



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

**PROGRAMA DE MAESTRIA Y DOCTORADO
EN INGENIERIA**

FACULTAD DE INGENIERIA

**“Propuesta para el mejoramiento de un intercambiador de calor
tipo coraza y tubos en U”**

T E S I S

QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:

MAESTRO EN INGENIERIA

INGENIERIA MECANICA - TERMOFLUIDOS

P R E S E N T A:

OSCAR GARCÍA ARANDA

TUTOR:

Dr. FRANCISCO J. SOLORIO ORDAZ

2011





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

JURADO ASIGANDO:

Presidente: Dr. Cervantes de Gortari Jaime

Secretario: Dr. Méndez Lavielle Federico

Vocal: Dr. Solorio Ordaz Francisco Javier

1^{er}. Suplente: Dr. Salinas Vázquez Martín

2^{do}. Suplente: Dr. Heard Wade Christopher Lionel

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

Facultad de Ingeniería, UNAM

Laboratorio de Máquinas Térmicas, UNAM

Eficiencia Thermoe S.A. de C.V.

TUTOR DE TESIS:

DR. FRANCISCO J. SOLORIO ORDAZ

FIRMA

Agradecimientos

A Eficiencia Thermoe S.A. de C.V., por darme una gran oportunidad y por todo su apoyo brindado durante la realización de éste trabajo.

Al Laboratorio de Maquinas Térmicas de la Facultad de Ingeniería de la UNAM, por facilitar el uso de sus instalaciones.

A Dios por darme la vida y permitirme cumplir una meta más.

A la UNAM, Facultad de Ingeniería por toda la enseñanza y formación profesional.

A Ing. Jan Pardubicki por todo su apoyo

A mis padres Pedro García Bahéna y Teresa Aranda Hernández y hermanos Rodolfo, Fernando Francisco, Araceli y Armando, que desafortunadamente ya no está con nosotros.

A mis profesores y amigos.

A Julieta, un gran apoyo y alguien muy especial en mi vida.

A la familia Martínez Santillán, por su gran amistad y apoyo

A Ana María, una gran amiga para toda la vida..

Índice	
Notación	i
Índice de figuras y tablas	iii
Capítulo I. Definición del problema	página
1.1 Planteamiento	1
1.2 Objetivo	2
1.3 Hipótesis	2
1.4 Justificación	3
1.5 Estructura de la tesis	3
Capítulo II. Antecedentes	
2.1 Mecanismos básicos de transferencia de calor	4
2.1.1 Conducción	4
2.1.2 Convección	5
2.1.3 Radiación	5
2.2 Intercambiadores de calor	6
2.2.1 Clasificación	6
2.2.2 Intercambiadores compactos	11
2.2.3 Calculo con ΔT_{lm} y NTU	13
2.3 Fundamentos de técnicas para el incremento en la transferencia de calor	18
2.3.1 Descripción general de las principales técnicas	19
2.3.2 Tubos corrugados	25
2.4 Bafle convencional	26
2.5 Bafle helicoidal	28
Capítulo III. Diseño y construcción de los intercambiadores en estudio	
3.1 Partes del intercambiador de calor	30
3.2 Diseño térmico	31
3.3 Diseño mecánico	34
3.4 Fabricación del tubo corrugado	38
3.5 Diseño y fabricación del bafle helicoidal	39

Capítulo IV. Pruebas de laboratorio	página
4.1 Metodología	41
4.2 Análisis de resultados	45
Capítulo V. Conclusiones	
5.1 Conclusiones	49
5.2 Trabajo a futuro	50
Referencias	51

Notación

A – área de transferencia, m^2 , ft^2

C_p - calor específico

d – diámetro, pulgada, m

F – factor de corrección para un intercambiador de calor

h- coeficiente convectivo, entalpia, W/m^2K , $Btu/hr\ ft^2\ ^\circ F$, KJ/Kg

i, j, k - direcciones

k – conductividad térmica, W/mK , $Btu/hr\ ft\ ^\circ F$

L – longitud característica, m

\dot{m} - flujo másico, Kg/s , lb/s

Nu - número de Nusselt, gradiente de temperatura adimensional en la superficie

P – presión, psi, Kgf/cm^2

Pr - número de Prandtl, razón de las difusividades de momento y térmica

q - transferencia de calor, W

q'' – flujo de calor, W/m^2

Re - número de Reynolds, razón de las fuerzas de inercia y viscosas

T – temperatura, $^\circ C$, $^\circ F$, K

T_{hi} - temperatura de entrada lado caliente

T_{ho} - temperatura de salida lado caliente

T_{ci} - temperatura de entrada lado frío

T_{co} - temperatura de salida lado frío

U - coeficiente global de transferencia de calor, $W/m^2\ K$

v - velocidad

Letras griegas

ΔT_{ml} - diferencia de temperatura media logarítmica

ΔT - diferencia de temperaturas

∂ - derivada parcial

ε – emisividad, eficiencia

μ – viscosidad dinámica, $Kg/s\ m$

∇ - gradiente de temperaturas

Subíndices

c – frio, corrugado, critico

e – entrada, dimensión de corrugación

h - caliente

i - interior

l - liso

o - exterior

r - real

s – superficie, salida, lado de la coraza

t – lado interior de los tubos

Índice de figuras y tablas	pagina
Figura 1.1. Recuperadores de calor	1
Figura 1.2. Recuperadores de calor a motores con biogas	2
Figura 2.1. Tubos concéntricos	6
Figura 2.2. Intercambiadores de calor de flujo cruzado	7
Figura 2.3. Intercambiador de placas desmontables	8
Figura 2.4. Intercambiador tipo coaxial	8
Figura 2.5. Intercambiador de coraza y tubos	9
Figura 2.6. Intercambiadores compactos	12
Figura 2.7 Corte transversal intercambiador de placas	12
Figura 2.7. Tubo bajo aletado y corrugado	16
Figura 2.8. Distribucion de temperaturas para un intercambiador de calor en contraflujo	14
Figura 2.9 Tubos con bajo aletado y corrugado	18
Figura 2.10 Superficies porosas	19
Figura 2.11. Tubos corrugados de dos y una fase	19
Figura 2.12. Alambre insertado	20
Figura 2.13. Aletas circulares segmentadas e integrales	20
Figura 2.14 Configuración de aletas	21
Figura 2.15. Aletas internas axial y helicoidal	21
Figura 2.16. Bajo aletado	21
Figura 2.17. Aletado en estrella	22
Figura 2.18. Turbuladores	22
Figura 2.19. Tubo ondulado	23
Figura 2.20. Tubos de bajo aletado, diversos fabricantes	23
Figura 2.21. Generadores de vórtices	22
Figura 2.22. Formas y perfiles del tubo corrugado	25
Figura 2.23 Baffle convencional	26
Figura 2.24 Flujo con baffle convencional	27
Figura 2.25 flujo con baffle inclinado	27
Figura 3.1. Partes del intercambiador de calor, coraza y tubos	23
Figura 3.2 Diseño de componentes de un intercambiador de calor tipo coraza y tubos	34
Figura 3.3. Cabezal con mandriles prensadores	38
Figura 3.4. Dimensiones del tubo corrugado	38
Figura 3.5. Baffle helicoidal y baffle convencional	39
Figura 3.6. Modelo físico del baffle helicoidal	39
Figura 3.7. Flujo baffle helicoidal	40

Figura 3.8 Flujo continuo bafle helicoidal	40
Figura 3.9. Flujo entre baffles convencionales	40
Figura 4.1 Haz de tubos de los modelos 1 y 2	41
Figura 4.2. Tubo corrugado en acero inoxidable	42
Figura 4.3. Modelado de haz de tubos	42
Figura 4.4. Armado de haz de tubos	43
Figura 4.5. Esquema de conexiones intercambiadores de calor	44
Tabla 4.1. Datos de entrada y salida para los tres diferentes modelos	45
Tabla 4.2. Valores obtenidos para el Modelo 1	46
Tabla 4.3. Coeficientes de transferencia Modelo 1	46
Tabla 4.4. Valores obtenidos para el Modelo 2	46
Tabla 4.5. Coeficientes de transferencia Modelo 2	46
Tabla 4.6. Valores obtenidos para el Modelo 3	47
Tabla 4.7. Coeficientes de transferencia Modelo 3	47
Figura 4.6. Temperatura de salida del agua contra flujo másico	48
Figura 4.7. Nu contra velocidad por el lado interior de los tubos	48

Capítulo I. Introducción

1.1 Motivación

El proceso de intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a diferentes temperaturas y separados por una pared sólida, ocurre en muchas situaciones y/o aplicaciones de la ingeniería. El dispositivo que se utiliza para llevar a cabo este proceso se denomina intercambiador de calor y las aplicaciones específicas se pueden encontrar en aire acondicionado, producción de potencia, recuperación de calor de desecho y procesos químicos, por mencionar algunas. En la figura 1 se muestran dos de estas aplicaciones, las cuales constan del acoplamiento de recuperadores de energía a las chimeneas de una caldera (izquierda) y a una red de escapes de turbinas a gas, para calentar agua para un proceso dado.



a) Acoplado a caldera

b) Acoplado a turbina de gas

Figura 1.1. Recuperadores de calor

Por todo lo anterior es muy importante que se siga investigando en el área de intercambio de calor, ya que como se ha dicho, estos procesos se pueden encontrar en toda la industria, así como también en el mismo hogar.

Un punto muy importante a considerar es la crisis energética, que se agudiza día a día, es por ello necesario que se desarrollen equipos con una alta eficiencia en cualquiera de sus distintas configuraciones y así poder aprovechar al máximo la energía disponible, que provenga de cualquier tipo de fuente, por ejemplo petróleo y ahora en la actualidad, las energías alternativas.

Existe también una fuente de energía adicional importante, la cual es llamada energía de desecho, es decir aire caliente, vapor y gases de combustión. Este es un punto importante a considerar ya que al poderla recuperar en la mayor cantidad posible, se puede reintegrar a un proceso para que esta sea útil de nuevo, por mencionar algo, precalentar el aire que ingresa a un sistema de combustión y tratándose de un tema actual y muy importante, contribuir así a la disminución de calor emitido y en consecuencia tener ahorro de combustible por mencionar una ventaja, teniendo así proyectos menos agresivos con el ambiente.

En la figura 1.2 se muestran motores de combustión interna operando con biogas, los cuales a las salida de los escapes cuentan con recuperadores de calor tipo casco y tubos, en el capítulo II se dan más detalles sobre la clasificación de los intercambiadores de calor.



Figura 1.2. Recuperadores acoplados a motores con biogas

1.2 Objetivo

Mejorar la eficiencia de un intercambiador de calor tipo coraza y tubos en “U” utilizando técnicas de incremento en la transferencia de calor, mediante la modificación de dos de las principales partes de estos equipos, como es el haz de tubos y los baffles.

1.3 Hipótesis

Al realizar la comparación entre tres modelos propuestos, se espera que se tenga un mejor comportamiento en cuestión de la eficiencia en la transferencia de calor, en orden descendente, en el de tubo corrugado-baffle helicoidal, en el de tubo corrugado-baffle convencional y en el de tubo liso-baffle convencional, debido a que al deformar los tubos (crear la corrugación) y agregar el baffle helicoidal, se espera que se incremente la turbulencia y con ello la transferencia de calor.

1.4 Justificación

En el presente trabajo se propone el uso combinado de tubos corrugados y baffles helicoidales en un intercambiador de calor de coraza y tubos con el propósito de incrementar la transferencia de calor, configuración que prácticamente no se encuentra en los intercambiadores comerciales. Esta es una técnica pasiva en la que se modifican las superficies interna y externa del tubo (corrugado) y se diseña un nuevo baffle.

Lo anterior se realiza con la finalidad de obtener las bases para proponer la modificación del diseño de un intercambiador de este tipo coraza y tubos, y de esta manera comenzar a desarrollar nuevos prototipos de equipos y poder llegar a ofrecer un nuevo producto para la industria u hogar que beneficiará al consumidor final por su alta eficiencia, así como su bajo costo debido a la reducción en su tamaño y por ende la cantidad de material empleado para su fabricación, o simplemente que para los tamaños ya estandarizados se tenga un mayor rango de operación.

1.5 Estructura de la tesis

En este capítulo como se pudo observar se dan a conocer los principales puntos del porque la importancia y el desarrollo del presente trabajo, así como el impacto que se puede obtener.

En el capítulo II se presenta un panorama general de los principales mecanismos de la transferencia de calor, entre los cuales dos de ellos se encuentran involucrados de manera directa, en este tema. Además, se dará una clasificación de los intercambiadores de calor así como los métodos de cálculo térmico más comunes. Se resumen las principales técnicas usadas en el incremento en la transferencia de calor y para poder aplicar estos principios básicos al intercambiador de calor es necesario conocer cuales son sus principales partes y cuales de ellas son factibles de modificar.

En el capítulo III se aborda el tema del diseño y construcción de los intercambiadores de calor propuestos, se indican sus principales partes, así como las modificaciones realizadas. Se procede entonces al cálculo térmico del modelo convencional, siendo el que se encuentra más estudiado y del cual se parte; posteriormente se presenta el cálculo mecánico en base al código ASME.

En el capítulo IV, se presenta la metodología bajo la cual se realizaron las pruebas de laboratorio, ofreciéndose un comparativo entre los modelos.

En el capítulo V se dan a conocer las conclusiones, en donde se podrá observar la afirmación o negativa de la hipótesis sobre el desempeño de los intercambiadores propuestos.

Capítulo II. Antecedentes

2.1 Mecanismos básicos de transferencia de calor [1-4]

La transferencia de calor es la ciencia que predice el intercambio de energía que tiene lugar entre un sistema con su alrededor, cuerpos y/o fluidos, como resultado de una diferencia de temperatura.

La energía en transición se define como calor. La ciencia de la transferencia de calor pretende no sólo explicar cómo la energía térmica puede ser transferida, sino también predecir la rapidez con la que, bajo ciertas condiciones específicas, tendrá lugar este fenómeno.

Entonces, por ello es necesario considerar los tres mecanismos básicos de transferencia de calor, que nos darán una información muy importante en el diseño de los intercambiadores, para poder llegar así a las complejas correlaciones que han sido ofrecidas por diversos autores, en intentos de mejorar el funcionamiento de estos equipos.

2.1.1 Conducción

El flujo de calor a través de los sólidos o desde los fluidos es un problema central en la mayoría de los diseños de los intercambiadores de calor.

La cantidad que fluye es directamente proporcional a la diferencia de potencial e inversamente proporcional a la resistencia del sistema.

