text{Ref. [17] Pág. 3.3.6-9}$$

$$Sb = Lbc[(Ds - Dotl) + Lpl] \quad \text{Ec. 2.78}$$

$$Lpl = 0.5 Lp = 0.5 \times 9.525 = 4.76 \text{ mm} \quad \text{Ref. [17] Pág. 3.3.6-4}$$

$$Dotl = Ds - Lbb = 102.26 - 13.61 = 88.65 \text{ mm} \quad \text{Ec. 2.63}$$

$$Sb = 80 [(102.26 - 88.65) + 4.76] = 1469.6 \text{ mm}^2$$

$$F_{sbp} = \frac{Sb}{Sm} = \frac{1469.6}{2952.52} = 0.5 \quad \text{Ec. 2.76}$$

$$N_{ss} = 1$$

un par de sellos

$$L_{pp} = 0.866 L_{tp} = 0.866 \times 13.5 = 11.69 \text{ mm} \quad \text{Ref. [17] (Tabla 10) Pág. 3.3.5-7}$$

$$N_{tcc} = \frac{D_s}{L_{pp}} \left[1 - 2 \left(\frac{B_c}{100} \right) \right] = \frac{102.26}{11.69} \left[1 - 2 \left(\frac{33}{100} \right) \right] = 3 \quad \text{Ec. 2.79}$$

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_{tcc}} = \frac{1}{3} = 0.3333 \quad \text{Ec. 2.77}$$

$$J_b = \exp \left[-1.25 \times 0.5 \left(1 - \sqrt[3]{2(0.33)} \right) \right] = \mathbf{0.9240}$$

Factor de corrección para gradientes de temperatura adversas en flujo laminar:

$J_r = 1$, ya que el flujo dentro de la coraza es turbulento.

Factor de corrección por espacios desiguales de los deflectores en la entrada (L_{bi}) y la salida del fluido (L_{bo}), J_s : Figura 2-22 y Ec. (2.80)

$$J_s = \frac{(Nb - 1) + (L_i^*)^{(1-n)} + (L_o^*)^{(1-n)}}{(Nb - 1) + L_i^* + L_o^*}$$

$$Nb = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 = \frac{400}{80} - 1 = 4 \quad \text{Ec. 2.83}$$

$$L_{bo} = L_{bi} = (L_{ta} - 3 L_{bc})/2 = (437 - 3 \cdot 80)/2 = 98.5 \text{ mm}$$

$$L_i^* = \frac{L_{bi}}{L_{bc}} = \frac{98.5}{80} = 1.2313 \quad \text{Ec. 2.81}$$

$$L_o^* = \frac{L_{bo}}{L_{bc}} = \frac{98.5}{80} = 1.2313 \quad \text{Ec. 2.82}$$

$n = 0.6$ para valores de Reynolds $Re > 100$

Ref.[17] Pág.3.3.6-10

$$J_s = \frac{(4-1) + (1.2313)^{(1-0.6)} + (1.2313)^{(1-0.6)}}{(4-1) + 1.2313 + 1.2313} = \mathbf{0.9471}$$

Ahora nos valemos de la ecuación (2.57) para determinar h_s :

$$h_s = h_i(J_c, J_l, J_b, J_r, J_s)$$

$$h_s = 3071 (0.9388 \times 0.7090 \times 0.9240 \times 1 \times 0.9471)$$

$$h_s = 3071 (0.5824)$$

$$h_s = 1789 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Coefficiente de transferencia de calor en los tubos h_t

Para el cálculo del coeficiente de calor en el interior de los tubos, empleo la ecuación de Chato (2.26), para la condensación de refrigerantes a bajas velocidades del vapor ($Re < 35000$) en el interior de tubos horizontales.

$$h_t = 0.555 \left[\frac{\rho_c (\rho_c - \rho_v) g h'_{fg} k_c^3}{Dt_i \eta_c (T_v - T_w)} \right]^{1/4}$$

g es la aceleración de la gravedad y es igual a 9.81 m/seg^2 .

Las propiedades del vapor y el condensado se determinaron en la sección 3.3.1.4

$$h'_{fg} = h_{fg} + \frac{3}{8} C p_c (T_v - T_w) \quad \text{Ec. 2.27}$$

$$h'_{fg} = 2198533 + \frac{3}{8} \times 4251.98 (121.3 - 88.56)$$

$$h'_{fg} = 2250736.68 \frac{J}{kg}$$

$$h_t = 0.555 \left[\frac{942.04 (942.04 - 1.16) 9.81 \times 2250736.68 \times 0.686^3}{7.745 \times 10^{-3} \times 0.0002 (121.3 - 88.56)} \right]^{1/4}$$

$$h_t = 0.555 \times 18787$$

$$h_t = 10427 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

Para el cálculo inicial de Tw y de Ue se asumieron los valores de hs y ht. Para ajustar estos valores se realiza un proceso de iteración y los resultados finales se muestran en la Tabla X

Tabla X. Resultado de iteraciones para ajuste de hs y ht

# It.	hs W/m ² °C	ht W/m ² °C	Ue W/m ² °C	Ae _{req} m ²	Tw °C	η _{sw} kg/ms	(Φ _s)r	hi W/m ² °C	hs W/m ² °C	ht W/m ² °C
1	6000	10000	3418.30	0.1269	88.56	0.00032	1.1245	3071	1789	10427
2	1789	10427	1471.00	0.2949	108.52	0.00026	1.1577	3162	1842	13144
3	1842	13144	1564.10	0.2773	110.57	0.00025	1.1641	3179	1852	13727
4	1852	13727	1581.18	0.2743	110.92	0.00025	1.1641	3179	1852	13840
5	1852	13840	1583.01	0.2740	111.00	0.00025	1.1641	3179	1852	13867
6	1852	13867	1583.45	0.2739	111.01	0.00025	1.1641	3179	1852	13870
7	1852	13870	1583.49	0.2739	110.02	0.00025	1.1641	3179	1852	13873
8	1852	13873	1583.54	0.2739	111.02	0.00025	1.1641	3179	1852	13873

3.3.5.2 Conclusión del diseño térmico.

El área real de transferencia de calor del intercambiador, no solo está compuesta por el área exterior de los tubos, sino también por el área de las caras de los 4 deflectores, el área de la cara del espejo que encara a la coraza, el área interior de la coraza y el área de las dos varillas roscadas, que sirven de guía para la ubicación de los deflectores mediante tuercas.

Para el cálculo real de estas áreas, se utiliza el software de diseño mecánico, SolidWorks, que nos da los valores exactos de todas las áreas, ANEXO XV.

Cabe indicar, que tanto los deflectores como las varillas roscadas, y la coraza, no se encuentran a la misma temperatura que los tubos, es por eso, que las áreas de transferencia de

calor efectivas de estos, se ven afectadas por la eficiencia de una aleta anular, cilíndrica y rectangular respectivamente. ANEXO XVI, XVII y XVIII

Tabla XI. Áreas reales de transferencia de calor.

ÁREA DE TRANSFERENCIA DE CALOR TOTAL	
Área del Tubo 1 (A1)	0,0289 m ²
Área del Tubo 2 (A2)	0,0278 m ²
Área del Tubo 3 (A3)	0,0267 m ²
Área de Tubos dentro de Espejo (A4)	0,0010 m ²
Área Total de Transf. de los Tubos (A5)	0,3561 m²
Área de la cara del Espejo (A6)	0,0172 m ²
Área corona circular del Espejo (A7)	0,0091 m ²
Área de Transf. del Espejo (A8)	0,0081 m²
Área de Transf. de los deflectores (A9)	0,0353 m ²
Eficiencia de la aleta aplicada al deflector (η_d)	0,9115
Área Efectiva de Transf. de los deflectores (A10)	0,0322 m²
Área de Transf. de la varilla roscada (A11)	0,0105 m ²
Eficiencia de la aleta aplicada a la varilla roscada (η_v)	0.2029
Área Efectiva de la varilla roscada (A12)	0,0021 m²
Área de Transf. de la Coraza (A13)	0,1586 m ²
Eficiencia de la aleta aplicada a la coraza (η_c)	0,2842
Área Efectiva de Transf. de la Coraza (A14)	0,0451 m²
AREA TOTAL DE TRANSFERENCIA (AT)	0,4436 m²

$$A5 = 2A1 + 5A2 + 6A3 - A4$$

$$A7 = \pi/4(157,16^2 - 114,3^2)/1000000$$

$$A8 = A6 - A7$$

$$A10 = \eta_d \cdot A9$$

$$A12 = \eta_v \cdot A11$$

$$A14 = \eta_c \cdot A13$$

$$\mathbf{AT = A5 + A8 + A10 + A12 + A14}$$

El flujo de calor calculado q_{cal} , se determina a partir de la ecuación (2.41):

$$q_{cal} = Ue \cdot A_T \cdot \Delta T_{ml}$$

Donde A_T es el área total de Transferencia de Calor (Tabla X).

$$q_{cal} = 1583.54 \times 0.4436 \times 86.31$$

$$q_{cal} = 60629.18 \frac{J}{seg}$$

Comparo el valor del flujo de calor requerido con el calculado:

$$\frac{q_{req}}{q_{cal}} = \frac{37438.73}{60629.18} = 0.6175 < 1$$

Entonces encuentro que el diseño es seguro.

Al comienzo se asumió la temperatura de salida del agua T_{a2} , con los valores anteriores se procede a chequear T_{a2}

$$q_{cal} = Ma \times Cp_a \times (Ta_2 - Ta_1)$$

$$Ta_2 = \frac{q_{cal}}{Ma \times Cp_a} + Ta_1 = \frac{60629.18}{0.28 \times 4178.43} + 18 = 69.8^\circ C$$

Como T_{a2} calculado es diferente del T_{a2} asumido, se realizan varias iteraciones (ANEXO XIX) los resultados finales se indican a continuación:

Tabla XII. Resultado de iteraciones para ajuste de T_{a2}

T_{a2} °C	Cp_a J/kg°C	q_{req} J/seg	ΔT_{ml} °C	$A_{e_{req}}$ m ²	η_s Kg/ms
65.64	4179.94	55757.06	77.04	0.4436	0.00063

Tabla XII. Resultado de iteraciones para ajuste de T_{a2} (continuación)

Re_s	h_s W/m ² °C	h_t W/m ² °C	Ue W/m ² °C	q_{cal} J/seg	$\frac{q_{req}}{q_{cal}}$
1433.74	1911	14166	1631.34	55750.95	1.00

3.4 DISEÑO HIDRÁULICO

Datos necesarios para el Diseño Hidráulico a partir de los valores resultantes de la última iteración en el ANEXO XVI

Propiedades del agua a temperatura media [41.82°C]

Densidad del agua: $\rho_a = 991.41 \frac{kg}{m^3}$

Conductividad térmica: $\mathbf{k}_a = 0.633 \frac{W}{m^\circ C}$

Calor específico: $\mathbf{Cp}_a = 4179.94 \frac{J}{kg^\circ C}$

Viscosidad dinámica: $\mathbf{\eta}_s = 0.00063 \frac{kg}{m \text{ seg}}$

Número de Prandtl: $\mathbf{Pr}_a = 4.19$

Temperatura de la pared del tubo, Ec (2.109)

$$\mathbf{T_w} = 121.3 + \frac{41.82 - 121.3}{1 + (14166/1911)} = 111.85^\circ C$$

Viscosidad dinámica del agua evaluada a T_w , Anexo XII

$$\mathbf{\eta}_{sw} = 166.36 \frac{lb}{pie \text{ seg}} = 0.00025 \frac{kg}{m \text{ seg}}$$

Factor de corrección $(\Phi)^r$, Ec. (2.108)

$$(\Phi)^r = \left(\frac{\eta_s}{\eta_{sw}} \right)^{0.14} = \left(\frac{0.00063}{0.00025} \right)^{0.14} = 1.138$$

Caída de presión.

La caída de presión dentro de los tubos se considerará como despreciable ya que la presión a la que sale el vapor del caldero es regulable y además se utilizará una trampa de vapor.

La caída de presión en la coraza se calcula a partir de la suma de la caída de presión del flujo cruzado entre deflectores Δp_c , la caída de presión en todas las ventanas de los deflectores Δp_w y la caída de presión del fluido en los compartimientos del primero y último deflector. Δp_c . Ec. (2.92)

$$\Delta p_s = \Delta p_c + \Delta p_w + \Delta p_e$$

Caída de presión del flujo cruzado entre deflectores, Δp_c .

En la figura 2-24 se puede observar la región ocupada por esta caída de presión, se calcula a partir de la Ec. (2.93)

$$\Delta p_c = \Delta p_{bi} (Nb - 1)(R_b)(R_l)$$

Δp_{bi} es la caída de presión en un banco de tubos ideal, y se determina por:

$$\Delta p_{bi} = 2 (10^{-3}) f_i N t c c \frac{(\dot{m}_s)^2}{\rho_s} (\Phi_s)^{-r} \quad \text{Ec 2.110}$$

El factor de fricción f_i se puede determinar en la figura 1 del ANEXO I, o a su vez en función de la siguiente relación:

$$f_i = b_1 \left(\frac{1.33}{L t p / D t} \right)^{b_2} (\text{Re}_s)^{b_2} \quad \text{Ec. 2.121}$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14 (\text{Re}_s)^{b_4}} = \frac{7}{1 + 0.14 (1433.74)^{0.5}} = 1.1109 \quad \text{Ec. 2.114}$$

Los coeficientes de correlación b_1 , b_2 , b_3 y b_4 se encuentran en la tabla VI.

$$f_i = 0.486 \left(\frac{1.33}{13.5/9.525} \right)^{1.1109} (1433.74)^{-0.152} = 0.1500$$

$$\Delta p_{bi} = 2 (10^{-3}) \times 0.1500 \times 3 \times \frac{(94.83)^2}{991.41} \left(\frac{1}{1.138} \right) = \mathbf{0.0072 \text{ kPa}}$$

$$\mathbf{Nb = 4}$$

$$R_b = \exp \left[- C_{bp} F_{sbp} \left(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}} \right) \right] \quad \text{Ec. 2.94}$$

$C_{bp} = 3.7$ para flujo turbulento ($Re_s > 100$)

Ref. [17] Pág. 3.3.6-9

$$\mathbf{R_b} = \exp\left[-3.7 \times 0.5 \times \left(1 - \sqrt[3]{2 \times 0.33}\right)\right] = \mathbf{0.7872}$$

$$R_l = \exp\left[-1.33(1 + r_s)(r_{lm})^p\right] \quad \text{Ec. 2.95}$$

$$p = [-0.15(1 + r_s) + 0.8] = [-0.15(1 + 0.58) + 0.8] = 0.563 \quad \text{Ec. 2.96}$$

$$\mathbf{R_l} = \exp\left[-1.33(1 + 0.58)(0.20)^{0.563}\right] = \mathbf{0.4270}$$

$$\Delta p_c = 0.0072(4 - 1)(0.7872)(0.4270)$$

$$\Delta p_c = 0.0073 \text{ kPa}$$

Caída de presión en todas las ventanas de los deflectores, Δp_w .

