



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA
ENERGÍA – SISTEMAS ENERGÉTICOS

Desarrollo de un software para el diseño térmico de intercambiadores de calor.

TESIS
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA

PRESENTA:
Kukultzin Mendoza Mendoza

TUTOR (ES) PRINCIPAL(ES)
Eliseo Martínez Espinosa, Instituto de Ingeniería UNAM

CIUDAD UNIVERSITARIA, CD. MX., ENERO DE 2018



Universidad Nacional
Autónoma de México



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 ASIGNADO:

Presidente: Dr. Salinas Vázquez Martín
Secretario: Dr. Carvajal Mariscal Ignacio
Vocal: Dr. Martínez Espinosa Eliseo
1^{er.} Suplente: Dr. Vicente y Rodríguez William
2^{d o.} Suplente: M. en I. Sánchez Cifuentes Augusto

Ciudad Universitaria, C.D. MX.

TUTOR DE TESIS:

NOMBRE

FIRMA

Agradecimientos

Agradezco a mis padres Raymundo Mendoza y Mónica Mendoza por haberme guiado por el camino correcto, por los consejos que me brindaron, por su apoyo incondicional y por todo el sacrificio que tuvieron que pasar para que yo pudiera salir adelante, ya que sin su ayuda no hubiera podido llegar hasta donde he llegado.

A mis tíos Raúl Marín y Eusebia Mendoza quienes siempre estuvieron apoyándome para seguir adelante, gracias por todo su apoyo.

A mi alma mater la Universidad Nacional Autónoma de México por brindarme los conocimientos para desarrollarme profesionalmente y hacerme sentir orgulloso de pertenecer a su comunidad.

Al Instituto de Ingeniería por brindarme la oportunidad de realizar mi tesis.
A mi director de tesis Dr. Eliseo Martínez Espinosa por sus consejos, paciencia, enseñanza y todo el apoyo que nos permitió desarrollar el presente trabajo.

A mis sinodales:

Dr. Salinas Vázquez Martín

Dr. Carvajal Mariscal Ignacio

Dr. Martínez Espinosa Eliseo

Dr. Vicente y Rodríguez William

M. en I. Sánchez Cifuentes Augusto

Por las observaciones y consejos que permitieron finalizar este trabajo.

Gracias a todos mis amigos que estuvieron ayudándome a lo largo de mis estudios: Vladimir, Jesús, Erick, Joaquín, Enrique y a todas las personas con las que compartí momentos durante mi carrera.

Al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por la beca que me otorgó para poder llevar a cabo mis estudios de maestría.

A todos y cada uno de ustedes gracias por todo.

Índice

Nomenclatura	7
Capítulo 1. INTRODUCCIÓN.....	9
1.1. Objetivo	9
1.2. Estado del arte.....	9
1.3. Justificación	11
1.4. Resumen de la tesis.....	11
Capítulo 2. ANTECEDENTES	12
2.1 Fundamentos teóricos	12
2.1.1 Conducción.....	12
2.1.2 Convección.....	13
2.1.3 Radiación.....	13
2.2 Equipos de intercambio térmico	14
2.2.1 Intercambiadores de doble tubo	15
2.2.2 Intercambiador de tubos y coraza.....	15
2.2.3 Intercambiador de tubo en espiral	15
2.2.4 Intercambiador de calor de placas con juntas.....	16
2.2.5 Intercambiador de calor de placas espiral	16
2.2.6 Intercambiadores de calor de superficie extendida	16
2.2.7 Intercambiadores de calor regenerativos.....	16
Capítulo 3. INTERCAMBIADOR DE PLACAS	18
3.1 Geometría de la placa chevron.....	19
3.2 Funcionamiento.....	21
Capítulo 4. INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA	23
Tubos	23
Paso y arreglo de tubos	23
Deflectores.....	24
Corazas	25
4.2 Patrón de flujo en la coraza.....	28
Capítulo 5. METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA INTERCAMBIADORES DE TUBOS Y CORAZA	30
5.1 Estimación de la carga de calor.....	30
5.2 Diferencia de temperaturas media logarítmica	31

5.3	Coeficiente global de transferencia de calor	31
5.4	Métodos de diseño	33
5.4.1	Método Kern	33
5.4.2	Método Bell.....	35
5.4.3	Método Wills y Johnston.....	36
5.5	Correlaciones de transferencia de calor para la coraza	37
5.6	Caídas de presión en la coraza	38
5.7	Parámetros de diseño para un intercambiador de calor de tubos y coraza	39
5.7.1	Parámetros de diseño de la coraza	39
5.8	Coeficiente de transferencia de calor y caídas de presión en la coraza.....	44
5.8.1	Coeficiente de transferencia de calor.....	45
5.8.2	Correlaciones para los factores de corrección	48
5.8.3	Caídas de presión en la coraza.....	50
	Caída de presión total en la coraza	53
5.9	Correlaciones de transferencia de calor y caídas de presión en los tubos.....	53
Capítulo 6. METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS		55
	Correlaciones de transferencia de calor	56
	Kumar	56
	Okada.....	56
	Akturk.....	57
	Caídas de presión.....	58
	Correlaciones para el factor de fricción	58
	Kumar	58
	Focke	59
	Akturk.....	59
	Parámetros de diseño para un intercambiador de calor de placas.....	60
Capítulo 7. DESARROLLO DEL SOFTWARE		65
Capítulo 8. VALIDACIÓN DEL PROGRAMA DE CÁLCULO		76
	Intercambiador de tubos y coraza	76
	Intercambiador de placas	79
Conclusiones		82
Recomendaciones y Trabajos Futuros.....		82
Apéndice A1.....		84
	Ensuciamiento.....	84
Apéndice A2.....		86
	Corrosión	86

Apéndice A3.....	87
Números adimensionales	87
Apéndice A4.....	88
Apéndice A5.....	94
Referencias.....	96

Nomenclatura

Área efectiva de la placa	A_e
Paso de corrugación	P_c
Ángulo chevron	β
Factor de alargamiento de la superficie	ϕ
Ancho de la placa	L_w
Distancia vertical entre los centros de los puertos	L_v
Diámetro de los puertos	D_p
Distancia horizontal entre los centros de los puertos	L_h
Profundidad de corrugación	b
Área de flujo del canal	A_{ch}
Diámetro hidráulico del canal	D_h
Número de Reynolds	Re
Constante empírica	C
Constante empírica	m
Número de Prandtl	Pr
Viscosidad dinámica a la temperatura media	μ
Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared	μ_w
Factor de fricción	f
Constante empírica	p
Constante empírica	C_1
Diámetro equivalente	d_e
Distancia vertical de puerto a puerto	L_p
Caída de presión asociada con los colectores y los puertos de entrada y salida	ΔC
Número de pasos	N_p
Velocidad másica en los puertos	G_p
Densidad del fluido	ρ
Velocidad másica en el canal	G_c
Volumen específico	v_m
Caída de presión causada por el cambio de elevación	Δp
Aceleración gravitacional	g
Densidad media del fluido	ρ_m
Constante de proporcionalidad en la segunda ley de Newton	g_c
Caída de presión total	Δ_T
Flujo térmico transferido	\dot{Q}
Superficie de transferencia de calor	A
Coficiente global de transferencia de calor	U
Diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos	ΔT_{ml}
Temperaturas de entrada del fluido caliente	$T_{h,ent}$
Temperaturas de salida del fluido caliente	$T_{h,sal}$
Temperaturas de entrada del fluido frío	$T_{c,ent}$
Temperaturas de salida del fluido frío	$T_{c,sal}$
Flujo másico del fluido caliente	\dot{m}_h
Flujo másico del fluido frío	\dot{m}_c

Coefficiente global de transferencia de calor limpio	U_c
Coefficiente de convección del fluido caliente	h_h
Coefficiente de convección del fluido frío	h_c
Conductividad térmica del material de la placa	k_m
Espesor de la placa	t
Coefficiente global de transferencia de calor sucio	U_f
Resistencia térmica debida a la incrustación del fluido caliente	R_{fh}
Resistencia térmica debida a la incrustación del fluido frío	R_{fc}
Número efectivo de placas	N_e
Número de placas	N
Proporción del canal	r_a
Número de canales por paso	N_{cp}
Área de la placa proyectada	A_{tp}
Área de transferencia de calor de una sola placa	A_t
Flujo másico por canal	\dot{m}_{ch}
Longitud del intercambiador	L_{pack}

Capítulo 1. INTRODUCCIÓN

Los intercambiadores de calor son ampliamente utilizados en la industria y han adquirido una gran importancia ante la necesidad de ahorro de energía. Sin embargo, cada industria opera bajo diferentes condiciones, además de tener espacio limitado dentro de sus instalaciones. Por tal motivo, es de gran importancia el diseño de intercambiadores de calor, ya que se diseñan bajo las condiciones de operación a las que se necesite y el dimensionamiento de los equipos se puede adaptar al espacio limitado con que algunas industrias poseen.

1.1. Objetivo

El trabajo de tesis tiene como objetivo central el desarrollo de un software de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor enfocados a los equipos más utilizados en la industria como son los de placas y los tubos y coraza para su aplicación al desarrollo de proyectos de ahorro de energía.

Los objetivos particulares de la tesis son los siguientes:

- Análisis de diversos coeficientes convectivos y factores de fricción a diferentes regímenes de flujo disponibles en la literatura abierta.
- Utilización de las mejores correlaciones disponibles en la literatura abierta para el cálculo de los coeficientes convectivos y factores de fricción.
- Validación del software de diseño con datos experimentales.
- Análisis comparativo con softwares de diseño comerciales.

1.2. Estado del arte

En la actualidad la sustentabilidad, el ahorro energético y la contaminación son temas que cada vez son más relevantes y que le concierne más al sector industrial debido a que la población mundial se está encaminando a tener un mayor cuidado con el medio ambiente. Esto implica un mayor cuidado de los recursos naturales porque se están agotando. Desde un enfoque empresarial, la aplicación de proyectos de ahorro energético mejoraría la productividad de la empresa, aumentaría su competitividad, es decir se obtienen grandes beneficios tanto económicos como ambientales. Una opción que plantea sustentabilidad, ahorro energético y disminución de emisiones contaminantes al medio ambiente es la implementación de proyectos de ahorro de energía mediante diseño de intercambiadores de calor más eficientes. Por esta razón, existen empresas que se dedican al diseño y construcción de este tipo de equipos como Webbusterz, HTRI y Armstrong.

Webbusterz: Esta empresa ofrece un software para el diseño de intercambiadores de calor, uno por cada tipo de intercambiador, maneja tres intercambiadores de calor que son: de tubos y coraza, de placas. Tiene un costo de 100, 90 y 75 dólares respectivamente, su licencia de red es válida por tres años. Además también venden un software para la estimación de las propiedades física de los fluidos [1].

HTRI [2]: Esta empresa cuenta con un software específico para el diseño de cada tipo de intercambiador de calor que maneja, que son: placas con juntas, tubos y coraza, placas con aletas y doble tubo. También cuenta con un generador de propiedades de los fluidos que es muy extensa. Otro punto a destacar es en las especificaciones de la geometría de intercambiadores de tubos y coraza, en

donde especifican que hasta 24 pasos por los tubos. Su software se vende de manera individual, es decir, un software por cada intercambiador de calor.

Armstrong [3]: El software que utiliza esta empresa para el diseño de intercambiadores de calor de placas, tubo y coraza, placas con aleta y doble tubo, es de uso exclusivo de la empresa, el cliente solo puede mandar las condiciones de operación y la empresa se encarga de mandar al cliente una hoja de especificaciones TEMA, la cual es una propuesta de diseño.

Estas tres empresas son las más representativas en el diseño de intercambiadores de calor, en dos de ellas, el software para el diseño de intercambiadores de calor está al alcance de las personas por medio de una cantidad monetaria, mientras que en el tercero no, el cliente tiene que mandar sus condiciones de operación para que manden una propuesta de diseño que igualmente requiere de un costo. Es por ello que en esta tesis se desarrolla un software para el diseño térmico de intercambiadores de calor, que sea de libre acceso y que contenga las mejores correlaciones de transferencia de calor y caídas de presión que se encuentran en la literatura abierta.

Algunos artículos relevantes relacionados con las correlaciones de transferencia de calor para intercambiadores de calor de tubos y coraza y de placas son los siguientes:

Fatih Akturk et al. [4]: En este estudio se realizó un análisis térmico e hidrodinámico para un intercambiador de calor de placas, con placas tipo chevron. El experimento se realizó con diferentes condiciones de flujo, en un rango de Reynolds de 450 a 5250. Con base en los datos experimentales obtenidos, se desarrolla una correlación para el Nusselt en función del Reynolds y Prandtl. Posteriormente esta nueva correlación se comparó con las correlaciones que se encuentran en la literatura abierta como son: Kumar et al. [], Focke et al. [] y Okada et al. [].

Ya-Ling Heet al. [5]: De este artículo se obtuvieron los datos experimentales para el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza. Para realizar las mediciones de las características de flujo y de transferencia de calor en el intercambiador de tubos y coraza se construyó una plataforma experimental. Los fluidos de trabajo fueron: sal fundida y agua. El número de Reynolds por los tubos fue de 10000 a 91000 y del lado de la coraza de 11000 a 27000. La desviación que obtiene entre los datos experimentales y teóricos fue menor al 15%.

Alí Hussain et al. [6]: En dicho artículo se trabajó experimentalmente con dos modelos de predicción de transferencia de calor para el diseño de intercambiadores de calor de tubos y coraza, que son: Kern y Bell-Delaware. Se muestran cálculos para la obtención de algunas propiedades de los fluidos de forma muy resumida. El autor obtuvo una divergencia entre los valores experimentales y predichos de entre 15% y 17%, para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Bao-Cun Du et al. [7]: En este estudio se diseñó un arreglo de flujo en forma de U, para probar rendimientos de transferencia de calor, en un intercambiador de calor de tubos y coraza. Con sal fundida como fluido de trabajo del lado de la coraza, en un rango de Reynolds de 6142 a 9124. Los resultados demuestran que la correlación de Kern tiene una desviación máxima del 7.1 % en comparación con los datos de prueba.

M. Serna [8]: Reporta una expresión analítica que relaciona la caída de presión, el área del intercambiador y el coeficiente de transferencia de calor. Partiendo del método Bell-Delaware para desarrollar dicha expresión, ya que dicho método toma en cuenta todas las corrientes de derivación que están presentes en el lado de la coraza.

1.3. Justificación

Los recuperadores de calor son intercambiadores de calor, utilizados para la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido que estén a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Los cuales aprovechan la energía residual de los procesos industriales y por lo tanto, ayudan a disminuir los gases de efecto invernadero y los costos de operación de algunos procesos industriales. Y la diferencia que tienen con respecto a los intercambiadores de calor es que requieren de un cálculo más exigente, además de ser más innovadores.

Por lo tanto es indispensable el planteamiento de proyectos de recuperación de energía térmica en la industria mexicana, que involucre este tipo de dispositivos, ya que es una opción de impacto inmediato y que no requiere de cambios importantes en la infraestructura de la industria. Por lo cual se necesita de un software que con base en las condiciones de operación de la industria y las propiedades del fluido de trabajo, calcule el diseño térmico de un intercambiador de calor.

En la actualidad existen diversas empresas que ofrecen softwares para el diseño térmico de intercambiadores de calor como lo son: Webbusterz, Alfa Laval, Armstrong, etc. El problema con estos programas es que no son de libre acceso, por tanto se requiere de una remuneración económica. Además de ser limitados en algunos casos, ya que restringen la libertad de diseño, esto es, dan valores preestablecidos para las propiedades de los fluidos. Por lo tanto, la presente tesis plantea el desarrollo de un software de cálculo que sea de libre acceso, que contemple las mejores correlaciones que se encuentran en la literatura abierta y que está validada con datos experimentales con la finalidad de impulsar el desarrollo de proyectos de ahorro de energía.

1.4. Resumen de la tesis

En esta tesis se presenta el desarrollo de un software aplicado al diseño térmico de intercambiadores de calor, específicamente a intercambiadores de calor de placas, y de tubos y coraza debido a que son los de mayor uso en la industria. En el desarrollo de la metodología se utilizó el método de la diferencia de temperaturas medias logarítmicas porque permite un mayor análisis del fenómeno. En el caso del intercambiador de tubos y coraza, se utilizó el método Delaware para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y las caídas de presión en la coraza. Mientras que por el lado de los tubos, se utilizó la correlación de Gnielinski que es la mejor disponible en la literatura abierta. En el caso del intercambiador de placas se utilizó la correlación de Akturk para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y factor de fricción. El software se validó con datos experimentales disponibles en la literatura abierta. Además, el software se comparó con propuestas de diseño establecidas por softwares comerciales [2,3].

Los resultados muestran que para $Re > 16600$ la correlación de Delaware sobrestima los valores experimentales en un máximo del 15.7% con respecto de la curva ajustada y para $Re < 16600$ los subestima. En el caso de los ICP, para $Re > 4200$ la correlación de Aktuk subestima los valores experimentales y para $Re < 4200$ los sobrestima en un máximo de 6.1% con respecto la curva ajustada, pero estas variaciones son inferiores al 15%

Por lo tanto, el software desarrollado predice de manera adecuada el rendimiento de los equipos.

Capítulo 2. ANTECEDENTES

Los intercambiadores de calor son dispositivos utilizados para la transferencia de energía entre una superficie sólida y un fluido que estén a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Para diseñar este tipo de dispositivos, es imprescindible determinar una superficie de transferencia de calor por la cual acontecerá la transferencia de energía. Y los mecanismos por los cuales se transfiere esta energía son: conducción, convección y radiación.

Al conocer estos mecanismos se puede mejorar la rapidez de transferencia de calor, ya sea aumentando la velocidad del fluido o utilizando otro material, por tal motivo, es necesario conocer estos mecanismos de transferencia de calor, para así plantear diseños que mejoren la transferencia de energía.

2.1 Fundamentos teóricos

La transferencia de calor es la ciencia que trata de la rapidez de transferencia de energía térmica, es decir de los tiempos de enfriamiento o de calentamiento, así como de la variación de la temperatura. La transferencia de calor tiene dirección así como magnitud y, por lo tanto, es una cantidad vectorial, el requisito básico para que exista es la presencia de una diferencia de temperatura. La velocidad de la transferencia de calor en cierta dirección depende de la magnitud del gradiente de temperatura. A mayor gradiente de temperatura, mayor transferencia de calor. El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación [9].

2.1.1 Conducción

La conducción es la transferencia de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

La razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de ésta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa. Esto se expresa de forma diferencial por la ley de Fourier, esto es:

$$q_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} (W) \quad (2.1)$$

Donde:

$$k = \text{Conductividad térmica} \left[\frac{W}{mK} \right]$$

$$A = \text{Área} [m^2]$$

$$\frac{dT}{dx} = \text{Gradiente de temperatura} \left[\frac{K}{m} \right]$$

El área A de transferencia de calor siempre es perpendicular a la dirección de esa transferencia.