La conductividad térmica de los materiales involucrados es una consideración básica, pero fundamental, siendo este un punto principal para el diseño de un intercambiador de calor y esta se encuentra dada en su forma general por la llamada ley de *Fourier*:

$$q'' = -k \nabla T = -k \left(i \frac{\partial T}{\partial x} + j \frac{\partial T}{\partial y} + k \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

Lo que implica que el flujo de calor es una cantidad direccional.

Existe una amplia diferencia en lo que respecta a materiales y por lo tanto a la conductividad térmica, en donde los valores más altos pertenecen a los metales, los intermedios a los líquidos y los más bajos a los gases, siendo estos los que se encuentran presentes y en contacto en los equipos de intercambio de calor.

2.1.2 Convección

Este modo de transferencia de calor se compone de dos mecanismos, energía debida al movimiento molecular aleatorio (difusión) y mediante el movimiento global o macroscópico del fluido, por lo que se encuentra ligado por un lado a la conducción y por el otro a un gradiente de velocidades, en donde este fluido posee una propiedad llamada coeficiente de transferencia convectiva.

La transferencia de calor por convección se clasifica de acuerdo con la naturaleza del flujo:

- Libre o natural
- Forzada

El gradiente de temperaturas en la pared depende del campo de velocidades, donde la interacción fluido-superficie desarrolla una región en el fluido en la que la velocidad varía desde cero en la superficie a un valor finito asociado al flujo, conocida como capa límite hidrodinámica. De igual manera el cambio en la temperatura origina una capa límite térmica.

Este movimiento se asocia con el hecho de que, en cualquier instante, grandes números de moléculas se mueven de forma colectiva, esto debido a un gradiente de temperaturas.

La ecuación para este mecanismo de transferencia es:

$$q'' = h (T_{\infty} - T_s)$$

2.1.3 Radiación

Es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita, pudiendo estar en estado sólido, líquido o gaseoso.

La radiación puede atribuirse a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas constitutivas.

La radiación no requiere de un medio material para su transferencia y se encuentra dada por la ecuación de Stefan–Boltzmann:

$$E_b = \sigma T_s^4$$

Donde $\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}^4$ llamada constante de Stefan–Boltzmann

Entonces el flujo de energía emitido real, depende de la temperatura del cuerpo y de la naturaleza de superficie, y es expresada como:

$$E = \epsilon \sigma T_s^4$$

$$0 \leq \epsilon \leq 1$$

2.2 Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo diseñado para transferir calor de un fluido a otro y que estos estén, por lo general, separados por una barrera sólida. Son parte esencial de diferentes procesos sean o no de carácter industrial.

2.2.1 Clasificación

Los intercambiadores de calor normalmente se clasifican de acuerdo con el arreglo del flujo y el tipo de construcción. El intercambiador de calor más simple, es aquel en el que los fluidos caliente y frío se mueven en la misma dirección o en direcciones opuestas en una construcción de tubos concéntricos (ver figura 1).

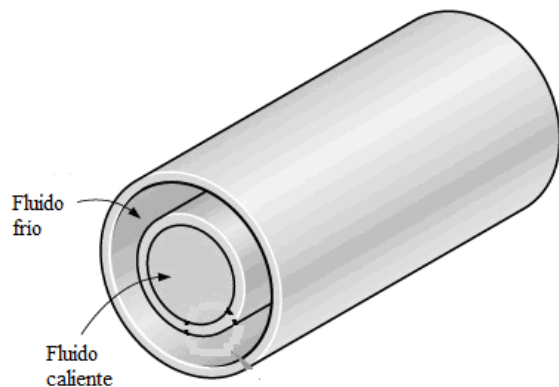
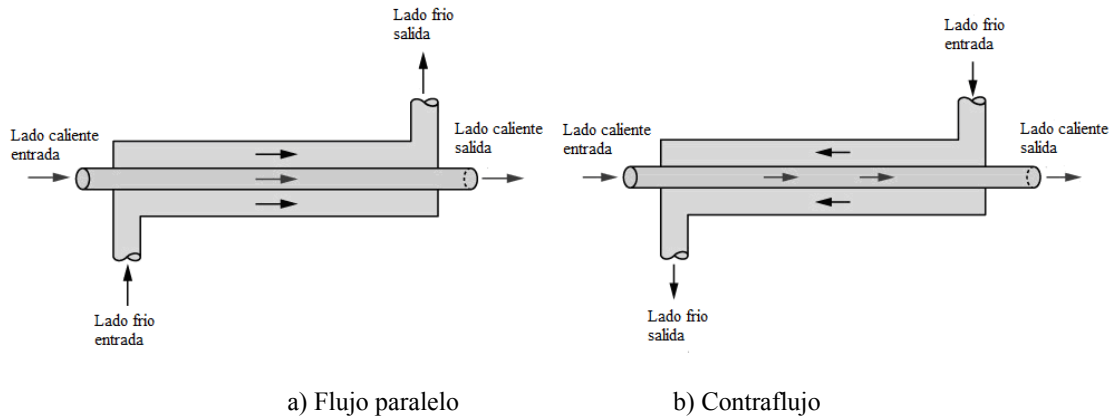
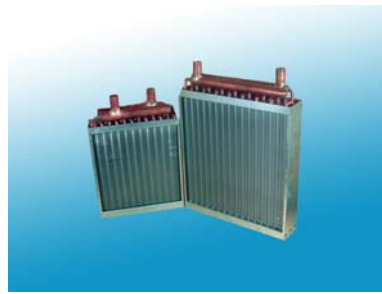
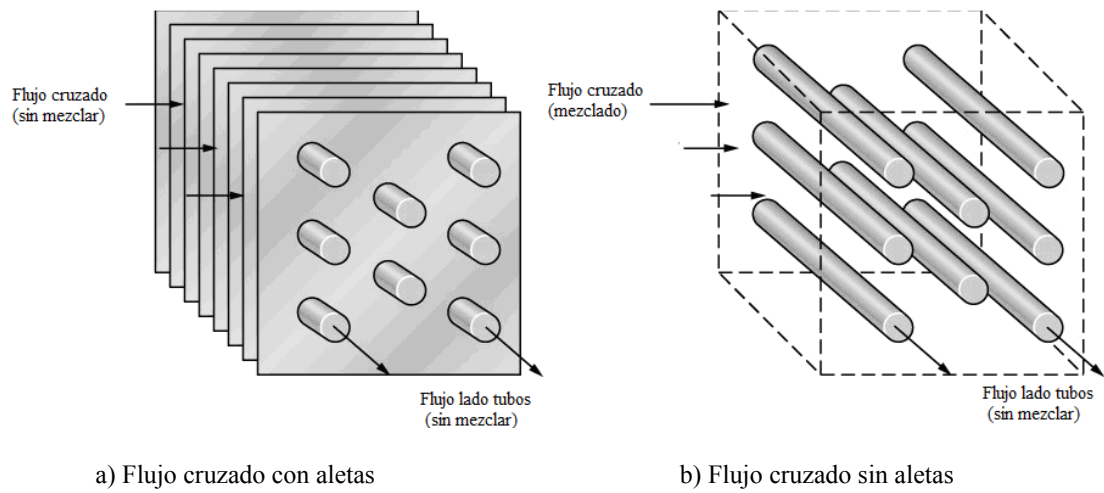


Figura 2.1. Tubos concéntricos [1]

También los dos fluidos se pueden mover en flujo cruzado (perpendiculares entre si) y estos pueden ser en configuraciones con o sin aletas, las dos configuraciones difieren según el fluido que se mueve sobre los tubos, este o no mezclado. Esto se puede ver claramente en un arreglo de aletas o placas en donde estas impiden que el fluido cambie de dirección y así se mezcle con la corriente de otra sección. La naturaleza de la condición de mezclado puede influir de manera significativa en el funcionamiento del intercambiador de calor (figura 2.2). Los materiales normalmente en estos equipos son el aluminio, cobre, acero al carbono y acero inoxidable.



c) Modelo real

Figura 2.2. Intercambiadores de flujo cruzado a), b) [1]

Los intercambiadores de placas (figura 2.3) tienen dos variantes, las cuales pueden ser de placas soldadas o desmontables, estas se encuentran fabricadas principalmente en acero inoxidable y otros para aplicaciones específicas en titanio. Estos equipos son de tipo compacto, las placas se encuentran corrugadas, y su funcionamiento consiste en que el paso de los fluidos a través de las placas es en contraflujo y entre cada uno de los espacios que conforman las placas al momento de ensamblarse como se muestra en la figura citada.

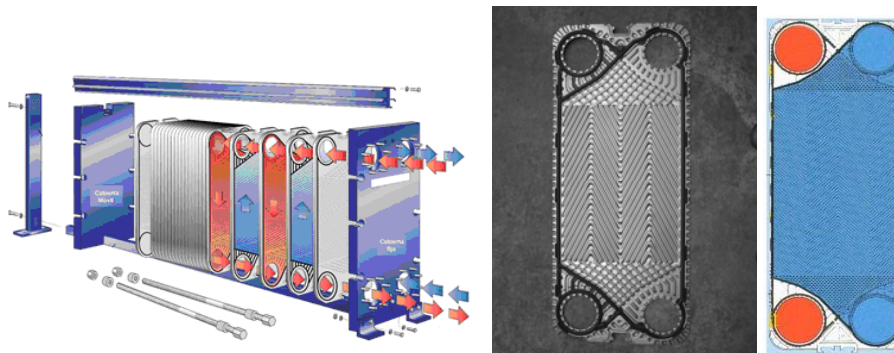


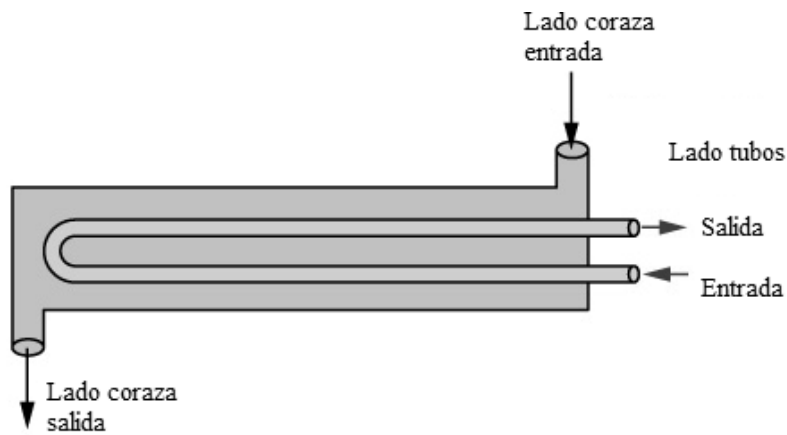
Figura 2.3. Intercambiador de placas desmontables y placa en acero inoxidable

De los modelos más recientes, el que tiene mayores aplicaciones con fluidos corrosivos como es el agua de mar, agua clorada o algún tipo de fluido refrigerante, es el llamado tipo coaxial. Su funcionamiento consiste en que el fluido con mayor caudal (líquido) pasa por el interior y el de menor caudal (gas) por el exterior (figura 2.4).



Figura 2.4. Intercambiador tipo coaxial, construido en cupro-níquel

Una de las configuraciones más empleadas es la de coraza y tubos, dentro de las cuales el más simple es de dos pasos por los tubos y uno por la coraza, ya que puede haber de varios más. Normalmente se instalan deflectores (baffles) para aumentar el coeficiente de convección del fluido del lado de la coraza al crear turbulencia (figura 2.5).



a) Esquema tubos y coraza, un paso por coraza, dos por tubos, [1]



b) Modelo real evaporador

Figura 2.5. Intercambiador de coraza y tubos

Estos tipos de intercambiadores son contruidos con tubos montados en un cilindro llamado coraza, con ejes paralelos a esta y “soportados” por los baffles, las configuraciones de los tubos puede ser de manera recta o en “U”.

Unos de los fluidos pasa por el lado interno de los tubos mientras que la otra corriente se tiene por el lado de coraza, a través y a lo largo de los tubos pero de manera externa. Los baffles son los que le dan el cambio de dirección al fluido y eso se presenta en cada diferente compartimento que crean estos de par en par. Esta configuración de intercambiador de calor se puede encontrar con espejos (parte donde se “fijan” los tubos) flotantes o fijos, siendo los primeros desarmables para su mantenimiento y los últimos solo se les puede dar mantenimiento con fluidos especiales de limpieza, siendo esta una de las principales diferencias.

En resumen, los intercambiadores de calor de coraza y tubos se pueden dividir en tres categorías:

- espejo fijo
- tubos en “U”
- espejo flotante

El de espejo fijo es el que más se encuentra en la industria, pero en donde se tienen limitadas diferencias de temperatura. Además son más “sencillos” de fabricar y su costo es bajo en relación a los dos siguientes. Por el lado tubos se puede tener acceso para limpieza y reparación (cualquier tubo puede ser reemplazado), caso contrario al lado de la coraza, de ahí la utilidad de diversos fluidos para su limpieza.

El tipo en “U”, por lo regular es usado para alta presión y temperatura entonces, los tubos con esa configuración tiene la libertad de expandirse por el efecto térmico y además reducen la vibración. El haz de tubos es removible para su mantenimiento y solo los tubos exteriores pueden ser sustituidos.

Por último, el de espejos flotantes, también son utilizados con diferencias de temperatura relativamente grandes, pero no así para la presión de trabajo, ya que emplean empaques como la principal barrera para la separación de los diferentes fluidos. La configuración de los tubos en el haz es de forma recta, fijados a dos espejos y estos también pueden ser retirados de la coraza para el mantenimiento de ambos lados.

2.2.2 Intercambiadores compactos

El intercambiador de placas fue uno de los primeros equipos compactos en ser utilizado en las industrias de proceso de Reino Unido desde 1923 y las primeras placas eran de bronce.

Los intercambiadores compactos emplean geometrías de superficies que tiene alta transferencia de calor, sus áreas oscilan entre $0,02 \text{ m}^2$ hasta $4,45 \text{ m}^2$ (por placa) en promedio y sus caudales van hasta $5.000 \text{ m}^3/\text{h}$. El rango de temperatura de funcionamiento de los intercambiadores placas es de -35°C hasta los $200 \text{ }^\circ\text{C}$ y su presiones de diseño es hasta los 25 bar (362.6 psi).[5]. Las configuraciones de estos pueden ser de tipo casco y tubos, de placas o tubos con aletas. Estos últimos se usan normalmente cuando al menos uno de los fluidos es un gas y en consecuencia se tiene un coeficiente de convección bajo, los tubos pueden ser de sección transversal cuadrada o circular y las aletas también pueden ser de la misma forma. Las principales ventajas de estos equipos son bajo peso y volumen.