En la figura 2-25 se puede observar la región ocupada por esta caída de presión que se calcula a partir de la Ec. (2.97)

$$\Delta p_w = Nb R_l \left[(2 + 0.6Ntcw) \frac{(\dot{m}_w)^2}{2\rho_s} (10^{-3}) \right]$$

$$Ntcw = \frac{0.8}{Lpp} \left[Ds \frac{Bc}{100} - \frac{Ds - Dctl}{2} \right] \quad \text{Ec. 2.98}$$

$$Ntcw = \frac{0.8}{11.69} \left[102.26 \cdot \frac{33}{100} - \frac{102.26 - 79.12}{2} \right] = 1.5176 \cong 2$$

$$Swg = \frac{\pi}{4} (Ds)^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{360} - \frac{\text{sen } \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad \text{Ec. 2.101}$$

$$Swg = \frac{\pi}{4} (102.26)^2 \left(\frac{140.25}{360} - \frac{\text{sen } 140.25}{2\pi} \right) = 2363.81 \text{ mm}^2$$

$$N_{tw} = N_{tt} F_w = 26 \times 0.23 = 5.98 \cong 6 \quad \text{Ec. 2.103}$$

$$S_{wt} = N_{tw} \left(\frac{\pi}{4} D_t^2 \right) = 6 \left(\frac{\pi}{4} \cdot 9.525^2 \right) = 427.53 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. 2.102}$$

$$S_w = S_{wg} - S_{wt} = 2363.81 - 427.53 = 1936.28 \text{ mm}^2 \quad \text{Ec. 2.100}$$

$$\dot{m}_w = \frac{\dot{M}_s}{\sqrt{S_m S_w}} \times 10^6 \quad \text{Ec. 2.99}$$

$$\dot{m}_w = \frac{0.28}{\sqrt{2952.52 \times 1936.28}} \times 10^6 = \mathbf{117.11} \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 \text{seg}}$$

$$\Delta p_w = 4 \times 0.4270 \left[(2 + 0.6 \times 2) \frac{(117.11)^2}{2 \times 991.41} (10^{-3}) \right]$$

$$\Delta p_w = 0.0378 \text{ kPa}$$

Caída de presión del fluido en los compartimientos del primero y último deflector. Δp_e .

En la figura 2-26 se puede observar la región ocupada por esta caída de presión; misma que se calcula a partir de la Ec. (2.104)

$$\Delta p_e = (\Delta p_{bi}) \left(1 + \frac{N_{tcw}}{N_{tcc}} \right) R_b R_s$$

$$R_s = \left(\frac{Lbc}{Lbo} \right)^{2-n} + \left(\frac{Lbc}{Lbi} \right)^{2-n} \quad \text{Ec. 2.105}$$

$$n = 0.2 \quad \text{ver sección 2.3.2}$$

$$R_s = \left(\frac{80}{98.5} \right)^{2-0.2} + \left(\frac{80}{98.5} \right)^{2-0.2} = 1.3753$$

$$\Delta p_e = (0.0072) \left(1 + \frac{2}{3} \right) \times 0.7872 \times 1.3753$$

$$\Delta p_e = 0.0130 \text{ kPa}$$

La caída de presión en la coraza es:

$$\Delta p_s = 0.0073 + 0.0378 + 0.0130$$

$$\Delta p_s = 0.0581 \text{ kPa} = 8.43 \times 10^{-3} \text{ psi} = 5.93 \text{ mmca}$$

Una caída de presión tan pequeña no puede ser un factor que implique la revisión del diseño ya realizado.

3.5 DISEÑO MECÁNICO

En primera instancia se determinó la presión y temperatura de Diseño.

La Presión de Diseño suele ser en general de aproximadamente 172 kPa (25psi) mayor que la máxima esperada durante el funcionamiento. La temperatura de diseño es por lo común de 14° C más alta que la temperatura máxima de servicio. [4]

Presión de Diseño en los tubos P_t 55 psi = 379213 Pa

Presión de Diseño en la coraza P_s 26 psi = 179264 Pa

Temperatura de Diseño en los tubos T_t 135 °C

Temperatura de Diseño en la coraza T_s 80 °C

En la Tabla XIII, se puede observar la forma de cada componente, la norma que lo rige y el valor del Esfuerzo máximo permisible del material con su respectiva referencia.

Tabla XIII. Características de los componentes y esfuerzo máximo disponible de los materiales

	Forma	Especificación	S Psi (kPa)	Referencias
Coraza	Tubo	ASTM A-53-B	17100 (117900,741)	ANEXO II
Canal	Cap (Tapón Capa)	ASTM A-181	17100 (117900,741)	ANEXO II
Tubos	Tubo-Cu	ASTM B-88	4726 (32584,731)	Ref. [27] Pág. 34
Espejo	Placa	ASTM A-36	16600 (104800.656)	ANEXO II
Tapas	Cap (Tapón Capa)	ASTM A-181	17100 (117900,741)	ANEXO II
Boquillas	Unión para soldar ϕ 1"	ASTM A-181		
Deflectores	Placa 1/8"	ASTM A-36		
Empaque	-	Asbesto		

3.5.1 Espesor de la coraza

Para calcular el espesor de la coraza se hace uso de las ecuaciones 2.115 y 2.116.

$$t_1 = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$t_2 = \frac{PR}{2SE - 0.4P}$$

$$P = 179264 \text{ Pa}$$

$$R = 51.13 \text{ mm}$$

$$S = 117900741 \text{ Pa}$$

$$E = 1$$

$$t_1 = \frac{(179264)(51.13)}{(117900741) \cdot (1) - 0.6(179264)} = 0.0778 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{(179264)(51.13)}{2(117900741)(1) - 0.4(179264)} = 0.0389 \text{ mm}$$

Tomamos el mayor valor y sumamos 3mm por efectos de corrosión.

$$t = 3.0778 \text{ mm}$$

Atendiendo, sin embargo a las recomendaciones dadas por las Normas TEMA, para corazas de diámetro de 6" y menos, el mínimo espesor requerido es el de un tubo cédula 40. Ver Tabla VIII.

Para el canal de entrada del vapor se utiliza para los cálculos, la presión de diseño en los tubos, procediendo de la misma manera que para el cálculo del espesor de la coraza.

$$t_1 = \frac{(379213) (51.13)}{(117900741) \cdot (1) - 0.6 (379213)} = 0.1648 \text{ mm}$$

$$t_2 = \frac{(379213) (51.13)}{2 (117900741) (1) - 0.4 (379213)} = 0.0822 \text{ mm}$$

Al igual que para la coraza, sumamos 3mm por efectos de corrosión, y tenemos que $t = 3.1648$, pero del mismo modo utilizamos el espesor del tubo de acero cédula 40.

Para la placa divisora de pasos, se utiliza una placa de acero al carbono de 1/2" de espesor, ver Tabla VII.

3.5.2 Espesor de los tubos

En esta sección, se va a verificar el espesor de los tubos, determinado en el Diseño Térmico mediante la ecuación 2.115.

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P}$$

$$P = 379213 \text{ Pa}$$

$$R = 3.87 \text{ mm}$$

$$S = 32584731 \text{ Pa}$$

$$E = 1$$

$$t = \frac{(379213)(3.87)}{(32584731) \cdot (1) - 0.6(379213)} = 0.045 \text{ mm}$$

Como el espesor calculado es mucho menor al del tubo seleccionado, optamos por el segundo que es el que se encuentra comercialmente.

3.5.3 Acoples

Para los acoples se ha seleccionado bridas de tipo slip-on bajo la Norma ASA 150, que es la mínima que se encontró en el mercado; puesto que la presión de Diseño es mucho menor, se ha omitido el diseño de los acoples. Las medidas de la brida seleccionada se muestran a continuación. (ANEXO VI).

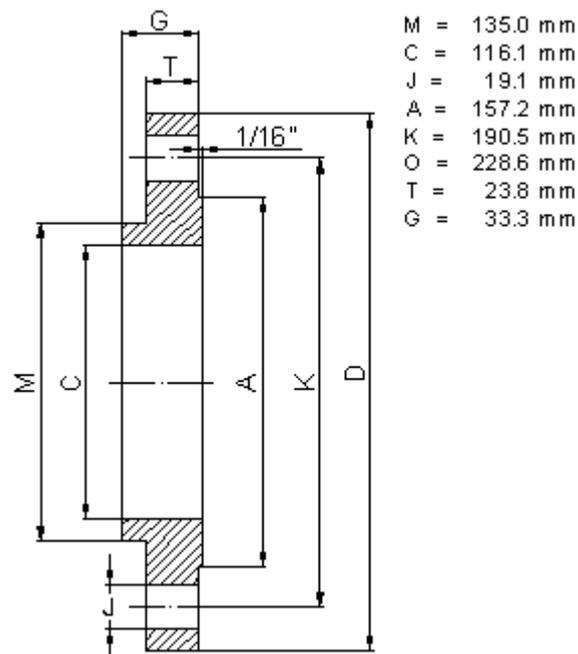


Figura. 3.1 Dimensiones de la brida usada en acoples de coraza y canal

3.5.4 Espesor del espejo

Aplicamos las ecuaciones 2.117 y 2.118 para calcular el espesor con soporte simple visto en la sección 2.3.4.3

$$h_1 = G f^* \left(\frac{P}{\Omega S_{ts} \eta} \right)^{\frac{1}{2}}$$

$$h_2 = \frac{a P}{\left(\frac{1.6 S_{ts} (p - d)}{p} \right)}$$

$$\mathbf{G = 136.65} \quad (A+C)/2 \quad (\text{Fig. 3.1})$$

$$\mathbf{P = 379213 Pa}$$

$$\mathbf{p = 13.5 mm}$$

$$\mathbf{d = 9.525 mm}$$

$$\mathbf{S_{ts} = 104800.656 Pa} \quad (\text{Tabla XI})$$

$$a_1 = \frac{Ds - d}{2} = \frac{102.26 - 9.525}{2} = 46.37 \quad \text{Ec. 2.119}$$

$$a_2 = \left(\frac{Nt p^2 \text{sen} \theta_t}{\pi} \right)^{1/2} + \left(\frac{d + U_L - 2p}{2} \right) \quad \text{Ec. 2.120}$$

$$Ds = 102.26 \text{ mm}$$

$$Nt = 26$$

$$\theta_t = 60^\circ$$

$$U_L = 30 \text{ mm}$$

$$a_2 = \left(\frac{26 (13.5)^2 \text{sen} 60^\circ}{\pi} \right)^{1/2} + \left(\frac{9.525 + 30 - 2 (13.5)}{2} \right) = 42.4 \text{ mm}$$

$$\mathbf{a = 42.4 mm} \quad a_1 < a_2$$

$$\eta = \frac{p' - d'}{p'} \quad \text{Ec. (2.121)}$$

$$p' = a\sqrt{\pi/(Nt \sin \theta_t)} \quad \text{Ec. (2.122)}$$

$$p' = 42.4\sqrt{\pi/(26 \sin 60^\circ)} = 15.84 \text{ mm}$$

$$d' = d - 2T_t(E_t / E)\mu(S_t / S_{ts}) \quad \text{Ec. 2.123}$$

$$T_t = 0.89 \text{ mm} \quad \text{Sección 3.3.1.1}$$

$$E_t = 112936,50 \text{ MPa} \quad \text{Ref. [19] Sección 9 Pág. 183}$$

$$E = 196018,60 \text{ MPa} \quad \text{Anexo II}$$

$\mu = 1$ (porque se expande todo el tramo del tubo que corresponde al espesor del espejo)

$$S_t = 32584731 \text{ Pa} \quad (\text{Tabla XI})$$

$$d' = 9.525 - 2 \cdot 0.89 \left(\frac{112936.50}{196018.60} \right) \cdot 1 \cdot \left(\frac{32584731}{104800656} \right) = 9.21 \text{ mm}$$

$$\eta = \frac{15.84 - 9.28}{15.84} = \mathbf{0.42}$$

$$f^* = 0.556 K^{c \ln \eta} \quad \text{Ec. 2.124}$$

$$K = \frac{b}{a} = \frac{68.325}{42.4} = 1.61 \quad \text{Ec. 2.125; } b=G/2$$

$$c = 0.39 \quad \text{Para arreglo triangular}$$

$$f^* = 0.556 \cdot 1.61^{0.39 \ln 0.41} = \mathbf{0.47}$$

$$\Omega = 2 \quad 2 < 1.5\eta = 3.66$$

$$h_1 = 136.65 \cdot 0.47 \left(\frac{379213}{2 \cdot 104800656 \cdot 0.42} \right)^{\frac{1}{2}} = 4.25 \text{ mm}$$

$$h_2 = \frac{42.4 \cdot 379213}{\left(\frac{1.6 \cdot 104800656 \cdot (13.5 - 9.525)}{13.5} \right)} = 0.33 \text{ mm}$$

Como $h_1 > h_2$, entonces **$h = 4,25 \text{ mm}$**

Según TEMA el mínimo espesor para un espejo de un intercambiador de clase C, es de $\frac{3}{4}$ del diámetro exterior del tubo para tubos de 1" y menos, que en este caso sería $\frac{3}{4}$ (9.525mm) = 7.14 mm

Se ha tomado un espesor comercial de $\frac{1}{2}$ " de plancha para el espejo.

CAPÍTULO IV

4. CONSTRUCCIÓN Y MONTAJE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR DE CORAZA Y TUBOS

4.1 GENERALIDADES

Habiendo terminado el Diseño del Intercambiador de Calor de Coraza y tubos BEU (TEMA), se procede a la construcción del equipo, para lo cual nos valemos de los planos de todo el equipo y de cada uno de los elementos (ANEXOS).

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

4.2 CONSTRUCCIÓN DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

4.2.1 Fabricación del espejo y deflectores

Espejo

Trazo y corte de un disco de diámetro de 165 mm sobre la plancha de acero al Carbono ASTM A-36 de ½". El corte se lo realiza con plasma.

Cilindrado del contorno del espejo y refrentado de las caras en el torno

Trazado de una plantilla en la placa, que contenga los centros de cada agujero. 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.

Taladrado de agujeros con broca de 1/8", luego con broca de 1/4" y finalmente con broca de 3/8".

Taladrado de 5 mm de diámetro, para el alojamiento de dos tensores, que servirán de guía en el posicionamiento de los deflectores.

Roscado del alojamiento de tensores con un machuelo de ¼”.

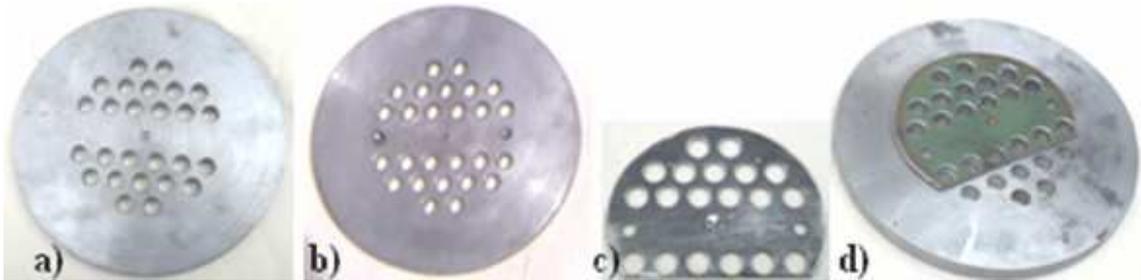


Figura. 4.1 a) Espejo-cara frontal; b) Espejo-cara posterior; c) Deflector d) Espejo y deflector.