2.1.2 Convección

La convección constituye el mecanismo de transferencia de calor a través de un fluido, en presencia de un movimiento masivo de éste. La convección se clasifica como convección natural y forzada, dependiendo de la manera en que se inicia el movimiento del fluido. En la convección forzada se obliga a que el fluido fluya sobre una superficie o en un tubo por medios externos, como una bomba o un ventilador. En la convección natural, cualquier movimiento del fluido es causado por medios naturales, como el efecto de la flotación. La convección también se clasifica como externa e interna, dependiendo de si se obliga al fluido a fluir sobre una superficie o en un tubo.

La transferencia de calor por convección es complicada porque comprende movimiento del fluido así como conducción del calor. El movimiento del fluido mejora la transferencia de calor, ya que pone en contacto porciones más calientes y más frías de ese fluido. Es decir, mientras más alta es la velocidad del fluido, mayor es la velocidad de transferencia de calor.

La transferencia de calor por convección depende de las siguientes propiedades del fluido: viscosidad dinámica, conductividad térmica, densidad y calor específico, así como de su velocidad (régimen de flujo). Por lo tanto, se espera que las relaciones de la transferencia de calor por convección sean un tanto complejas debido a sus dependencias de tantas variables.

La razón de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa por la ley de enfriamiento de Newton como:

$$\dot{Q}_{conv} = hA_s(T_s - T_\infty) (W) \quad (2.2)$$

Donde:

$h =$ coeficiente de calor por convección, $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

$A_s =$ Área superficial de transferencia de calor, m^2

$T_s =$ Temperatura de la superficie, $^\circ C$

$T_\infty =$ Temperatura del fluido suficientemente lejos de la superficie, $^\circ C$

El coeficiente de transferencia de calor por convección h se puede definir como la razón de la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia de temperatura.

2.1.3 Radiación

La radiación difiere con respecto a los otros dos mecanismos de transferencia de calor en que no requiere la presencia de un medio material para llevarse a cabo y se propaga en forma de ondas electromagnéticas. La transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en el vacío, tiene lugar en los sólidos, líquidos y gases, además puede ocurrir entre dos cuerpos separados por un medio más frío que ambos.

En la mayor parte de las aplicaciones prácticas los tres modos de transferencia de calor ocurren de manera simultánea en grados variables, pero en un espacio donde se ha hecho el vacío solo puede ocurrir por radiación. Toda la materia emite de manera continua radiación térmica, como resultado de los movimientos de vibración y de rotación de las moléculas, átomos y electrones de una sustancia.

En general, la determinación de la razón neta de transferencia de calor por radiación entre dos superficies es compleja, ya que depende de las propiedades de las superficies, de la orientación de una con respecto de la otra y de la interacción del medio que existe entre ellas con la radiación.

Cuando una superficie de emisividad ε y área superficial A_s , a una temperatura T_s , está por completo encerrada por una superficie mucho más grande (o negra), a una temperatura T_{alred} , y separada por un gas que no interfiere con la radiación, la razón neta de la transferencia de calor por radiación entre estas dos superficies se da por:

$$\dot{Q}_{rad} = \varepsilon \sigma A_s (T_s^4 - T_{alred}^4) \text{ (W)} \quad (2.3)$$

Donde:

T_s = Temperatura superficial (K)

ε = Emisividad de la superficie a temperatura ambiente

$\sigma = 5.670 \times 10^{-8} \left(\frac{W}{m^2 \cdot K^4} \right)$ Constante de Stefan – Boltzmann

A_s = Área superficial de transferencia de calor (m^2)

Un intercambiador de calor está relacionado con dos fluidos que fluyen separados por una pared sólida. La transferencia de calor ocurre del fluido caliente hacia la pared por convección y a través de la pared por conducción, finalmente de la pared al fluido frío nuevamente por convección. Los efectos de la transferencia de calor por radiación son despreciables en fenómenos de recuperación de energía residual. Sin embargo, puede incluirse este fenómeno en los coeficientes de transferencia de calor por convección.

2.2 Equipos de intercambio térmico

Un intercambiador de calor es un dispositivo utilizado para la transferencia de energía entre dos o más fluidos, entre una superficie sólida y un fluido que estén a diferentes temperaturas y en contacto térmico. Generalmente en los intercambiadores de calor no existen interacciones de trabajo ni de calor externo. Algunas aplicaciones típicas de los intercambiadores de calor son: calentar o enfriar corrientes de fluidos o lo relacionado a la evaporación o condensación de corrientes de flujo.

Los intercambiadores de calor están compuestos por un núcleo, en el cual está contenida la superficie de transferencia de calor, y elementos de distribución del fluido como un cabezal, conexiones de entrada y salida, tanques, tubos etc. Usualmente no tiene partes móviles (excepto los intercambiadores regenerativos rotativos).

Los intercambiadores de calor se clasifican por su: construcción, procesos de transferencia, grado de compactación de la superficie, arreglos de flujo, fase de los fluidos de proceso y mecanismos de transferencia de calor [10].

La clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción se muestra en la figura 1.

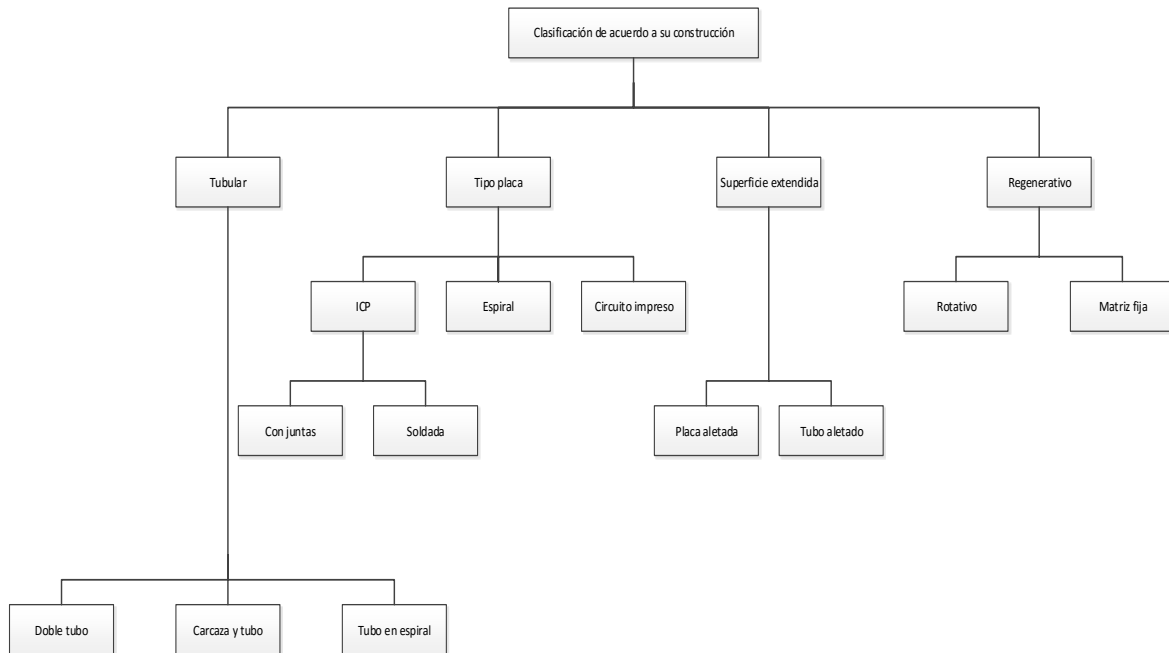


Figura 2.1. Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción

2.2.1 Intercambiadores de doble tubo

Un intercambiador de doble tubo tiene dos tubos concéntricos, usualmente con un diseño de curvatura en U. El arreglo de flujo en este tipo de intercambiadores es a contracorriente, su aplicación es habitual en tareas pequeñas y adecuada para altas presiones y temperaturas. Una de sus ventajas es la flexibilidad, debido a que es fácil de reparar y requiere un bajo inventario de piezas. Además son comúnmente utilizados para servicios de alta incrustación, como lodos y para tareas de calefacción pequeña.

2.2.2 Intercambiador de tubos y coraza

En los procesos industriales es ampliamente utilizado, es el intercambiador de calor más utilizado. Más del 90% de los intercambiadores de calor utilizados en la industria es de tubos y coraza [10]. Es la primera opción debido a los procedimientos bien establecidos para su diseño, por su extenso tiempo de servicio satisfactorio y por la amplia variedad de materiales con la que es fabricado. Prácticamente no hay límite en la temperatura y presión de funcionamiento.

2.2.3 Intercambiador de tubo en espiral

La construcción de este tipo de intercambiador requiere el enrollar un gran número de tubos dúctiles de pequeño calibre en forma helicoidal alrededor de un tubo central. El flujo con una alta presión fluye por los tubos de pequeño diámetro, mientras que el flujo con una presión baja fluye a través del exterior de los tubos de pequeño diámetro.

Una de sus desventajas es que no permite la limpieza mecánica, debido al pequeño calibre de sus tubos, por lo tanto, su empleo se reduce a fluidos libres de sólidos o para aquellos fluidos cuyos depósitos de suciedad pueda limpiarse con productos químicos.

2.2.4 Intercambiador de calor de placas con juntas

El intercambiador de calor de placas con juntas consiste en un número de placas corrugadas en contacto mutuo, cada placa tiene cuatro aberturas que sirven como puertos de entrada y salida, además de juntas que sirven para guiar los fluidos. Cada placa esta provista de juntas periféricas para proporcionar disposiciones de sellado. Son utilizados como alternativa a los intercambiadores de calor de tubos y coraza, asimismo para aplicaciones de transferencia de calor entre líquido-líquido a baja y media presión.

2.2.5 Intercambiador de calor de placas espiral

Este tipo de intercambiador se fabrica haciendo rodar un par de tiras de placa relativamente largas alrededor de un mandril dividido, para formar un par de pasos en espiral. El espaciamiento del canal se mantiene uniforme a lo largo de los pasos en el espiral. Para la mayoría de las aplicaciones ambos canales de flujo están cerrados por canales alternativos soldados a ambos lados de la placa espiral, esto evita que los fluidos se mezclen. Su aplicación se recomienda para el manejo de lodos y líquidos con fibras suspendidas, tratamiento de minerales donde el contenido de sólidos es de hasta 50 %.

2.2.6 Intercambiadores de calor de superficie extendida

Es un intercambiador de calor con gases o algunos líquidos, si el coeficiente de transferencia de calor es muy bajo, se requiere una gran superficie de transferencia de calor para aumentar la velocidad de transferencia de calor. Este requerimiento es proporcionado por unas aletas unidas a la superficie primaria. Los intercambiadores de calor con aletas tubulares y los intercambiadores con aletas de placas son los ejemplos más comunes de intercambiadores de calor de superficie extendida.

2.2.7 Intercambiadores de calor regenerativos

La regeneración es una tecnología antigua que se remonta a los primeros chimeneas abiertas y estufas de alto horno. Las industrias manufactureras y de procesos como: el vidrio, el cemento y los metales primarios y secundarios representan una fracción significativa de toda la energía consumida. Gran parte de esta energía se descarta en forma de gases de escape a una alta temperatura. La recuperación de calor residual del gas de escape por medio de intercambiadores de calor conocidos como regeneradores puede mejorar la eficiencia general de la planta.

En la presente tesis nos enfocaremos en los intercambiadores de calor de placas y en los intercambiadores de calor de tubos y coraza, puesto que son ampliamente utilizados y presentan ventajas sobre otros intercambiadores. A continuación se presentan dichas ventajas:

Intercambiador de calor de placas (ICP):

- Alto coeficiente de transferencia de calor, producto de una alta turbulencia provocada por los patrones de placa y la disminución del diámetro hidráulico.
- Reducción de ensuciamiento, como consecuencia de la alta turbulencia y bajo tiempo de residencia de los fluidos, para evitar la obstrucción, la más grande de las partículas suspendidas en el fluido debe ser a lo máximo un tercio del tamaño del canal.
- Fácil limpieza y mantenimiento, debido a que el intercambiador puede ser fácilmente desmontado con solo remover los tornillos de compresión y deslizando la placa móvil.
- Compacto, de bajo costo y ampliable, puesto que encaja en un área de una quinta parte a la mitad de la que requiere un intercambiador de calor de tubos y coraza, para el mismo trabajo. Es más económico que otros tipos de intercambiadores debido a su bajo volumen de retención, mayor eficiencia térmica y menores costos de fabricación. Además permite cambios en su configuración para adaptarse a los procesos, por medio del cambio en el número de placas.
- Alto rendimiento térmico, la alta eficacia térmica (hasta del 93% aproximadamente) facilita la recuperación de calor a bajo costo.

Intercambiador de calor de tubos y coraza (ICTC):

- Están diseñados prácticamente para cualquier capacidad y condiciones de operación, desde altos vacíos a presiones extremas. Y de criogenia hasta altas temperaturas.
- La configuración con la que está diseñado proporciona una gran superficie de transferencia de calor, en un pequeño volumen. Los tamaños van de pequeños (0.1 m^2) hasta inmensos (sobre 100000 m^2) [11].
- Buen diseño mecánico, por lo tanto admite caídas de presión altas.
- Amplia variedad de materiales (metales y no metales) con los cuales se puede construir.
- Fácil limpieza

Capítulo 3. INTERCAMBIADOR DE PLACAS

El intercambiador de calor de placas con juntas consiste en un paquete de placas metálicas onduladas o en relieve (patrón de placa), en contacto mutuo y provisto de cuatro orificios para el paso de los fluidos. El paquete de placas es comprimido mediante un marco o bastidor que consiste en una placa fija y otra móvil, en el marco las placas están sujetas por una barra guía superior y por otra barra guía inferior para asegurar una alineación correcta, con tornillos de apriete, todo esto para asegurar la compresión óptima y hermeticidad del paquete de placas (Figura 3.1). Las barras guías son más largas que la pila comprimida de placas, de modo que cuando se retira la cubierta de extremo móvil, las placas puedan ser deslizadas a lo largo de las barras de soporte para inspección y limpieza. Las placas onduladas o en relieve tienen en su periferia ranuras para la instalación de juntas, las cuales sirven para cerrar los canales y dirigir los fluidos por canales alternos.

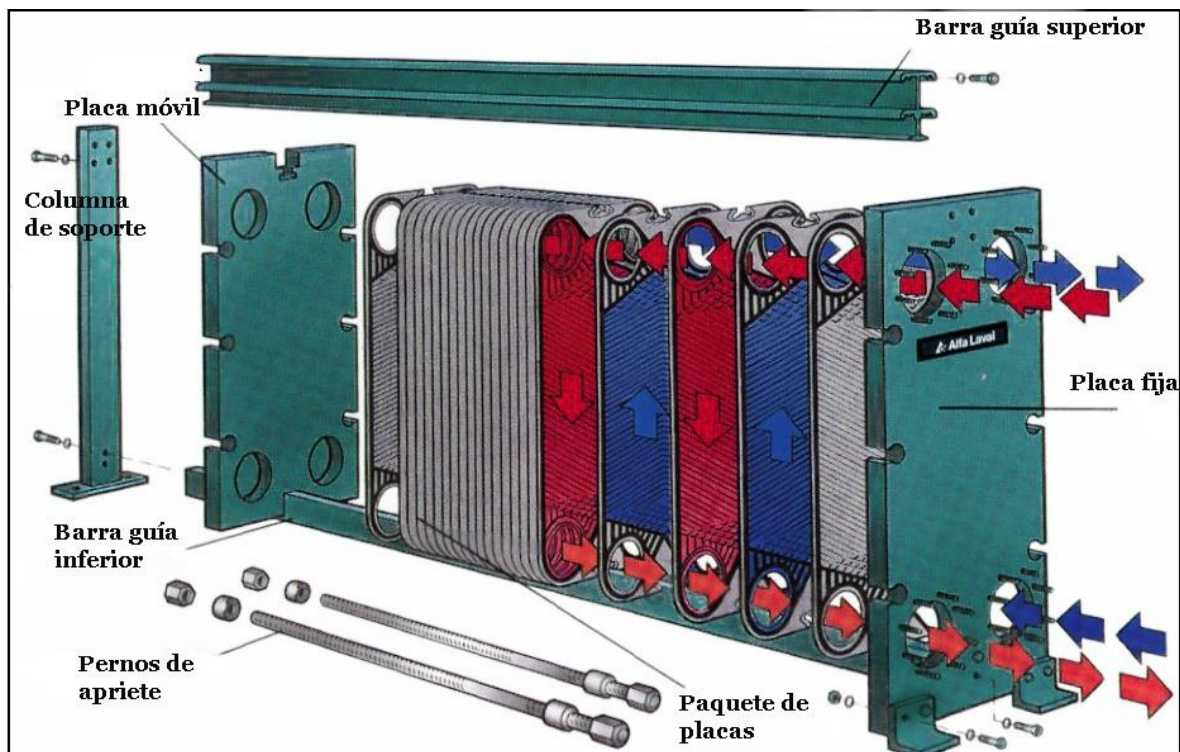


Figura 3.1. Partes de un intercambiador de calor de placas. [12]

Existen más de 60 tipos de patrones de placas para los ICP, los más utilizados son el washboard (tabla de lavar) y el chevron (herringbone). El objetivo de estos patrones de placa es promover una alta turbulencia a los fluidos, para que así resulte un coeficiente de transferencia de calor alto, además dan lugar a un aumento del área de superficie eficaz y proporcionan una resistencia adicional a las placas, por medio de muchos puntos de contacto, para soportar la presión diferencial que existe entre placas adyacentes. En las placas tipo washboard las corrugaciones están presionadas profundamente, más que la separación entre placas, la separación entre placas se mantiene por cavidades que se presionan en las crestas y los valles, los intercambiadores de calor de placas que están contruidos con este tipo de placa operan a presiones bajas, debido a los pocos puntos de contacto y a la profundidad de corrugación de las placas. Por otra parte, la placa tipo chevron tiene una forma sinusoidal, y sus corrugaciones están orientadas con un determinado ángulo con respecto a la dirección principal del flujo, esta placa proporciona varios puntos de contacto entre las placas adyacentes y su profundidad de corrugación es mayor que la placa washboard, mejorando así el mezclado de las corrientes y

promoviendo la turbulencia, el ángulo de chevron es invertido en las placas adyacentes, de manera que cuando las placas son sujetadas, las ondulaciones están cruzadas para proporcionar numerosos puntos de contacto. Por lo tanto, la placa chevron tiene mayor resistencia que la washboard, lo que le permite soportar presiones más altas con menor espesor de la placa.

3.1 Geometría de la placa chevron

La geometría de cada placa está definida por la forma, tamaño y ángulo de las corrugaciones, las cuales mejoran la rigidez de las placas y forman la separación que se desea entre placas, en la figura 3.2 se muestran las características geométricas de las placas y en la tabla 3.1, la nomenclatura de dicha figura. Un parámetro importante que influye en el rendimiento de los intercambiadores de calor de placas es el ángulo de inclinación de la corrugación β , ya que un cambio en β afecta la estructura del flujo básico, el cual es el factor más influyente en la caída de presión y transferencia de calor. En ángulos de hasta aproximadamente 80° el fluido fluye principalmente a lo largo de los surcos en cada placa. Un movimiento rotatorio secundario se impone en el flujo a lo largo de los surcos, cuando en su trayectoria es atravesado por las corrientes que fluyen a lo largo de los surcos en la pared opuesta. Este movimiento secundario determina el proceso de transferencia de calor; como consecuencia de este movimiento la transferencia de calor es distribuida uniformemente a través de la anchura de las placas.