Los intercambiadores de calor compactos juegan un papel importante en la historia del desarrollo tecnológico, ya que estos van disminuyendo su peso así como su volumen y por el otro lado aumentando su eficiencia, teniendo algunas de sus aplicaciones en la industria aeroespacial, vehicular, marina e industrial. Grandes investigaciones para el desarrollo de los mismos comienzan justo después de la Primera Guerra Mundial y se aceleran con la incorporación de la soldadura en aluminio a estos, después de la Segunda Guerra Mundial.

Hoy en día los intercambiadores compactos continúan jugando un papel dominante en el aire acondicionado, refrigeración, petroquímica, industria alimenticia, recuperadores de energía, por mencionar algunos.

Durante el desarrollo de estos equipos requiere un procedimiento de diseño conveniente, en adición a la transferencia de calor ya que otro factor muy importante es el efecto de la fricción de los fluidos entre las superficies lo que repercutirá en la caída de presión.

El concepto de eficiencia fue introducido por *Harper y Brown* (1922) al incrementar las superficies [21]. El diseño básico de los intercambiadores de calor fue realizado con el método de la diferencia temperaturas media logarítmica (*LMTD*) alrededor de los años cuarenta. *London y Seban* en 1941 introdujeron un método alternativo, el del número de unidades de transferencia (*NTU*) [22].

Entonces, para poder diseñar y fabricar un intercambiador compacto se debe de encontrar la optimización del mismo. Lo anterior significa intentar llegar a la mejor solución de un problema dado, donde se tenga que maximizar o minimizar según sea el caso, empleando alguna técnica que satisfaga las restricciones del sistema.

Los objetivos empleados para este fin son reducir:

- costo (fabricación, operación y mantenimiento), principal objetivo.
- tamaño
- peso



a) Placas soldadas



b) Casco y tubos (espejos fijos)

Figura 2.6 Intercambiadores compactos

Estos equipos incorporan por lo general superficies corrugadas (figura 2.7) las cuales tienden a inducir una buena mezcla debido a la turbulencia creada y por lo cual tiene una bajo factor de ensuciamiento.

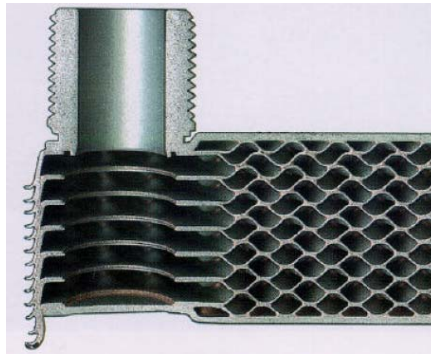


Figura 2.7 Corte transversal intercambiador de placas

La principal ventaja en los equipos compactos del tipo de placas comparado con uno de coraza y tubos es el espacio para su instalación ya que estos últimos pueden ser robustos, por citar algo tenemos que para 200 m^2 de área de transferencia se requiere aproximadamente 3m de largo, 2m de altura y 1m de ancho y para que un intercambiador de calor tubular liso logre el mismo efecto se requiere de unos 600 m^2 de superficie, teniendo una coraza de 5m de largo y 1.8m de diámetro, sin considerar la longitud libre necesaria para la remoción del haz de tubos de la coraza para su mantenimiento. Y la ventaja principal que tiene el de casco y tubos sobre el de placas es que puede soportar presiones mayores a los 25 bar y temperaturas por encima de los $200 \text{ }^\circ\text{C}$. Caso contrario al de placas que no soporta grandes diferenciales de presiones entre los flujos por ambos lados de las placas.

2.2.3 Calculo con ΔT_{lm} y NTU [1]

El procedimiento para llevar a cabo el desarrollo y dimensionamiento (diámetro y longitud) de un intercambiador de calor, depende de las condiciones del diseño, las cuales son normalmente las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, así como los gastos de los mismos. Con lo anterior se puede obtener la cantidad de energía a transferir así como el área necesaria para la transferencia y el coeficiente global de transferencia de calor.

Para poder construir un intercambiador que tenga un buen funcionamiento para una cierta aplicación, lo más conveniente es conocer la mayor cantidad de datos como sea posible por ejemplo, la temperatura de entrada (T_i), temperatura de salida (T_o), coeficiente global de transferencia (U), área (A). Dos de tales relaciones se pueden obtener al aplicar balances globales de energía a los fluidos caliente y frío.

$$q = \dot{m}_h (i_{h,i} - i_{h,o})$$

y

$$q = \dot{m}_c (i_{c,o} - i_{c,i})$$

Donde “i” es la entalpía del fluido. Los subíndices “h” y “c” se refieren a los fluidos caliente y frío respectivamente, en tanto que “i” y “o” son la entrada y salida de los mismos.

Si los fluidos no experimentan cambio de fase y se suponen que los calores específicos, permanecen constantes:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o})$$

y

$$q = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o})$$

Donde las temperaturas de las expresiones son las promedio en las posiciones que se señalan.

Pero como la diferencia de temperaturas (ΔT) varía con la posición en el intercambiador, entonces es necesario trabajar con una ecuación de flujo de la forma:

$$q = UA\Delta T_m$$

Donde ΔT_m es una diferencia de temperatura media, pero ésta se debe de establecer primero de acuerdo a la configuración del flujo en el intercambiador (figura 2.8).

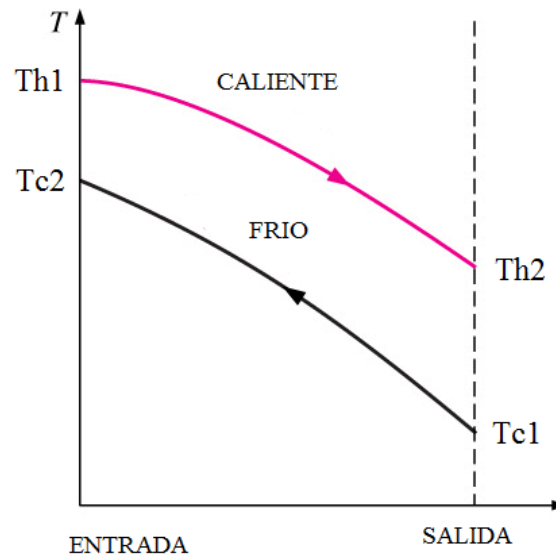


Figura 2.8. Distribución de temperaturas para un intercambiador de calor en contraflujo

La forma de ΔT_m se puede determinar mediante la aplicación de un balance de energía para elementos diferenciales en los fluidos caliente y frío. Cada elemento es de longitud dx y área superficial de transferencia de calor dA .

Los balances de energía y análisis están sujetos a las siguientes suposiciones:

- Intercambiador adiabático, la transferencia es solo entre los fluidos.
- Conducción axial despreciable.
- Cambio de energía potencial y cinética despreciables.
- Calores específicos constantes.
- Coeficiente global de transferencia de calor constante.

Al realizar éste balance nos arroja una expresión de la forma:

$$q = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}$$

Entonces al trabajar con las temperaturas que intervienen aparece, la diferencia media logarítmica entre dos fluidos (LMTD), en el intercambiador de calor ésta depende de la geometría del mismo y de la configuración de las trayectorias que siguen, en las diferentes configuraciones de los intercambiadores.

Esta, involucra de tal manera la relación de logaritmos de la diferencia de temperaturas en los dos extremos del intercambiador de calor.

La forma apropiada de ΔT_m para el tipo de intercambiador que se diseñe, se obtiene al aplicar un factor de corrección al valor de esta diferencia donde:

$$\Delta T_m = F \Delta T_{ml}$$

Y ΔT_{ml} se define como:

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

Por último las diferencias entre los extremos para el intercambiador en contraflujo están dadas por:

$$\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co} = T_{h1} - T_{c2}$$

$$\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci} = T_{ho} - T_{c1}$$

Por otro lado el método alternativo Número de Unidades de Transferencia (NUT) se utiliza cuando se conocen solo las temperaturas de entrada.

Para definir la eficiencia de un intercambiador (ϵ), se debe primero determinar la transferencia de calor máxima (q_{\max}). En tal equipo uno de los fluidos experimentaría la diferencia de temperaturas máxima, $T_{hi} - T_{ci}$. El fluido frío tendría entonces el cambio de temperatura mas grande considerando $L \rightarrow_{\infty}$, llegando a obtener la temperatura de entrada del fluido caliente

Considerando: $C_{pc} < C_{ph}$ $q_{\max} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{hi} - T_{ci})$

De manera similar, si $C_{ph} < C_{pc}$, el fluido caliente experimentara el cambio de temperatura mas grande y se enfriara a la temperatura de entrada del fluido.

Obtenemos entonces: $C_{ph} < C_{pc}$ $q_{\max} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{hi} - T_{ci})$

A partir de las ecuaciones anteriores se puede escribir una expresión general dada por:

$$q_{\max} = \dot{m} C_{p\min} (T_{hi} - T_{ci})$$

Donde C_{\min} es igual a C_{ph} o C_{pc} dado el que sea menor y con su respectivo flujo másico.

La eficiencia se define como la razón entre la transferencia real de calor y la transferencia de calor máxima posible:

$$\epsilon = \frac{(\dot{m} C_p)_h (T_{h,i} - T_{h,o})}{(\dot{m} C_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$

O

$$\epsilon = \frac{(\dot{m} C_p)_c (T_{c,o} - T_{c,i})}{(\dot{m} C_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})}$$

$$\epsilon = q_r / q_{\max}$$

Conociendo ϵ , $T_{h,i}$ y $T_{c,i}$, la transferencia real de calor se puede determinar a partir de la expresión:

$$q_r = \epsilon (\dot{m} C_p)_{\min} (T_{h,i} - T_{c,i})$$

El número de unidades de transferencia (NUT), es un parámetro adimensional y se define como:

$$NUT = UA / C_{\min}$$

La forma de calcular la eficiencia para el caso de coraza y tubos esta dada por:

$$\epsilon = 2[1 + Cr + (1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}} \frac{1 + \exp\left[-NUT(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}}\right]}{1 - \exp\left[-NUT(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}}\right]}]^{-1}$$

Donde la capacidad térmica esta dada por $C_r = C_{\min} / C_{\max}$

Y $C_{\min, \max} = \dot{m} C_p$

Las NUT:

$$\text{NUT} = -(1 + Cr^2)^{-\frac{1}{2}} \ln\left(\frac{E - 1}{E + 1}\right)$$

Donde :

$$E = \frac{\frac{2}{\epsilon l} - (1 + Cr)}{(1 + Cr^2)^{\frac{1}{2}}}$$

Y

$$\epsilon = \frac{F - 1}{F - Cr}$$

Y

$$F = \left(\frac{\epsilon Cr - 1}{\epsilon - 1}\right)^{\frac{1}{n}}$$

Donde: n= número de pasos por tubos

2.3 Fundamentos de técnicas para el incremento en la transferencia de calor [6]

En general existen dos técnicas para el aumento en la transferencia de calor, la primera es la llamada “pasiva”, en la cual se emplean geometrías especiales de superficie o fluidos aditivos. Y la otra es la técnica “activa” que utiliza fuentes externas de energía como campos acústicos o superficies de vibración.

En este trabajo se emplea una técnica pasiva la cual consiste en crear una superficie especial, es decir, se modifica la superficie interna-externa del tubo a lo cual se le llama corrugado y se diseña un nuevo bafle.

El punto principal para incrementar la transferencia de calor es aumentar el área de transferencia, pero se tiene una restricción la cual es que los equipos sean pequeños, todo ello en beneficio del desempeño del equipo y por el otro lado, reducción en el costo debido a la cantidad de material empleado y tiempo de fabricación.

El objetivo principal de todo lo anterior es incrementar el coeficiente convectivo “ h ” en ambos fluidos de trabajo, lo cual se puede lograr incrementando el área de transferencia y esto puede lograrse realizando “bajo aletado” en el tubo o simplemente corrugándolo, pero cada uno tiene sus aplicaciones dependiendo del fluido (figura 2.9).



Figura 2.9. Tubos con bajo aletado y corrugado

2.3.1 Descripción general de las principales técnicas

Los intercambiadores de calor fueron en sus inicios diseñados por lo general con superficies lisas, pero se requería que existiera un incremento en la transferencia de calor y esto se puede lograr:

- incrementando el coeficiente convectivo “ h ”
- incrementando el área de transferencia “ A ”

Como estas dos variables se hallan ligadas, la manera más fácil de conseguir este objetivo es incrementar o modificar la segunda de las variables.

Dentro de las técnicas, las pasivas son las más empleadas y es por lo que a continuación se dará un panorama muy general de las principales sin entrar en detalle, las cuales son:

Superficies porosas: la técnica para poder producir este tipo de superficie es por medio de *spray* aplicando una cubierta de 0.2 mm de espesor de óxido de aluminio y las partículas depositadas son de aproximadamente 2.0 μm de diámetro y se puede llegar a tener una superficie similar a un “sandblasteado” (figura 2.10).



Figura 2.10. Superficies porosas [6]

Superficies rugosas: pueden ser de manera integral a la base de la superficie o colocada adyacente a la superficie de la misma. La superficie integral es formada por maquinado o deformación de la superficie, ésta se puede dividir en dos formas: de una o dos fases (figura 2.11).

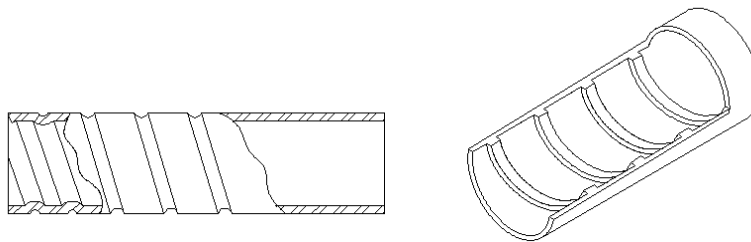


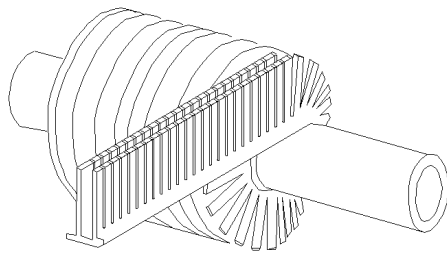
Figura 2.11. Tubo corrugado de dos y una fase

Los alambres insertados es un ejemplo de una corrugación no integral (figura 2.12), pero a diferencia de la anterior es más económica, pero presenta problemas durante la operación tardía de los equipos, ya que estos insertos pueden desprenderse en fragmentos debido a la corrosión y pueden ocasionar problemas en las líneas de interconexión.