Deflectores

Llamados también, desviadores o mamparas; para fabricar los 4 deflectores se hace referencia al plano y se siguen los siguientes pasos:

Corte con plasma de la plancha de acero ASTM A36 de 1/8”.

Unión de los cuatro deflectores mediante suelda con electrodo E6011. Las cuatro placas, se colocan cara contra cara y son soldadas por el canto y en dirección axial unos con otros en al menos dos lugares. Esto se hace para crear un “bloque” que permita realizar las perforaciones en los deflectores al mismo tiempo, y que en todos ellos éstas sean iguales.

Trazado de los centros de cada agujero en una de las placas que se encuentran en los extremos del bloque.

Taladrado de agujeros, siguiendo el mismo procedimiento que para el espejo, pero en esta ocasión el diámetro final se lo hace con una broca de 10mm, para que haya mayor holgura entre los tubos y cada deflector.

Separación del bloque de deflectores. Esto se logra esmerilando los cordones de soldadura realizados en el canto hasta su desaparición total.

Cilindrado de los deflectores en el torno, hasta el diámetro que se encuentra en el plano.

4.2.2 Fabricación del haz de tubos

En el plano se observa la ubicación de los tubos en el espejo y las dimensiones correspondientes, el haz se compone de 3 filas de tubos en U de diferentes diámetros de curvatura. Para su fabricación, utilizamos el rollo de tubo de cobre flexible tipo K de 3/8" y 12 codos de cobre 3/8" de diámetro para la primera fila de tubos.

Seguimos los siguientes pasos.

Corte de 12 tramos de tubo de 425 mm para la primera fila de tubos. 5 mm más de lo que se observa en el plano para dar una tolerancia en el momento de encajar los tubos en el espejo; el corte se realiza mediante una cortadora manual de tubos de cobre, se da una vuelta y se va apretando hasta conseguir separar las dos partes del tubo.

Soldado de dos pedazos de tubos de cobre ya cortados, con dos codos de 90°, formando una U. Para la suelda se utiliza una aleación cobre-plata como material de aporte; repetir 5 veces este paso, para formar las 6 U más pequeñas.



Figura. 4.2 a) codos 90°; b) Tubos soldados.

Corte de 5 tramos de tubo de cobre de 935mm para las U de la mitad.

Doblado de los tubos anteriores por la mitad, con una dobladora manual de tubo; el diámetro de curvatura es de 53.4 mm.

Corte de 2 tramos de tubo de 970mm con el fin de construir las U más grandes.

Doblado de los tubos anteriores con un diámetro de curvatura de 76.8 mm.

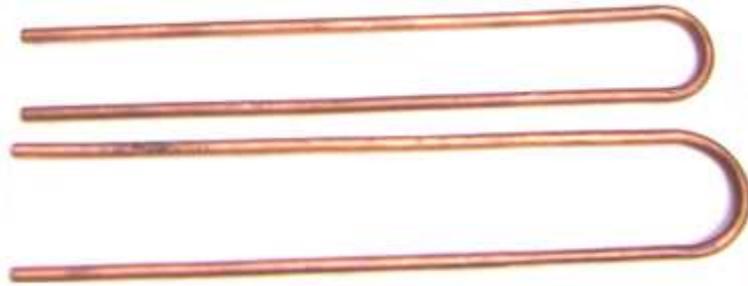


Figura. 4.3 Tubos en U, mediano y grande

4.2.3 Ensamblaje del haz de tubos: Tubos en U, deflectores, espejo.

En la Figura 4.4, se esquematiza el proceso seguido para el montaje del haz de tubos. Se utilizan dos tensores roscados de hierro galvanizado ($\frac{1}{4}$ " de diámetro y 360 mm de largo) y 16 tuercas para la separación de los deflectores.

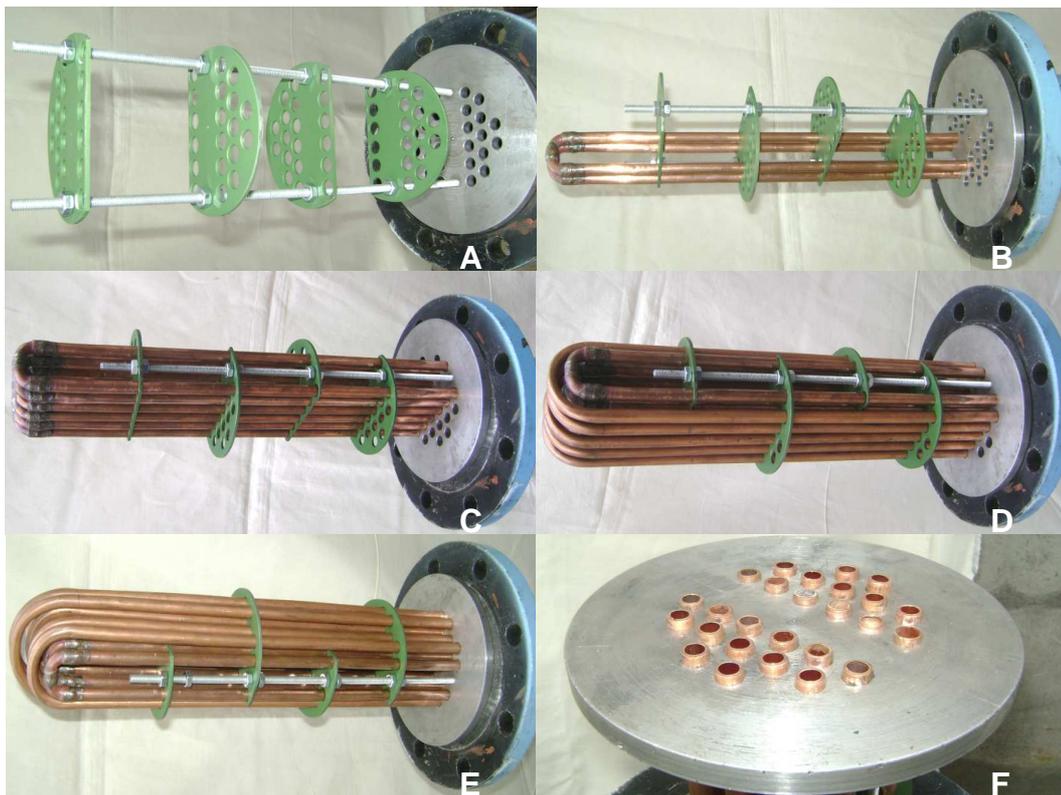


Figura. 4.4 A)Encaje de varillas y deflectores, B)Primeros tubos, C)Primera fila de tubos en U, D)Segunda fila de tubos, E)Tercera fila de tubos, F)Espejo y tubos.

Colocación de los 4 deflectores separados 80 mm uno del otro, como se indica en el plano, cada deflector es ajustando con cuatro tuercas hexagonales de $\frac{1}{4}$ " de diámetro (dos por lado).

Ubicación de los tubos de U más pequeñas como se ve en la figura 4.4 B y C, luego los tubos de la segunda fila y posteriormente los tubos con las U más grandes. En la Figura 4.4 F observamos incrustados todos los tubos en el espejo.

Expansión de los tubos. Se utiliza un expansor de tubos, este produce la deformación plástica del tubo en el agujero del espejo limitado por los bordes del mismo, procedemos con la expansión de cada tubo hasta que todas las uniones tubo-espejo quedan igualmente selladas.

4.2.4 Fabricación de la coraza y el canal

Coraza. Para fabricar la coraza realizamos lo siguiente.

Corte del tubo de acero de 4" SCH 40 sin costura. Se corta a una medida de 380mm con una cortadora de tubo.

Perforado de tomas para las boquillas, en las posiciones indicadas en el plano mediante sierra circular bimetálica de 1 3/16" (30mm).

Soldado de la brida Slip-on de 4" clase 150 PSI (Electrodo 7018) al un extremo del tubo.

Soldado de uniones de Acero forjado de 1" de diámetro, clase 3000 (Electrodo 7018); estas serán las boquillas de entrada y salida del agua.

Soldado de Tapón hembra para soldar de 4" SCH 40 (cap) al otro extremo del tubo (Electrodo 7018). Ver Figura 4.5.



Figura. 4.5 Elementos constitutivos de la coraza

Canal. En la fabricación del canal seguimos los siguientes pasos.

Corte de división cámara de vapor y condensado (placa divisora de pasos) en plancha de acero al Carbono ASTM A-36 de ½”, mediante Plasma.

Soldado de Tapón hembra para soldar de 4” SCH 40 en la brida (Electrodo 7018).

Perforado de tomas para las boquillas, en las posiciones indicadas en el plano mediante sierra circular bimetálica de 1 3/16” (30mm).

Soldado de división cámara de Vapor y Cámara de Condensado (Electrodo 6011).

Soldado de uniones de Acero forjado de 1” de diámetro, clase 3000 (Electrodo 7018); estas serán las boquillas de entrada y salida de vapor y condensado respectivamente.



Figura. 4.6 Elementos constitutivos del canal

Pintura

Una vez terminados el canal y la coraza, se aplica la pintura

Lijar la superficie de la coraza y el canal

Aplicar dos capas de pintura anticorrosiva de alta adherencia, color verde.



Figura. 4.7 Coraza pintada

4.2.5 Ensamblaje del intercambiador: coraza, canal y haz de tubos.

Elaboración de dos empaques de asbesto, estos irán a ambos lados del espejo, el diseño de los mismos se puede observar en el plano.

Colocación del haz de tubos dentro de la coraza, para esto se antepone uno de los empaques.

Colocación del canal, anteponiendo el otro empaque. Se emperna el canal a la coraza hasta que el intercambiador queda completamente sellado. Figura. 4.8, se utilizan pernos de acero de 5/8”.



Figura. 4.8 Intercambiador de calor de coraza y tubos terminado

4.3 CONSTRUCCIÓN DEL BASTIDOR SOPORTE

Es necesaria la construcción de un bastidor que sirva de soporte para el intercambiador, para ello se ha diseñado uno que tenga una altura, tamaño y forma ergonómica que sea cómoda para la manipulación del intercambiador y la visualización de los resultados. Se procede de la siguiente manera.

Corte de un tubo cuadrado 30x30x2mm a las medidas establecidas en el plano.

Soldado de los pedazos de tubo, dando forma al bastidor conforme se muestra en el plano (Electrodo 6011).

Corte de dos pedazos de 210 mm en la platina de acero de 30x3 mm. Corte de dos pedazos de 75mm y uno de 90mm en la platina de acero de 40x4mm que servirán de soporte de la abrazadera y del extremo posterior del intercambiador, respectivamente.

Taladrado de un agujero de 3/8" al extremo de cada platina de 21mm y al extremo de la platina de 90mm.

Doblado de los pedazos de platina de 210mm, haciendo uso de un martillo y la entenalla, a fin de fabricar la abrazadera que sostiene el intercambiador.

Soldado de los pedazos de 210mm a una bisagra, dando forma a la abrazadera, y soldado de las platinas soporte de la abrazadera y del intercambiador de calor.



Figura. 4.9 Bastidor soporte: a) toma de lejos b) toma de cerca

La repisa para colocar el medidor digital de temperaturas, es de plancha de acero inoxidable de 1mm de espesor. Para su fabricación se realiza lo siguiente:

Trazado, corte y doblado de la plancha de acero inoxidable según medidas mostradas en el plano.

Soldado mediante soldadora autógena, dando forma a la repisa.

4.4 INDICADOR DIGITAL DE TEMPERATURA

Para la visualización de los datos de temperatura de las pruebas se optó por la construcción de un indicador digital de temperaturas. Este consta de un micro controlador (PIC), programado para recibir la información de los sensores de temperatura y mostrar los datos en una pantalla integrada en la caja, donde se observan los cuatro valores de temperatura en un mismo instante; además está programado para enviar todos los valores a un computador, donde se pueden ver las gráficas del comportamiento de las cuatro temperaturas en función del tiempo, y a su vez crear una base de datos de todos los valores tomados en una hoja de cálculo.



Figura. 4.10 Indicador de temperaturas. a) Cara frontal; b) Interior; c) Cara posterior

En la figura. 4.10, se observa la parte física del aparato, el circuito es colocado dentro de una caja de madera, diseñada ergonómicamente para la manipulación del mismo en caso de ser necesario. En la parte frontal está el display o pantalla en la que se observan los valores de Temperatura, y el switch para el encendido y apagado del equipo (on-off); en la parte posterior de la caja se puede observar un agujero por el cual salen los cables que tienen los sensores para realizar las mediciones; y junto a este está el conector para la fuente de alimentación. También a un costado se encuentra un agujero para el conector del cable serial, que es el que lleva los datos a la computadora.

4.5 HERRAMIENTAS, MÁQUINAS HERRAMIENTAS Y MATERIALES UTILIZADOS

4.5.1 Intercambiador de calor

Los implementos utilizados para la construcción del intercambiador de calor de coraza y tubos se detallan a continuación.

Herramientas

Flexómetro
Calibrador Pie de rey
Cortadora de tubos de Cobre
Curvadora de tubos de cobre
Expandidor de tubos de cobre
Rayador
Compás
Llave francesa
Arco de sierra
Brocas (1/8"; 1/4"; 3/8")
Entenalla
Juego de llaves Mixtas
Esmeril
Sierras circulares

Máquinas-herramientas

Cortadora de tubos
Taladro de pedestal
Torno
Cizalla mecánica
Soldadora Eléctrica
Equipo de suelda oxiacetilénica
Compresor (pintura)

Materiales

Electrodo E7018
Aleación Cobre-Plata (para soldar los codos de cobre)
Pintura anticorrosiva, color verde

4.5.2 Indicador digital de temperatura

Este aparato se elaboró con varios elementos electrónicos que se detallan en la sección 4.4 de Costos. Los implementos utilizados fueron:

Escalímetro
Desarmadores de relojero

Cautín
Computador
Tijera
Marcador de tinta indeleble

4.5.3 Bastidor soporte

Para el bastidor soporte se utilizaron las herramientas, máquinas herramientas y materiales siguientes:

Herramientas

Flexómetro
Entenalla, Martillo
Rayador
Arco de Sierra

Máquinas-herramientas

Soldadora Eléctrica
Equipo de suelda oxiacetilénica
Cizalla Manual
Taladro manual
Taladro de pedestal

Materiales

Electrodo E6011
Pintura de Esmalte Blanco
Papel Adhesivo Blanco
Papel Contact Transparente

4.6 MONTAJE DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Para el montaje total del equipo, se requiere de varios accesorios.