El aumento de β de 0° a 80° conduce a que la caída de presión aumente, al igual que la transferencia de calor. El comportamiento de los flujos para distintos valores de β son los siguientes:

$\beta = 0^\circ$: Flujo en canales bidimensional para el que las medidas de transferencia se pueden estimar a partir de datos de caída de presión utilizando analogías de transferencia convencionales.

$30^\circ < \beta < 60^\circ$: Conjuntos de corrientes entrecruzadas que fluyen a lo largo de los surcos hacia ambos lados del pasaje de flujo, induciendo movimientos arremolinados secundarios; éstos determinan el proceso de mejora de la transferencia de calor.

$\beta=45^\circ$: Indica que las medidas de transferencia son casi uniformes en todo el ancho de la placa.

$\beta=80^\circ$: El flujo consiste en patrones paralelos en zigzag, las caídas de presión y transferencia de calor están cerca de su máximo, pero sólo ligeramente superior a $\beta=72^\circ$.

$\beta=90^\circ$: Regiones de flujo separadas causando transferencia de calor y caída de presión considerablemente bajas y de aproximadamente la misma magnitud que para $\beta=60^\circ$.

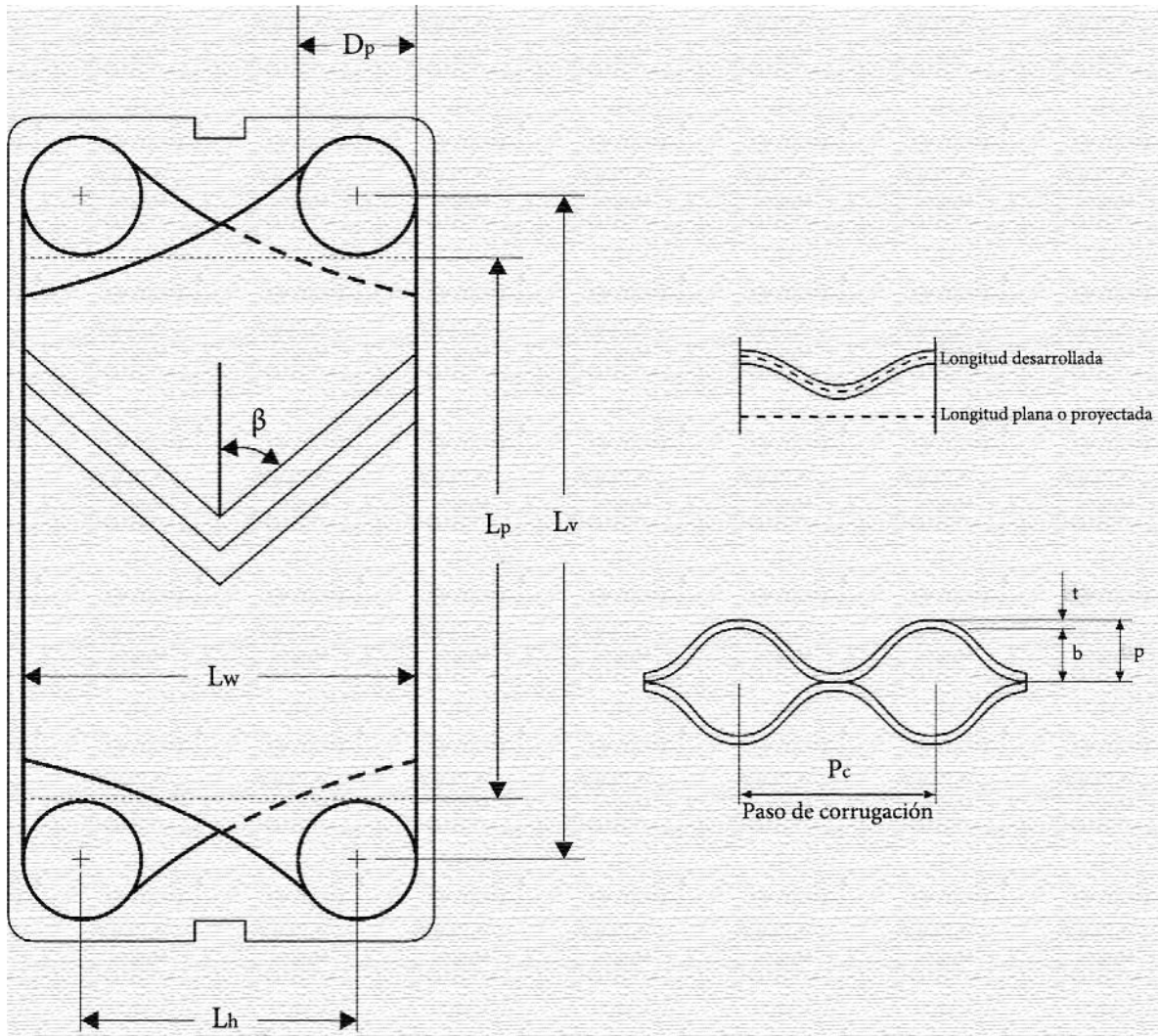


Figura 3.2. Características geométricas de las placas chevron [13]

Tabla 3.1. Nomenclatura

Ancho de la placa	L_w	Área efectiva de la placa	A
Distancia vertical entre los centros de los puertos	L_v	Paso de corrugación	P_c
Diámetro de los puertos	D_p	Ángulo Chevron	β
Distancia horizontal entre los centros de los puertos	L_h	Factor de alargamiento de la superficie	ϕ
Profundidad de corrugación	b	Espesor de la placa	t

Las placas están designadas como duras o blandas, dependiendo de si promueven una alta o baja turbulencia. Las corrugaciones son semejantes a una sinusoidal, y los parámetros que los describen son los siguientes:

1. El ángulo chevron.
2. La profundidad de la corrugación b .

3. El paso de corrugación (Pc).

El primer parámetro caracteriza la eficiencia térmica y las caídas de presión en los intercambiadores de calor (por lo tanto la transferencia de calor y las pérdidas de carga), el segundo parámetro caracteriza el diámetro hidráulico del intercambiador y por último el tercer parámetro (Pc) junto con la profundidad de la corrugación definen otro factor para caracterizar los intercambiadores de calor de placas, el cual es conocido como factor de alargamiento de la superficie y es representado por el símbolo ϕ . Este factor de alargamiento de la superficie está definido como la relación de la longitud desarrollada, sobre la longitud plana o proyectada, y ayuda a determinar el área real de la superficie de la placa, ya que cada corrugación aumenta el área de la placa. La tabla 3.2 muestra algunas características importantes de la placa en forma resumida.

Características	Descripción
Ángulo de chevron, β	Varían típicamente de 20° a 65° , β es la medida de la blandura (un ángulo β pequeño, baja la eficiencia térmica y también la caída de presión es menor) y dureza (un ángulo β grande, proporciona alta eficiencia térmica y una mayor caída de presión) de características térmicas e hidráulicas de placas.
Factor de alargamiento de la superficie, ϕ	Basada en el paso de corrugación, P_c , y la profundidad de corrugación b .
Área de flujo del canal, A_{ch}	A_{ch} , es el área de flujo mínima entre las placas y se calcula como el producto de profundidad de corrugación y el ancho de la placa: $A_x = b \cdot L_w$
Diámetro hidráulico del canal, D_h	D_h , se define como: $D_h = \frac{2bL_w}{(b+L_w\phi)}$. Si $b \ll L_w$, D_h es usualmente tomado como $\frac{2b}{\phi}$

3.2 Funcionamiento

El fluido entra por la boquilla de entrada, pasa a través de canales alternos (en serie o paralelo), en un determinado número de canales la junta no rodea dos puertos de un lado de la placa (Figura 3.3), el fluido entra por esos puertos y fluye entre las placas, después sale por el lado opuesto. Al reverso de las placas, los puertos están bloqueados por una junta, de manera que el otro fluido no pueda entrar en ese lado de la placa. El arreglo de flujo más convencional es de 1 paso por 1 paso a contracorriente. En la figura 3.3 observamos la naturaleza que sigue el fluido a través del intercambiador de calor de placas, los fluidos caliente y frío fluyen en direcciones opuestas. Como mencionamos, el flujo es controlado por las juntas, mediante la variación de la posición de estas, el fluido puede ser canalizado a través de la placa o no pasar por esta y así crear una variedad de arreglos distintos.

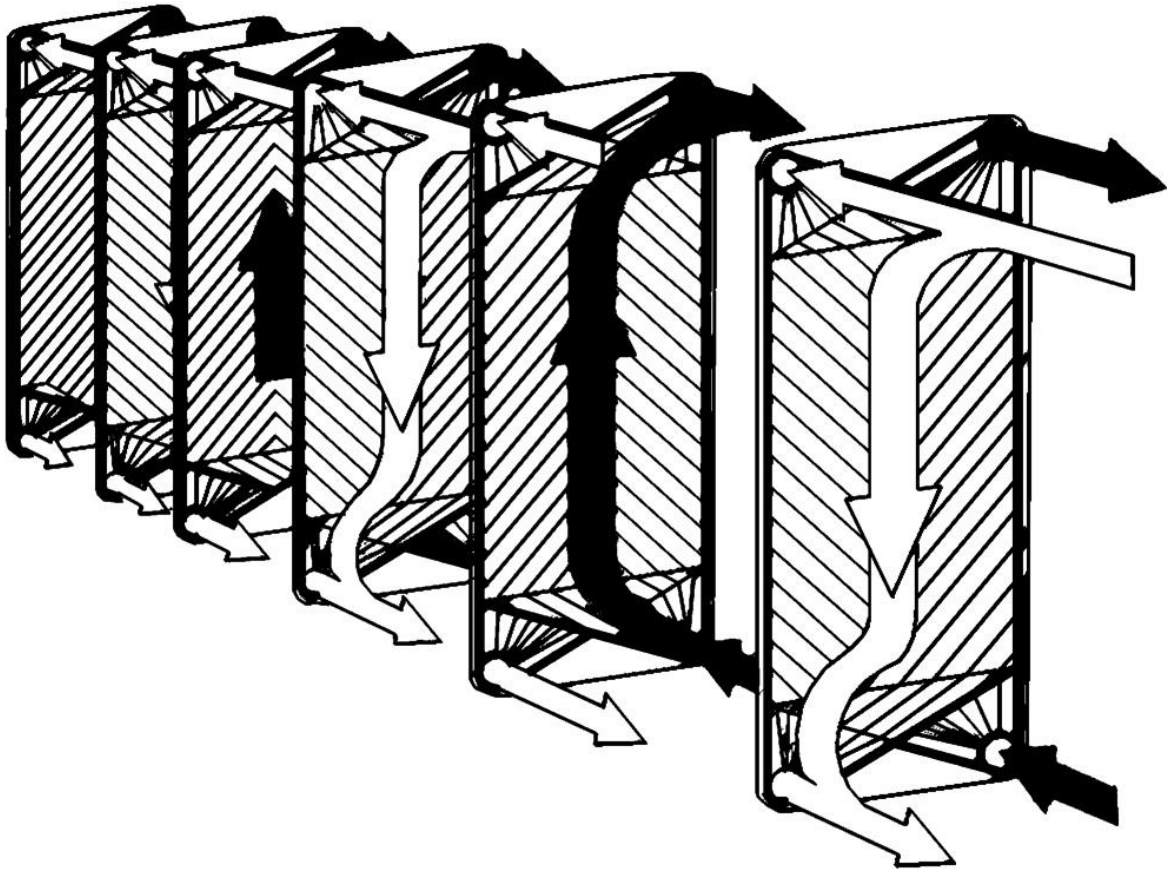


Figura 3.3. Dirección de los de los fluidos a través de las placas [12].

Capítulo 4. INTERCAMBIADOR DE TUBOS Y CORAZA

Los componentes principales de un intercambiador de tubos y coraza son: los tubos, deflectores, coraza, cabezal delantero, cabezal trasero y las boquillas. Los criterios de selección para una combinación adecuada de estos componentes dependen de las presiones de funcionamiento, temperaturas, tensiones térmicas, características de corrosión de los fluidos (para más información sobre la corrosión ir al apéndice A2), ensuciamiento, limpieza y costo. Dependiendo de la aplicación, se selecciona una combinación específica de variables geométricas [10].

Tubos

La transferencia de calor que se desea obtener en el intercambiador, tiene lugar a través de la superficie de los tubos, por lo tanto la selección de las variables geométricas de los tubos es importante. En la mayoría de las aplicaciones se utilizan tubos lisos, sin embargo, cuando se requiere de una mayor área superficial para compensar los bajos coeficientes de transferencia de calor en la coraza, se utilizan tubos aletados. Las aletas aumentan el área superficial de los tubos lisos de dos a tres veces y disminuyen el ensuciamiento.

Los tubos de menor diámetro producen coeficientes de transferencia de calor más altos y dan lugar a un intercambiador más compacto desde la perspectiva de transferencia de calor. No obstante, los tubos de mayor diámetro son más fáciles de limpiar y más resistentes. Para la limpieza mecánica, el tamaño práctico más pequeño es de 19,05 mm. Para la limpieza química, pueden utilizarse tamaños más pequeños siempre que los tubos nunca se tapen completamente [10].

El número de pasos por los tubos depende de la caída de presión disponible. Las velocidades más altas en el tubo resultan en coeficientes de transferencia de calor más altos, a expensas de una mayor caída de presión. Por lo tanto, si una caída de presión más alta es aceptable, es deseable tener menos tubos pero más largos. Los tubos largos se alojan en un intercambiador de coraza corto por múltiples pasos por los tubos. El número de pasos por los tubos varía generalmente de 1 a 10. El diseño estándar tiene uno, dos o cuatro pasos de tubo. Un número impar de pasadas es infrecuente y puede dar lugar a problemas mecánicos y térmicos en la fabricación y operación. El número de tubos en el intercambiador depende de los caudales del fluido y de la caída de presión disponible.

Paso y arreglo de tubos

La selección del paso por los tubos se establece entre un paso angosto (valores pequeños de pt/do) para que exista un aumento de la transferencia de calor del lado de la coraza y se tenga una superficie más compacta, y un paso amplio (grandes valores de pt/do) que implica una disminución en la caída de presión, las incrustaciones y facilita la limpieza del lado de la coraza [10].

Los arreglos de los tubos están diseñados para incluir el mayor número de tubos posible dentro de la coraza y para lograr la máxima área de transferencia de calor. Existen cuatro tipos de arreglos de tubos, que son: triangulares (30°), triangulares rotados (60°), cuadrados (90°) y cuadrados rotados (45°) (el ángulo de arreglo de los tubos está definido en relación con la dirección del flujo). Para pasos por los tubos y caudales idénticos, los arreglos de los tubos en orden decreciente del coeficiente de transferencia de calor y de caída de presión del lado de la coraza son: 30° , 45° , 60° y 90° .

Los arreglos de tubos de 90° y 45° se utilizan cuando es necesaria la limpieza mecánica en el lado de la coraza, para aplicaciones de ebullición (ya que proporciona vías de escape para el vapor). El arreglo de 30° es el más compacto, lo que resulta en una coraza más pequeña, por lo que se prefiere cuando la diferencia de presión de funcionamiento entre los dos fluidos es grande y cuando no se requiere

limpieza mecánica. El arreglo a 60° es ventajoso para aplicaciones de condensación que implican un intervalo ΔT bajo.

Deflectores

Los deflectores pueden clasificarse como de tipo longitudinal o transversal. Los deflectores longitudinales se utilizan para controlar la dirección general del flujo en la coraza. Los deflectores transversales se pueden clasificar como deflectores de placa o deflectores de rejilla.

Los deflectores de placa son empleados para sostener los tubos, dirigir el fluido en el haz de tubos en ángulos aproximadamente rectos con respecto a los tubos y para aumentar la turbulencia, y por lo tanto, el coeficiente de transferencia de calor del fluido de la coraza. No obstante, la sección de la ventana creada por los deflectores de placa, produce caídas de presión excesivas con una contribución insignificante a la transferencia de calor, además de que el flujo normal a los tubos en la zona de flujo cruzado puede causar problemas de vibración.

El tipo más común de deflector de rejilla es el de varilla, el cual es utilizado para sostener los tubos y aumentar la turbulencia (Figura 4.1), el flujo en los intercambiadores de calor que utilizan deflectores de varilla es paralelo a los tubos y por lo tanto las vibraciones provocadas por el flujo, son prácticamente eliminadas por el soporte que brindan a los tubos. La selección del tipo de deflector, separación y corte se determinan en gran escala por el caudal, la transferencia de calor requerida, la caída de presión permisible, el soporte del tubo y la vibración inducida por el flujo.

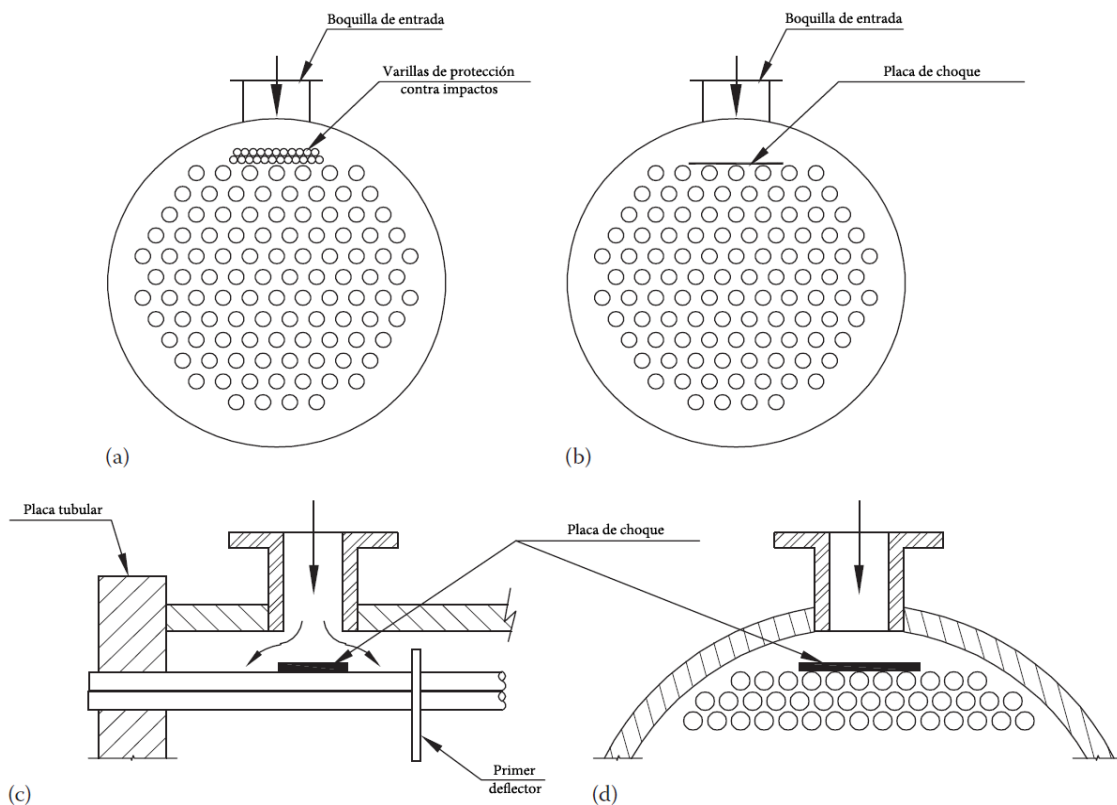


Figura 4.1. Deflectores de: a) varilla, b) choque, c) y d) impacto [10].