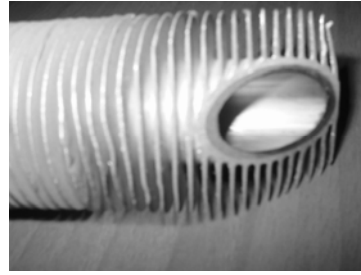


Figura 2.12. Alambre insertado [6]

Las superficies extendidas, son empleadas en diversas configuraciones de los intercambiadores de calor (figura 2.13). La resistencia térmica puede ser reducida incrementando el coeficiente de transferencia y esto se logra incrementando la superficie usando las aletas.



a) Segmentadas



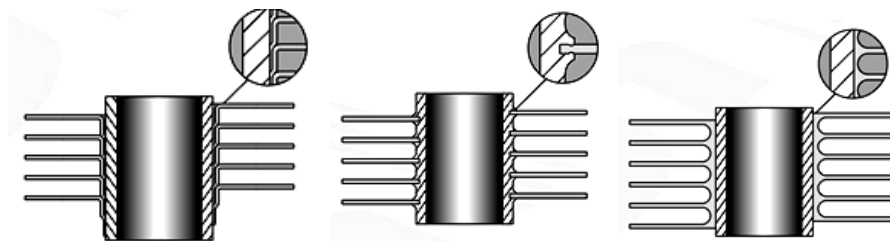
b) Integrales

Figura 2.13. Aletas circulares

Normalmente se emplean para que por el exterior fluya gas y por el interior un fluido líquido. El material empleado como núcleo puede ser cobre, acero al carbono, acero inoxidable, principalmente y para las aletas aluminio.

Esta técnica de incremento se divide en tres variantes principalmente (figura 2.14):

- Tipo "L".
- Insertada.
- Extruida.



a) Tipo "L"

b) Insertada

c) Extruida.

Figura 2.14. Configuraciones de aletas

La elección de cada una de ellas depende del rango de temperaturas, para la cual se está diseñando el equipo.

Las superficies extendidas para líquidos son principalmente de aletas cortas ya que el coeficiente de transferencia es más alto en relación con los gases, entonces al utilizar aletas altas, puede resultar en baja eficiencia de las mismas; las mostradas a continuación son aletas extruidas en forma interna del tubo y se pueden encontrar en las configuraciones mostradas (figura 2.15).



a) Axial

b) Helicoidal

Figura 2.15. Aletas internas [6]

Los tubos de bajo aletado normalmente son empleados en intercambiadores que ofrecen un incremento de área entre tres y cuatro veces en comparación con uno liso, las aletas se pueden fabricar desde 16 hasta 40 por pulgada. El diámetro exterior de las aletas es solo un poco más bajo en relación con diámetro inicial del tubo liso, esto es necesario para que los tubos puedan pasar a través de los barrenos de los espejos y baffles, por lo que también es muy importante poder controlar la altura de la aleta así como el espesor de la pared del tubo al momento de fabricarlos. El material más empleado en estos es cobre, cupro-niquel, acero al carbono y aluminio (figura 2.16).



Figura 2.16. Bajo aletado

El tubo aletado en estrella es fabricado en aluminio y es empleado en la construcción de evaporadores atmosféricos; como su nombre lo indica se encuentra colocados a la intemperie, en el cual por el interior fluiría el líquido a evaporar y por el exterior solo se encuentra el aire del ambiente, entonces este proceso de intercambio de calor es solo a base de convección natural o forzada, si es que existe corriente de aire (figura 2.17).

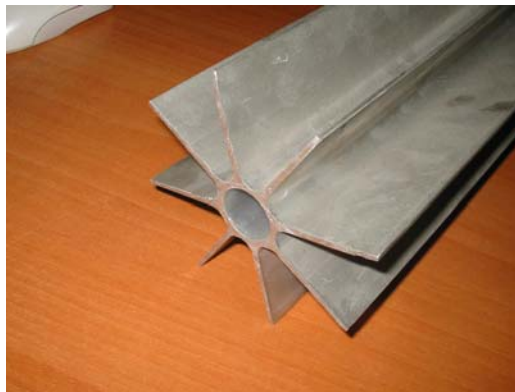


Figura 2.17. Aletado en estrella

Los turbuladores se pueden presentar en diversos arreglos, los cuales son insertados al interior de los tubos, para así forzar al fluido a crear rotación o flujos secundarios. Tales dispositivos pueden ser de manera continua helicoidal, helicoidal con inserto axial o de manera intermitente con formas diversas, de los cuales se presentan algunos a continuación (figura 2.18).

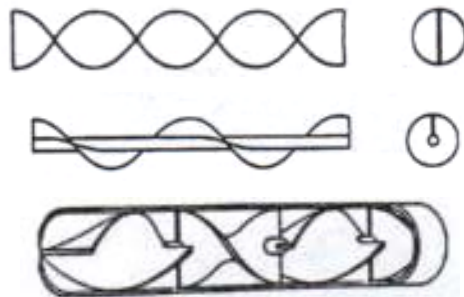


Figura 2.18. Turbuladores (laminillas) [6]

Existen algunas formas para aprovechar el efecto de fuerzas de tensión superficial, para así facilitar el transporte o el drenado del líquido, esta configuración es llamada “estría” longitudinal, que promueve la condensación (figura 2.19).

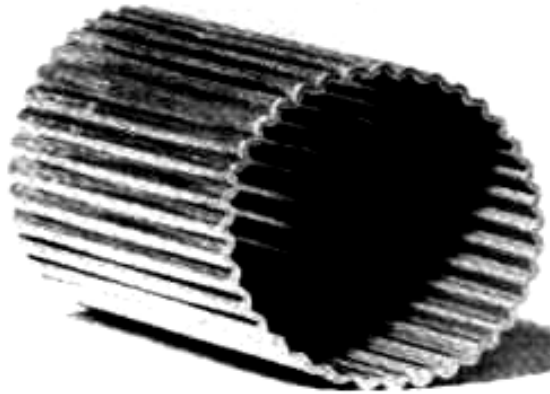


Figura 2.19 Tubo ondulado [6]

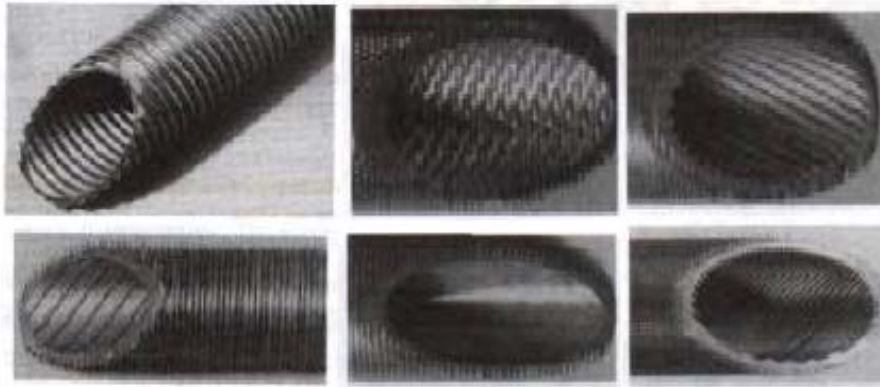


Figura 2.20. Tubo de bajo aletado, diversos fabricantes

La figura 2.20 muestra diferentes superficies de tubos de bajo aletado los cuales tienen en común el mismo objetivo el cual es mejorar el coeficiente convectivo del lado por el cual fluye el gas, que por lo general son menores en comparación con los de los líquidos.

En convección forzada, las ventajas que estas modificaciones ofrecen es que:

- La h del gas esta normalmente entre el 5 y 20% que la del liquido.
- Se reduce la resistencia térmica.
- Se puede aumentar el coeficiente entre el 50 y 100%.

Al emplear cualquiera de las geometrías es conveniente trabajar a “bajos” Re , hablando de la región turbulenta, para poder obtener mejores resultados, estos números tienen demasiadas variantes, ya que un rango, no es mandatorio por la diversidad en la geometría que puede existir en cada una de ellas y así como también en los fluidos empleados, por lo que la mayoría de estas todavía se encuentran en investigación.

Las aletas internas y las corrugaciones requieren deformación del material en la superficie interior y a lo largo del tubo.

Los insertos internos (turbuladores) no son competitivos en rendimiento y costo, en relación con el aletado y corrugaciones para un flujo turbulento, solo en flujo laminar los insertos representan una efectiva solución.

Otra variante que existe dentro de estas técnicas son los generadores de vórtices (figura 2.21), en donde el nivel de incremento en la transferencia de calor y caída de presión depende de la geometría del generador de vórtices, tamaño, forma, ángulo de ataque, etc. en donde:

- el incremento en la transferencia se sitúa alrededor de un 30%
- estos arreglos funcionan mejor a números bajos de Re (700)

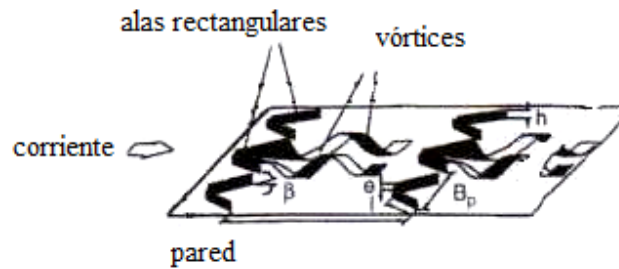


Figura 2.21. Generadores de vórtices (delta) [6]

Las protuberancias de los generadores (figura 2.21), si son muy altas causan demasiada caída de presión y por otro lado alta transferencia de calor. Como se muestra en la imagen pueden tener configuración en “delta (Δ)” o “delta inversa (V)” en relación a la corriente, en arreglos por parejas lineales o de forma escalonada. Dependiendo de esta configuración, la primera arroja corrientes hacia la pared y la segunda alto desprendimiento de la pared.

2.3.2 Tubos corrugados [6,7]

El tubo corrugado es empleado principalmente en el uso de condensadores o intercambiadores de calor que emplean vapor en uno de sus fluidos.

Estos tubos pueden ser fabricados en tubos rectos o tubos en “U”, tomando en cuenta las paredes de estos que van desde 0.035 hasta 0.065 pulgadas (0.889 mm, 1.651 mm respectivamente), la manera de fabricarlos es deformación en frío.

En los tubos corrugados se tiene un incremento en la turbulencia debido a las ondulaciones en espiral que se forman en ambas superficies y esto repercute en un mejor mezclado dentro y fuera de ellos, por lo tanto beneficia a la transferencia de calor, es decir se mejora los coeficiente de transferencia, por lo tanto incrementa el coeficiente global de transferencia.

Al tener mejor caracterizado el comportamiento de los tubos se podría entonces aplicarlos a diversos fluidos y diseños de equipos para intercambio de calor, ya que las correlaciones que existen por el momento o la información que puede ser consultada solo es para vapor-liquido, es por ello la necesidad de estudiarlos más a fondo.

En estos tipos de tubos se tiene que:

El Nu , es altamente dependiente del Re .

El Nu , en los tubos corrugados es mayor que en los tubos lisos, alrededor del 30%.

Las rugosidades (figura 2.22) se pueden fabricar de manera integral, es decir deformación del mismo material, o estas pueden ser colocadas o fijadas en la superficie, las cuales a su vez son en forma de anillos o en forma helicoidal.

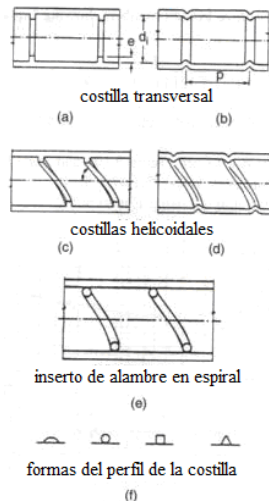


Figura 2.22. Formas y perfiles del tubo corrugado [6]

2.4 Bafle convencional

El diseño y desarrollo de los intercambiadores de calor se comienza a centrar alrededor de mejorar el diseño de los baffles convencionales [8].

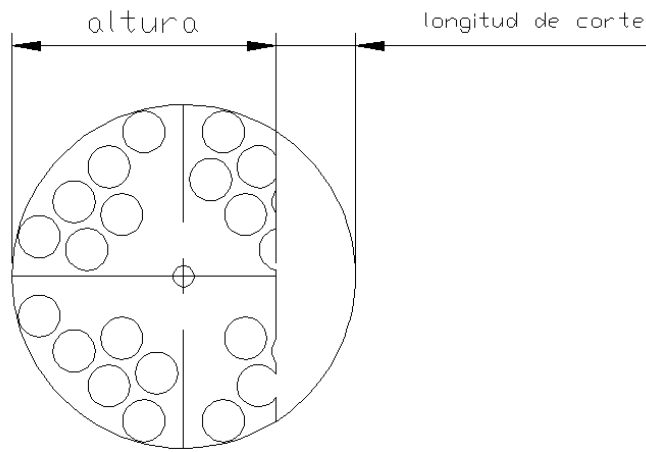


Figura 2.23. Bafle convencional

En un estudio [11] se encontró que la introducción de bafles rectos o verticales en un flujo podría incrementar el Nusselt promedio hasta 190%, además se encontró que las condiciones de flujo y transferencia de calor, tienen una fuerte dependencia de la posición del bafle.

De ahí la importancia de investigar los diseños de las geometrías de los bafles en donde se pueda tener generación de vórtices y el impacto que estos tendrán sobre el incremento la transferencia de calor.

La influencia que tiene la altura (figura 2.23) del bafle sobre el funcionamiento del equipo del lado coraza es que ésta afecta de manera favorable sobre el Nusselt y por lo contrario en la caída de presión, en donde se reporta que el corte óptimo para este es del 25% de su diámetro [10]. Además de lo anterior en el diseño del intercambiador intervienen diámetro y longitud de la coraza, número y espaciamiento de los bafles, número de tubos por paso. En relación al espaciamiento que debe de existir entre los bafles, se menciona que este puede variar entre el 20 y 100% del diámetro interior de la coraza [20].

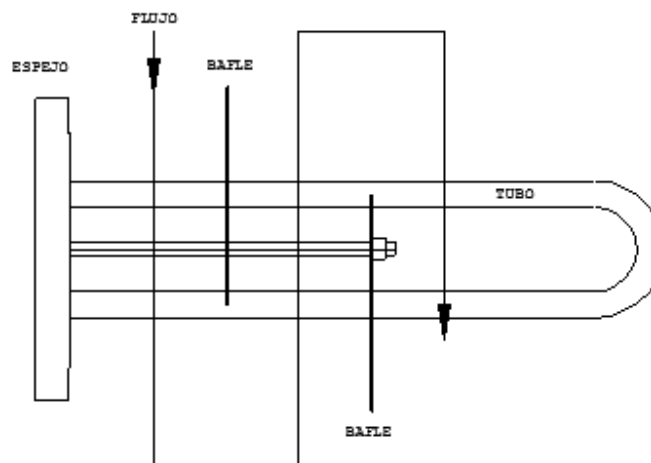


Figura 2.24. Flujo con bafle convencional

Otra configuración estudiada son los bafles inclinados (figura 2.25) hacia corriente abajo y estos muestran mejores resultados en relación con uno convencional, en donde se mejora la transferencia y la pérdida de presión es menor [11].