4.6.1 Válvulas

Válvula de globo

Una válvula de globo es de vueltas múltiples, en la cual el cierre se logra por medio de un disco o tapón que sierra o corta el paso del fluido en un asiento que suele estar paralelo con la circulación en la tubería. Se ubica una a la entrada del vapor para regular la circulación y controlar manualmente la presión de entrada del vapor al intercambiador. Temperatura de trabajo: 180° C máximo



Figura. 4.11 Válvula de globo

Válvula de bola

Las válvulas de bola son de ¼ de vuelta, en las cuales una bola taladrada gira entre asientos elásticos, lo cual permite la circulación directa en la posición abierta y corta el paso cuando se gira la bola 90° y cierra el conducto. Se coloca una a la salida del condensado.

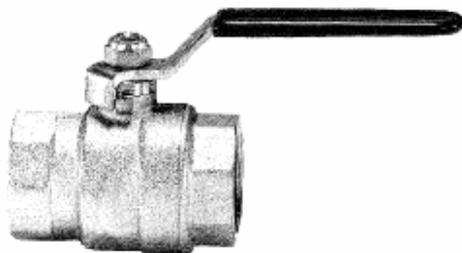


Figura. 4.12 Válvula de bola

Válvula de compuerta

La válvula de compuerta es de vueltas múltiples, en la cual se cierra el orificio con un disco vertical de cara plana que se desliza en ángulos rectos sobre el asiento. Se coloca una a la entrada y otra a la salida del agua. Temperatura de trabajo: 120° C máximo.



Figura. 4.13 Válvula de compuerta

4.6.2 Conexiones y neplos

Para el funcionamiento del intercambiador, utilizamos varias conexiones en hierro negro de ½” para la conducción del vapor y en hierro galvanizado de ½” para la conducción del agua.

Codo 90°

Se utilizan 2 codos de hierro negro y uno de hierro galvanizado.



Figura. 4.14 Codo 90°, HN y HG

Tee

Se utilizan tres tee en hierro negro y dos en hierro galvanizado, estas son usadas para encajar los sensores de temperatura mediante los pozuelos o probetas de cobre y también para localizar el manómetro a la entrada del vapor.



Figura. 4.15 Tee, HN y HG

Universal

Se utiliza una universal de hierro negro en la salida del condensado, antes de la trampa de vapor; y una universal de hierro galvanizado, a la entrada del agua para la conexión de la manguera de agua.



Figura. 4.16 Universal, HN y HG

Unión

Se utiliza una unión de hierro negro, para acoplar el manómetro en la junta de expansión.



Figura. 4.17 Unión, HN

Bushing

Se utilizan bushing de 3/4"x1/2" a la salida de las cuatro boquillas del intercambiador; dos de hierro negro para entrada y salida de vapor y condensado, respectivamente, y dos bushing de hierro galvanizado a la entrada y salida del agua.



Figura. 4.18 Bushing, HN y HG

Neplos

Se utilizan varios neplos de 1/2" por diferente largo en hierro negro y galvanizado en las instalaciones para vapor y agua respectivamente.



Figura. 4.19 Neplos

4.6.3 Montaje

En el montaje del intercambiador y accesorios, utilizamos llaves de ½”, llave de tubo para el ajuste de los accesorios y teflón para el sellado de las instalaciones.



Figura. 4.20 Montaje del intercambiador de calor

CAPÍTULO V

5. PRUEBAS EXPERIMENTALES

5.1 GENERALIDADES

Las pruebas del intercambiador de calor de Coraza y Tubos, se realizaron en el Departamento de Mantenimiento del HOSPITAL GENERAL DOCENTE RIOBAMBA, que cuenta con una caldera en continuo funcionamiento, un gran espacio, personal y todas las facilidades para la ejecución de las pruebas del equipo. Variando el caudal de entrada del agua y manteniendo el vapor a una presión que abastece el sistema; se logró así, comprobar el funcionamiento y determinar los resultados que nos brinda el equipo.

5.2 EQUIPOS E INSTRUMENTACIÓN

Los equipos e instrumentos usados durante las pruebas se describen a continuación:

Caldera

Es una maquina que está diseñada para generar vapor saturado. Éste vapor se genera a través de una transferencia de calor a presión constante, en la cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia de estado.



Figura. 5.1 Caldera

Manómetro

Es un instrumento que permite medir la presión manométrica a la que se encuentran los fluidos, se utiliza un manómetro con glicerina para mantener estable la aguja por causa de la vibración mientras se toman los datos y disminuir los errores de visualización. Posee un rango de presión de 0 – 30 psig, Fig. 4.13; el manómetro se encuentra acoplado mediante una junta de expansión (rabo de chancho, Fig. 4.14) para protegerlo de un golpe de ariete.



Figura. 5.2 Manómetro



Figura. 5.3 Junta de expansión (rabo de chancho)

Trampa de vapor

Permite la evacuación de condensado que se produce en el sistema sin permitir el paso del vapor para que este sea aprovechado de mejor manera. La trampa de vapor seleccionada es del tipo balde invertido de ½". ANEXO XVII.



Figura. 5.4 Trampa de vapor

Manguera de alta presión

Se utiliza una manguera que soporte altas presiones y temperaturas, y acoples que permiten su fácil manejo.



Figura. 5.5 Manguera de alta presión

Medidor de agua

Este artefacto permite contabilizar el consumo del agua en m^3 , con una décima de litro de precisión; con este y con la ayuda de un cronómetro se pudo determinar el caudal de entrada del agua al Intercambiador.



Figura. 5.6 Medidor de agua

Indicador digital de temperatura

Este aparato se encarga de medir las temperaturas en los cuatro puntos del Intercambiador mediante los sensores de temperatura, para luego visualizar los datos de manera simultánea, Fig. 5.7.

Los sensores son alojados en una probeta de cobre, misma que se encuentra acoplada a dos reducciones bushing (1/2" x 3/8" y 3/8" x 1/4") Fig. 5.8.



Figura. 5.7 Indicador digital de temperatura



Figura. 5.8 Pozuelos

Cable serial

Permite la comunicación entre el indicador de temperatura y el computador.



Figura. 5.9 Cable serial

Computador

Se utiliza para visualizar todos los datos de manera simultánea, con la ayuda del software computacional LABVIEW, y a la vez nos muestra cuatro curvas de la variación de Temperatura en función del tiempo, de todos los puntos; al mismo tiempo se alojan todos los datos de temperatura en una hoja de cálculo de Excel, en caso de que no se desee tomarlos de forma manual.

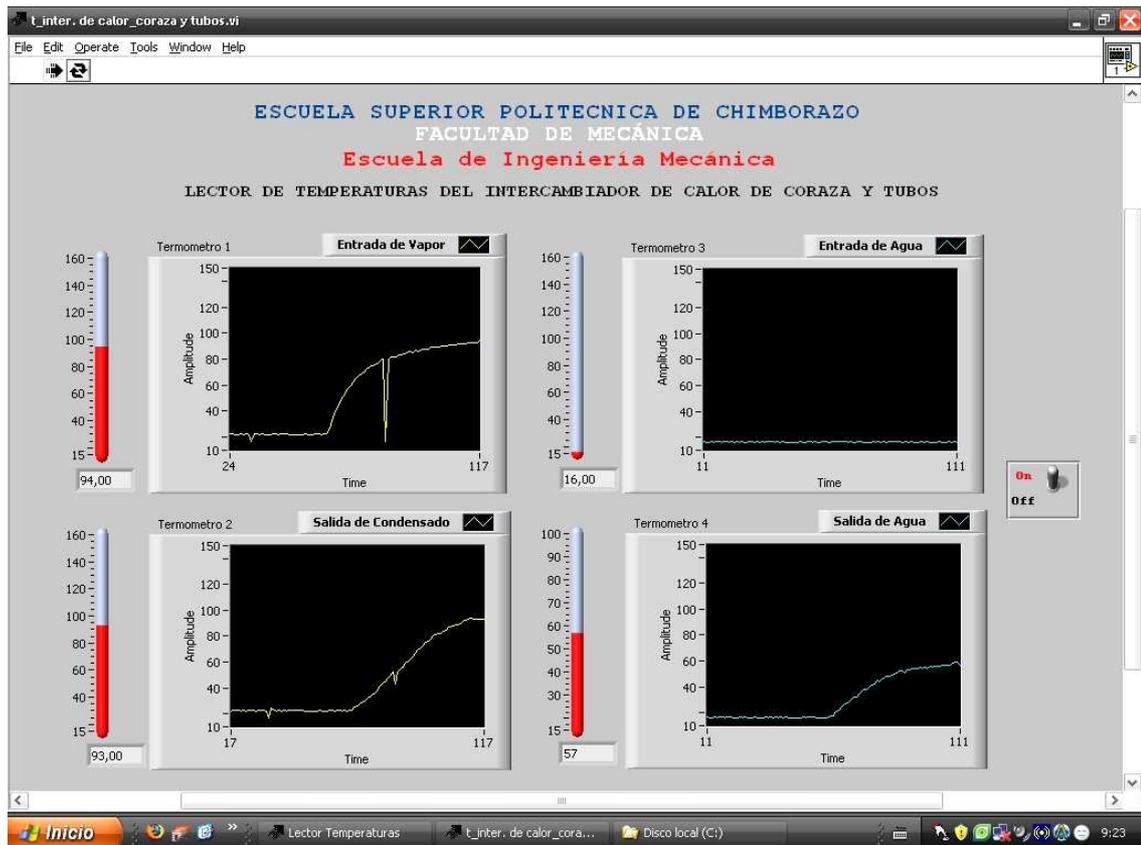


Figura. 5.10 Pantalla de presentación programa medidor digital de temperaturas

5.3 PROCEDIMIENTO

En esta sección, se describen los pasos seguidos en las pruebas, para la toma de datos.

➤ Una vez instalado el intercambiador de calor; con las mangueras de alimentación y desagüe conectadas en sus respectivos lugares, y el indicador digital de temperaturas y computador conectados entre sí y a la fuente de energía; abrimos la llave de agua del tanque ablandador que es el que alimenta directamente al intercambiador.



Figura. 5.11 Apertura de la llave de agua del tanque ablandador

✦ Con ayuda de un cronómetro (teléfono celular), tomamos el tiempo que se demora en pasar un litro de agua (que se observa en el medidor de agua); para mayor precisión, el mismo procedimiento se realiza varias veces. Con estos datos obtenidos es posible determinar el caudal de entrada de agua, y con las válvulas de compuerta variar el caudal.



Figura. 5.12 Medición del consumo de agua

✦ Una vez que se conoce el caudal de entrada de agua, prendemos el medidor de temperaturas, y ponemos a correr en el computador el programa en Labview; en los que de momento se visualizarán los valores de temperatura ambiente.

✦ Abrimos el paso de vapor, en el manómetro podemos observar la Presión del vapor y con la válvula de globo regular manualmente y controlar que se mantenga a una presión de 15 psig.



Figura. 5.13 Apertura del paso de vapor al intercambiador

✦ Observamos en el medidor digital, que las temperaturas de entrada y salida de vapor comienzan a variar al igual que la temperatura de salida del agua. En el ordenador, se visualizan las curvas de variación de la temperatura con respecto al tiempo (en el programa hecho en Labview), y no fue necesario tomar los datos de forma manual, ya que el programa permite guardar todos los valores en una hoja de Excel de nombre historial, en C:\.



Figura. 5.14 Observación de las curvas de temperatura

✦ Mientras se observan los datos, cuando las curvas se estabilizan, medimos el caudal de salida del condensado, mediante una cubeta medida y un cronómetro.



Figura. 5.15 Medición del caudal de condensado

5.4 TABULACIÓN DE RESULTADOS

Se realizaron cinco pruebas a diferentes valores de caudal de entrada de agua; y a un mismo valor de presión de vapor. **P = 15 psig.**

Primera prueba

Tabla XIV. Determinación del primer valor de caudal

Volumen (lt)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tiempo (s)	3.41	3.48	3.58	3.56	3.56	3.44	3.48	3.59	3.53	3.57
Caudal (lt/s)	0.293	0.287	0.279	0.281	0.281	0.291	0.287	0.279	0.283	0.280

Caudal promedio: **$Q_1 = 0.2842$ lt/s**

En la Figura 5.16 se muestra el banco de ensayos con la nomenclatura de las Temperaturas a medirse, ubicadas junto a su sensor respectivo.

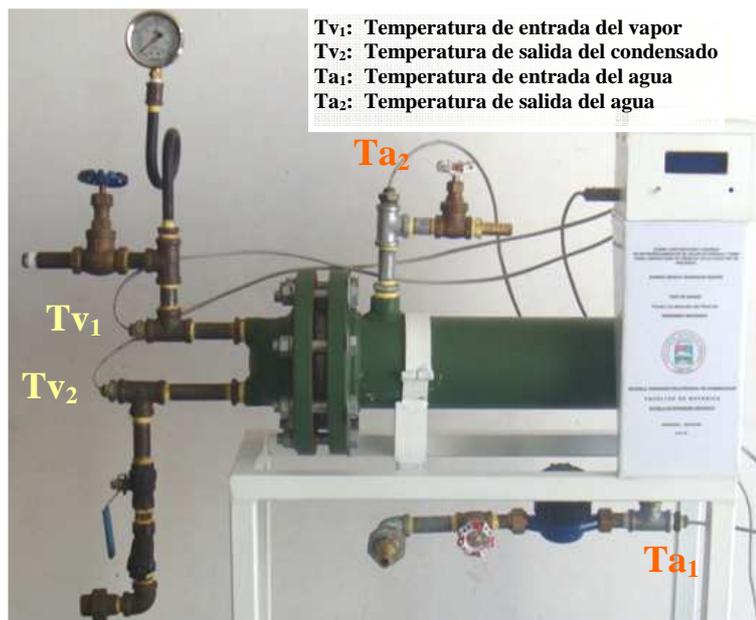


Figura. 5.16 Nomenclatura de las temperaturas de agua, vapor y condensado.

En la siguiente tabla se muestran los valores de las cuatro temperaturas en función del tiempo, obtenidas en la primera prueba.