Corazas

Existen siete tipos de corazas, como lo clasifica el TEMA (1999), y se muestran en la Figura 4.2, las cuales son:

1. E un paso por la coraza
2. F dos pasos por la coraza con deflectores longitudinales
3. G flujo partido
4. H doble flujo partido
5. J flujo dividido
6. K hervidor tipo caldera
7. X flujo cruzado

La coraza tipo E es la más común debido a su bajo costo y relativa simplicidad, se utiliza para aplicaciones de fluido en una sola fase y para pequeños condensadores con bajos volúmenes de vapor. Múltiples pasos por el tubo aumentan el coeficiente de transferencia de calor h (si el correspondiente incremento Δp está dentro de los límites permitidos). Sin embargo, un arreglo de tubo de múltiple paso puede reducir la efectividad del intercambiador o el factor F comparado con el de un simple paso (debido a que algunos pasos del tubo están en flujo paralelo) si el incremento en h y NTU no compensan el efecto de flujo paralelo. Se pueden usar dos corazas tipo E en serie (en configuración de contraflujo total) para aumentar la eficacia ϵ del intercambiador.

Como alternativa, es deseable una disposición a contracorriente (alto ϵ) para un intercambiador de dos pasos por los tubos, lo que se consigue mediante el uso de una coraza tipo F que tiene un deflector longitudinal, dando lugar a dos pasos por la coraza. Rara vez se utiliza en la práctica, debido a la fuga de calor a través del deflector longitudinal y la fuga de flujo potencial que puede ocurrir si el área entre el deflector longitudinal y la coraza si no está sellada adecuadamente.

La coraza tipo F presenta problemas adicionales de fabricación y mantenimiento y es difícil de reemplazar el haz de tubos. La coraza tipo J de flujo dividido tiene dos entradas y una salida o una entrada y dos boquillas de salida (una sola boquilla en el punto medio de los tubos y dos boquillas cerca de los extremos del tubo). La coraza J tiene aproximadamente un octavo de la caída de presión de una coraza tipo E comparable y, por lo tanto, se utiliza para aplicaciones de baja presión como en un condensador en vacío. Para un fluido de condensación, se utiliza la coraza tipo J, con dos entradas para la fase gaseosa y una salida central para el condensado y los gases residuales.

La coraza tipo K se utiliza para vaporizar parcialmente el fluido en la coraza, como un re-hervidor de caldera en la industria de procesos y como un enfriador inundado (líquido caliente en los tubos) en la industria de refrigeración. Por lo general, consiste en un haz horizontal, de tubos en U colocados en una cubierta sobredimensionada. Es de uso común particularmente para aplicaciones de alta presión aunque es más costosa su fabricación.

La coraza tipo X tiene la caída de presión más baja en la coraza de todas las configuraciones que hay para los intercambiadores de tubo y coraza (excepto K). Por lo tanto, se utiliza para aplicaciones de calefacción y refrigeración de gas con o sin aletas en los tubos y para aplicaciones de condensación al vacío. También se utiliza para aplicaciones en donde existen grandes flujos en la coraza. No se utilizan deflectores transversales en la coraza tipo X, sin embargo, se utilizan placas de soporte para suprimir las vibraciones inducidas por el flujo.

El costo de la coraza es mucho mayor que el costo de los tubos, por lo tanto, al diseñar se intenta acomodar la superficie de transferencia de calor requerida en una sola coraza. Pueden hacerse tres o cuatro pasos por la coraza en una sola coraza utilizando los deflectores longitudinales. Los múltiples

pasos por la coraza con deflectores longitudinales reducirá el área de flujo por paso en comparación con una solo paso por la coraza en una sola coraza, dando como resultado una posible mayor caída de presión del lado de la coraza. Múltiples corazas en serie son utilizadas para una aplicación dada por las siguientes razones:

- Aumentan la eficacia ϵ , del intercambiador o reducen la superficie para el mismo ϵ . Para este último caso, una reducción subsiguiente en el costo de la tubería puede compensar el coste de una cubierta adicional y otros componentes.
- Para un intercambiador que requiere alta eficacia.

Cabezas frontales

Los tipos de cabezales frontales y traseros, clasificados por TEMA, se muestran en la Figura 4.2. El cabezal delantero se encuentra inmóvil, mientras que el cabezal trasero puede ser inmóvil o flotante, dependiendo de las tensiones térmicas permitidas entre los tubos y la coraza. Los principales criterios para la selección de los cabezales delanteros y traseros son: las tensiones térmicas, las presiones de funcionamiento, la limpieza, los peligros y el coste.

Los cabezales frontales son principalmente de dos tipos, de canales y de campana. Los cabezales de campana tipo B se moldean en una sola pieza y tiene una boquilla lateral o de entrada final. * Aunque el cabezal de campana es menos costosa, la inspección y el mantenimiento requieren romper las juntas de tubería y retirar la campana. Por lo tanto, el cabezal de campana se usa generalmente para limpiar los fluidos del lado del tubo. El cabezal de canal puede ser desmontable, como en el cabezal TEMA A, o puede estar integrado con la placa tubular, como en los cabezales TEMA C y N. Mientras que en la coraza se suelda en el cabezal TEMA N, se ensambla el cabezal TEMA C. En el cabezal TEMA N, no existe ninguna junta mecánica (todas las juntas son soldadas) entre el canal y la placa tubular y entre la placa tubular y la coraza, eliminando así las fugas entre la coraza y los tubos. El cabezal TEMA D tiene un cierre especial de alta presión y se utiliza para aplicaciones que incluyen dimensiones de 2100 kPa para el servicio de amoníaco y presiones más altas para otras aplicaciones.

Cabezales traseras

En un intercambiador de coraza y tubos, la coraza está a una temperatura diferente de la de los tubos debido a la transferencia de calor entre la coraza y los fluidos del tubo. Esto da como resultado una expansión térmica diferencial y tensiones entre la coraza, los tubos y la placa tubular. Si no se hacen las provisiones apropiadas, la coraza o los tubos pueden pandearse, o los tubos pueden ser separados o sacados de la placa tubular. Se predice una dilatación térmica diferencial en los cabezales traseros. Pueden clasificarse como cabezales traseros fijos o flotantes, dependiendo de si hay o no provisiones para la expansión térmica diferencial. Un tercer diseño más comúnmente utilizado que permite la expansión del tubo libremente es el intercambiador con tubos U que tienen los cabezales frontales y traseros fijos, se incluye en la categoría de cabezales traseros flotantes. Las características de diseño de los intercambiadores de coraza y tubos con varios cabezales traseros se resumen en la Figura 4.2.

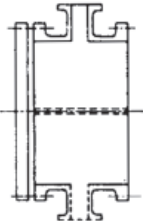
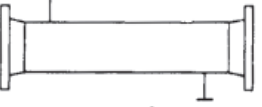
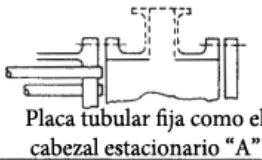
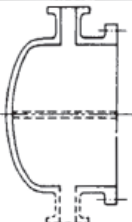
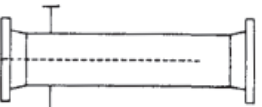
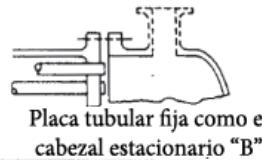
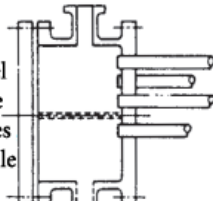

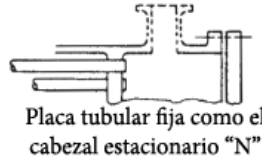
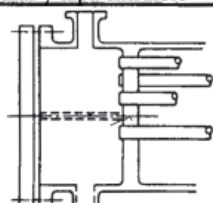

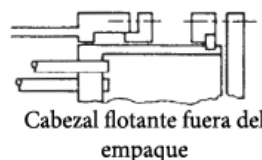
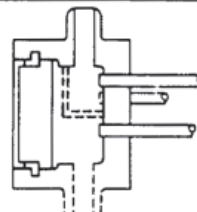


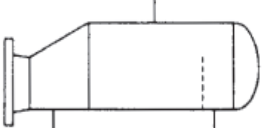
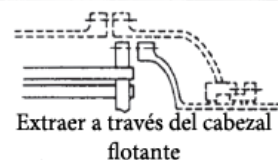
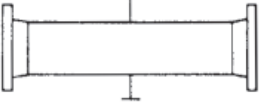
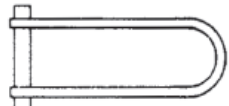
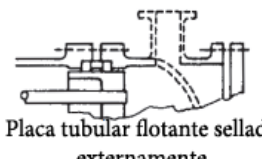
	Tipos de cabezales frontales estacionarios		Tipos de coraza		Tipos de cabezales traseros
A	 Canal y tapa extraíble	E	 Un paso por la coraza	L	 Placa tubular fija como el cabezal estacionario "A"
B	 Campana (tapa integrada)	F	 Dos pasos por la coraza con un deflector longitudinal	M	 Placa tubular fija como el cabezal estacionario "B"
C	 Solo el haz de tubos es extraíble Canal integrado con una placa tubular y tapa extraíble	G	 Flujo partido	N	 Placa tubular fija como el cabezal estacionario "N"
N	 Canal integrado con una placa tubular y tapa extraíble	H	 Doble flujo partido	P	 Cabezal flotante fuera del empaque
D	 Cierre especial de alta presión	J	 Flujo dividido	S	 Cabezal flotante con dispositivo de respaldo
		K	 Caldera tipo hervidor	T	 Extraer a través del cabezal flotante
		X	 Flujo cruzado	U	 Haz de tubos en U
				W	 Placa tubular flotante sellada externamente

Figura 4.2. Tipos de coraza y cabezales [10].

4.2 Patrón de flujo en la coraza

En un haz de tubos práctico, el flujo total de la coraza se distribuye en una serie de corrientes parciales distintas debido a las resistencias de flujo a través de las holguras de la pared de la coraza.

Este patrón de distribución de flujo se muestra esquemáticamente en la Figura 4.3. La Figura 4.3a muestra tres regiones de flujo sobre el haz de tubos, la Figura 4.3b muestra regiones de flujo paralelo y la Figura 4.3c muestra diferentes flujos a través del haz de tubos. Este modelo de flujo fue propuesto originalmente por Tinker y posteriormente modificado por Palen para un intercambiador con deflectores segmentados. A continuación se discuten diversas corrientes en orden de disminución de la eficacia térmica.

Corriente A: Es una corriente del tubo al deflector, que se forma a través del espacio entre los tubos y los orificios de los tubos en los deflectores (Figura 4.3c). Este flujo se crea por la diferencia de presión en los lados del deflector. Como los coeficientes de transferencia de calor son muy altos en los espacios anulares, esta corriente se considera completamente efectiva.

Corriente B: Se trata de una corriente de flujo cruzado a través de un haz de tubos. Esta corriente se considera totalmente eficaz tanto para la transferencia de calor como para la caída de presión.

Corriente C: Éste es un flujo de desviación del haz a la coraza a través de los espacios anulares entre el haz de tubos y la coraza. Fluye entre ventanas deflectoras sucesivas. Esta corriente es sólo parcialmente efectiva para la transferencia de calor cuando entra en contacto con los tubos cerca de la periferia del haz de tubos.

Corriente E: Es una corriente de fuga de la coraza al deflector a través del espacio libre entre el borde de un deflector y la coraza. Esta corriente es la menos eficaz para la transferencia de calor, particularmente en flujo laminar, porque puede no entrar en contacto con los tubos.

Corriente F: Se trata de una corriente de derivación del paso del tubo a través de pasos abiertos creados por carriles de partición de distribución de tubos (cuando se colocan en la dirección de la corriente de flujo transversal principal) en una unidad de paso múltiple. Esta corriente es menos eficaz que la corriente A porque entra en contacto con menos área de transferencia de calor por unidad de volumen, sin embargo, es ligeramente más eficaz que el flujo C.

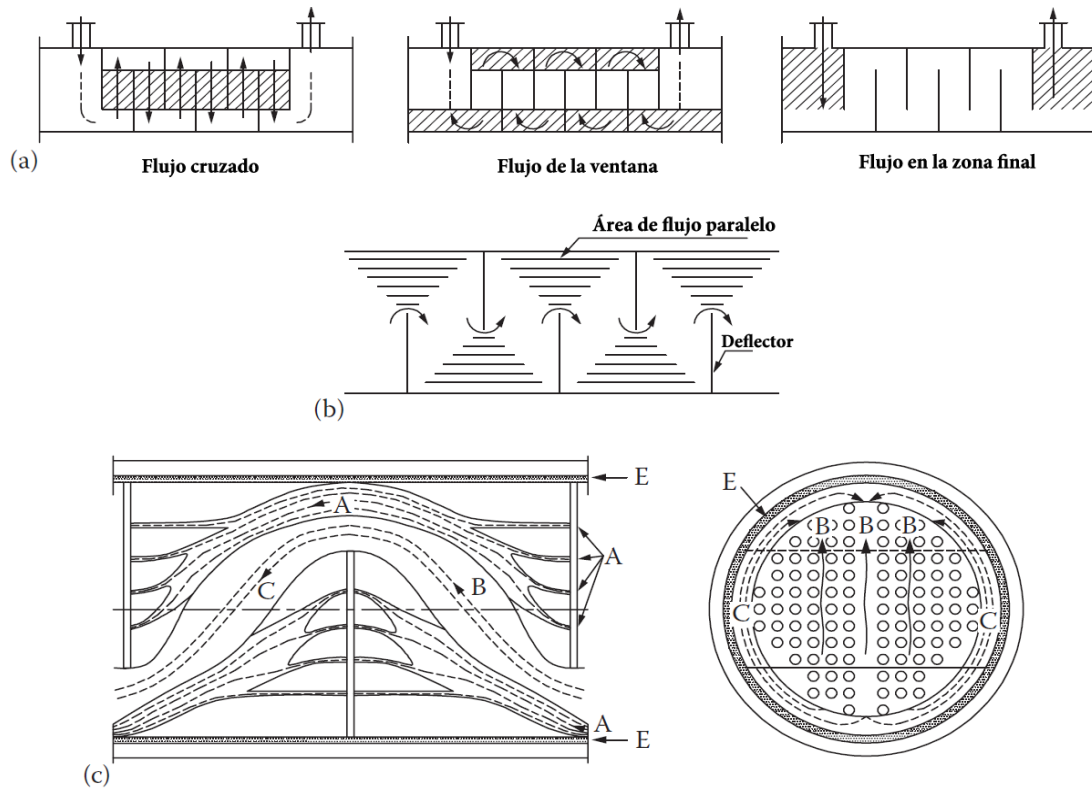


Figura 4.3. Distribución de flujo en la coraza [10]

Capítulo 5. METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA INTERCAMBIADORES DE TUBOS Y CORAZA

La metodología de cálculo para el diseño de intercambiadores de calor fue realizada con el método de la Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica (DTML). El flujo de calor \dot{Q} transferido de un fluido a otro a través de la superficie del intercambiador de calor es:

$$\dot{Q} = F \cdot A \cdot U \cdot \Delta T_{ml} \quad (5.1)$$

Donde:

\dot{Q} = Flujo térmico transferido [W]

F = Factor de corrección

A = Superficie de transferencia de calor [m^2]

U = Coeficiente global de transferencia de calor [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

ΔT_{ml} = Diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos [$^\circ C$]

La metodología general para el diseño de un intercambiador de calor puede descomponerse en las siguientes etapas:

- a) Dimensiones aproximadas del intercambiador de calor
- b) Evaluación de los parámetros geométricos
- c) Factores de corrección para la transferencia de calor y la caída de presión
- d) Coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión del fluido frío
- e) Coeficiente de transferencia de calor y la caída de presión del fluido caliente
- f) Evaluación del diseño, es decir, la comparación de los resultados con las especificaciones de diseño

El diseño aproximado implica llegar a un conjunto provisional de los parámetros del intercambiador de calor, y si el diseño es aceptado después de la evaluación, entonces este se convierte en el diseño final. Las etapas para llegar al diseño aproximados son las siguientes:

1. Calcular el coeficiente de transferencia de calor global
2. Calcular la transferencia de calor requerida
3. Calcular el área de transferencia de calor requerida
4. El diseño de la geometría

5.1 Estimación de la carga de calor

Los intercambiadores de calor suelen operar durante largos periodos de tiempo, sin cambios en sus condiciones de operación. Por ende, se pueden considerar como aparatos de flujo estacionario y de esta manera el gasto de masa de cada fluido permanece constante y las propiedades de los fluidos, como la temperatura y la velocidad, en cualquier entrada o salida, siguen siendo las mismas.

La primera ley de la termodinámica requiere que la velocidad de la transferencia de calor desde el fluido caliente sea igual a la transferencia de calor hacia el frío esto es:

$$\dot{Q} = M_h c_{p,h} (T_{h,i} - T_{h,o}) = M_c c_{p,c} (T_{c,i} - T_{c,o}) \quad (5.2)$$

Donde:

$c_{p,h}$ y $c_{p,f}$: son el calor específico de los fluidos caliente y frío respectivamente

$T_{h,i}$ y $T_{h,o}$: son las temperaturas de entrada y salida del fluido caliente

$T_{c,i}$ y $T_{c,o}$: son las temperaturas de entrada y salida del fluido frío

5.2 Diferencia de temperaturas media logarítmica

Para determinar la diferencia de temperatura media logarítmica (DTML), se utiliza la siguiente expresión:

$$DTML = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (5.3)$$

- Contraflujo

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,sal}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,ent}$$

- Flujo paralelo

$$\Delta T_1 = T_{h,ent} - T_{c,ent}$$

$$\Delta T_2 = T_{h,sal} - T_{c,sal}$$

El DTML representa el potencial de temperatura máxima para la transferencia de calor que se puede obtener en un intercambiador de calor a contraflujo. Por lo tanto, el área superficial requerida para afectar una carga de calor \dot{Q} de transferencia de calor dada es más pequeña. Por lo tanto, quedará descartado el flujo paralelo en esta metodología de cálculo.

Factor de corrección en la DTML: Los valores de F se pueden encontrar a partir de los gráficos de relaciones térmicas existentes en la literatura abierta, para una gran variedad de configuraciones de flujo del intercambiador de calor. Sin embargo, para los propósitos de estimación, un cálculo razonable se puede obtener sin la necesidad del uso de las tablas.

1. Para un solo paso de tubo, intercambiador de calor puramente a contracorriente, $F = 1.0$.
2. Para una sola coraza con cualquier número par de pasos del lado del tubo, F debe ser de entre 0.8 y 1.0.