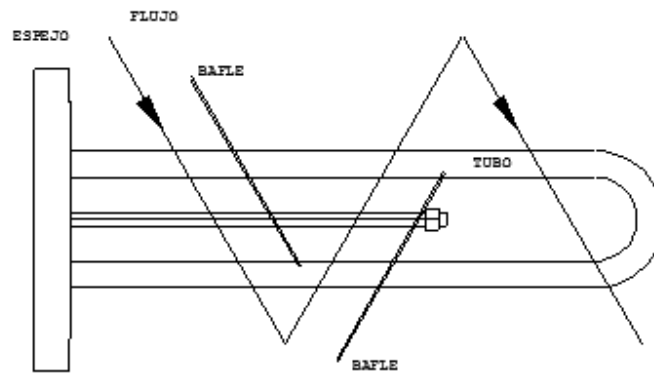


Figura 2.25. Flujo con bafle inclinado

Como se pudo ver anteriormente es necesario tomar en cuenta, como una restricción muy importante la caída de presión (ΔP) por ambos lados la cual se encuentra ligada a las velocidades y viscosidades de los fluidos de trabajo. Para poder controlar la ΔP , se puede ir modificando la geometría de los arreglos de tubos (haz) así como su la sección de corte de los bafles y longitud de separación de los mismos.

2.5 Bafle helicoidal

Los primeros bafles helicoidales fueron desarrollados en la Republica Checa y muy pocos estudios de este tipo han sido encontrados en la literatura. [8]

Resultados reportados muestran que los deflectores (bafles) helicoidales diseñados correctamente, ofrecen una significativa mejoría en la transferencia de calor, ofreciendo una reducción en la caída de presión en el intercambiador de calor. El incremento en la transferencia de calor por bafles helicoidales se debe al incremento en la turbulencia, que se contabiliza por el aumento en la transferencia de calor observada en un ángulo de inclinación crítico de 25° . Conforme el ángulo de inclinación del bafle fue incrementado más allá de este valor, el factor de turbulencia continuo incrementándose produciendo un incremento en la transferencia de calor del 39 % para condiciones de flujo cruzado. La reducción en la caída de presión debida a los deflectores helicoidales fue estimada desde 0.26 a 0.60 dependiendo del ángulo inclinación [12].

Por varios años diferentes tipos de bafles han sido usados en los intercambiadores de coraza y tubos, para mejorar la transferencia de calor y teniendo una considerable caída de presión a través del intercambiador. Comúnmente los bafles utilizados son los segmentados (convencionales) causando que fluido por el lado coraza tenga un movimiento muy difícil debido al cambio brusco de dirección (zigzag) a través del haz de tubos.

El diseño inadecuado de los bafles puede reducir el desempeño del intercambiador [13, 14, 15, 16] por causa de bajos coeficientes convectivos del fluido originados por las regiones de estancamiento llamadas “zonas muertas” que están localizadas en la zona cercana a la esquina que se forma entre el bafle-coraza y por la separación del fluido en el borde de los bafles que hace que la corriente choque contra la coraza, lo cual resulta una excesiva caída de presión a través del intercambiador; además existe una disminución en la velocidad por fuga a través del espacio entre los tubos y el barrenado del bafle y también debido al claro que existe entre el bafle y la coraza.

Algunas de las ventajas ofrecidas por los bafles helicoidales son: mejorar la transferencia de calor del lado coraza [13], menor caída de presión [14], reducen el efecto de división de flujos [15], reducen el factor de ensuciamiento de lado coraza [16] y previenen la vibración inducida por el flujo [17,18].

Y por otro lado, las desventajas que presentan estos son, dificultades en el diseño y manufactura por ejemplo, corte, barrenado y ensamble

El máximo valor en el coeficiente de transferencia de calor se obtuvo para un ángulo de 40° (ángulo medido con respecto a la vertical) para el baffle helicoidal, y con la misma caída de presión de un baffle segmentado [12].

Capítulo III. Diseño y construcción de los intercambiadores de calor en estudio

3.1 Partes del intercambiador del calor

El intercambiador de calor que se desarrolla en el presente trabajo se muestra en la figura 3.1. Sus principales partes son: coraza fabricada en acero al carbono (1), la cual tiene soldadas cuatro boquillas, una de ellas es la de entrada del vapor (2), la otra la de salida del condensado (3) y las restantes normalmente empleadas para venteo (5) y drenado (6), el cabezal (tapa) se encuentra fabricado en acero gris o de fundición (7) y en este se encuentran dos boquillas por la parte frontal (8 y 9) y por la parte posterior cuenta con un divisor para que así se efectúen los dos pasos (cada uno de 12 tubos), entre el cabezal y la brida posterior (9) se encuentra el espejo fabricado en acero al carbono (10), para que exista el correcto sellado entre estos dos componentes se colocan los empaques (11) normalmente fabricados en un polímero resistente de acuerdo a las temperaturas y presión de los fluidos de trabajo; el espejo contiene 24 tubos de acero inoxidable en forma de “U” (12), los cuales se encuentran soportados por dos baffles (13) fabricados en el mismo material que el espejo, estos tienen un corte en dirección radial de aproximadamente el 30% del diámetro interior de la coraza, para formar la ventana por donde se restringe el flujo del vapor y por último el intercambiador se ancla por medio de dos soportes (14)

Los intercambiadores se encuentran diseñados mecánicamente bajo las normas internacionales ASME Sección VIII, División I.

El modelo que se emplea es el catalogado como un PS2062 según la marca ThermoE®, el cual se encuentra diseñado especialmente para manejar vapor por el lado de la coraza y un fluido de trabajo por el lado de tubos, en este caso agua.

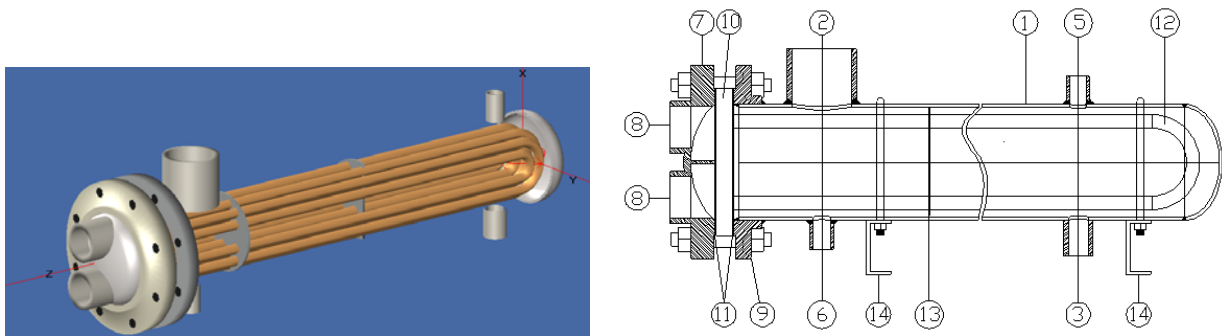


Figura 3.1. Partes del intercambiador

3.2 Diseño térmico

A continuación se presentan los datos de diseño del modelo convencional para ambos lados del intercambiador, para lo cual se tiene:

- Presión máxima de diseño ambos lados, $P = 10.55 \text{ Kgf/cm}^2$ (150 psi)
- Temperatura máxima del vapor, $T_v = 190 \text{ }^\circ\text{C}$ (375 °F)
- Temperatura mínima del agua, $T_a = -7.78 \text{ }^\circ\text{C}$ (18 °F)
- Temperatura del agua promedio, $T_{ap} = 20 \text{ }^\circ\text{C}$ (68 °F)

Se considera recomendable que la velocidad por el interior de los tubos no exceda 4.5 m/s (15 ft/s) [7], debido a la erosión que puede causar el fluido en los tubos de acero inoxidable.

Considerando una tubería de diámetro exterior de 19 mm (0.75 de pulgada) y un espesor de pared de 0.889 mm (0.035 de pulgada) y 12 tubos por paso, tenemos:

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 15.4 \text{ Kg/s} (27.83 \text{ lb/s})$$

La conexión por donde ingresa el vapor es 3 NPT (nominal pipe tube, por sus siglas en inglés, roscada) y cuenta con

un área en su sección transversal de $5.73 \times 10^{-3} \text{ m}^2$, entonces el flujo másico del vapor es:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = 0.154 \text{ Kg/s (0.3388 lb/s)}$$

Utilizando los valores de temperatura máxima del vapor y temperatura de agua promedio antes mencionados, se realiza un balance de energía donde:

$$\dot{m}_{\text{agua}}(h_s - h_e)_{\text{agua}} = \dot{m}_{\text{vapor}}(h_e - h_s)_{\text{vapor}}$$

Sustituyendo los valores dados y considerando el calor latente del vapor, se puede obtener para el lado interior de tubos (agua): $h_s = 108.5 \text{ KJ/Kg}$, correspondiendo aproximadamente a 26 °C (78.8 °F) , la temperatura de salida del agua.

El cálculo del intercambiador de calor convencional se realiza empleando el método Delaware [7], de acuerdo al modelo del equipo utilizado, el método consiste en ingresar parámetros geométricos y propiedades de los fluidos, para así obtener los coeficientes de transferencia teóricos y poderlos comparar con los experimentales.

A continuación se presentan de manera resumida los valores empleados (sistema ingles) para el lado interior de los tubos (agua), en el caso del flujo másico mayor para los cuales se desarrolló el experimento, ya que para las lecturas restantes el cálculo es repetitivo

$$T_{\text{ea}} = 22 \text{ °C (71.6 °F)}, \text{ temperatura de entrada}$$

$$T_{\text{sa}} = 30 \text{ °C (86 °F)} \text{ temperatura de salida}$$

$$\rho_{\text{agua}} = 62.16 \text{ (Lb/ft}^3\text{)}, \text{ densidad}$$

$$\dot{m}_{\text{agua}} = 1.46 \text{ (Lb/s)}, \text{ flujo másico de agua}$$

$$D_i = 0.68 \text{ (in)}, \text{ diámetro interior del tubo}$$

$$A = 0.0025 \text{ (ft}^2\text{)}, \text{ área sección transversal}$$

$$N_t = 12, \text{ numero de tubos por paso}$$

Por medio del flujo másico y el área transversal del tubo se obtiene la velocidad:

$$v = 0.777 \text{ (ft/s)}, \text{ velocidad al interior de los tubos}$$

$$C_p = 0.9998 \text{ (Btu/hr ft °F)}, \text{ capacidad térmica específica}$$

$$\mu = 2.11 \text{ (Lb/ft hr)}, \text{ viscosidad dinámica}$$

Se procede entonces a calcular el número Re con los valores dados:

$$Re_t = 4920.7, \text{ numero de Reynolds}$$

$$Pr = 5.97, \text{ numero de Prandtl}$$

Con la correlación $Nu = 0.023 Re^{4/5} Pr^{0.4}$ obtenemos:

$$Nu = 42.23, \text{ numero de Nusselt}$$

Dado que $h_i = Nu (k/D_i)$, se obtiene el coeficiente convectivo para el lado interno de los tubos.

$$h_i = 243.15 \text{ (Btu/hr ft}^2 \text{ °F)}, \text{ coeficiente convectivo del lado interior de los tubos}$$

Los siguientes valores corresponden al lado de la coraza (vapor).

$$T_{\text{ev}} = 167 \text{ °C (332.6 °F)}$$

$$\rho_{\text{vapor}} = 0.219 \text{ (Lb/ft}^3\text{)}, \text{ densidad}$$

$$\dot{m}_v = 0.374 \text{ (Lb/s)}, \text{ flujo másico}$$

$$d_o = 0.75 \text{ (in)}, \text{ diámetro exterior del tubo}$$

$$\mu = 0.035 \text{ (Lb/ft hr)}, \text{ viscosidad dinámica}$$

$$C_p = 0.5994 \text{ (Btu/hr ft °F)}, \text{ capacidad térmica específica}$$

$k = 0.0179$ (Btu/hr ft °F) conductividad térmica

$l_s = 7.87$ (in) separación entre los baffles

$D_{otl} = 6.09$ (in) diámetro exterior límite del haz de tubos

$p = 0.88$ (in) separación de barrenos en el espejo

Con la siguiente ecuación se puede calcular el área libre [7]:

$$S_m = l_s \left\{ D_i - D_{otl} + \left(\frac{D_{otl} - d_o}{pn} \right) (p - d_o) \right\}$$

$S_m = 0.0355$ (ft²), área promedio sección transversal cerca de la línea central

Con los valores dados y la ecuación $Re_s = d_o \dot{m} / \mu S_m$, se obtiene:

$Re = 67797.546$ número de Reynolds

Con el Re se obtiene la velocidad:

$V = 48.16$ (ft/s)

Para la velocidad el valor correspondiente J_s es:

$J_s = 0.007$ factor de fricción (Colburn)

Empleando la correlación $h_o = J_s C_p \left(\frac{\dot{m}}{S_m} \right) \left(\frac{k}{C_p \mu} \right)^{0.14}$ obtenemos el coeficiente convectivo exterior o para el lado de

la coraza [7]:

$h_o = 143.5$ (Btu/hr ft² °F)

3.3 Diseño mecánico

Se sabe que el diseño térmico es la parte fundamental para la construcción de un equipo de este tipo, pero este va ligado con el aspecto mecánico (figura 3.2), ya que las propiedades de los materiales se ven afectadas por la temperatura. Así mismo se presentan algunos otros aspectos que intervienen en esta parte del diseño, pero de los cuales no se ofrecen más detalles por el objetivo final del proyecto, lo cual implica la mejora de los equipos diseñados por la empresa en ambos aspectos.

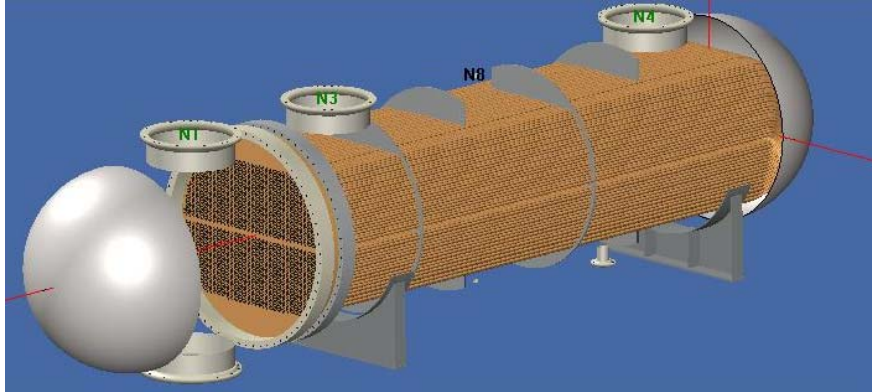


Figura 3.2. Diseño de componentes de un intercambiador calor tipo coraza y tubos

Los siguiente memoria resume el cálculo que se realiza mediante ecuaciones del código ASME, sección VIII, división I [23], los cuales se refieren a las condiciones de seguridad mínima durante el funcionamiento del equipo, presentándose solo de los principales componentes sujetos a presión (algunos en unidades del sistema ingles):

Datos principales máximos para el diseño:

$P = 150 \text{ psi}$ (10.5 Kg/cm^2), presión de diseño.