Tabla XV. Resultados de las pruebas del Intercambiador a 0,2842 lt/s

Tiempo	Tv1	Tv2	Ta1	Ta2	Tiempo	Tv1	Tv2	Ta1	Ta2	Tiempo	Tv1	Tv2	Ta1	Ta2
s	°C	°C	°C	°C	s	°C	°C	°C	°C	s	°C	°C	°C	°C
1,60	23	23	17	17	40,00	22	20	17	17	78,40	73	23	16	28
3,20	22	22	16	17	41,60	23	21	17	16	80,00	74	25	16	28
4,80	21	22	17	17	43,20	27	21	17	17	81,60	74	25	16	30
6,40	22	23	17	16	44,80	31	21	17	17	83,20	76	26	16	30
8,00	22	22	16	17	46,40	37	21	16	17	84,80	76	29	17	32
9,60	22	22	16	17	48,00	41	22	17	18	86,40	77	30	16	33
11,20	21	22	17	17	49,60	44	22	16	18	88,00	78	33	17	35
12,80	22	22	16	16	51,20	47	23	17	19	89,60	78	34	16	36
14,40	22	23	17	17	52,80	49	22	17	20	91,20	80	38	16	38
16,00	22	22	16	16	54,40	52	22	16	20	92,80	80	42	17	40
17,60	22	22	17	17	56,00	53	22	17	21	94,40	81	47	16	40
19,20	22	23	17	17	57,60	55	22	17	22	96,00	82	50	17	43
20,80	22	22	16	17	59,20	58	23	17	21	97,60	83	54	17	44
22,40	22	22	16	16	60,80	60	22	17	23	99,20	84	57	17	44
24,00	22	22	17	17	62,40	60	22	16	23	100,80	83	59	17	44
25,60	21	21	17	17	64,00	62	23	17	23	102,40	85	63	17	48
27,20	22	21	17	17	65,60	64	22	16	22	104,00	85	65	17	48
28,80	22	22	17	17	67,20	65	23	17	23	105,60	86	67	16	48
30,40	21	21	17	17	68,80	66	22	16	24	107,20	87	69	16	50
32,00	22	21	16	16	70,40	68	23	16	23	108,80	87	73	17	51
33,60	23	22	17	16	72,00	68	22	16	23	110,40	88	75	17	52
35,20	21	20	16	16	73,60	70	22	16	24	112,00	88	75	17	53
36,80	22	21	17	17	75,20	72	23	17	26	113,60	89	77	17	54
38,40	21	20	17	17	76,80	72	23	17	26	115,20	90	79	16	54

Tabla XV. Resultados de las pruebas del intercambiador a 0,2842 lt/s (continuación)

Tiempo	Tv1	Tv2	Ta1	Ta2	Tiempo	Tv1	Tv2	Ta1	Ta2	Tiempo	Tv1	Tv2	Ta1	Ta2
s	°C	°C	°C	°C	s	°C	°C	°C	°C	s	°C	°C	°C	°C
116,80	90	81	17	55	174,40	93	93	17	66	232,00	94	93	17	69
118,40	91	82	17	57	176,00	93	93	17	67	233,60	94	93	16	68
120,00	92	85	17	57	177,60	93	92	17	67	235,20	94	93	16	68
121,60	92	85	16	57	179,20	93	93	17	67	236,80	94	93	17	69
123,20	93	85	16	58	180,80	93	93	16	67	238,40	93	93	17	68
124,80	93	87	16	58	182,40	93	92	17	67	240,00	93	93	17	69
126,40	94	88	17	60	184,00	93	93	17	67	241,60	93	93	17	68
128,00	94	89	16	59	185,60	93	93	17	68	243,20	94	93	17	69
129,60	93	90	17	60	187,20	94	93	16	67	244,80	94	93	16	68
131,20	94	92	17	60	188,80	94	93	17	68	246,40	94	93	17	69
132,80	93	92	16	60	190,40	93	93	17	68	248,00	94	93	17	69
134,40	93	92	17	61	192,00	94	93	17	68	249,60	93	93	17	69
136,00	93	93	16	61	193,60	94	93	17	67	251,20	94	93	16	69
137,60	94	93	17	62	195,20	94	94	17	68	252,80	94	93	16	69
139,20	94	93	17	63	196,80	93	93	17	68	254,40	93	93	17	69
140,80	94	93	17	63	198,40	93	93	16	67	256,00	94	94	16	69
142,40	93	93	16	63	200,00	93	92	17	68	257,60	94	93	16	69
144,00	93	92	17	64	201,60	94	93	17	68	259,20	93	93	16	69
145,60	93	93	16	64	203,20	94	93	17	68	260,80	94	94	16	69
147,20	93	93	16	64	204,80	94	93	16	68	262,40	94	93	16	68
148,80	93	93	17	65	206,40	93	93	17	68	264,00	94	93	17	69
150,40	94	93	17	64	208,00	94	93	17	68	265,60	94	93	16	69
152,00	94	92	17	65	209,60	94	93	16	67	267,20	94	92	17	69
153,60	93	92	17	65	211,20	94	93	16	68	268,80	94	93	17	69
155,20	94	93	16	64	212,80	94	93	16	68	270,40	93	93	16	68
156,80	94	93	16	65	214,40	93	93	16	67	272,00	94	94	17	69
158,40	93	92	17	65	216,00	94	93	17	68	273,60	93	93	16	68
160,00	93	93	17	65	217,60	94	93	16	68	275,20	93	92	17	69
161,60	94	92	17	65	219,20	94	93	17	68	276,80	94	93	17	69
163,20	93	92	17	66	220,80	94	93	17	68	278,40	94	93	16	68
164,80	93	94	17	66	222,40	93	93	16	68	280,00	94	93	17	69
166,40	93	93	16	65	224,00	94	93	17	69	281,60	94	93	16	69
168,00	93	93	16	66	225,60	94	93	17	69	283,20	94	93	16	68
169,60	93	93	17	66	227,20	93	93	16	68	284,80	94	93	16	69
171,20	94	93	16	66	228,80	94	93	17	69	286,40	93	93	17	69
172,80	93	93	17	66	230,40	94	93	17	68	288,00	93	93	17	69

Tabla XVI. Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a 0,2842 lt/s

Tv1 (°C)		Tv2 (°C)		Ta1 (°C)		Ta2 (°C)		Tiempo	
mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	seg.	min.
21	94	20	94	16	17	16	69	288,00	4,80

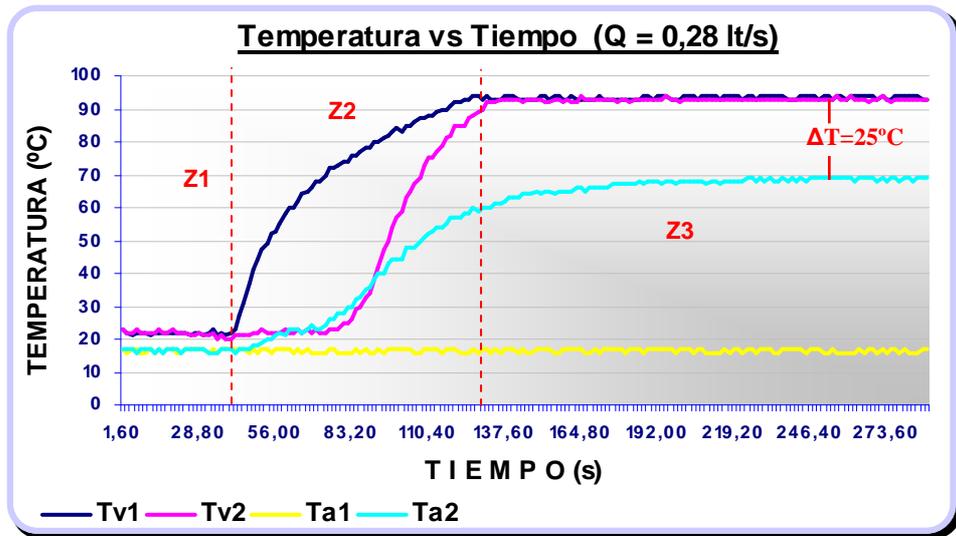


Figura. 5.17 Curvas temperatura vs. tiempo, $Q=0.2842\text{lt/s}$

En la gráfica se identifican tres diferentes zonas:

- Z1 → Válvula de entrada de vapor cerrada.
- Z2 → Apertura de la válvula para entrada de vapor.
- Z3 → Zona de estabilización.

ΔT representa la diferencia de temperatura entre la salida de condensado y salida de agua, mientras más cerca se encuentra la curva de temperatura de salida del agua a la de temperatura de salida del condensado, más eficiente es el sistema.

Segunda prueba

Tabla XVII. Determinación del segundo valor de caudal

Volumen (lt)	1	1	1	1	1
Tiempo (s)	3,13	3,15	3,08	3,24	3,14
Caudal (lt/s)	0,319	0,317	0,325	0,309	0,318

Caudal promedio: $Q_2 = 0.3177 \text{ lt/s}$

Tabla XVIII. Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a 0,3177 lt/s

Tv1 (°C)		Tv2 (°C)		Ta1 (°C)		Ta2 (°C)		Tiempo	
mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	seg.	min.
20	95	21	94	14	19	17	66	203.2	3.39

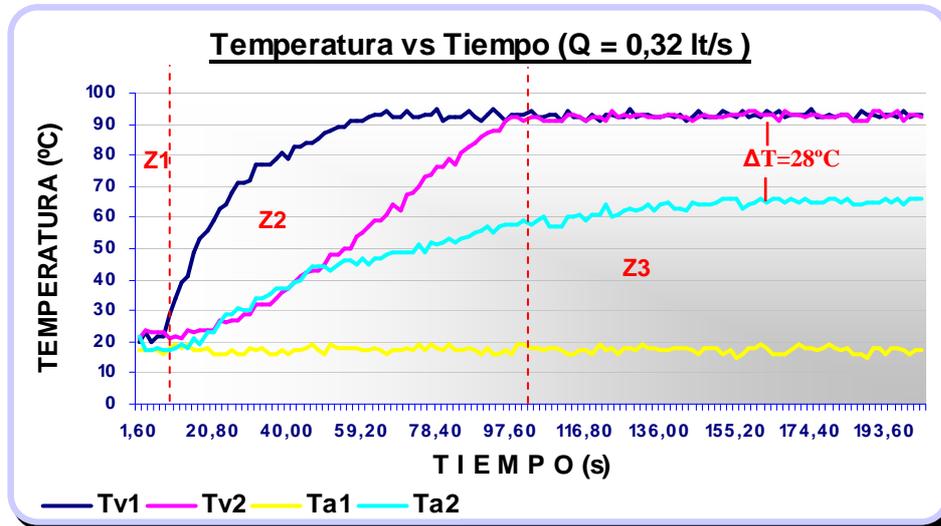


Figura. 5.18 Curvas temperatura vs. tiempo, Q=0.3177lt/s

De forma manual se obtuvo el caudal de salida del condensado.

$$Q_{\text{condensado}} = 0,0260 \text{ lt/s}$$

Tercera prueba

Tabla XIX. Determinación del tercer valor de caudal

Volumen (lt)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tiempo (s)	2,78	2,74	2,77	2,9	2,81	2,78	2,79	2,79	2,86	2,82
Caudal (lt/s)	0,360	0,365	0,361	0,345	0,356	0,360	0,358	0,358	0,350	0,355

Caudal promedio: $Q_3 = 0.3567 \text{ lt/s}$

Tabla XX. Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a 0,3567 lt/s

Tv1 (°C)		Tv2 (°C)		Ta1 (°C)		Ta2 (°C)		Tiempo	
mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	seg.	min.
22	94	22	94	16	17	16	60	400	6.67

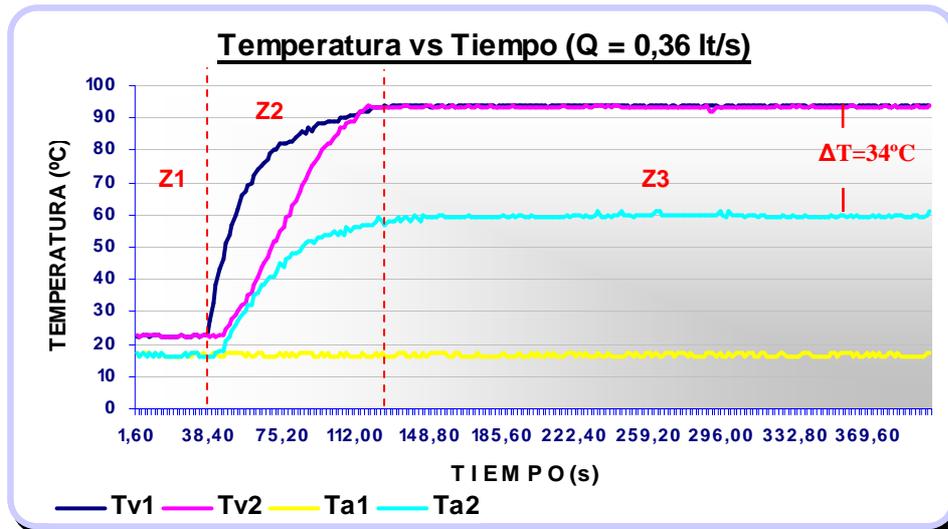


Figura. 5.19 Curvas temperatura vs. tiempo, Q=0.3567lt/s

Caudal de salida del condensado.

$$Q_{\text{condensado}} = 0,0274 \text{ lt/s}$$

Cuarta prueba

Tabla XXI. Determinación del cuarto valor de caudal

Volumen (lt)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tiempo (s)	2,38	2,46	2,37	2,43	2,5	2,55	2,56	2,5	2,45	2,42
Caudal (lt/s)	0,420	0,407	0,422	0,412	0,400	0,392	0,391	0,400	0,408	0,413

Caudal promedio: $Q_4 = 0.4064 \text{ lt/s}$

Tabla XXII. Resumen resultados de las pruebas del Intercambiador a 0,4064 lt/s

Tv1 (°C)		Tv2 (°C)		Ta1 (°C)		Ta2 (°C)		Tiempo	
mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	seg.	min.
67	95	56	94	16	17	16	54	296	4.93

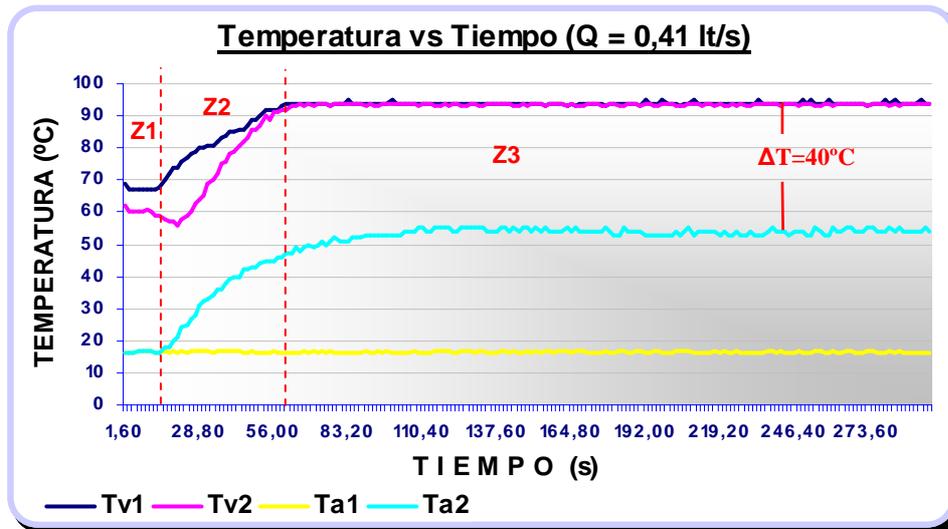


Figura. 5.20 Curvas Temperatura vs. Tiempo, $Q=0.4064\text{lt/s}$

Caudal de salida del condensado.

$$Q_{\text{condensado}} = 0,0292 \text{ lt/s}$$

Quinta prueba

Tabla XXIII. Determinación del quinto valor de caudal

Volumen (lt)	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Tiempo (s)	2,11	2,03	2,09	2,09	2,14	2,26	2,19	2,13	2,13	2,2
Caudal (lt/s)	0,474	0,493	0,478	0,478	0,467	0,442	0,457	0,469	0,469	0,455