5.3 Coeficiente global de transferencia de calor

El coeficiente global de transferencia de calor (U) se puede calcular a partir de los valores individuales de coeficiente de transferencia de calor en la coraza (h_s) y en los tubos (h_t), la resistencia de la pared (k_w), y la resistencia de ensuciamiento (R_{fo} y R_{fi}), utilizando la siguiente ecuación:

$$U_c = \frac{1}{\left[\frac{1}{h_s} + R_{fo} + \left(\frac{t_w}{k_w}\right)\left(\frac{A_o}{A_m}\right) + \left(R_{fi} + \frac{1}{h_t}\right)\frac{A_o}{A_i}\right]} \quad (5.4)$$

Para mayor información sobre el ensuciamiento, consultar el apéndice A1.

Donde t_w es el espesor de la pared y A_m es el área de transferencia de calor de la pared media efectiva, que se aproxima por la media aritmética, usando los radios exterior e interior, r_o y r_i :

$$A_m = \pi L(r_o + r_i) \quad (5.5)$$

Para un tubo simple

$$\frac{A_o}{A_i} \rightarrow \frac{r_o}{r_i}$$
$$\frac{A_o}{A_m} \rightarrow \frac{r_o}{r_o + r_i}$$

Cálculo de A_o : Una vez que se conocen Q, U, LMTD y F, el área total de transferencia de calor exterior A_o se encuentra fácilmente a partir de la siguiente ecuación:

$$A_o = \pi d L_{ta} N_t \quad (5.6)$$

El recuento de tubos N_t se puede describir en términos del paso del tubo, L_{tp} , por:

$$N_t = \frac{0.78 D_{ctl}^2}{C_1 L_{tp}^2} \quad (5.7)$$

Donde C_1 es la constante de arreglo del tubo dada por:

$C_1 = 0.81$	para	$\theta_{tp} = 30^\circ$
$C_1 = 1.0$	para	$\theta_{tp} = 45^\circ$ y 90°

5.4 Métodos de diseño

El flujo en la coraza sigue un patrón complejo y tiene un gran número de variables implicadas, lo que hace difícil predecir el coeficiente de transferencia de calor y las caídas de presión con una aproximación cercana a la real. En los métodos utilizados para el diseño de intercambiadores previos a 1960, no se tomó en consideración las corrientes de fuga y desviación.

Las predicciones confiables sólo pueden lograrse mediante un análisis completo de la contribución a la transferencia de calor y la caída de presión producida por los flujos individuales que se muestran en la Figura 8. Tinker publicó el primer método detallado de análisis de la corriente para predecir los coeficientes de transferencia de calor y la caída de presión en la coraza, los métodos posteriormente desarrollados se han basado en su modelo. Devore proporciona nomógrafos que facilitan la aplicación del método en cálculos manuales. Mueller simplificó aún más el método Devore.

El modelo de Tinker se ha utilizado como base para los métodos informáticos patentados desarrollados por Heat Transfer Research Incorporated [14]. Bell (1960, 1963) desarrolló un método semi-analítico basado en el trabajo realizado en el programa de investigación cooperativa sobre intercambiadores de coraza y tubos en la Universidad de Delaware. Su método toma en consideración las corrientes principales de desviación y fugas.

El método Kern no tiene en cuenta los flujos de desviación y fugas, es simple de aplicar y es lo suficientemente preciso para cálculos de diseño preliminar y para diseños donde la incertidumbre en otros parámetros de diseño es tal que no se justifica el uso de métodos más elaborados.

5.4.1 Método Kern

Los primeros intentos que se realizaron para proporcionar métodos para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y de la caída de presión en la coraza, fueron aquellas correlaciones desarrolladas con base a los datos experimentales para intercambiadores de calor típicos. Uno de estos métodos es el Kern, que fue un intento de correlacionar los datos para intercambiadores estándar por una simple ecuación análoga a las ecuaciones para el flujo en tubos. Sin embargo, este método está restringido a un corte del deflector fijo (25%) y no da una explicación adecuada para las fugas entre el deflector y la coraza, y del tubo al deflector. Este método da una predicción razonablemente satisfactoria del coeficiente de transferencia de calor para diseños estándar, por otra parte, la predicción de la caída de presión es menos satisfactoria, ya que la caída de presión se ve más afectada por el flujo de derivación y fugas que la transferencia de calor. No obstante, aunque la ecuación de Kern no es particularmente exacta, permite un cálculo simple y rápido de los coeficientes y de la caída de presión en la coraza, y ha sido utilizado con éxito desde su creación. [15]

Para el método Kern el diámetro equivalente de la coraza se calcula utilizando el área de flujo entre los tubos, tomados en la dirección axial (paralela a los tubos) y el perímetro húmedo de los tubos, como se observa en la Figura 5.1.

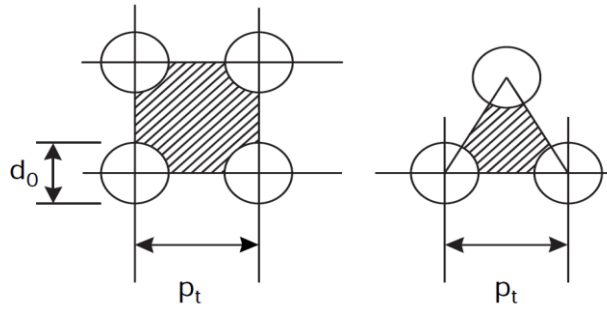


Figura 5.1. Diámetro equivalente, áreas de sección transversal y perímetros mojados [15].

Los factores j_h y j_f de la coraza para el uso en este método, se dan en las Figuras 5.2 y 5.3, para diversos cortes del deflector y disposiciones de tubos. Estas cifras se basan en los datos dados por Kern (1950) y por Ludwig (2001).

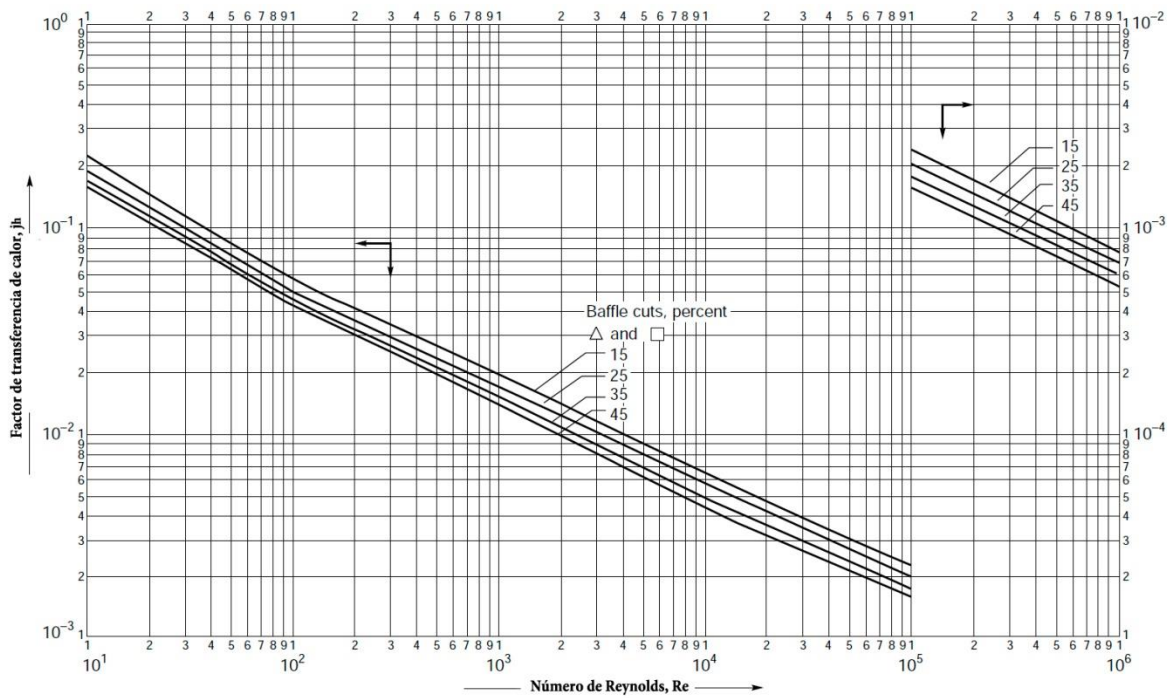


Figura 5.2. Factores de transferencia de calor [15].

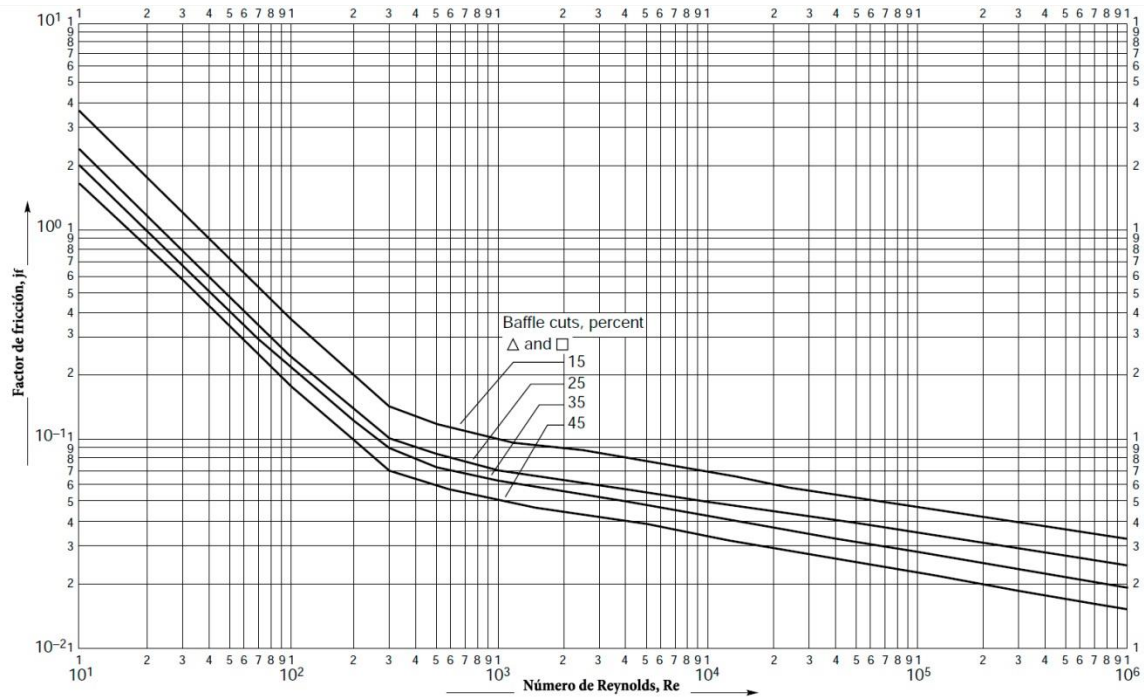


Figura 5.3. Factores de fricción [15].

La ecuación para determinar el coeficiente de transferencia de calor en la coraza, esta dada por:

$$Nu = \frac{h_s d_e}{k_f} = j_h Re Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5.8)$$

Donde:

d_e = diámetro equivalente

k_f = conductividad térmica del fluido

Y para determinar las caídas de presión en la coraza se utiliza la siguiente ecuación:

$$\Delta P_s = 8 j_f \left(\frac{D_s}{d_e} \right) \left(\frac{L}{l_B} \right) \frac{\rho u_s^2}{2} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{-0.14} \quad (5.9)$$

Donde

L = Longitud del tubo

l_B = Espaciamiento del deflector

u_s = Velocidad del fluido

5.4.2 Método Bell

El Departamento de Ingeniería Química de la Universidad de Delaware comenzó en 1947, un programa de investigación integral en el diseño de la coraza para intercambiadores de calor de tubos y coraza. Este proyecto se llamó Proyecto Delaware y estuvo bajo el patrocinio de ASME, con fondos de la Asociación de Fabricantes de Intercambiador tubular, el Instituto Americano del Petróleo, Andale Company, Downingtown Iron Works, Davis Ingeniería Co., la IE du Pont de Nemours and Company, y York Corporation [15], termino en 1963.

El primer informe se publicó en 1950 y el segundo informe, en 1958. En 1960 se publicó un método de diseño preliminar para intercambiadores de calor de coraza tipo E. En 1963, el informe final fue publicado.

El método se refiere a menudo como el método Bell-Delaware, luego de que uno de los investigadores principales en el proyecto fuera Kenneth J. Bell.

El método Delaware utiliza correlaciones empíricas para el coeficiente de transferencia de calor y de factor de fricción en el flujo perpendicular a los bancos de tubos, estas se denominan correlaciones de bancos de tubos ideales. En los intercambiadores de calor con deflectores, este tipo de flujo se aproxima en las regiones entre las puntas deflectoras. En las ventanas deflectoras sin embargo, el flujo es parcialmente paralelo a los tubos. Además, sólo una parte del fluido del lado de la coraza sigue la trayectoria de flujo principal, a través del intercambiador debido a la presencia de corrientes de fuga y de derivación en la coraza.

Este método dará predicciones más satisfactorias del coeficiente de transferencia de calor y de la caída de presión que el método de Kern y teniendo en cuenta los efectos de fuga y derivación, puede ser utilizado para investigar los efectos de las tolerancias de construcción y el uso de tiras de sellado.

Para determinar el coeficiente de transferencia de calor en el método Bell se utiliza la siguiente ecuación:

$$h_o = h_{ideal} J_c J_l J_b J_r J_s \quad (5.10)$$

Donde:

J_c = Factor de corrección para el flujo en la ventana del deflector

J_l = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector

J_b = Factor de corrección por efectos de desviaciones en el haz

J_r = Factor de corrección del flujo laminar

J_s = Factor de corrección para espaciamentos distintos en el deflector

$$h_{ideal} = \frac{j C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{Pr_s^{2/3}} \quad (5.11)$$

Las caídas de presión están dadas por la siguiente expresión:

$$\Delta P_f = [(n_b - 1) \Delta P_{ideal} R_b + n_b \Delta P_{w,ideal}] R_l + 2 \Delta P_{ideal} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_b R_s \quad (5.12)$$

5.4.3 Método Wills y Johnston

Este método considera un modelo simple de flujo y consiste de cinco corrientes: contraflujo, derivación a contraflujo, flujo en la ventana, fugas entre el deflector-coraza y fugas entre deflectores-tubos [14].

Wills y Johnston no recomiendan su método para $Re < 300$. Sin embargo para $100 < Re < 300$ sus datos indican que los peores errores se encuentran en el lado alto (seguro). Por lo tanto, el límite inferior razonable para utilizar este método es $Re = 100$.

La caída de presión total del lado de la coraza esta dada por:

$$\Delta P_0 = \psi[(n_b - 1)\Delta P_\gamma + \Delta P_{in} + \Delta P_{out}] + \Delta P_n \quad (5.13)$$

Donde:

ψ = Factor de corrección que depende del Re

n_b = Número de deflectores

ΔP_γ = Caída de presión en los espaciamientos centrales de los deflectores y ventanas

ΔP_{in} = Caída de presión en el espaciamiento del deflector de entrada

ΔP_{out} = Caída de presión en el espaciamiento del deflector de salida

ΔP_n = Caída de presión en las boquillas

5.5 Correlaciones de transferencia de calor para la coraza

Para determinar la mejor correlación de transferencia de calor que se utilizara en el software, se hizo una comparación entre datos experimentales y las mejores correlaciones disponibles en la literatura abierta, como muestra la figura 5.4.

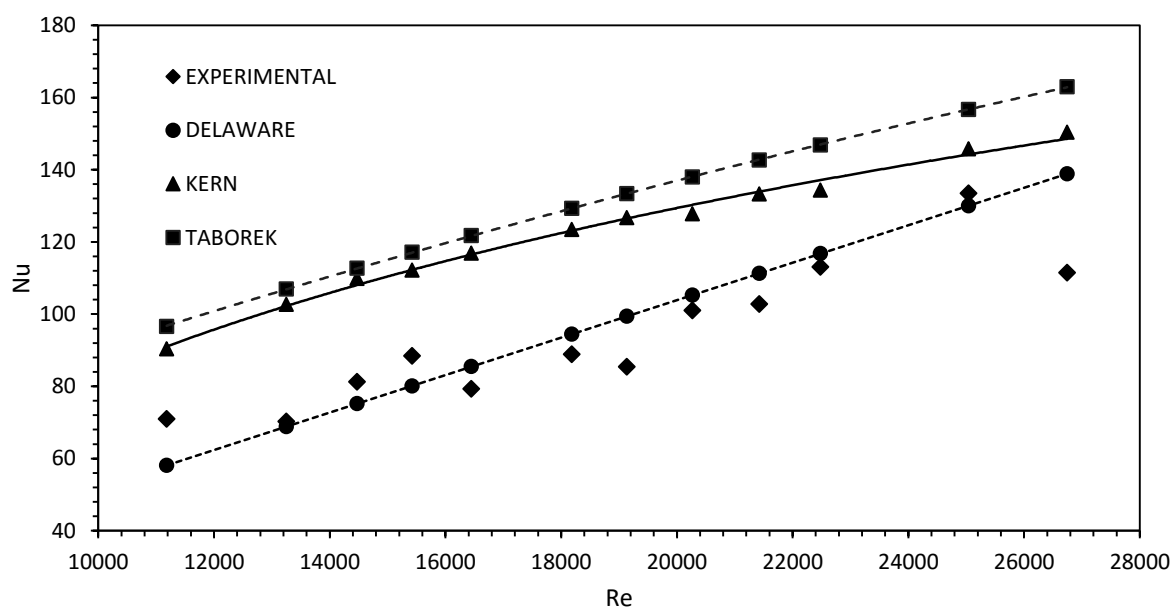


Figura 5.4. Comparación de datos experimentales y correlaciones de transferencia de calor en la coraza.

Los datos experimentales fueron obtenidos del estudio realizado por Ya-Ling He et al. [5], los cuales se compararon con las correlaciones de transferencia de calor obtenidos de los distintos métodos que se encuentran en la literatura abierta que son: Delaware [14], Kern [15] y Taborek [16]. Los resultados demuestran que la correlación que tiene una mejor aproximación al comportamiento experimental es la correlación Delaware, puesto que existe un mejor cálculo para determinar el área de flujo cruzado a lo largo de la línea central de flujo, además para la evaluación del coeficiente de transferencia de calor considera distintos factores de corrección, tales como: los efectos de derivación, fugas y flujos en los espaciamientos. Por otra parte, la correlación de Kern se basa en un método gráfico ya que requiere la búsqueda de factores de transferencia de calor por medio de graficas lo que puede llegar

a producir errores en los cálculos si no se tiene el debido cuidado. Y por último la correlación de Taborek no considera factores de corrección para el cálculo de la transferencia de calor, por lo cual en la gráfica de la figura 5.4 se observa como sobre estima los valores.