$T = 375 \text{ }^\circ\text{F}$ ($190 \text{ }^\circ\text{C}$) temperatura de diseño.

Coraza

Material: acero al carbono SA-53-B/E

$D_{\text{osh}} = 6.625 \text{ in}$ (168.3 mm) diámetro exterior

$D_{\text{ish}} = 6.25 \text{ in}$ (158.75 mm) diámetro interior

$S_{\text{sh}} = 14600 \text{ in}$, esfuerzo máximo permisible

$E = 0.7$, eficiencia longitudinal de la soldadura

$t_{\text{nsh}} = 0.1875 \text{ in}$ (4.76 mm) espesor de pared

$CA = 0.039 \text{ in}$ (1 mm) corrosión permisible

Espesor mínimo requerido:

$t_{\text{shc}} = (PR_i)/(SE - 0.6 P) + CA = 0.085 \text{ pulg}$ (2.159 mm)

Tapon capa

De acuerdo al código, un accesorio de este tipo, será calculado como un tubo recto.

Material: acero al carbono SA-516-70

$D_{\text{oc}} = 6.625 \text{ in}$ (168.3 mm) diámetro exterior

$D_{\text{ic}} = 6.25 \text{ in}$ (158.75 mm) diámetro interior

$S_c = 20000 \text{ in}$, esfuerzo máximo permisible

$E = 0.85$, eficiencia circunferencial de la soldadura

$t_{nc} = 0.1875$ in (4.76 mm) espesor de pared

CA = 0.039 in (1 mm) corrosión permisible

Espesor mínimo requerido:

$$t_{nc} = (PR_i)/(SE - 0.6P) + CA = 0.067 \text{ pulg (1.70 mm)}$$

Boquilla 3 NPT

Material: acero al carbono SA-106-B

$D_{onz} = 3.5$ in (82.55 mm) diámetro exterior

$D_{inz} = 2.9$ in (73.66 mm) diámetro interior

$S_{nz} = 17100$ psi, esfuerzo máximo permisible

E = 1.0, eficiencia longitudinal de la soldadura

$t_{nzc} = 0.30$ in (7.62 mm) espesor de pared

CA = 0.039 in (1 mm) corrosión permisible

n = 8, hilos por pulgada

Espesor de roscado

$$t_{rosc} = 0.8/n = 0.1 \text{ in}$$

Espesor mínimo requerido:

$$t_m = P \cdot R_n / (S_n \cdot E - 0.6 \cdot P) = 0.013 \text{ in}$$

Espesor total mínimo requerido:

$$t_{tn} = t_m + CA + t_{rosc} = 0.152 \text{ pulg (3.86 mm)}$$

Boquilla 1 NPT

Material: acero al carbono SA-106-B

$D_{onz} = 1.66$ in (42.16 mm) diámetro exterior

$D_{inz} = 1.16$ in (29.46 mm) diámetro interior

$S_{nz} = 17100$ psi, esfuerzo máximo permisible

E = 1.0, eficiencia longitudinal de la soldadura

$t_{nzc} = 0.25$ in (6.35 mm) espesor de pared

CA = 0.039 in (1.0 mm) corrosión permisible

n = 11.5, hilos por pulgada

Espesor de roscado

$$t_{rosc} = 0.8/n = 0.07 \text{ pulg}$$

Espesor mínimo requerido:

$$t_m = P \cdot R_n / (S_n \cdot E - 0.6 \cdot P) = 0.005 \text{ pulg}$$

Espesor total mínimo requerido:

$$t_{tn} = t_m + CA + t_{rosc} = 0.114 \text{ pulg (2.89 mm)}$$

Boquilla 3/4 NPT

Material: acero al carbono SA-106-B

$D_{onz} = 1.315$ in (33.40 mm) diámetro exterior

$D_{inz} = 0.956$ in (24.28 mm) diámetro interior

$S_{nz} = 17100$ psi, esfuerzo máximo permisible

$E = 1.0$, eficiencia longitudinal de la soldadura

$t_{nzc} = 0.179$ in (4.54 mm) espesor de pared

$CA = 0.039$ in (1.0 mm) corrosión permisible

$n = 14$, hilos por pulgada

Espesor de roscado

$t_{rosc} = 0.8/n = 0.06$ in

Espesor mínimo requerido:

$t_{rn} = P \cdot R_n / (S_n \cdot E - 0.6 \cdot P) = 0.004$ in

Espesor total mínimo requerido:

$t_{tn} = t_{rn} + CA + t_{rosc} = 0.103$ in (2.62 mm)

Cabezal

Material: hierro gris SA-278-30

$D_{oh} = 11.0$ in (279.4 mm) diámetro exterior

$R_{ih} = 4.71$ in (119.63 mm) radio interior

$S_{nh} = 3000$ psi, esfuerzo máximo permisible

$t_{nh} = 0.394$ in (8.25 mm) espesor de pared

$CA = 0.039$ in (1 mm) corrosión permisible

Espesor mínimo requerido:

$t_h = (5PR_i)/6S + CA = 0.235$ in (5.97 mm)

Espejo

Material: acero al carbono SA-516-70

$D_o = 6.09$ in (154.69 mm) diámetro exterior del límite de tubos

$p = 0.88$ in (22.35 mm) separación entre centros de barrenos en el espejo

$d_t = 0.75$ in (19.05 mm) diámetro exterior del tubo

$S_{tbs} = 20000$ psi, esfuerzo máximo permisible

$t_{nh} = 1.0$ in (25.4 mm) espesor del espejo

$CA = 0.039$ in. (1 mm) corrosión permisible

$\mu = (p-d_t)/p = 0.148$ factor de conjunción

Espesor mínimo requerido:

$t_{tbs} = (1/4\mu) \cdot (D_o + 0.8S) \cdot |P_s - P_t| = 0.087$ in. (2.21 mm)

Además de lo anterior se deben de calcular los esfuerzos en el material, como es el normal y el cortante, en donde se debe cumplir que, $\sigma \leq 2S$ y $\tau \leq 0.8S$, para un espesor propuesto y de manera iterada, en donde para el espesor dado de 1 pulg. se cumple con los anteriores requerimientos.

Tubos

Material: acero inoxidable SA-249-TP304

$D_o = 0.75$ in (19.05 mm) diámetro exterior

$D_i = 0.68$ in (17.27 mm) diámetro interior

$t_{nzc} = 0.035$ in (0.889 mm) espesor de pared

CA = 0.0 in (0 mm) corrosión permisible

$S_{tb} = 15700$ psi, esfuerzo máximo permisible

$E = 0.7$, eficiencia longitudinal de la soldadura

Espesor mínimo requerido

$t = P \cdot R / (S \cdot E + 0.40 \cdot P) + CA = 0.004$ in

3.4 Fabricación del tubo corrugado

La manera de fabricar este tubo es por medio de una máquina herramienta la cual cuenta con 3 anillos los cuales se accionan de forma hidráulica, ajustándose al diámetro exterior de la tubería, como se muestra en la figura 3.3, estos anillos ejercen presión sobre el exterior del tubo y al mismo tiempo empiezan a girar formándose así los canales helicoidales en el tubo.

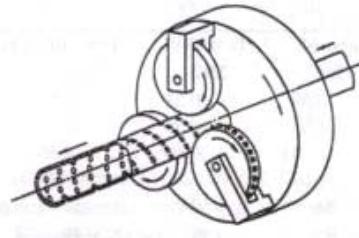


Figura 3.3. Cabezal con mandriles prensadores [6]

En la figura 3.2 se observa las medidas características con las cuales se produce el tubo corrugado (del tipo integral), la deformación realizada al tubo no influye en el espesor del mismo, es decir no existe adelgazamiento, este tipo de corrugaciones se pueden realizar en tubos de diámetros que van desde los 0.375, 0.625 y 0.75, en espesores de pared de 0.035 hasta 0.065 de pulgada.

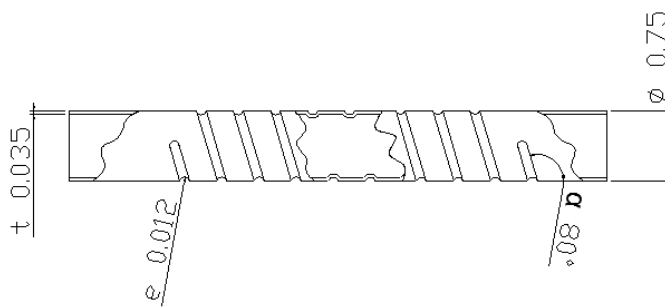


Figura 3.3. Dimensiones del tubo corrugado

3.5 Diseño y fabricación bafle helicoidal

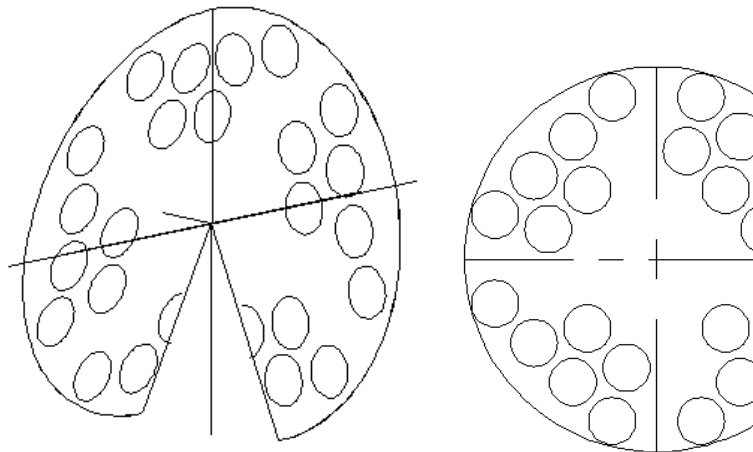


Figura 3.5. Bafle helicoidal y bafle convencional

En la figura 3.5 se muestra el comparativo entre el bafle helicoidal diseñado y el convencional. El primero (izquierda) fue incorporado a uno de los tres equipos de prueba en este trabajo, en la imagen se puede apreciar una abertura (ventana), la cual arroja un área que es proporcional al corte efectuado un bafle recto el cual es del 30% de su diámetro. La ventana del bafle prototipo arroja un ángulo de hélice de aproximadamente 23° .

Con este diseño se comprueba que la manufactura se ve afectada ya que en algunas regiones los barrenos tienden a ser elípticos, para ello una maquina herramienta convencional deja de ser útil y es necesario recurrir a maquinas de control numérico (figura 3.6).



Figura 3.6. Modelo físico del bafle helicoidal

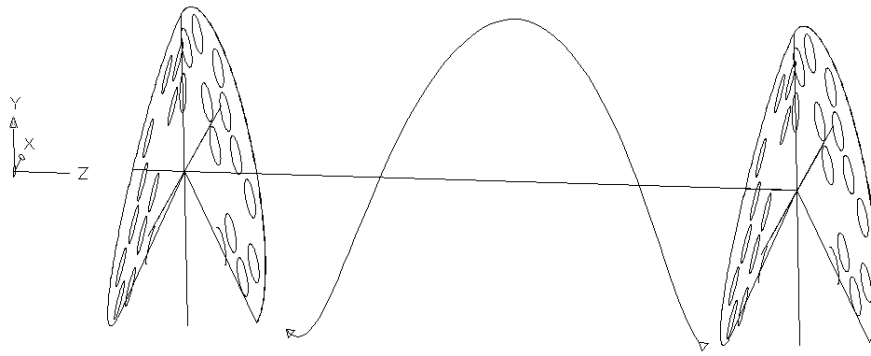


Figura 3.7. Flujo bafle helicoidal

Otra de las desventajas que arroja este diseño es que no puede ser manufacturado para su ensamble en forma continua (espiral) tal como se observa en la figura 3.7, ya que para este caso se tiene en forma intermitente, entonces esto afecta el montaje de los mismos, existiendo una longitud de separación entre ellos.

Para que exista un flujo ideal es necesario tener la hélice continua para que se vean disminuidos así los cambios bruscos de trayectoria (figura 3.8) que se tienen con los bafles rectos o convencionales y obtener el giro buscado a través de los bafles helicoidales.

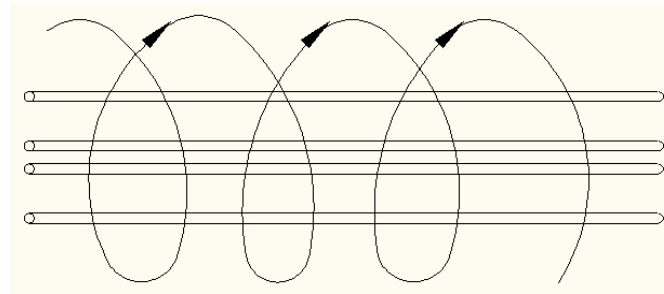


Figura 3.8. Flujo continuo bafle helicoidal

En la figura 3.9 se presenta la trayectoria en esquema tridimensional del fluido a través de los bafles convencionales en donde se aprecia los puntos de estancamiento o de recirculación lo cual es perjudicial para su desempeño en los intercambiadores

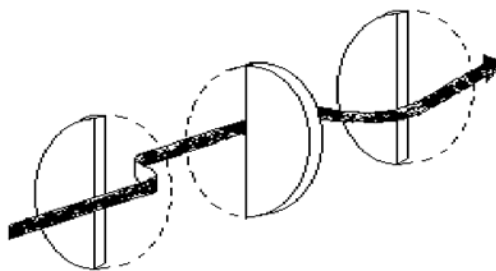


Figura 3.9. Flujo entre bafles convencionales

Capítulo IV. Pruebas de laboratorio

4.1 Metodología

Para poder proponer una alternativa, es necesario conocer cuales son las principales partes que conforman a un intercambiador de calor de este tipo y que al modificarlas mecánicamente, influyan en el comportamiento térmico del mismo.