Caudal Promedio: $Q_5 = 0.4683 \text{ lt/s}$

Tabla XXIV. Resumen resultados de las pruebas del intercambiador a $0,4683 \text{ lt/s}$

Tv1 (°C)		Tv2 (°C)		Ta1 (°C)		Ta2 (°C)		Tiempo	
mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	mín.	máx.	seg.	min.
81	95	30	94	16	17	16	49	395.2	6.59

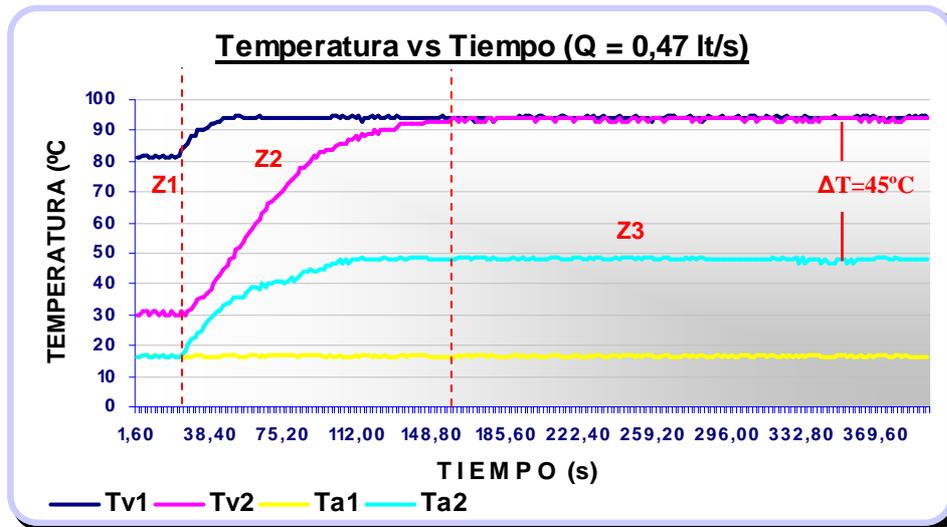


Figura. 5.21 Curvas temperatura vs. tiempo, Q=0.4683lt/s

Caudal de salida del condensado.

$$Q_{\text{condensado}} = 0,0310 \text{ lt/s}$$

Comportamiento de la temperatura de salida de agua vs. caudal

Tabla XXV. Temperatura vs. caudal-agua

# PRUEBA	P1	P2	P3	P4	P5
Caudal (lt/s)	0.2842	0.3177	0.3567	0.4064	0.4683
Temperatura de salida del agua (°C)	70	67	61	55	49

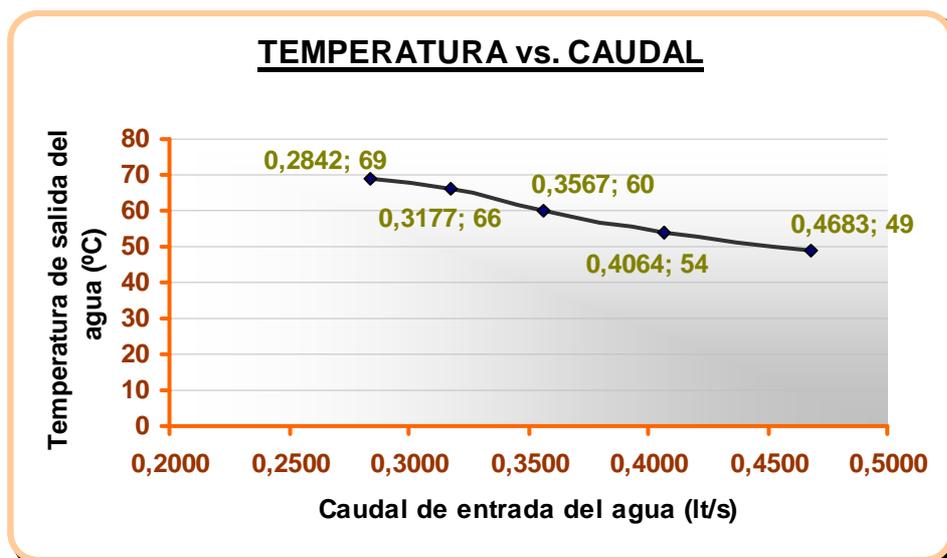


Figura. 5.22 Gráfica temperatura vs. caudal de agua

Comportamiento del caudal de agua vs. caudal de condensado

Tabla XXVI. Caudal de condensado vs. caudal de agua

# PRUEBA	P2	P3	P4	P5
Caudal de Agua (lt/s)	0.3177	0.3567	0.4064	0.4683
Caudal de Condensado (lt/s)	0.0260	0.0274	0.0292	0.031

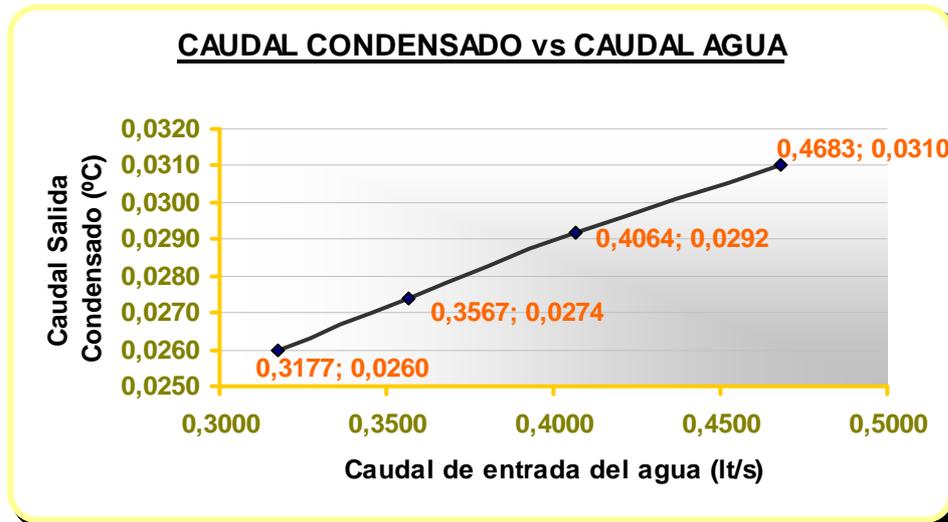


Figura. 5.23 Gráfica caudal de condensado vs. caudal de agua

5.4 EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

Con los datos obtenidos de las pruebas a una presión de 15 Psig se calcula la eficiencia que posee el intercambiador de calor. A continuación se presenta el desarrollo del cálculo con los valores obtenidos a **0.28lt/s** de caudal de agua.

Agua: $T_{f,ent} = T_{a1} = 17\text{ °C}$ $T_{f,sal} = T_{a2} = 70\text{ °C}$

Vapor: $T_{c,ent} = T_{v1} = 94\text{ °C}$ $T_{fcsal} = T_{v2} = 94\text{ °C}$

Las propiedades del agua a Temperatura promedio (43,5 °C):

Densidad del agua: $\rho = 998,62\text{ kg/m}^3$

Calor Específico: $C_{pa} = 4180,39\text{ J/kg}^{\circ}\text{C}$

Flujo Másico: $M_a = 0,28\text{ kg/s}$

La efectividad o eficiencia del intercambiador se obtiene a partir de la ecuación (2.84).

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\text{máx}}} = \frac{\text{Velocidad de transf de calor real}}{\text{Velocidad máx posible de transf de calor}}$$

La velocidad de transferencia de calor real se determina mediante la ecuación (2.85), utilizando los datos del fluido frío, es decir del agua

$$\dot{Q} = C_f (T_{f,\text{sal}} - T_{f,\text{ent}}) = C_f (Ta_2 - Ta_1)$$

$$C_f = \dot{m}_f C_{p_f} = Ma C_{p_a} = (4180.39) (0.28) \quad \text{Ec. 2.87}$$

$$C_f = 1186.32 \text{ W}/^\circ\text{C}$$

$$\dot{Q} = 1186.32 (69 - 17) = 61688.75 \text{ W}$$

La velocidad máxima posible de transferencia de calor se calcula a partir de la Ec. (2.88)

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = C_{\text{min}} (Tv_1 - Ta_1)$$

La razón de capacidad calorífica mínima $C_{\text{min}} = C_f$ ya que el fluido caliente es un vapor de condensación $C_c \rightarrow \infty$.

$$\dot{Q}_{\text{máx}} = 1186.32 (94 - 17) = 91346.80 \text{ W}$$

$$\varepsilon = \frac{61688.75}{91346.80} * 100\% = 68 \%$$

Tabla XXVII. Eficiencia del intercambiador de calor en las 5 diferentes pruebas

EFICIENCIA DEL INTERCAMBIADOR					
	PRUEBA 1	PRUEBA 2	PRUEBA 3	PRUEBA 4	PRUEBA 5
Ta1 (°C)	17,0	19,0	17,0	17,0	17,0
Ta2 (°C)	69,0	66,0	60,0	54,0	49,0
Tv1 (°C)	94,0	95,0	94,0	95,0	95,0
Tv2 (°C)	94,0	94,0	94,0	94,0	94,0
Q (lt/s)	0,2842	0,3177	0,3567	0,4064	0,4683
ρ (kg/m ³)	998,62	998,36	998,62	998,62	998,62
Ma (kg/s)	0,28	0,32	0,36	0,41	0,47
C _p a (J/kg°C)	4.180,39	4.180,20	4.178,69	4.178,43	4.178,43
C _f = C _{min} (J/s°C)	1186,32	1326,07	1488,57	1695,90	1954,22
\dot{Q} (W)	61688,75	62325,46	64008,51	62748,32	62535,11
$\dot{Q}_{m\acute{a}x}$ (W)	91346,80	100781,59	114619,88	132280,25	152429,33
ϵ (%)	68%	62%	56%	47%	41%

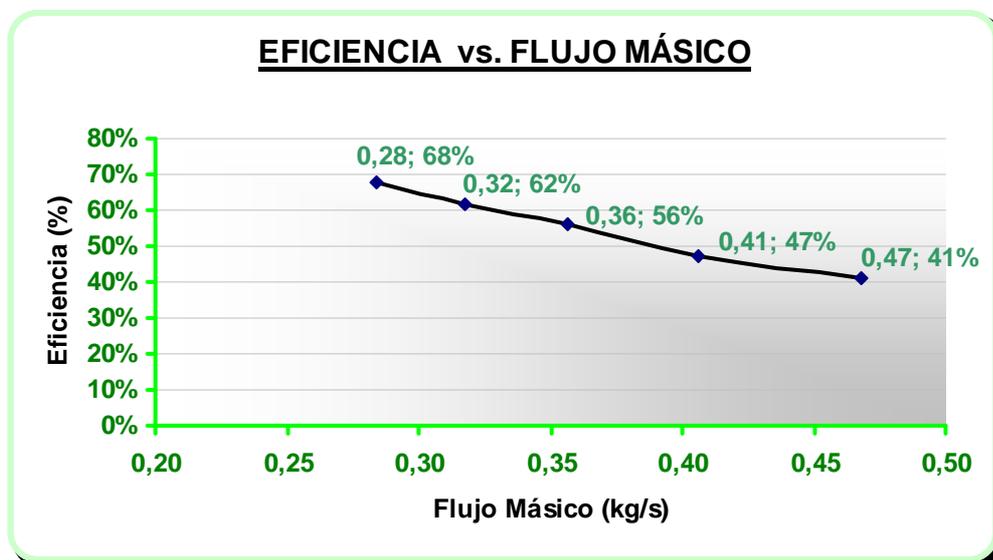


Figura. 5.24 Gráfica eficiencia intercambiador vs. flujo másico de agua

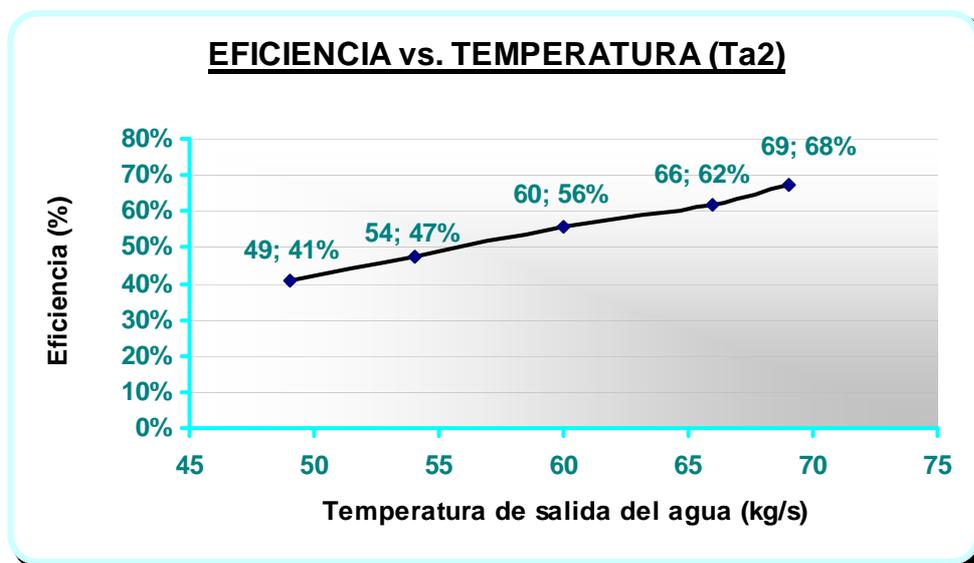


Figura. 5.25 Gráfica eficiencia intercambiador vs. temperatura salida de agua

5.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS

Se determinan los valores teóricos de la temperatura de salida de agua y del coeficiente global de transferencia de calor para los diferentes valores de flujo másico, utilizando las ecuaciones, e iteraciones respectivas, revisadas en el capítulo III.