5.6 Caídas de presión en la coraza

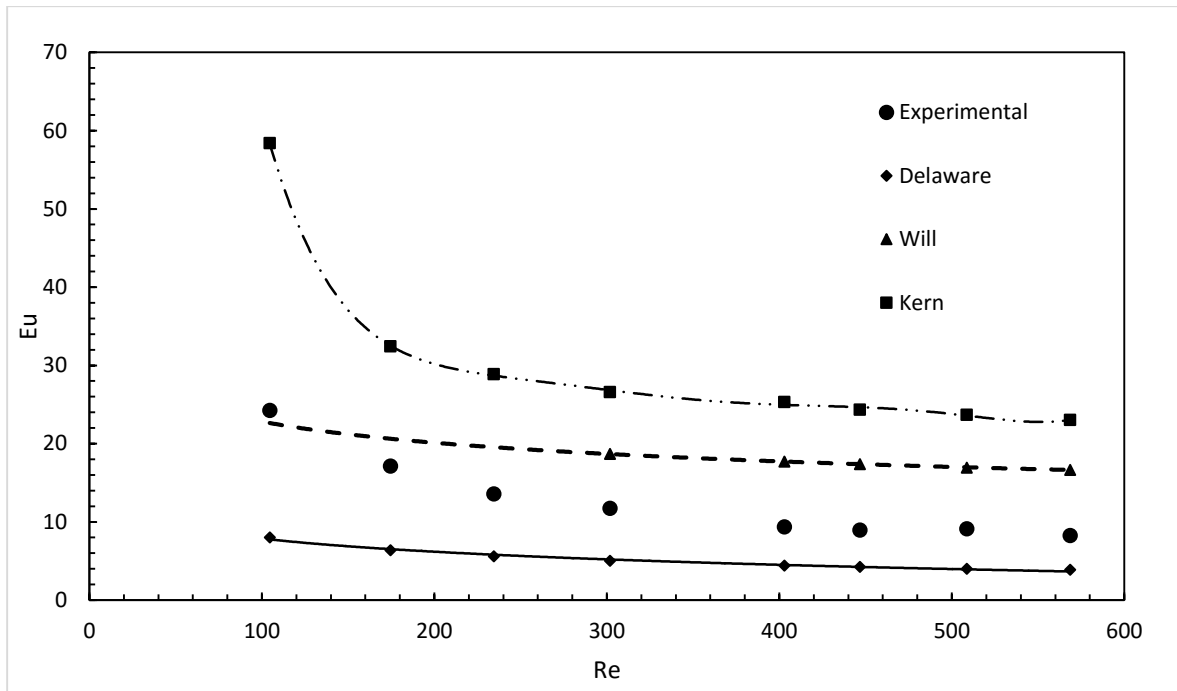


Figura 5.5. Comparación de los datos experimentales y caídas de presión en la coraza.

Al igual que en las correlaciones de transferencia de calor, se compararon los datos experimentales del estudio realizado por Ya-Ling He et al. [5], con tres diferentes métodos para la obtención de las caídas de presión, dichos métodos son: Delaware [14], Kern [15] y Wills & Johnston [14]. Dicha equiparación indica que el método Delaware es el que tiene la mejor aproximación al comportamiento experimental (Figura 5.5), ya que no sobre estima los valores, además considera una amplia gama de números de Reynolds, mientras que por ejemplo, el método Will and Johnston no, puesto que se incrementan los errores para $Re < 300$ y el límite razonable para utilizar este método es $Re = 100$. Además el método de Will and Johnston requiere de iterar para arreglos de tubos triangulares y cuenta dos factores de corrección uno para $Re < 1000$ y el otro para $Re \geq 1000$, mientras que el método Delaware cuenta con rangos de Reynolds más pequeños para determinar los factores de corrección, lo que significa que los valores de caída de presión se van ajustando a determinados números de Reynolds y por tanto tienen una mejor aproximación. Por último el método Kern se basa en un método gráfico para calcular los factores de corrección lo cual puede provocar errores si no se tiene el debido cuidado.

5.7 Parámetros de diseño para un intercambiador de calor de tubos y coraza

El método de Bell-Delaware supone que se especifican el caudal y las temperaturas de entrada y salida (también presiones para un gas o vapor) del fluido del lado de la coraza y que la densidad, viscosidad, conductividad térmica y calor específico del fluido del lado de la coraza sean conocidos. El método también supone que se conoce como mínimo los siguientes datos de geometría de la coraza:

Diámetro exterior del tubo, d

Patrón de diseño del tubo, θ_p

Diámetro interior de la coraza, D_s

Diámetro OTL del banco de tubos, D_{otl}

Longitud efectiva del tubo (entre placas tubulares), L_{ti}

Corte del deflector, B_c , como un porcentaje de D_s

Separación del deflector central, L_{bc} (también la separación de entrada y salida deflector, L_{bi} y L_{bo} , si es diferente de L_{bc})

Número de bandas de sellado por lado, N_{ss}

A partir de esta información geométrica, todos los parámetros geométricos restantes que pertenecen al lado de la coraza pueden calcularse o estimarse, asumiendo que los estándares de TEMA se cumplen con respecto a diversos detalles constructivos de la cáscara.

5.7.1 Parámetros de diseño de la coraza

Haz al claro de la coraza, L_{bb} : Se selecciona un haz de tubos adecuado sobre la base de los requisitos del usuario y se calcula del haz al claro de la coraza con base en la siguiente ecuación:

$$L_{bb} = 12.0 + 0.005D_s(\text{mm}) \quad (5.14)$$

Diámetro del haz de tubos (D_{ctl})

$$D_{otl} = D_s - L_{bb} \quad (5.15)$$

$$D_{otl} = D_{ctl} + d \quad (5.16)$$

Longitud de la coraza: Se toma como la longitud nominal total del tubo, L_{to} , dada por:

$$L_{to} = L_{ta} + 2L_{ts} \quad (5.17)$$

donde L_{ts} es el grosor de la placa tubular. Su valor puede ser asumido inicialmente como 1 pulg. (25.4 mm) para propósitos de cálculo.

Espaciamiento central del deflector, L_{bc} : El número de deflectores N_b es necesario para el cálculo del número total de pasos cruzados y giros de las ventanas. Se expresa como:

$$N_b = \frac{L_{ti}}{L_{bc}} - 1 \quad (5.18)$$

donde L_{ti} y L_{bc} son la longitud del tubo y la separación del deflector central, respectivamente. La longitud del tubo L_{ti} se define en la Figura 9. Inicialmente se asume un espaciamiento uniforme del deflector (L_{bc}), igual al diámetro de la coraza, D_s . Para determinar L_{ti} , debemos conocer el grosor de la placa tubular. Si no se dispone de dibujos, el espesor de la placa tubular, L_{ts} , se puede estimar aproximadamente como $L_{ts} = 0.1D_s$ con límite $L_{ts} = 25$ mm. De lo contrario asumir el mínimo espesor de la placa tubular como se especifica en TEMA. Para todos los tipos de haz excepto tubo-U, $L_{ti} = L_{to} - L_{ts}$, mientras que para los haces de tubo-U, L_{to} es la longitud nominal del tubo. El número de deflectores se redondea al valor entero inferior, y el espaciamiento central exacto se calcula como:

$$L_{bc} = \frac{L_{ta}}{N_b + 1} \quad (5.19)$$

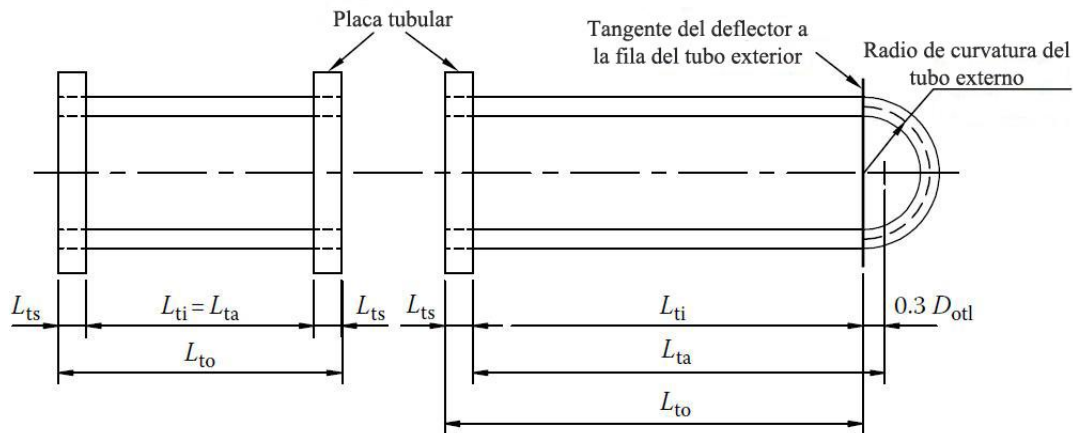


Figura 5.6. Definición de la longitud de los tubos en un intercambiador de coraza y tubos [10].

Cálculos auxiliares

1. Cálculos de la ventana deflectora segmentada. La Figura X muestra la geometría del deflector segmentario básico en relación con el campo del tubo. Calcular el centriángulo del corte del deflector θ_{ds} , y centriángulo superior del corte del deflector, θ_{ctl} . El centriángulo del corte del deflector θ_{ds} , es el ángulo subtendido en el centro por la intersección del corte deflector y la pared interior de la envoltura como se muestra en la Figura 10 y esta expresada como:

$$\theta_{ds} = 2 \cos^{-1} \left(1 - \frac{2B_c}{100} \right) \quad (5.20)$$

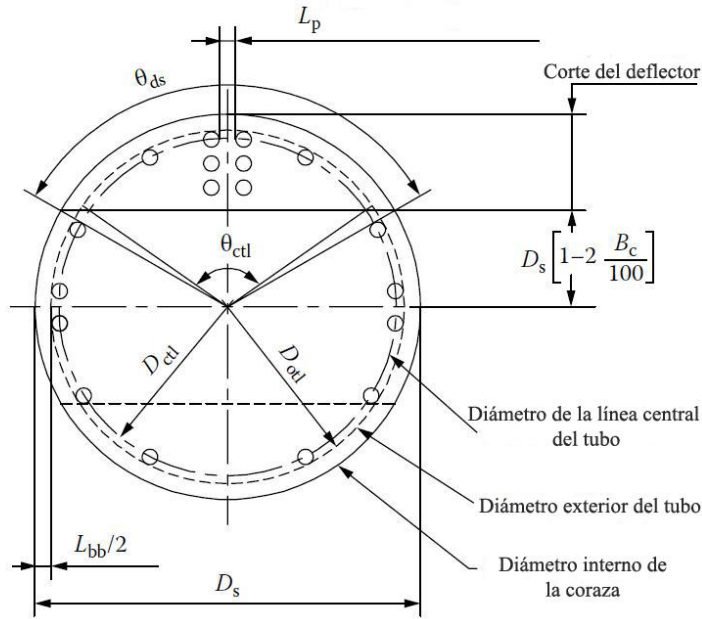


Figura 5.7. Geometría básica del deflector segmentado [10].

2. Área de flujo cruzado del lado de la coraza

$$S_m = L_{bc} \left[L_{bb} + \frac{D_{ctl}}{L_{tp,eff}} (L_{tp} - d) \right] \quad (5.21)$$

Donde:

$$L_{bb} = D_s - D_{otl}$$

$$D_{ctl} = D_{otl} - d$$

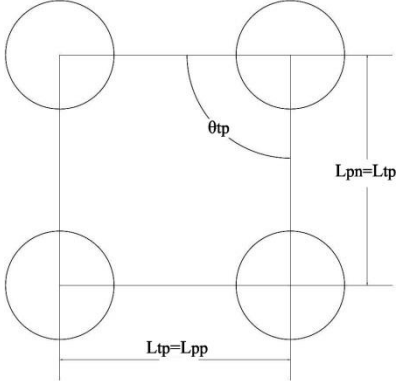
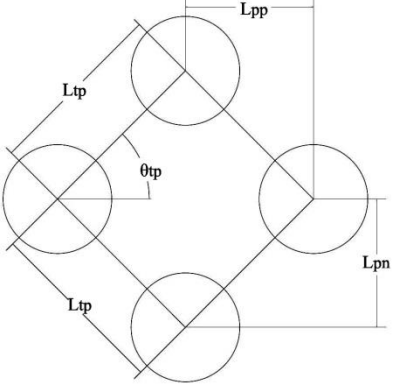
$$L_{tp,eff} = L_{tp} \text{ para diseños de } 30^\circ \text{ y } 90^\circ$$

$$L_{tp,eff} = 0.707L_{tp} \text{ para arreglos de } 45^\circ$$

$$L_{tp} = \text{paso del tubo}$$

Tabla 5.1. Parámetros básicos de los arreglos de tubos

Flujo cruzado	θ_{tp}	L_{pn}	L_{pp}
	30°	$0.5L_{tp}$	$0.866L_{tp}$

	90°	L_{tp}	L_{tp}
	45°	$0.707L_{tp}$	$0.707L_{tp}$

3. Áreas de flujo en las ventanas de los deflectores. El área de flujo sin tubos en la ventana S_{wg} está dada por:

$$S_{wg} = \frac{\pi}{4} D_s^2 \left(\frac{\theta_{ds}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ds}}{2\pi} \right) \quad (5.22)$$

A partir de los cálculos del centriángulo y área de flujo en la ventana sin tubos, calcular la fracción de tubos en la ventana del deflector F_w , y en flujo cruzado puro, F_c , entre las puntas del corte del deflector como se indica en la figura X por la distancia $D_s [1 - 2 (B_c/100)]$:

$$F_c = 1 - 2F_w \quad (5.23)$$

Donde F_w es la fracción de número de tubos en la ventana del deflector y se expresa como:

$$F_w = \frac{\theta_{ctl}}{2\pi} - \frac{\sin \theta_{ctl}}{2\pi} \quad (5.24)$$

4. Diámetro hidráulico equivalente de una ventana deflectora segmentada D_w . El diámetro hidráulico equivalente de una ventana deflectora segmentada D_w , sólo se requiere para cálculos de caída de presión en flujo laminar es decir: $Re < 100$. Se calcula por definición clásica de diámetro hidráulico, es decir, cuatro veces el área de flujo transversal de ventana S_w Dividido por la longitud de la periferia en contacto con el flujo. Esto se expresa en la siguiente ecuación:

$$D_w = \frac{4S_w}{\pi d N_{tw} + \pi D_s \theta_{ds}/2\pi} \quad (5.25)$$

5. Número de filas de tubos efectivas en flujo cruzado, N_{tcc} y ventana deflectora N_{tew} . El número de filas de tubos efectivas cruzadas en una sección de flujo cruzado, es decir, entre las puntas de deflector, se expresa como N_{tcc} :

$$N_{tcc} = -\frac{D_s}{L_{pp}} \left(1 - \frac{2B_C}{100} \right) \quad (5.26)$$

donde L_{pp} es la distancia efectiva de la fila del tubo en la dirección del flujo que se da en la Tabla X. El número efectivo de filas de tubos cruzadas en la ventana deflectora N_{tcw} , está dado por:

$$N_{tcw} = \frac{0.8}{L_{pp}} \left[\frac{D_s B_C}{100} - \frac{D_s - D_{ctl}}{2} \right] \quad (5.27)$$

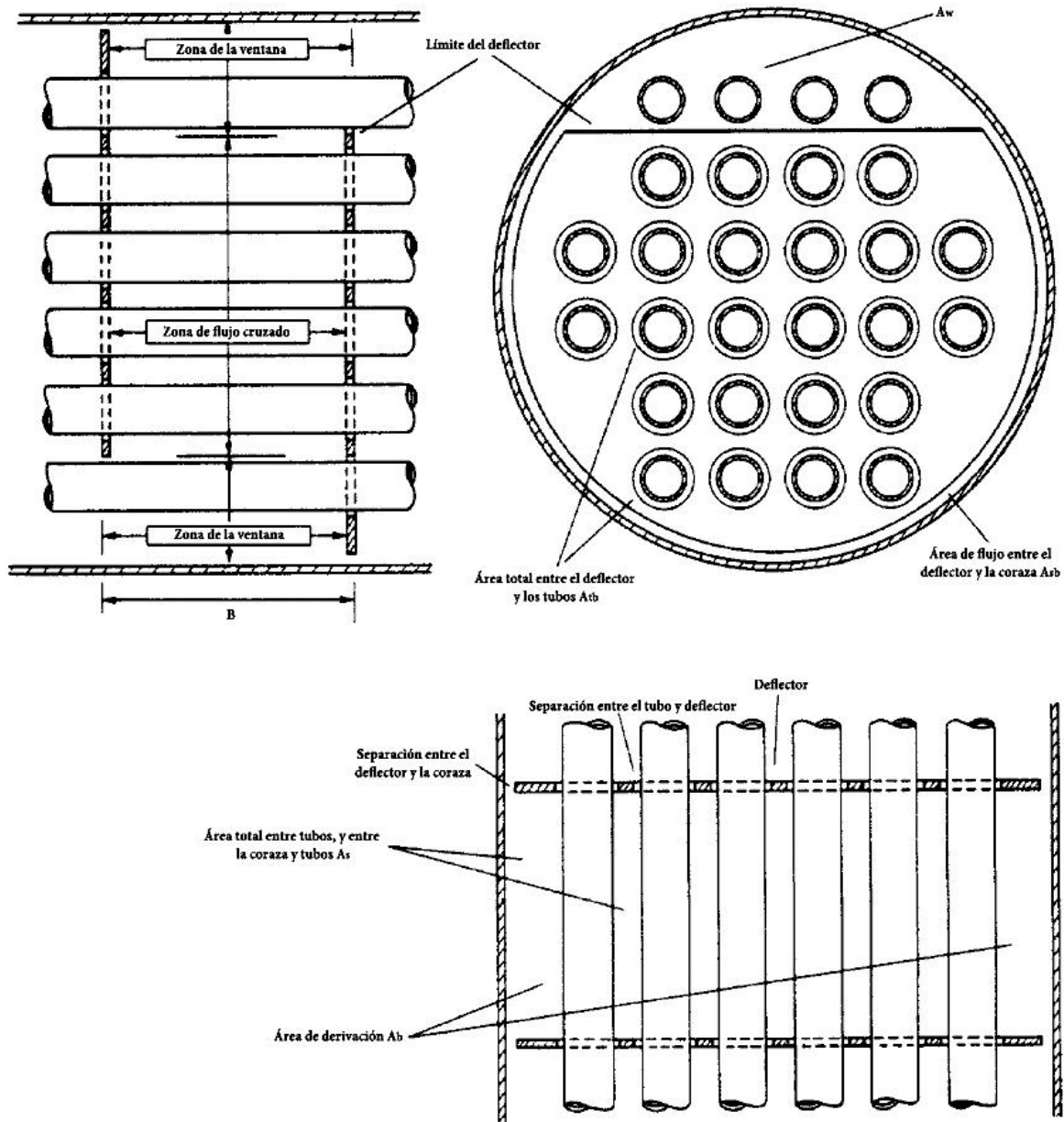


Figura 5.8. Áreas y zonas relevantes en un intercambiador de coraza y tubos [15].

5.8 Coeficiente de transferencia de calor y caídas de presión en la coraza

El método de Delaware utiliza correlaciones empíricas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor así como para el de factor de fricción, en flujos perpendiculares a los bancos de tubos, estos se denominan correlaciones de bancos de tubos ideales. En los intercambiadores de calor con deflectores, este tipo de flujo se aproxima en las regiones entre las puntas deflectoras. Sin embargo, en las ventanas del deflector, el flujo es parcialmente paralelo a los tubos. Además, sólo una parte del fluido del lado de la coraza sigue la trayectoria de flujo principal a través del intercambiador, debido a la presencia de fugas y corrientes de derivación en la coraza.

Estas desviaciones de las condiciones de un banco de tubos ideales se explican por un conjunto de factores de corrección empíricas para la transferencia de calor y caída de presión. Los factores de corrección para las fugas y corrientes de derivación están correlacionados en términos de las áreas de flujo para las corrientes de fuga, derivación y flujo transversal principal.