Para evaluar los beneficios de la propuesta, se lleva a cabo un comparativo entre tres equipos, diseñados y construidos para este propósito, que son: el “convencional” (modelo 1), con tubos lisos y baffles rectos, que se muestra en la parte superior de la Figura 4.1; el de tubos corrugados y baffles rectos (modelo 2), que se ilustra en la parte inferior de la misma figura; y el diseño propuesto en este trabajo, con tubos corrugados (figura 4.2) y baffles helicoidales (modelo 3), que se ilustra en la Figura 4.3 y 4.4.

Los tres equipos constan de 12 tubos en “U”, dando como área de transferencia 1.282 m^2 , en dos pasos por el lado tubos y uno por lado coraza.



Figura 4.1. Haz de tubos de los modelos 1 y 2

En las siguientes figuras se puede apreciar parte de los detalles que conforman al nuevo modelo. La figura 4.2., ofrece el corte transversal de un tubo en donde se puede observar la deformación que se le realiza al acero inoxidable, tanto para el lado externo así como el interno.



Figura 4.2. Tubo corrugado, en acero inoxidable

El modelado previo es una herramienta muy importante para estos fines, en donde se pueden proponer geometrías singulares y que nos dan información muy útil para la parte de fabricación.

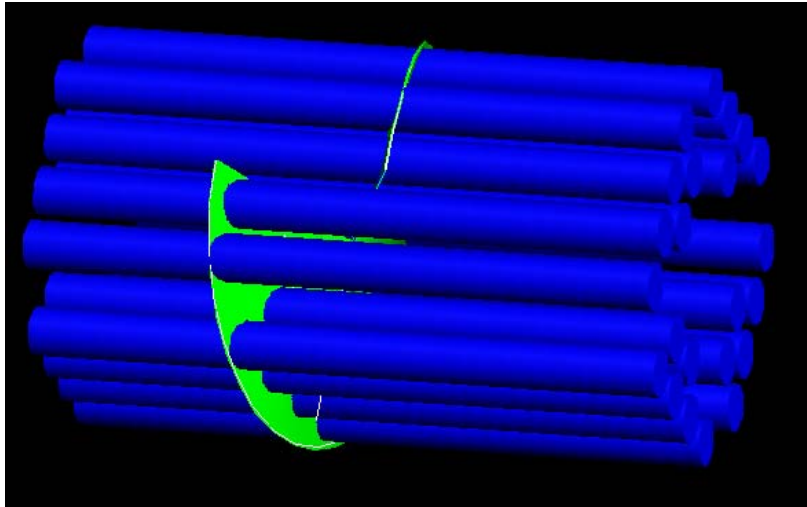


Figura 4.3. Modelado del haz de tubos

La figura 4.3 muestra el ensamble virtual del haz de tubos y sus posibles complicaciones que se pueden tener al momento del maquinado del nuevo bafle con la geometría propuesta.

La siguiente imagen muestra el modelo físico del nuevo haz de tubos con sus respectivas modificaciones antes mencionadas.

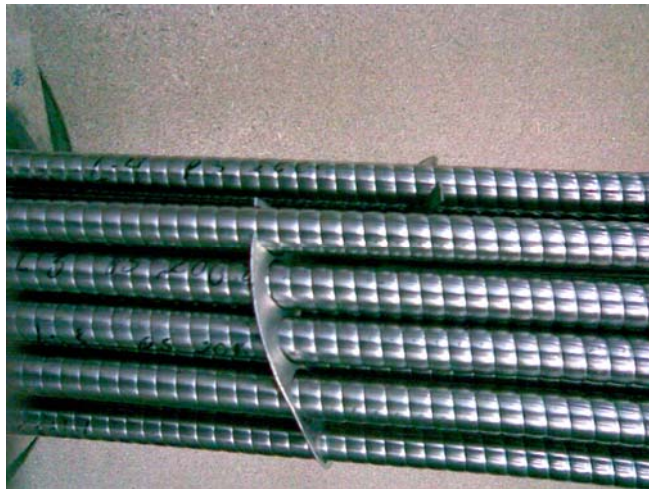


Figura 4.4. Armado de haz de tubos

Para el objetivo buscado es necesario probar los tres equipos bajo las mismas condiciones de operación, para de esta manera estar en condiciones de hacer una sencilla y directa comparación de su desempeño.

Para lo anterior los equipos se conectaron en paralelo (figura 4.5) tanto del lado caliente (vapor), como del lado frío (agua), para de esta manera por medio de válvulas, ingresar la misma cantidad de cada uno de los fluidos mencionados y además poner en funcionamiento por separado o de manera independiente los equipos.

El vapor se suministra de una caldera de 100 caballos de capacidad y el agua procede de una torre de enfriamiento, ubicados en el Laboratorio de Maquinas Térmicas, de la Facultad de ingeniería UNAM.

Se procedió a tomar las lecturas para cada uno de los equipos de las siguientes variables: la temperatura del agua a la entrada y a la salida para el lado de tubos y para el lado de la coraza, se registra además la presión del vapor a la entrada.

Las anteriores lecturas se tomaron para diferentes flujos máscicos de agua previamente calculados por medio del tiempo de llenado de un recipiente de volumen conocido y dejando fijo el flujo máscico del lado vapor, este se midió de manera similar al del agua, una vez que este se condensaba para una abertura dada de la válvula de admisión.

Con los valores antes mencionados, solo del lado frío, se realizan los balances térmicos, para poder obtener los coeficientes de transferencia de calor y de esta manera poder hacer el comparativo.

Los balances térmicos se realizaron de esta manera porque del lado interior de los tubos las lecturas son más confiables porque se trata de un circuito semi-cerrado, caso contrario al lado caliente, en donde se pueden llegar a tener grandes perdidas hacia la coraza y a su vez al ambiente, por ello no pueden ser tomadas

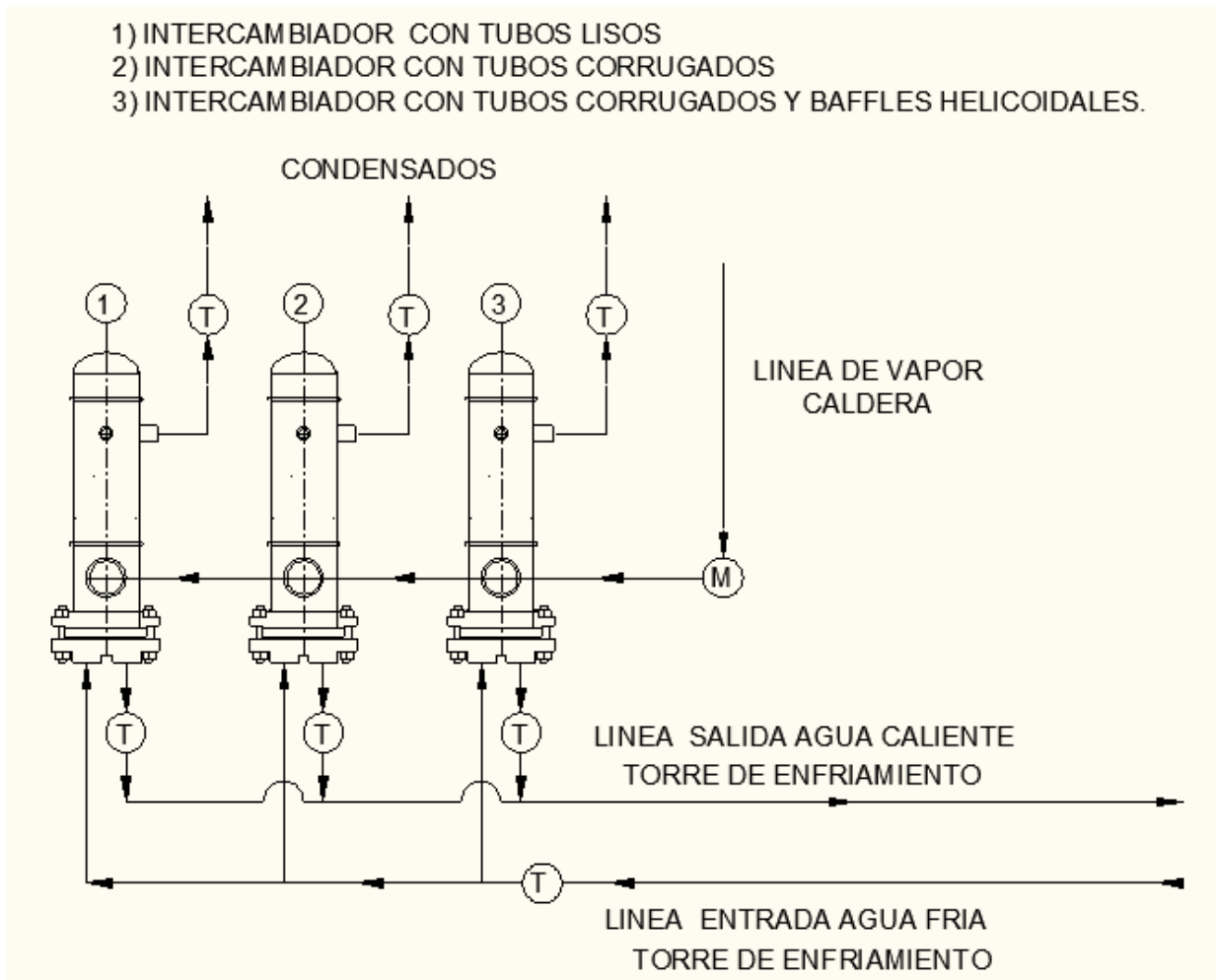


Figura 4.5. Esquema de conexiones intercambiadores de calor

En donde los números denotan a los tres diferentes equipos utilizados, las "T" son la ubicación de los termopares y la "M" el manómetro en la línea del vapor.

4.2 Análisis de resultados

Las lecturas tomadas a las entradas y salidas en los intercambiadores de calor, se presentan en la siguiente tabla.

ENTRADA					
AGUA			VAPOR		
Flujo masico	Temperatura	Presión	Temperatura		
Kg/s	°C	Kg/cm2	°C		
1.24	22	7	167		
1.33	22	7	167		
1.37	22	7	167		
1.46	22	7	167		

LISO (CONVENCIONAL)		CORRUGADO		CORRUGADO Y BAFLE HELICOIDAL	
SALIDA		SALIDA		SALIDA	
AGUA	CONDENSADO	AGUA	CONDENSADO	AGUA	CONDENSADO
Temperatura	Temperatura	Temperature	Temperature	Temperature	Temperature
°C	°C	°C	°C	°C	°C
35	64	39	60	42	58
33	63	38	55	41	56
32	63	37	55	40	54
30	62	36	54	38	50

Tabla 4.1. Datos de entrada y salida para los tres diferentes modelos

Conocidas todas las temperaturas de entrada y salida, los flujos másicos y el calor específico, es posible calcular el calor transferido entre los dos flujos mediante un balance de energía. Con este valor, y usando el concepto de temperatura media logarítmica y un área de transferencia de 1.28m^2 , se calcula el coeficiente global de transferencia de calor.

Entonces para poder obtener lo anterior se utiliza el balance térmico para el lado agua del proceso en donde [1]:

$$q = \dot{m} C_p \Delta T \text{ [W]}$$

Se realiza únicamente de esta manera porque del lado coraza no se obtendría un balance correcto, por lo antes mencionado Y al realizarlo del lado frío es lo más aproximado a la realidad, ya que las temperaturas censadas son inmediatas a la entrada y salida.

Para el coeficiente global de transferencia U, se emplea el método de la diferencia de temperatura media logarítmica [1]:

$$q = UA\Delta T_{ml} \text{ [W]}$$

En lo que respecta al coeficiente convectivo interior para el tubo liso se emplea la correlación de Dittus-Boelter [1]:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$$

Por ultimo para obtener el h_i y el h_o respectivamente se aplican las ecuaciones [1]:

$$h = NuK/D \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$$

$$U = 1/((1/h_i) + (1/h_o)) \text{ [W/m}^2 \text{ K]}$$

Los valores obtenidos de las ecuaciones y correlación anteriores se resume en la siguiente tabla:

TRANSF. q (KW)	MODELO 1 (LISO)				Flujo másico (Kg/s) por tubo 12 por paso	VEL. (m/s)	REYNOLDS Re	NUSSELT Nu	COF.. CONV. IN hi (W/m ² K)
	ΔT1=Thi-Tco	ΔT2=Tho-Tci	ΔTml	U (W/m ² K)					
67.37	132	42	78.594	668.59	0.103	0.363	8077.71	69.20	2001.66
61.14	134	41	78.530	607.29	0.111	0.389	8663.99	65.79	2117.07
57.25	135	41	78.879	566.17	0.114	0.401	8924.57	67.37	2167.86
48.81	137	40	78.791	483.22	0.122	0.427	9510.85	70.88	2281.06

Tabla 4.2. Valores obtenidos para el Modelo 1

Los coeficientes de transferencia promedios son los siguientes:

U_{prom} (W/m²K)	581.32
hi (W/m²K)	2141.91
ho (W/m²K)	797.86

Tabla 4.3. Coeficientes de transferencia global, interior y exterior de los tubos, Modelo 1

En lo que respecta a los tubos corrugados, la correlación que se emplea para el cálculo del coeficiente convectivo del lado interno es [6]:

$$Nuc/Nul = [1 + [2.64 Re^{0.036} (e/di)^{0.212} (p/di)^{-0.21} (\alpha/90)^{0.29} Pr^{0.024}]^7]^{1/7}$$

Transf. q (KW)	MODELO 2 (CORRUGADO)			
	ΔT1=Thi-Tco	ΔT2=Tho-Tci	ΔTml	U (W/m ² K)
88.09	128	38	74.108	927.24
88.93	129	33	70.417	985.09
85.88	130	33	70.750	946.83
85.42	131	32	70.240	948.60

Tabla 4.4. Valores obtenidos para el modelo 2

En la siguiente tabla se presentan los coeficientes de valores promedio correspondientes al Modelo 2.

U_{prom} (W/m²K)	951.94
hi (W/m²K)	3962.53
ho (W/m²K)	1252.94

Tabla 4.5. Coeficientes de transferencia global, interior y exterior de los tubos, Modelo 2

A continuación se presentan los valores correspondientes al modelo 3, el cual involucra los mismos tubos corrugados y el bafle helicoidal.

TRANSF. q (KW)	MODELO 3 (CORRUGADO Y BAFLE HELICOIDAL)			
	ΔT1=Thi-Tco	ΔT2=Tho-Tci	ΔTml	U (W/m ² K)
103.64	125	36	71.498	1130.69
105.60	126	34	70.233	1172.86
103.05	127	32	68.918	1166.39
97.62	129	28	66.116	1151.72

Tabla 4.6. Valores obtenidos para el modelo 3

En la siguiente tabla se muestran los valores correspondientes de transferencia para el Modelo 3.