Tabla XXVIII. Temperatura de salida del agua teórica-práctica

Flujo Másico	Temperatura de salida del agua (°C)		Diferencia Porcentual
	Teórico	Práctico	
0,28 kg/s	65,6	69	5%
0,32 kg/s	63,4	66	4%
0,36 kg/s	61,3	60	2%
0,41 kg/s	58,6	54	8%
0,47 kg/s	56,3	49	13%

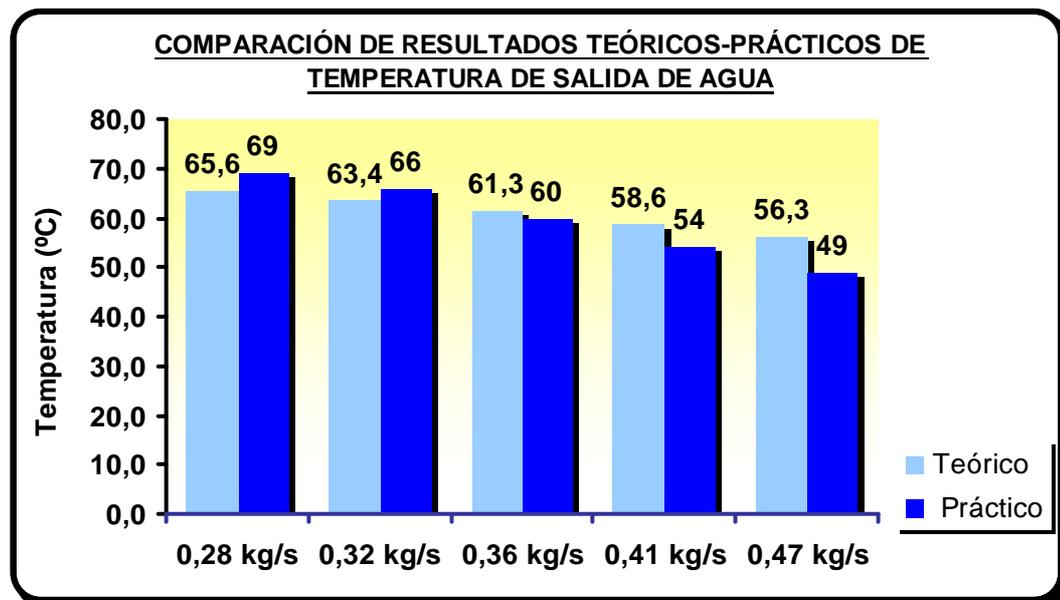


Figura. 5.26 Comparación de la temperatura de salida del agua teórica-práctica

Tanto en la tabla como en la gráfica, se puede advertir que la diferencia entre los valores prácticos con los teóricos, es pequeña, pero aumenta conforme el flujo de agua aumenta.

El coeficiente global de transferencia de calor U práctico, se determina a partir de la ecuación 2.28.

$$U = \frac{Q}{A_T \Delta T_{ml}}$$

El área real de transferencia de calor es $0,4436 \text{ m}^2$ (Tabla XI). El valor de la diferencia de temperatura media logarítmica ΔT_{ml} , se determina a partir de la ecuación 2.42, usando los valores de las Temperaturas de los cuatro puntos.

Tabla XXIX. Determinación del coeficiente global de transferencia de calor U (práctico)

	PRUEBA 1	PRUEBA 2	PRUEBA 3	PRUEBA 4	PRUEBA 5
Ta1 (°C)	17	19	17	17	17
Ta2 (°C)	69	66	60	54	49
Tv1 (°C)	94,0	95,0	94,0	95,0	95,0
Tv2 (°C)	94,0	94,0	94,0	94,0	94,0
ΔT_{ml}	46,23	48,41	52,60	57,12	60,18
Q	61688,75	62325,46	64008,51	62748,32	62535,11
U [W/m ² °C]	3008,40579	2902,20179	2743,06556	2476,33542	2342,69749

Tabla XXX. Coeficiente global de transferencia de calor U teórico-práctico

FLUJO MÁSICO	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U [W/m ² °C]		Diferencia Porcentual
	Teórico	Práctico	
0,28 kg/s	1631,34	3008,41	46%
0,32 kg/s	1746,80	2902,20	40%
0,36 kg/s	1840,17	2743,07	33%
0,41 kg/s	1930,51	2476,34	22%
0,47 kg/s	2049,61	2342,70	13%

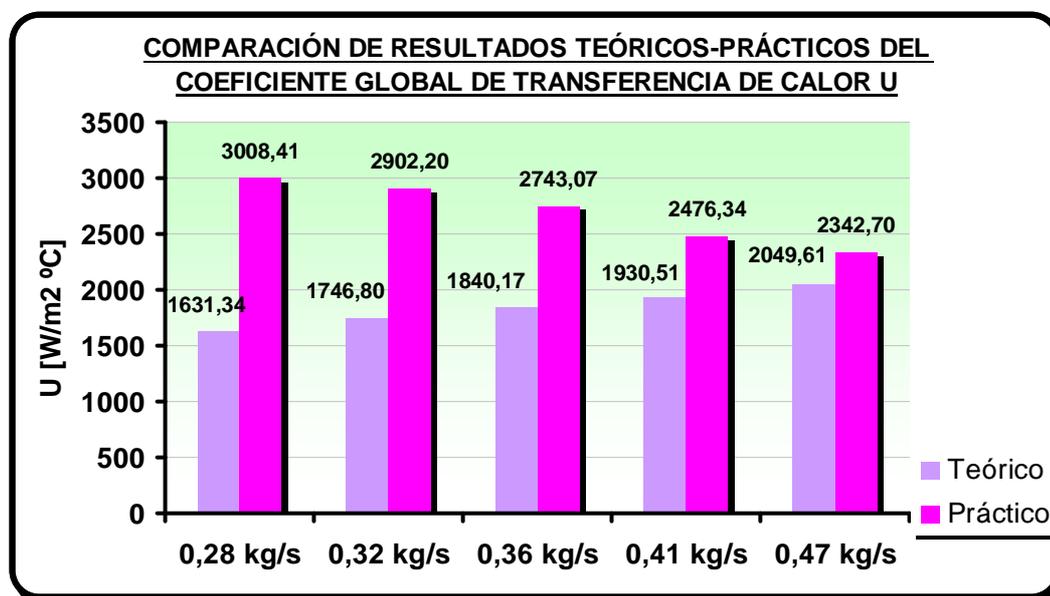


Figura. 5.27 Comparación de resultados teóricos-prácticos del coeficiente global de transferencia de calor [U]

En la gráfica se observa que mientras mayor es el flujo, los valores de U teórico-práctico, se aproximan más, esto quiere decir que las fórmulas empíricas utilizadas para la determinación del Coeficiente global de Transferencia de calor, son más efectivas conforme el valor de Reynolds aumenta.

El flujo másico del vapor se calcula a partir de la relación:

$$q_{req} = M_v h_{fg}^1$$

El valor del calor latente de condensación h_{fg} es constante para todas las pruebas, y es igual a $2198533,22 \frac{J}{kg}$. Al igual que para la temperatura, se determina el caudal volumétrico, utilizando las ecuaciones e iteraciones respectivas.

Tabla XXXI. Caudal de condensado teórico-práctico

PRUEBA	CAUDAL DE CONDENSADO [lt/s]		Diferencia Porcentual
	Teórico	Práctico	
P2	0,0276	0,0260	6%
P3	0,0296	0,0274	7%
P4	0,0316	0,0292	8%
P5	0,0342	0,0310	9%

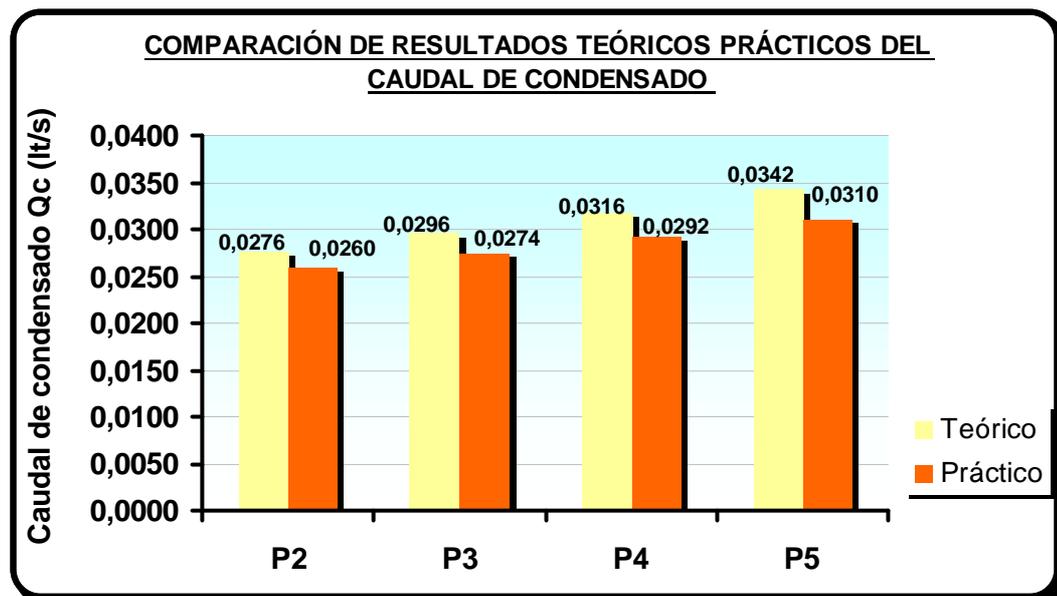


Figura. 5.28 Comparación de resultados teórico-práctico del caudal de condensado

De igual manera que con las Temperaturas, las diferencias porcentuales entre los valores teóricos con los prácticos del caudal de Condensado, son aceptables, además que se incrementa en 1 % conforme el flujo volumétrico del agua aumenta.

¹ Velocidad de transferencia de calor para el vapor

CAPÍTULO VI

6. COSTOS

6.1 GENERALIDADES

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

6.2 COSTOS DIRECTOS

Se debe considerar costos de materiales, máquinas y herramientas, mano de obra y transporte.

Costos por materiales

Tabla XXXII. Costo de materiales para el intercambiador de calor

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Tubo para vapor 4" SCH 40, L =60cm	U	\$45,00	1	\$45,00
Brida slip-on de 4" clase 150 PSI	U	\$30,00	2	\$60,00
Tapón hembra para soldar de 4" SCH 40	U	\$18,00	2	\$36,00
Uniones de acero forjado de 1" clase 3000	U	\$9,00	4	\$36,00
Tubo de cobre flexible Tipo K, $\phi = 1/4"$, L = 16 m	U	\$58,00	1	\$58,00
Codos de cobre	U	\$1,22	12	\$14,64
Suelda plata	U	\$1,96	4	\$7,84
Plancha ASTM A36 de 1/2".Espejo,placa divisora	plancha	\$180,00	0,008	\$1,44
Plancha ASTM A36 de 1/8".Deflectores	plancha	\$120,00	0,013	\$1,56
Varila roscada, M6	U	\$2,50	2	\$5,00
Tuercas M6" (16)	U	\$1,00	1	\$1,00
Asbesto e= 1,5mm	plancha	\$50,00	0,16	\$8,00
Electrodos E7018	U	\$1,70	6	\$10,20
pintura anticorrosiva verde	lt	\$20,00	0,5	\$10,00
SUB TOTAL [USD]				\$294,68

Tabla XXXIII. Costo de materiales para el bastidor soporte

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Tubo cuadrado 30x30x2mm, L = 6m	U	\$14,00	1	\$14,00
Platina ASTM A36 de 1 1/4" x 1/8" L = 6m	U	\$8,00	0,07	\$0,56
Platina ASTM A36 de 1 1/2"x1/16" mm, L = 6m	U	\$12,00	0,033	\$0,40
Electrodos E6011	lb	\$1,50	1	\$1,50
Tornillo más tuerca	U	\$0,30	2	\$0,60
Bisagra	U	\$0,80	1	\$0,80
Plancha acero inoxidable, e=1mm	plancha	\$195,00	0,043	\$8,39
Papel adhesivo blanco	U	\$0,25	4	\$1,00
Pliego papel contact	U	\$0,90	1	\$0,90
Pintura blanca	lt	\$7,00	0,5	\$3,50
SUB TOTAL [USD]				\$31,64

Tabla XXXIV. Costo de materiales para el medidor digital de temperaturas

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Microcontrolador PIC16F877A	U	\$7,70	1	\$7,70
Sensores de temp. LM35 o LM35A	U	\$3,00	4	\$12,00
OP-AMPA LM358	U	\$0,45	4	\$1,80
Capacitares electrolíticos de 22uF – 16Volts	U	\$0,10	4	\$0,40
Resistencias de 3,9 Kohm a ¼ W	U	\$0,03	4	\$0,12
Tripot de 20 Kohm tipo araña	U	\$0,40	4	\$1,60
Resistencias de 10 Kohm a ¼ W	U	\$0,03	2	\$0,06
Capacitores cerámicos de 22 pF	U	\$0,10	2	\$0,20
Cristal de 4Mhz	U	\$0,65	1	\$0,65
C. I. MAX 232	U	\$2,90	1	\$2,90
Capacitores electrolíticos de 10uF – 16 Volts	U	\$0,10	5	\$0,50
Resistencias de 330 ohm a ¼ W	U	\$0,03	2	\$0,06
LEDs	U	\$0,10	2	\$0,20
Conector DB9-macho para circuito impreso	U	\$0,95	1	\$0,95
Conectores DB9-hembra para hacer el cable	U	\$0,85	2	\$1,70
Fibra de vidrio para circuito impreso	U	\$10,50	1	\$10,50
Lámina de transferencia térmica	U	\$2,45	1	\$2,45
Marcador para circuito impreso de punta fina	U	\$1,70	1	\$1,70
Zócalo para el PIC16F877A	U	\$0,40	1	\$0,40
Zócalos para el LM358	U	\$0,12	4	\$0,48
Zócalo para el MAX232	U	\$0,14	1	\$0,14
Display LCD Azul 2x16	U	\$9,00	1	\$9,00
Adaptador AC-DC 12V - 1A	U	\$6,20	1	\$6,20
Jack 2,5 DC	U	\$0,25	1	\$0,25
Switch 3 pines 2 posiciones azul	U	\$0,40	1	\$0,40
Pedazo de madera	U	\$10,00	1	\$10,00
SUB TOTAL [USD]				\$72,36

Tabla XXXV. Costo de accesorios para la instalación

DESCRIPCIÓN	UNIDAD	PRECIO UNITARIO	CANTIDAD	PRECIO TOTAL
Bushing HN 3/4" x 1/2" x 150 psi Tupy	U	\$1,20	2	\$2,40
Tee HN 1/2" x 150 psi Tupy	U	\$1,05	3	\$3,15
Válvula de globo 1/2" Clase 150	U	\$36,32	1	\$36,32
Válvula esfera 1/2" clase 800 Ac. Carbono	U	\$19,78	1	\$19,78
Codo HN 1/2" x 90° x 150 psi Tupy	U	\$0,80	2	\$1,60
Universal HN 1/2" x 150 psi Tupy	U	\$2,60	1	\$2,60
Junta de expansión 1/4" (rabo de chancho)	U	\$13,10	1	\$13,10
Unión HN 1/2"	U	\$1,15	1	\$1,15
Neplo 1/2" x 4" SCH 40 HN sin costura	U	\$2,35	1	\$2,35
Neplo 1/2" x 3" SCH 40 HN sin costura	U	\$2,15	3	\$6,45
Neplo 1/2" x 2" SCH 40 HN sin costura	U	\$1,90	3	\$5,70
Neplo 1/2" x corrido SCH 40 HN sin costura	U	\$1,60	4	\$6,40
Bushings HG 3/4" → 1/2"	U	\$0,54	2	\$1,08
Tee 1/2" HG	U	\$0,75	2	\$1,50
Válvula compuerta	U	\$13,00	2	\$26,00
Codo HG	U	\$0,40	1	\$0,40
Universal HG, 1/2"	U	\$1,80	1	\$1,80
Neplo 1/2" x 4" HG	U	\$1,75	1	\$1,75
Neplo 1/2" x 3" HG	U	\$1,50	2	\$3,00
Neplo 1/2" x 2" HG	U	\$0,80	2	\$1,60
Pozuelos de cobre para los sensores	U	\$5,00	4	\$20,00
Manómetro de glicerina 0-30psi	U	\$16,50	1	\$16,50
Manguera de alta presión y acoples	U	\$49,00	1	\$49,00
Medidor de agua AHS	U	\$18,50	1	\$18,50
Accesorios varios (desfogue)	U	\$7,69	1	\$7,69
SUB TOTAL [USD]				\$249,82