5.8.1 Coeficiente de transferencia de calor

El coeficiente de transferencia de calor para un banco de tubos ideal se denomina h_{ideal} . El coeficiente de transferencia de calor en la coraza, h_o , se obtiene al multiplicar h_{ideal} por un conjunto de factores de corrección, esto es:

$$h_o = h_{ideal} J_c J_l J_b J_r J_s \quad (5.28)$$

J_c = Factor de corrección para el flujo en la ventana del deflector

J_l = Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector

J_b = Factor de corrección por efectos de desviaciones en el haz

J_r = Factor de corrección del flujo laminar

J_s = Factor de corrección para espaciamientos distintos en el deflector

El factor J_c explica la transferencia de calor en las ventanas deflectoras. Tiene un valor de 1.0 para los intercambiadores sin tubos en las ventanas. Para otros intercambiadores, oscila desde aproximadamente 0.65 para cortes del deflector muy grandes, hasta aproximadamente 1.15 para cortes del deflector pequeños. Para intercambiadores con un buen diseño, el valor de J_c es generalmente cercano a 1.0

El factor de corrección J_l considera tanto las corrientes de fuga que van del tubo al deflector como las de la coraza al deflector. Estas corrientes fluyen desde un espacio en el deflector al siguiente, a través de los huecos entre los tubos y el deflector y el espacio entre la coraza y el deflector. La corriente de fuga que transcurre del deflector a la coraza es la más perjudicial para la transferencia de calor, ya que fluye fuera del haz de tubos, cerca de la pared de la coraza y no entra en contacto con ninguno de los tubos. Por lo tanto, J_l disminuye a medida que aumenta la fracción de fuga que transcurre del deflector a la coraza. La gama práctica de J_l es de aproximadamente 0.2 a 1.0, siendo los valores de 0.7 a 0.8 los característicos. Para un intercambiador con un buen diseño, J_l no debe ser menor que aproximadamente 0.6, valores más pequeños indican la necesidad de cambios de diseño para disminuir el tamaño de las corrientes de fuga, por ejemplo, aumentando el espaciamiento de los deflectores.

La corriente de desviación del haz es la que fluye alrededor de la periferia del haz de tubos desde una ventana deflectora hasta la siguiente en el espacio entre los tubos más exteriores y la coraza. Está representado por el factor J_b , que típicamente tiene valores en el intervalo de 0.7 a 0.9. Valores más bajos indican la necesidad de añadir tiras de sellado, que obligan a la corriente de derivación de vuelta al haz de tubos.

El espaciamiento de los deflectores en las secciones de entrada y salida es a menudo mayor que en el resto del intercambiador para acomodar las boquillas y, en el caso de los intercambiadores de tubos en U, las curvas de retorno. La disminución resultante en la tasa de transferencia de calor se explica por el factor J_s , que suele estar en el rango de 0.85 a 1.0. Si el espaciamiento del deflector es el mismo en todo el intercambiador, J_s tiene un valor de 1.0.

El factor J_r explica la disminución del coeficiente de transferencia de calor debido al flujo laminar. El rango de J_r es de aproximadamente 0.4 a 1.0, y es igual a 1.0 para $Re \geq 100$.

Para los intercambiadores de calor con un buen diseño, el producto de todos los factores de corrección no debe ser inferior a aproximadamente 0.5 [10]. Un valor menor obtenido durante el proceso de diseño indica la necesidad de modificaciones de diseño apropiadas.

Para calcular el coeficiente de transferencia de calor en la coraza, primero se tiene que evaluar los siguientes términos:

Velocidad de masa

$$G_s = \frac{M_s}{S_m} \left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right] \quad (5.29)$$

Número de Reynolds

$$Re_s = \frac{dG_s}{\mu_s} \quad (5.30)$$

Número de Prandtl

$$Pr_s = \frac{\mu_s C_{ps}}{k_s} \quad (5.31)$$

Coefficiente de transferencia de calor ideal

$$h_i = \frac{j C_{ps} G_s (\phi_s)^n}{Pr_s^{2/3}} \quad (5.32)$$

Factor Colburn para la transferencia de calor

$$j = a_1 \left(\frac{1.33}{Pr/D_0} \right)^a (Re)^{a_2} \quad (5.33)$$

Factor de fricción

$$f = b_1 \left(\frac{1.33}{Pr/D_0} \right)^b (Re)^{b_2} \quad (5.34)$$

Las constantes utilizadas para el cálculo del factor de Colburn y el factor de fricción están dadas en la tabla 5.2

$$a = \frac{a_3}{1 + 0.14(Re)^{a_4}} \quad (5.35)$$

$$b = \frac{b_3}{1 + 0.14(Re)^{b_4}} \quad (5.36)$$

Tabla 5.2. Constantes utilizadas para el cálculo del factor de Colburn y el factor de fricción [].

Arreglo angular	Número de Reynolds	a_1	a_2	a_3	a_4	b_1	b_2	b_3	b_4
30°	10 ⁵ -10 ⁴	0.321	-0.388	1.450	0.519	0.372	-0.123	7.00	0.500
	10 ⁴ -10 ³	0.321	-0.388			0.486	-0.152		
	10 ³ -10 ²	0.593	-0.477			4.570	-0.476		
	10 ² -10	1.360	-0.657			45.10	-0.973		
	<10	1.400	-0.667			48.00	-1.000		
45°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.396	1.930	0.500	0.303	-0.123	6.59	0.520
	10 ⁴ -10 ³	0.370	-0.396			0.333	-0.136		
	10 ³ -10 ²	0.730	-0.500			3.500	-0.476		
	10 ² -10	0.498	-0.656			26.20	-0.913		
	<10	1.550	-0.667			32.00	-1.000		
90°	10 ⁵ -10 ⁴	0.370	-0.395	1.187	0.370	0.391	-0.148	6.30	0.378
	10 ⁴ -10 ³	0.107	-0.266			0.0815	-0.220		
	10 ³ -10 ²	0.408	-0.460			6.090	-0.602		
	10 ² -10	0.900	-0.631			32.10	-0.963		
	<10	0.970	-0.667			35.00	-1.000		

El término $(\phi_s)^n$ es el factor de corrección de la viscosidad que representa el gradiente de viscosidad en la pared del tubo (μ_w), en comparación con la viscosidad a la temperatura media de la carga (μ_s) del fluido y está dado por:

$$(\phi_s)^n = \left(\frac{\mu_s}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (5.37)$$

El término ϕ_s es mayor que 1 si el fluido del lado de la carcasa se calienta y menor a 1 si se enfría. Con el fin de determinar μ_w , es esencial determinar T_w , que se calcula usando los valores aproximados de h_t y h_s como se muestra a continuación:

$$T_w = T_{t,av} + \frac{T_{s,av} - T_{t,av}}{1 + h_t/h_s} \quad (5.38)$$

Donde $T_{s,av}$ y $T_{t,av}$ denotan las temperaturas medias de la coraza y tubos respectivamente, ambos son la media aritmética de las temperaturas de entrada y salida de fluido en el lado de la coraza y del lado del tubo. El método de cálculo para la temperatura media del fluido del lado de la coraza y el lado del tubo y la temperatura media en la pared se muestran gráficamente en la Figura 5.9.

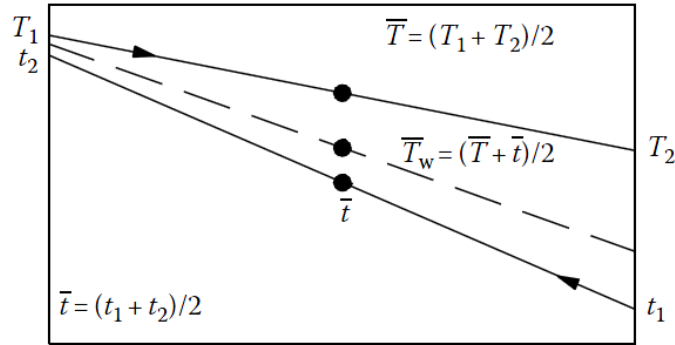


Figura 5.9. Método de cálculo para las temperaturas medias de los fluidos [1].

5.8.2 Correlaciones para los factores de corrección

Factor de corrección para el flujo en la ventana del deflector

El factor de corrección J_c expresa el efecto sobre la transferencia de calor del flujo en las ventanas del deflector. Depende del número de tubos en las ventanas frente al número de tubos en flujo cruzado entre las puntas deflectoras, que está determinado por el corte del deflector, B_c , y la relación diametral D_s/D_{ctl} . El factor de corrección está correlacionado en términos de un único parámetro, F_c , que es la fracción de tubos en flujo cruzado entre las puntas del deflector. Para el rango práctico de cortes de deflectores (15-45%), la correlación está bien representada por una relación lineal:

$$J_c = 0.55 + 0.72F_c \quad (5.39)$$

Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector

Los factores de corrección J_l y R_l expresan los efectos de las corrientes de fuga que atraviesan del tubo al deflector y de la coraza al deflector y que influyen en la transferencia de calor y la caída de presión, respectivamente. Ambos factores están correlacionados en términos de las siguientes relaciones de área:

$$r_s = \frac{S_{sb}}{S_{sb} + S_{tb}} \quad (5.40)$$

$$r_l = \frac{S_{sb} + S_{tb}}{S_m} \quad (5.41)$$

Las correlaciones son aproximadas por las siguientes ecuaciones:

$$J_l = 0.44(1 - r_s) + [1 - 0.44(1 - r_s)]\exp(-2.2r_l) \quad (5.42)$$

$$R_l = \exp(-1.33(1 + r_s)(r_l)^p) \quad (5.43)$$

donde

$$p = 0.8 - 0.15(1 + r_s) \quad (5.44)$$

Factor de corrección por efectos de desviaciones en el haz

Los factores de corrección J_b y R_b expresan los efectos del flujo de derivación del haz sobre la transferencia de calor y la caída de presión, respectivamente. Ambos factores dependen de la relación, S_b/S_m , del área de flujo de derivación al área de flujo cruzado, y del número de pares de tiras de sellado. Este último entra en la correlación como la razón, r_{ss} :

$$r_{ss} = \frac{N_{ss}}{N_c} \quad (5.45)$$

Donde

N_{ss} = Número de pares de tira de sellado

N_c = Número de filas de tubos cruzados entre las puntas del deflector

Las correlaciones pueden expresarse en términos de las siguientes ecuaciones

$$\begin{aligned} J_b &= \exp[-C_J(S_b/S_m)(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})] && \text{para } r_{ss} < 0.5 \\ J_b &= 1.0 && \text{para } r_{ss} \geq 0.5 \end{aligned} \quad (5.46)$$

donde

$$\begin{aligned} C_J &= 1.35 && \text{for } Re < 0.5 \\ C_J &= 1.25 && \text{for } Re \geq 0.5 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_b &= \exp[-C_R(S_b/S_m)(1 - \sqrt[3]{2r_{ss}})] && \text{para } r_{ss} < 0.5 \\ R_b &= 1.0 && \text{para } r_{ss} \geq 0.5 \end{aligned} \quad (5.47)$$

donde

$$\begin{aligned} C_R &= 4.5 && \text{for } Re < 100 \\ C_R &= 3.7 && \text{for } Re \geq 100 \end{aligned}$$

Factor de corrección para espaciamentos distintos en el deflector

Los factores de corrección J_s y R_s dependen del espaciamiento de entrada del deflector, B_{in} , del espaciamiento del deflector a la salida, B_{out} , del espaciamiento del deflector central, B , y del número de deflectores, n_b . Este factor es calculado a partir de las siguientes ecuaciones:

$$J_s = \frac{(n_b - 1) + (B_{in}/B)^{(1-n_1)} + (B_{out}/B)^{(1-n_1)}}{(n_b - 1) + (B_{in}/B) + (B_{out}/B)} \quad (5.48)$$

donde

$$\begin{aligned} n_1 &= 0.6 && \text{for } Re \geq 100 \\ n_1 &= 1/3 && \text{for } Re < 100 \end{aligned}$$

$$R_s = 0.5[(B/B_{in})^{(2-n_2)} + (B/B_{out})^{(2-n_2)}] \quad (5.49)$$

Donde

$$n_2 = 0.2 \quad \text{for } Re \geq 100$$

$$n_2 = 1.0 \quad \text{for } Re < 100$$

Para el caso en el que $B_{in} = B_{out} = B, J_s = R_s = 1.0$

Factor de corrección del flujo laminar

El factor de corrección J_r explica el hecho de que en el flujo laminar el coeficiente de transferencia de calor disminuye con la distancia descendente, que en el presente contexto se interpreta como el número de hileras de tubos cruzadas. El parámetro de correlación es el número total, N_{ct} , de filas de tubos cruzadas en todo el intercambiador, es decir, en los espacios de entrada, salida y deflectores centrales, y en las ventanas deflectoras. Para el presente propósito, este parámetro se aproxima de la siguiente manera [14]:

$$N_{ct} = (n_b + 1)(N_c + N_{cw}) \quad (5.50)$$

$$J_r = (10/N_{ct})^{0.18} \quad \text{for } Re \leq 20$$

$$J_r = 1.0 \quad \text{for } Re \geq 100$$

5.8.3 Caídas de presión en la coraza

Las caídas de presión de boquilla a boquilla en corazas tipo E se componen de 3 partes:

$$\Delta P_f = \Delta P_c + \Delta P_w + \Delta P_e \quad (5.51)$$

Donde:

ΔP_c = Caídas de presión en todos los espaciamentos de los deflectores centrales

ΔP_w = Caídas de presión en todas las ventanas de los deflectores

ΔP_e = Caídas de presión en la entrada y salida de los espaciamentos de los deflectores

Las tres regiones de la coraza corresponden a ΔP_c , ΔP_w y ΔP_e y se muestran en la figura X

Calculo del ΔP_c

Entre las puntas de los deflectores se considera que el patrón de flujo es flujo cruzado puro. Por lo tanto, la caída de presión en el espaciamento del deflector central es igual a la caída de presión del banco de tubos ideal corregida para efectos de fugas y derivación. La caída de presión ideal para el banco de tubos esta dada por:

$$\Delta P_{ideal} = \frac{2f_{ideal}N_cG^2}{g_c\rho\phi} \quad (5.52)$$

Donde

f_{ideal} = factor de fricción del banco de tubos ideales, adimensional

N_c = Número de filas de tubos cruzados entre las puntas del deflector, adimensional

$G = \dot{m}_o/S_m$ = flujo de masa ($kg/s \cdot m^2$)

$g_c = 1.0 (kg \cdot m/s^2)/N$

ρ = densidad del fluido (kg/m^3)

$$\Delta P_{ideal} \propto (Pa)$$

El número de filas de tubos cruzados por el fluido entre las puntas del deflector se calcula como:

$$N_c = \frac{D_s(1 - 2B_c)}{P'_T} \quad (5.53)$$

Donde

D_s = Diámetro interno de la coraza, (m)

B_c = Corte del deflector (fraccional), adimensional

$P'_T = P_T$ para arreglos de tubo cuadrado

$P'_T = P_T \cos \theta_{tp}$ para arreglos triangulares ($\theta_{tp} = 30^\circ$) y para cuadrados rotados ($\theta_{tp} = 45^\circ$)

El numerador en la ecuación es la longitud del deflector sobre el cual ocurre el flujo cruzado, mientras que el denominador es la distancia de centro a centro entre las filas del tubo en la dirección del flujo, es decir, el paso del tubo proyectado sobre la dirección del flujo.

La caída de presión en todos los espaciamentos de los deflectores centrales se obtiene multiplicando la caída de presión ideal del banco de tubos por factores de corrección, para tener en cuenta las corrientes de fuga y derivación, y multiplicándose después por el número de espaciamentos de los deflectores centrales, es decir:

$$\Delta P_c = (n_b - 1) \Delta P_{ideal} R_l R_b \quad (5.54)$$

Donde

n_b = número de deflectores

R_l = Factor de corrección de fugas

R_b = Factor de corrección de derivación

Los factores de corrección R_l y R_b son análogos a los factores J_l y J_b para la transferencia de calor. El intervalo práctico de R_l es de aproximadamente 0.1 a 1.0, siendo los valores de 0.4 a 0.6 los característicos. Para R_b , el intervalo práctico es de aproximadamente 0.3 a 1.0, siendo los valores de 0.4 a 0.7 los característicos. Al igual que el factor de corrección J_b , los valores de R_b aumentan con el número de pares de tiras de sellado.

Calculo del ΔP_w

En las ventanas de los deflectores el fluido experimenta un cambio de dirección de 180° . El método de Delaware permite dos cabezas de velocidad para la pérdida de presión asociada. Hay una pérdida de presión adicional en las ventanas debido a la fricción de fluido. Este último se maneja mediante correlaciones empíricas, una para cada flujo, laminar ($Re < 100$) y el otro turbulento ($Re \geq 100$). (El número de Reynolds aquí es el mismo utilizado en la correlación de banco de tubos ideal).

La caída de presión ideal (no corregida) en la ventana del deflector para un flujo turbulento esta dada por:

$$\Delta P_{w,ideal} = \frac{(2 + 0.6N_{cw})\dot{m}_o^2}{2g_c\rho S_m S_w} \quad (5.55)$$

Donde

N_{cw} = Número efectivo de filas de tubos cruzadas en una ventana del deflector

S_w = Área de flujo en las ventanas (m^2)

$\Delta P_{w,ideal} \propto (Pa)$

Nota aquí se utiliza el flujo total de masa del fluido del lado de la coraza, aunque las corrientes de fuga no fluyen a través de las ventanas. Además, el área de flujo utilizada en la Ecuación (5.55) es la media geométrica de las áreas de flujo cruzado y de flujo de ventana, es decir, $(S_m S_w)^{1/2}$. El número efectivo de filas de tubos cruzadas en la ventana está dado por:

$$N_{cw} = \frac{0.8B_c D_s}{P'_T} \quad (5.56)$$

En esta ecuación, $B_c D_s$ es la longitud del corte del deflector, mientras que el denominador da la distancia centro a centro entre las filas del tubo en la dirección del flujo transversal. Por lo tanto, sin el factor de 0.8, la ecuación (5.56) daría el número de filas de tubos en la dirección de flujo cruzado en una ventana deflectora. El factor empírico de 0,8 explica el hecho de que el flujo en las ventanas deflectoras está parcialmente a través de los tubos y parcialmente paralelo a los tubos.

$$\Delta P_{w,ideal} = \frac{26v\dot{m}_o}{g_c \sqrt{S_m S_w}} \left[\frac{N_{cw}}{P_T - D_o} + \frac{B_c D_s}{D_w^2} \right] + \frac{\dot{m}_o^2}{g_c \rho S_m S_w} \quad (5.57)$$

Donde

v = Velocidad cinemática del fluido en la coraza (m^2/s)

D_w = Diámetro equivalente para el flujo en la ventana (m)

El diámetro equivalente para una ventana del deflector se define de la manera usual como cuatro veces el área de flujo dividida por el perímetro mojado, excepto que el borde del deflector se omite del término de perímetro mojado:

$$D_w = \frac{4S_w}{\pi D_o n_t \times 0.5(1 - F_c) + D_s \theta_{ds}} \quad (5.58)$$

Donde

n_t = Número de tubos en el haz

F_c = fracción de tubos en flujo cruzado entre las puntas del deflector

θ_{ds} = Angulo de la ventana del deflector

Hay que tener en cuenta que $0.5(1 - F_c)$ es la fracción de tubos en una ventana deflectora, por lo que el primer término en el denominador de la ecuación anterior, representa el perímetro mojado total de todos los tubos en la ventana deflectora.