U _{prom} (W/m ² K)	1155.42
h _i (W/m ² K)	3962.53
h _o (W/m ² K)	1630.99

Tabla 4.7. Coeficientes de transferencia global, interior y exterior de los tubos, Modelo 3

El valor resultante es $h_{ic} = 3962.53 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ y el $h_{il} = 2141.91 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ con estos dos valores para el corrugado y el liso respectivamente, la relación h_{ic}/h_{il} resulta de 1.85, lo que se compara favorablemente con el valor de 1.89 reportado en la Tabla 9.10 de la referencia [6]. Para el lado exterior de los tubos, el coeficiente convectivo h_o se obtiene mediante un balance térmico a partir de los datos anteriores. Para el caso del modelo 1, este coeficiente resulta un 2.05% mayor que el que se predice con la correlación de Delaware [7].

$$h_o = j_s C_p (\dot{m}_s/A_s) (k/C_p \mu)_s^{0.66} [\text{W/m}^2 \text{ K}]$$

Solo se hace el comparativo para este modelo ya que solo se cuenta hasta este momento con esta correlación para tubos lisos.

Con la información anterior se observa que los valores máximos de los coeficientes de transferencia se logran con el modelo 3, que como se señaló anteriormente, incluye tubos corrugados y baffle helicoidal. La transferencia de calor se beneficia dado que al tener una superficie ondulada en los tubos corrugados se modifica la trayectoria del fluido creando vórtices y turbulencia tanto al interior como al exterior de los mismos, lo que incrementa el mezclado. Adicional a lo anterior, el baffle helicoidal tiene una contribución favorable, ya que por un lado crea un efecto de remolino por el lado de la coraza y por el otro se espera que se tenga una menor caída de presión, debido a que existen menos zonas de recirculación al no existir cambios bruscos en la trayectoria del flujo en comparación con los baffles rectos.

Por último se presenta la gráfica en donde se puede ver como fue el comportamiento de los equipos durante las pruebas.

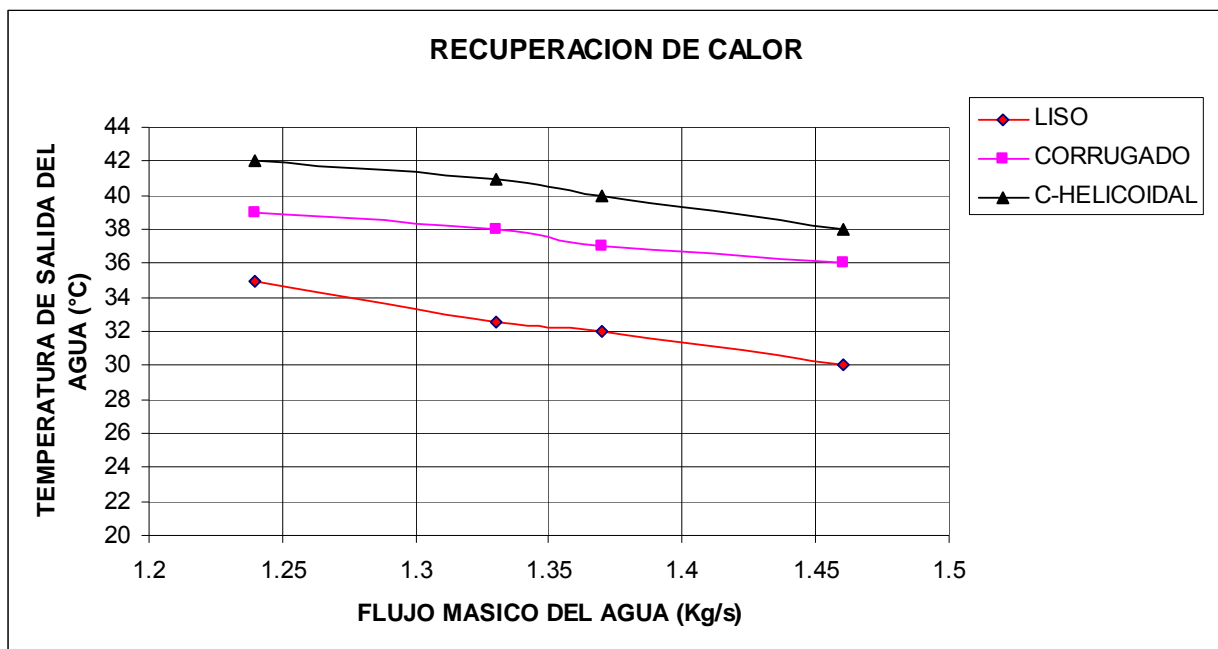


Figura 4.6. Temperatura de salida del agua contra flujo másico

Y en la siguiente figura se muestra el comparativo del comportamiento del tubo corrugado contra el tubo liso para estos rangos dados.

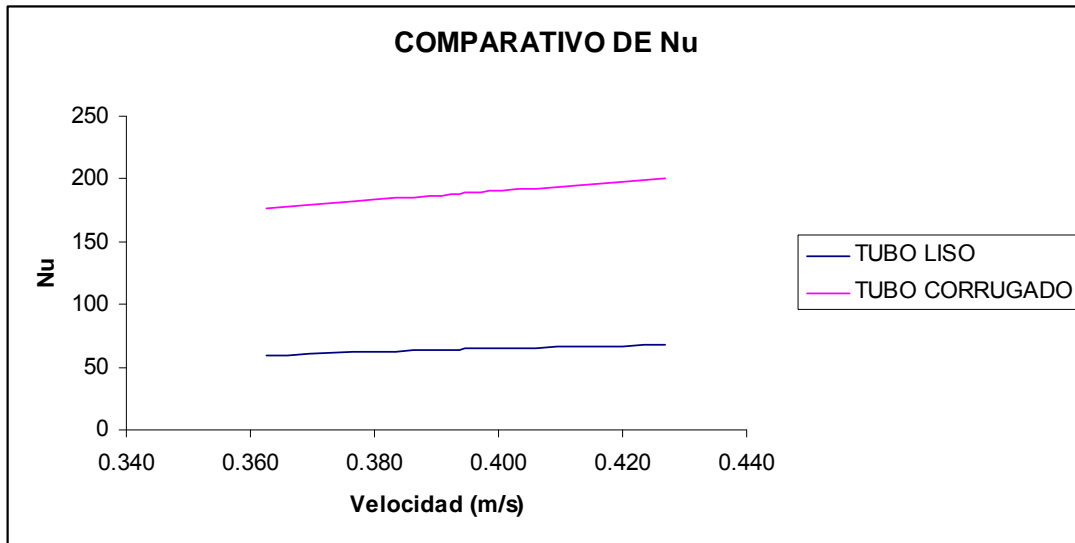


Figura 4.7. Nu contra velocidad por el lado interior de los tubos

Capítulo V. Conclusiones

5.1 Conclusiones

Al analizar los resultados, se comprueba la hipótesis de que al modificar mecánicamente la superficie lisa de los tubos, se obtiene otra superficie que desde el punto de vista teórico se pretende que cambie la trayectoria del fluido creando vórtices, lo cual dará lugar a un flujo turbulento tanto al interior (Re alrededor de los 600) y como para el lado exterior de la tubería.

Entonces, de esta manera se beneficia la transferencia de calor ya que existe un mejor mezclado de cada uno de los fluidos, siendo así que por un lado uno cede la mayor cantidad de energía y el otro la recupera, caso contrario a la tubería lisa; esto no quiere decir que en ésta, en alguna condición de funcionamiento del equipo, no exista la turbulencia, sino que se puede presentar en un Re más bajo como ya se mencionó.

Adicional a lo anterior el baffle helicoidal tiene una contribución favorable, por un lado al crear ésta geometría se tiene un efecto de remolino por el lado de la coraza y también se espera que para flujos mayores, se tenga menor ΔP , debido a que existen menores puntos de estancamiento o recirculación, ya que se pretende que no existan cambios bruscos de trayectoria, en comparación con los baffles rectos.

Por lo tanto, el comportamiento de cada uno de los equipos fue como se esperaba, es decir el que arrojó mejores resultados en los coeficientes de transferencia, debido a las modificaciones incorporadas, fue el modelo 3, por lo que en orden descendente se encuentra el modelo 2 y finalmente modelo 1.

Las limitantes que tiene el presente trabajo es que los equipos no se pudieron probar a un rango mayor de caudales, lo cual sería de gran utilidad para ofrecer una mejor descripción del funcionamiento, principalmente debido a que las conexiones del lado del agua no eran de tubo, sino mangueras y estas ya corrían el riesgo de reventarse para presiones y temperaturas más elevadas.

Aun así, este trabajo nos da una mejor idea cuantitativa a diferencia de la que se tenía, en donde se sabía que solo se comportaba “mejor” un equipo que incorporaba tubos corrugados en lugar de uno tradicional. Ahora ya se tiene un parámetro de referencia, ya que como se pudo observar el funcionamiento fue los más apegado a las condiciones normales de operación en la industria.

De esta manera, la meta es incrementar la transferencia de calor y/o ampliar el rango de operación del equipo, reducir las dimensiones e incrementar la vida útil.

Dentro de las ventajas que ofrecen las nuevas modificaciones se tiene poder reducir el factor de ensuciamiento, lo cual se espera que se vea reflejado en un menor mantenimiento.

Es necesario comprobar que se puede seguir el mismo principio de la relación de h_{ic}/h_{il} , pero ahora para el lado externo de los tubos, considerando principalmente la opción del modelo 3, igualmente partiendo del modelo convencional y de esta manera poder validarlo en la parte experimental.

Por último, es pertinente mencionar que tanto los tubos corrugados como el baffle helicoidal implican más tiempo de modelado, maquinado y ensamble, comparados con el requerido en el modelo tradicional, lo que obviamente repercute en los costos.

5.2 Trabajo a futuro

Es necesario seguir investigando el efecto que origina el conjunto de modificaciones, en un mayor rango de operación, esto es para poder tener un panorama más completo de cómo se comportaría el equipo, además de poder involucrar a otros fluidos.

Por lo anterior es necesario utilizar herramientas en donde se puedan realizar simulaciones sin la necesidad de fabricar los equipos, ya que esto involucra demasiado tiempo y su costo es elevado. Y de ser el caso, al encontrarse en una situación crítica o confusa, construir el prototipo para poderlo probar de nuevo en laboratorio.

En resumen, a lo que se pretende llegar es que por medio de alguna herramienta por ejemplo de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD), resolver las ecuaciones que puedan predecir el comportamiento bajo diversas condiciones [19] y de esta manera poder evaluarlo rápidamente y ofrecer las características principales para la fabricación del intercambiador mejorado.

Cabe mencionar que ya se tiene un nuevo prototipo de haz de tubos el cual cuenta con un rediseño del baffle helicoidal continuo, caso contrario al de este trabajo el cual era de manera intermitente.

Referencias

- 1 Incropera F. P. Fundamentos de transferencia de calor. Prentice Hall. México 1999.
- 2 Holman J.P. Transferencia de calor. Mc Graw Hill. España 1998.
- 3 Kern D. Q. Procesos de transferencia de calor. CECSA Mexico 1999.
- 4 Lienhard J.H. A Heat transfer text book. Phlogiston Press. USA 2006
- 5 Sha R.K., Kraus A.D., Metzger D. Compact heat exchanger. Hemisphere Publishing Co. USA 1990.
- 6 Webb Ralph L. Kim Nae-Hyun. Principles of enhanced heat transfer. Taylor & Francis. New York 2005.
- 7 Wolverine. Engineering data book II. Bell and A.C. Mueller Eds. Wolverine Tube Corp. USA. 1984
- 8 Zhengguo Z., Dabin M., Xiaoming F., Xuenong G. Experimental and numerical heat transfer in helically baffled heat exchanger combined with one three-dimensional finned tube. Chemical Engineering and Processing. 47, 1738-1743, 2008.
- 9 Tsay Y-L, Chang T.S, Cheng J.C. Heat transfer enhancement of backward-facing step flow in a channel by using baffle installed on the channel wall. Acta Mech. 174, 63-76, 2005.
- 10 Ali Kara Y., Güraras Ö. A computer program for designing of shell and tube heat exchangers. Applied Thermal Engineering. 24,1797-1805, 2004.
- 11 Nassiruddin M.H., Kamram Siddiqui. Heat transfer augmentation in the heat exchanger tube using a baffle. International Journal of Heat and Fluid Flow. 28, 318-328, 2006.
- 12 Stehlik, P., Nemicansky, J., Král D., Swason L. W. Comparison of correction factors for shell and tube heat exchangers with segmental or helical baffles. Heat transfer engineering . Vol 15, No. 1, 55-65, 1994.
- 13 Bell, K. J., Delaware Method of Shell side Design, in Heat Exchanger Sourcebook, ed. J. W. Palen, Hemisphere, New York 1986.
- 14 Nemicansky, J., Thermal Design of Shell and Tube Heat Exchangers, VUCHZ Report 500/1268b Brno, 1989.
- 15 Li H.D., Kotte V. effect of leakage on pressure drop and local heat transfer in shell and tube heat exchangers for staggered tube arrangement. Int. J. heat mass transfer. 41 (2) 425-433, 1998.
- 16 Li H.D., Kotte V. Visualization and determination of local heat transfer coefficients in shell and tube heat exchangers staggered tube arrangement by mass transfer measurements. Exp. therm. Fluid sci. 17 (3) 210-216, 1998.
- 15 Anon, Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere, New York, 1983.
- 16 Anon, Warmatlas VDI- Verlag Gmbh, Dusseldorf, 1984.
- 17 Lutch J., and Nemicansky J., Performance Improvement of Tubular Heat Exchangers by Helical Baffles, Trans. IChE, vol. 68 part A, 263-270, 1990.
- 18 Wang Q., Chen Q., Chen G. Zeng M. Numerical investigation on combined multiple shell-pass shell-and-tube heat exchanger with continuous helical baffles. International Journal of Heat and Mass Transfer. 52, 1214-1222, 2009.
- 19 Dirkse M.H., van Loon W.K.P., van der Walle T., Speetjens S.L., Bot G.P.A. A computational fluid dynamics model for designing heat exchangers based on natural convection. Biosystems Engineering. 94(3), 443-452, 2006.
- 20 Eryener D. Thermo-economic optimization of baffle spacing for shell and tube heat exchanger. Energy Conversion and Management. 47, 1478-1489, 2006.
- 21 Harper D.R., Brown W.B. Mathematical equations for heat conduction in the fins of air cooled engines. NACA Report 158, 1992.

22 London A.L., Seban R.A. A generalization of the methods of heat exchanger analysis, NTU. Mech Eng Dept, Stanford University. 1942.

23 The American Society of Mechanical Engineers. An international code, 2007 ASME boiler & pressure vessel code. 2009.