Costos por máquinas y herramientas

Tabla XXXVI. Costos por máquinas y herramientas

DESCRIPCIÓN	HORAS - EQUIPO	COSTO/HORA	COSTO TOTAL
Cortadora de tubos	1	\$3,00	\$3,00
Dobladora de tubos	4	\$2,00	\$8,00
Taladro de pedestal	2	\$10,00	\$20,00
Taladro manual	2	\$5,00	\$10,00
Torno	3	\$10,00	\$30,00
Cizalla mecánica	2	\$10,00	\$20,00
Soldadora Eléctrica	4	\$10,00	\$40,00
Equipo de solda oxiacetilénica	2	\$10,00	\$20,00
Compresor (pintura)	3	\$10,00	\$30,00
Cizalla Manual	1	\$5,00	\$5,00
SUB TOTAL [USD]			\$186,00

Costos por mano de obra

Tabla XXXVII. Costos por mano de obra

DESCRIPCIÓN	HORAS-HOMBRE	COSTO/HORA	COSTO TOTAL
Tornero	3	\$2,13	6,39
Ayudante de operador de equipo	12	\$2,13	25,56
Maestro soldador especializado	6	\$2,13	12,78
Pintor	3	\$2,13	6,39
Carpintero	2	\$2,13	4,26
PROGRAMADOR			300
ACESOR TÉCNICO			100
SUB TOTAL [USD]			\$455,38

Costos por transporte

Tabla XXXVIII. Costos por transporte

DESCRIPCIÓN	COSTO
Gasolina (movilidad propia)	\$50,00
TOTAL [USD]	\$50,00

Total costos directos

Tabla XXXIX. Total costos directos

DESCRIPCIÓN	COSTO
Costo materiales	\$648,50
Costo por máquinas y herramientas	\$186,00
Costo por mano de obra	\$455,38
Costo por transporte	\$50,00
TOTAL COSTOS DIRECTOS [USD]	\$1.339,88

6.3 COSTOS INDIRECTOS

En general, para los costos indirectos se debe tomar en cuenta los gastos administrativos como: alquileres y amortizaciones, cargos administrativos, impuestos, depreciación y mantenimiento, etc. Y los gastos de mano de obra indirecta como:

construcción provisional, fiscalización, fletes, garantías, imprevistos, utilidad, costos de ingeniería.

En este caso solo se toma en cuenta costos de ingeniería, utilidad e imprevistos.

Costos por ingeniería

Se considera el 10% de los Costos Directos

Costos por imprevistos

Se considera el 5% de los Costos Directos.

Costos por utilidad

Se considera el 0% de los Costos Directos, ya que el equipo no será utilizado con fines de lucro.

Tabla XL. Costos indirectos

DESCRIPCIÓN	PORCENTAJE	VALOR
Costos por ingeniería	10%	\$133,99
Costos por imprevistos	5%	\$66,99
Costos por utilidades	0%	\$0,00
TOTAL COSTOS INDIRECTOS [USD]		\$200,98

6.4 COSTO TOTAL DEL EQUIPO

Tabla XLI. Costo total del equipo

COSTOS DIRECTOS	\$1.339,88
COSTOS INDIRECTOS	\$200,98
COSTO TOTAL DEL EQUIPO	\$1.540,86

El costo total del equipo es **MIL QUINIENTOS CUARENTA DÓLARES CON 86/100.**

CAPÍTULO VII

7. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

7.1 CONCLUSIONES

Existen diversos tipos de Intercambiadores de calor del tipo coraza y tubos. Conforme las normas TEMA, el intercambiador de calor construido se identifica con las letras BEU. 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 con un haz de tubos en U.

Al analizar el marco teórico, se determinaron las ecuaciones y el procedimiento apropiado para el diseño del Intercambiador de calor de coraza y tubos, con el fin de construir un equipo que nos brinde resultados satisfactorios.

En el diseño térmico se determinaron, el diámetro interior de la coraza, y el diámetro exterior, longitud, espesor y número de tubos del intercambiador; tomando en cuenta que se va a hacer circular vapor por el interior de los tubos, y agua bañando a los tubos (interior de la coraza).

Mediante el diseño hidráulico, se determinó, que la caída de presión en el intercambiador es de 6 mmca. Misma que se encuentra dentro del rango permisible para el correcto funcionamiento del equipo.

En el diseño mecánico se determinaron los materiales y espesores de cada una de las partes que conforman el intercambiador de calor, esto se realizó en conformidad con las normas ASME, lo cual nos garantiza su correcto funcionamiento.

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.

Los acoples o bridas, al igual que las tapas, no se construyeron, sino que se seleccionaron. Debido a que la presión de trabajo es muy baja, se adquirieron bridas y tapas que soportan presiones de trabajo de hasta 150 PSI que son las que se encontraron en el mercado.

En la ESPOCH no se cuenta con un generador de vapor en funcionamiento, esto ha influido en que la realización de las pruebas de cada uno de los intercambiadores de calor se realicen en diferentes lugares, en el caso del Intercambiador de calor de coraza y tubos, las pruebas se realizaron, en primera instancia en las instalaciones de los hornos Lincoln, pero el generador con el que allí contaban no abastecía el sistema, por tal razón, las pruebas efectivas se realizaron en el Departamento de mantenimiento del Hospital General Docente Riobamba.

Se realizaron cinco pruebas a diferente caudal de agua. En las gráficas, temperatura vs. tiempo, se indica el valor de ΔT , que es un referencial de efectividad en el sistema, es decir mientras este valor es menor el sistema es más efectivo. En otras palabras, el equipo es más eficaz cuando la curva de temperatura de salida de agua, se acerca más a la curva de temperatura de condensado.

Al comparar la temperatura de salida del agua con respecto al caudal, se puede observar que la relación es inversa, es decir mientras mayor es el caudal, menor es la temperatura de salida de agua. En la última prueba se trabajó con un flujo másico de 0,47 kg/s que equivale a un consumo de 1,69 TM en una hora, calentando el agua de 17 a 49 ° C.

El caudal de condensado, varía proporcionalmente al caudal del agua, aunque su variación, comparada entre sí, es relativamente pequeña, y casi despreciable.

Con los valores obtenidos en las pruebas, se determinó la eficiencia del Intercambiador de calor, que es del 68%, cuando circula agua a 0,28 kg/s. Cabe notar que la eficiencia varía conforme el caudal aumenta. Mientras mayor es el flujo de agua que circula por el intercambiador, la eficiencia del equipo es menor.

Al comparar las temperaturas de salida del agua en la práctica con las calculadas, se puede advertir que la diferencia es pequeña, pero aumenta en proporción al flujo de agua.

Las fórmulas empíricas utilizadas para la determinación del coeficiente global de Transferencia de calor, son más efectivas conforme el valor de Reynolds aumenta.

Los datos obtenidos en las pruebas no son tan precisos, puesto a que la presión de vapor se regula manualmente mediante la válvula de globo a la entrada del intercambiador.

El costo total del equipo es de mil quinientos cuarenta dólares con 86/100.

La elaboración del presente trabajo, y de sus semejantes, tiene la finalidad de contribuir con el aprendizaje teórico – práctico de la asignatura de transferencia de calor, y específicamente del manejo y funcionamiento de intercambiadores de calor.

7.2 RECOMENDACIONES

Tener un conocimiento previo del funcionamiento del intercambiador de calor y de las normas que lo rigen, TEMA y ASME, antes de realizar la práctica de laboratorio correspondiente.

Habilitar el generador de vapor existente en la Facultad de Mecánica, para que sea posible la realización de las prácticas de laboratorio por parte de los estudiantes.

Se recomienda la adquisición de una válvula reguladora de presión, para el laboratorio de térmicas de la Facultad de Mecánica, que permita realizar la toma de datos con mayor precisión.

Para proceder a la toma de datos con el medidor digital de temperaturas, utilizar el cable serial – serial.

Tener la precaución de no derramar líquidos sobre la caja indicadora de temperatura ya que en su interior existen elementos electrónicos.

Manipular con el cuidado debido los cables de los sensores, ya que éstos son susceptibles a rotura.

El equipo debe ser conectado a una línea de alimentación de 120V.

El medidor digital de temperaturas puede ser usado en otros equipos que involucren mediciones de temperaturas dentro de un rango de -55°C a 150°C .

Luego de realizada una práctica, se recomienda cambiar el nombre del archivo creado “historial” y guardar en una ubicación diferente; para no mezclar los datos obtenidos de esta práctica, con prácticas posteriores.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] KERN, D. Q. Procesos de Transferencia de Calor. 31 ra. ed. México: Continental, 1999. pp.13.
- [2] http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos/teorico_conduccion.pdf. pp.17-22.
- [3] <http://www2.udec.cl/~jinzunza/fisica/cap14.pdf>. pp. 6-7.
- [4] VALENZUELA, M. R. Apuntes de transferencia de calor. Riobamba: ESPOCH, 2003. pp. 53-97.
- [5] WELTY, J. Transferencia de calor aplicada a la ingeniería. México: Limusa, 1978.
- [6] http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Nusselt.
- [7] http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_05_conveccion.htm.
- [8] http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Prandtl.
- [9] http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Reynolds.
- [10] HOLMAN, J. P. Transferencia de Calor 10ma.ed. México: Continental,1999. pp. 206-212.
- [11] http://html.rincondelvago.com/intercambiadores-de-calor_2.html.
- [12] <http://www.scribd.com/doc/19376902/Intercambiador-de-calor>.
- [13] http://web.usal.es/~tonidm/DEI_07_comp.pdf. pp.7.6,-7.9
- [14] <http://www.gestical.com/Intercambiadores.pdf>. pp. 677
- [15] CENGEL, Y. Transferencia de Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004. pp.683-697
- [16] <http://www.uantof.cl/caim/Asignaturas/Transferencia%20de%20calor/Libro%20de%20transferencias%20de%20calor/Transferencia%20de%20calor2/Teor%C3%83%C2%ADa/17.pdf>. pp. 305-307

- [17] HEWITT, G. F. Heat exchanger design handbook. Part 3. Thermal and hydraulic design of heat exchanger. exec. ed. New York: Begell House, 1998. pp. 3.1.4-4 - 3.3.8-2.
- [18] American Society of Mechanical Engineers. ASME. Boiler and pressure vessel code. Section VIII D1. New York: ASME, 2004. pp. 619.
- [19] TEMA. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. 17ma.ed. New York: TEMA, 1988. pp. 72-215.
- [20] MEGYESY, E. F. Pressure Vessel Handbook. 12va.ed. Oklahoma: Pressure Vessel Publishinc, 1977.
- [21] ACERO DIPAC. Catálogo de acero. Quito: Diservicios, 2007. pp. 29.
- [22] THE ELECTRICAL RESEARCH ASSOCIATION. Tablas de Vapor. México: Representaciones y Servicios de Ingeniería, 1970. pp.13, 103,115.
- [23] http://mgasociados.com/iusa/tuberiadecobre/tipo_ug-l-k.pdf
- [24] http://www.tubocobre.net/literatura_pdf/cobretec_quim_cobre.pdf
- [25] YUBA. Shell and Tube Exchangers Technical Manual. Oklahoma: Yuba, 2001.
- [26] <http://www.inglesa.com.mx/books/DYCIC.pdf>. pp.76, 77
- [27] PROCOBRE. Manual de Tuberías. México.
- [28] INGERSOLL RAND. Compressed air and gas data. 3ra ed. New Jersey: Ingersoll-Rand, 1980. pp. 33-70.

BIBLIOGRAFÍA

ACERO DIPAC. Catálogo de Acero. Quito: Diservicios, 2007

American Society of Mechanical Engineers. ASME. Boiler and pressure vessel code.
Section VIII D1. New York: ASME, 2004.

CENGEL, Y. A. Transferencia de Calor. 2da.ed. México: McGraw-Hill, 2004.

HEWITT, G. F. Heat exchanger design handbook. Part 3. Thermal and hydraulic design of
heat exchanger. exec. ed. New York: Begell House, 1998.

HOLMAN, J. P. Transferencia de Calor 10ma.ed. México: Continental,1999.

INGERSOLL RAND. Compressed air and gas data. 3ra ed. New Jersey: Ingersoll-Rand,
1980.

KERN, D. Procesos de transferencia de calor. 31ra.ed. México: Continental, 1999.

MEGYESY, E. F. Pressure vessel handbook. 12va.ed. Oklahoma: Pressure vessel
publishinc, 1977.

PROCOBRE. Manual de tuberías. México.

TEMA. Standards of the tubular exchanger manufacturers association. 17ma.ed. New
York: TEMA, 1988.

THE ELECTRICAL RESEARCH ASSOCIATION. Tablas de Vapor. México:
Representaciones y Servicios de Ingeniería, 1970.

VALENZUELA, M. R. Apuntes de Transferencia de Calor. Riobamba: ESPOCH, 2003

WELTY, J. Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería. México: Limusa, 1978.

YUBA. Shell and Tube Exchangers Technical Manual. Oklahoma: Yuba, 2001.

LINKOGRAFÍA

Transferencia de Calor

http://www.ing.unrc.edu.ar/materias/energia_solar/archivos/teoricos/teorico_conduccion.pdf.

2009-03-21

<http://www2.udec.cl/~jinzunza/fisica/cap14.pdf>.

2009-03-21

Número de Nusselt

http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Nusselt.

2009-04-10

http://www.telecable.es/personales/albatros1/calor/transferencia_de_calor_05_conveccion.htm.

2009-04-10

Número de Prandtl

http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Prandtl.

2009-04-11

Número de Reynolds

http://es.wikipedia.org/wiki/N%C3%BAmero_de_Reynolds.

2009-04-11

Intercambiadores de Calor

http://html.rincondelvago.com/intercambiadores-de-calor_2.html.

2009-05-04

<http://www.scribd.com/doc/19376902/Intercambiador-de-calor>.

2009-05-04

http://web.usal.es/~tonidm/DEI_07_comp.pdf.

2009-05-06

<http://www.gestical.com/Intercambiadores.pdf>.

2009-05-08

Método L.M.T.D.

<http://www.uantof.cl/caim/Asignaturas/Transferencia%20de%20calor/Libro%20de%20trans.%20de%20calor/Transferencia%20de%20calor2/Teor%C3%83%C2%ADa/17.pdf>.

2009-05-16

Tubo de Cobre

http://mgasociados.com/iusa/tuberiadecobre/tipo_ug-l-k.pdf

2009-10-04

http://www.tubocobre.net/literatura_pdf/cobretec_quim_cobre.pdf

2009-10-04

Tapa Toriesférica ASME

<http://www.inglesa.com.mx/books/DYCIC.pdf>

2009-11-26