La caída de presión en todas las ventanas deflectoras se obtiene multiplicando $\Delta P_{w,ideal}$ por el número de ventanas deflectoras (igual al número de deflectores, n_b) y por el factor de corrección debidas a las fugas, R_l . No se realiza ninguna corrección para el flujo de derivación del haz de tubos, porque se considera que el flujo de derivación fluye a través de las ventanas junto con el flujo principal de flujo cruzado. Esto es:

$$\Delta P_w = n_b \Delta P_{w,ideal} R_l \quad (5.59)$$

Calculo del ΔP_e

Los espacios en los deflectores de la entrada y salida difieren en varios aspectos de los espacios de los deflectores centrales. Esto se debe al acomodo de las boquillas del lado de la coraza o las curvas de retorno en los intercambiadores de tubos en U. Finalmente, la corrección de fugas no es aplicable a los espacios de entrada y salida, porque las corrientes de fuga aún no se han desarrollado en la entrada y ya se han unido al flujo principal en la salida.

La caída de presión en los espacios deflectores de entrada y salida se obtiene corrigiendo la caída de presión en el espaciado del deflector central, para el número adicional de filas de tubos cruzados, para el espaciado del deflector alterado y para los efectos del flujo de derivación del haz de tubos. Esto es:

$$\Delta P_e = 2\Delta P_{ideal} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_b R_s \quad (5.60)$$

Donde R_s es el factor de corrección para el espaciado desigual del deflector. El rango práctico de R_s es de aproximadamente 0.3 a 1.0. Cuando el espaciado del deflector es uniforme en toda la carcasa, el valor de R_s es 1.0

Caída de presión total en la coraza

Las caídas de presión de boquilla a boquilla en la coraza esta dada por:

$$\Delta P_f = [(n_b - 1)\Delta P_{ideal}R_b + n_b\Delta P_{w,ideal}]R_l + 2\Delta P_{ideal} \left(1 + \frac{N_{cw}}{N_c}\right) R_b R_s \quad (5.61)$$

5.9 Correlaciones de transferencia de calor y caídas de presión en los tubos

La correlación utilizada para determinar el coeficiente convectivo en los tubos, fue la de Gnielinski, que de acuerdo a Bejan [17,18], es la mejor correlación disponible en la literatura abierta. El coeficiente de transferencia de calor, se evaluó como una función del número de Nusselt, de acuerdo con la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h_i d_i}{k} = \frac{\left(\frac{f_i}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f_i}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{2/3} - 1)} \quad (5.62)$$

Donde d_i y k son el diámetro interno del tubo y la conductividad térmica del fluido. Re y Pr son el número de Reynolds y de Prandtl, respectivamente. Finalmente, f_i es el factor de fricción, que esta definido por la siguiente ecuación:

$$f_i = \frac{1}{(1.82 \log_{10} Re - 1.64)^2} \quad (5.63)$$

La caída de presión total en los tubos se compone por:

1. Caída de presión en las boquillas, Δp_n , que es la suma de las caídas de presión en la entrada ($\Delta p_{n,i}$) y en la salida de las boquillas ($\Delta p_{n,o}$):

$$\Delta p_n = \frac{1.5G_n^2}{2g_c\rho_t} \quad (5.64)$$

2. Pérdidas por expansión y contracción repentina en la entrada y salida del tubo, $\Delta p_{c,e}$:

$$\Delta p_{c,e} = \frac{G_t^2}{2g_c\rho_t} (K_c + K_e)N_p \quad (5.65)$$

Donde K_c y K_e son los coeficientes de contracción y expansión respectivamente.

3. Caída de presión a través del banco de tubos, Δp_t :

$$\Delta p_t = \frac{fL_{tp}N_pG_t^2}{2g_c\rho_t d_i} \frac{1}{\phi_t^r} \quad (5.66)$$

4. Caídas de presión asociadas con las pérdidas de giro, Δp_r :

$$\Delta p_r = \frac{4N_pG_t^2}{2g_c\rho_t} \quad (5.67)$$

Por lo tanto, la caída de presión total en los tubos esta dada por:

$$\Delta p_t = \frac{G_t^2}{2g_c\rho_t} \left[\frac{1.5}{N_p} + \frac{fL_{tp}}{d_i} \frac{1}{(\phi_t)^r} + K_c + K_e + 4 \right] N_p \quad (5.68)$$

Capítulo 6. METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA INTERCAMBIADORES DE CALOR DE PLACAS

La metodología de cálculo del ICP fue realizada con el método de la Diferencia de Temperaturas Media Logarítmica (DTML). El flujo de calor \dot{Q} transferido de un fluido a otro a través de la superficie del intercambiador de calor es:

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta T_{ml} \quad (6.1)$$

Para la estimación de la carga de calor y la diferencia de temperaturas media logarítmica, se utilizan las mismas ecuaciones que para un intercambiador de calor de tubos y coraza (ITC), las cuales se vieron en el capítulo anterior.

El método DTML considera los coeficientes convectivos de transferencia de calor de ambos fluidos, así como la resistencia térmica del material, para la evaluación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor Limpio (U_c), por lo que se tiene:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_m}} \quad (6.2)$$

Donde:

U_c = Coeficiente global de transferencia de calor limpio [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

h_h = Coeficiente de convección del fluido caliente [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

h_c = Coeficiente de convección del fluido frío [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

k_m = Conductividad térmica del material de la placa [$W/m \cdot ^\circ C$]

t = Espesor de la placa [m]

El coeficiente global de transferencia de calor sucio se determina de la misma manera que el coeficiente limpio, solo hace falta sumar a la ecuación los factores de ensuciamiento de los fluidos a utilizar, con lo cual se llega a la siguiente ecuación:

$$U_f = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_m} + R_{fh} + R_{fc}} \quad (6.3)$$

U_f = Coeficiente global de transferencia de calor sucio [$W/m^2 \cdot ^\circ C$]

R_{fh} = Resistencia térmica debida a la incrustación del fluido caliente [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

R_{fc} = Resistencia térmica debida a la incrustación del fluido frío [$m^2 \cdot ^\circ C/W$]

Para más información sobre el ensuciamiento revisar el apéndice A1.

Correlaciones de transferencia de calor

Existen diversas correlaciones empíricas en la literatura abierta para las placas tipo chevron. Sin embargo, se analizarán aquellas placas que tengan un ángulo de chevron de 30°, puesto que del estudio donde se obtuvieron los datos experimentales se trabajó con placas tipo chevron con un ángulo de 30°. Las correlaciones descritas a continuación, se analizaron con el fin de realizar una comparación entre los datos experimentales del autor Akturk [4], seleccionando aquellas que tengan un $Re \geq 450$, para tener un mayor margen de aplicación. También se optó por aquellas correlaciones que permitan una mayor libertad de diseño, esto debido a que algunas correlaciones cuentan con un factor de alargamiento de la superficie (ϕ) establecido, que limita el diseño, ya que restringe ciertos valores de profundidad de placa (b) y el paso de corrugación (P_c). Las correlaciones seleccionadas para su comparación fueron las siguientes:

Kumar

La correlación de Kumar [19] plantea su utilización para placas tipo chevron con un factor de alargamiento de 1.17, el autor Zahid H. Ayub [20] recomienda utilizar esta correlación para cálculos rápidos, su correlación está definida de la siguiente forma:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17} \quad (6.4)$$

Donde:

C = Constante empírica

Re = Número de Reynolds

m = Constante empírica

Pr = Número de Prandtl

μ = Viscosidad dinámica a la temperatura media ($Pa \cdot s$)

μ_w = Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared ($Pa \cdot s$)

Tabla 6.1. Correlación de transferencia de calor de Kumar y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C	m	Correlación
30	>10	0.348	0.663	$Nu = 0.348 \cdot Re^{0.663} \cdot Pr^{1/3}$
45	>100	0.300	0.663	$Nu = 0.300 \cdot Re^{0.663} \cdot Pr^{1/3}$
60	>400	0.108	0.703	$Nu = 0.108 \cdot Re^{0.703} \cdot Pr^{1/3}$

Okada

La correlación de Okada [21] es aplicable para el agua, siempre y cuando este dentro del rango de $700 < Re < 25000$, a continuación se presenta su correlación:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4} \quad (6.5)$$

Tabla 6.2. Correlación de transferencia de calor de Okada y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C	m	Correlación
30	700-25000	0.1528	0.66	$Nu = 0.1528 \cdot Re^{0.66} \cdot Pr^{0.4}$
45	700-25000	0.2414	0.64	$Nu = 0.2414 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.4}$
60	700-25000	0.3174	0.65	$Nu = 0.3174 \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4}$

Akturk

La correlación de Akturk et al. [4], es aplicable para el agua, para un rango de $450 < Re < 5250$ y ángulos de chevron de 30° , su correlación se presenta a continuación:

$$Nu = 0.32673 \cdot Re^{0.6125} \cdot Pr^{1/3} \cdot \left(\frac{\mu_b}{\mu_w}\right)^{0.14} \quad (6.6)$$

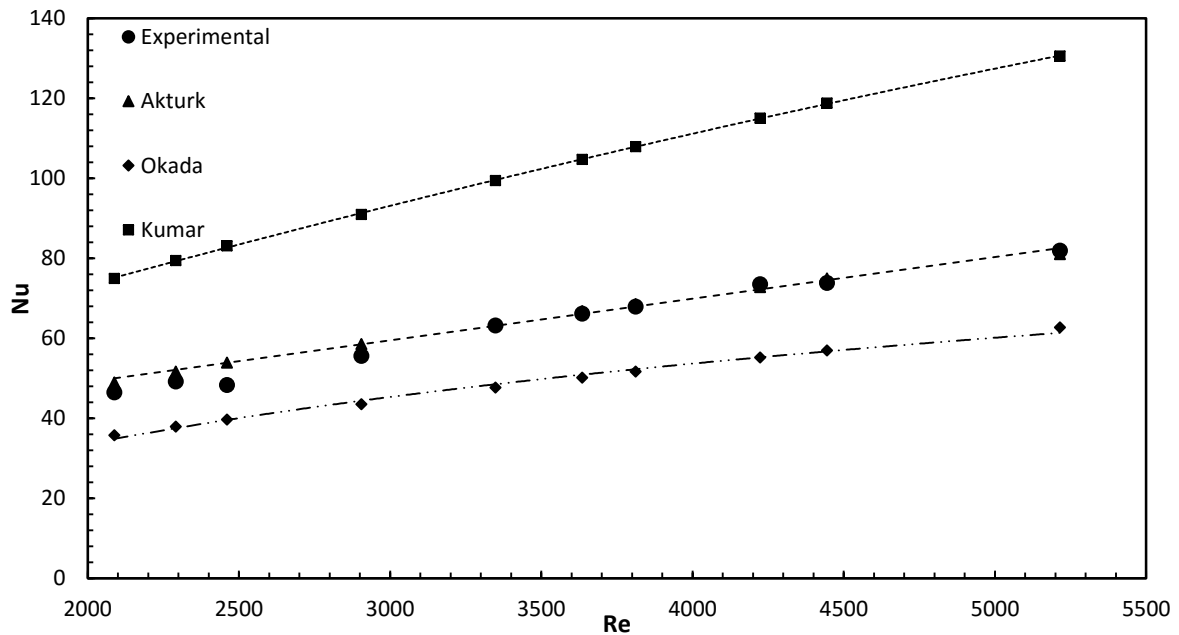


Figura 6.1. Comparación de los datos experimentales y correlaciones de transferencia de calor para un ICP.

Los datos experimentales fueron obtenidos del estudio realizado por Fatih Akturk [4], los cuales se compararon con las correlaciones de transferencia de calor obtenidas en la literatura abierta que son: Okada [21], Kumar [19] y Akturk [4]. Los cuales demuestran que la correlación que tiene un comportamiento más semejante al experimental es la correlación de Akturk, tal y como se observa en la figura 6.1. Esto se debe a que la correlación de Akturk cuenta con constantes mejor calculadas, además de tomar en cuenta la relación de viscosidad, que por ejemplo la correlación de Okada no considera, y esto hace que pronostique mejor el comportamiento real.

Caídas de presión

Los fluidos necesitan ser bombeados a través del intercambiador de calor de placas en la mayoría de las aplicaciones, por tal motivo es esencial determinar la potencia de bombeo que el fluido requiere. La potencia de bombeo del fluido es proporcional a la caída de presión del fluido, que está asociado con la fricción del fluido sobre la superficie de transferencia (consta de fricción de la piel además de resistencia de forma) y a otras contribuciones de caída de presión a lo largo de la trayectoria de flujo del fluido. La caída de presión del fluido tiene una relación directa con: la transferencia de calor del intercambiador, operación, tamaño, características mecánicas, y otros factores.

La caída de presión en un intercambiador de calor de placas consta de tres contribuciones:

1. La caída de presión asociada con los colectores y los puertos de entrada y salida.
2. La caída de presión dentro del núcleo (pasajes de placa).
3. La caída de presión debida al cambio de elevación.

Correlaciones para el factor de fricción

Dado que las pérdidas de entrada y salida en el núcleo (pasajes de placa o canales) no pueden ser determinadas experimentalmente, estas se incluyen en el factor de fricción para una geometría de placa dada, para la presente tesis se eligieron las siguientes correlaciones para el factor de fricción, ya que están hechas para utilizarse en un amplio rango de número de Reynolds (mayores a 450) y como fue explicado en las correlaciones de transferencia de calor, hay una mayor libertad de diseño.

Kumar

La correlación de Kumar [19] plantea su utilización para placas tipo chevron con un factor de alargamiento de 1.17. , es recomendable utilizar esta correlación para cálculos rápidos, su correlación está definida de la siguiente forma:

$$f = C/(Re)^p \quad (6.7)$$

Donde:

f = Factor de fricción
 C = Constante empírica
 Re = Número de Reynolds
 p = Constante empírica

Tabla 6.3. Correlación de caída de presión de Kumar y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C	p	Correlación
30	>100	2.990	0.183	$f = 2.990/(Re)^{0.183}$
45	>300	1.441	0.206	$f = 1.441/(Re)^{0.206}$
60	>400	0.760	0.215	$f = 0.760/(Re)^{0.215}$

Focke

Para una placa con corrugación sinusoidal, con un factor de alargamiento de la superficie de 1.464 y un diámetro equivalente de 10 mm, Focke [22] plantea la siguiente correlación:

$$f = C_1/Re^p + C_2 \quad (6.8)$$

Tabla 6.4. Correlación para el factor de fricción de Focke y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C ₁	C ₂	p	Correlación
30	600-16000	6.70	-	2.09	$f = 6.7/Re^{0.209}$
45	1800-30000	1.46	-	0.177	$f = 1.46/Re^{0.177}$
60	3000-50000	0.8975	-	0.263	$f = 0.8975/Re^{0.263}$

Akturk

La correlación de Akturk [4] esta planteada para placas tipo chevron, con un ángulo de 30°, y es aplicable para un rango de $450 < Re < 5250$ y se define de la siguiente forma:

$$f = 60550/Re^{1.72} + 0.4299 \quad (6.9)$$

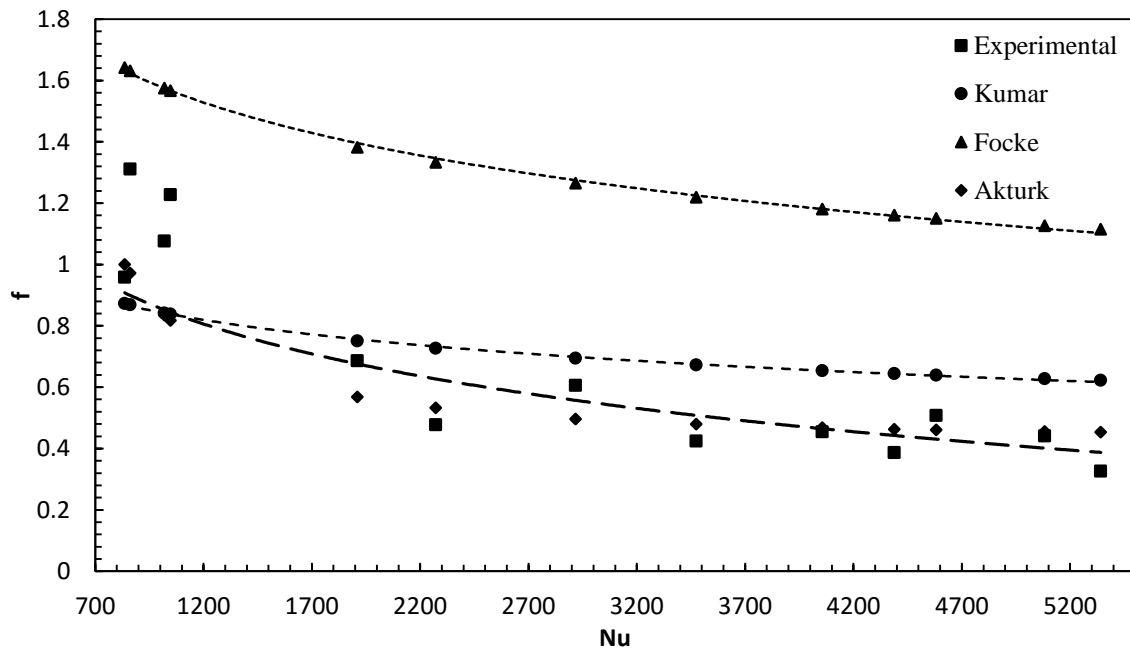


Figura 6.2. Comparación de los datos experimentales y correlaciones de factores de fricción en un ICP.

La figura 14 muestra la comparación entre los datos experimentales obtenidos del estudio realizado por Akturk [4], con las correlaciones para el factor de fricción descritas anteriormente. La correlación de Focke [22], sobrestima los datos experimentales, mientras que la correlación de Kumar [19]

subestima los datos experimentales para $Re < 1900$, y para $Re > 1900$ sobrestima los valores experimentales. Por último, la correlación de Akturk sobrestima y subestima los valores experimentales, es decir, se mantiene oscilando, pero sus valores mantienen una tendencia similar a la experimental con un margen de error pequeño. Por lo tanto, la correlación que se utilizara para el software será la de Akturk.

Parámetros de diseño para un intercambiador de calor de placas

Las relaciones geométricas para el diseño de intercambiadores de calor de placas son las siguientes:

Número efectivo de placas

Dado que la primer y última placa están en contacto con los fluidos por una sola cara, son tomadas como no efectivas en el cálculo de la transferencia de calor, por lo que el número efectivo de placas está dado por:

$$N_e = Np - 2 \quad (6.10)$$

Donde:

$Np =$ Número de placas

$N_e =$ Número efectivo de placas

Para intercambiadores de calor de placas con juntas el número de placas está en el rango de 3 a 700 placas [4].

Factor de alargamiento de la superficie

El factor de alargamiento de la superficie asume valores entre 1.1 y 1.5 [20], este factor puede calcularse aproximadamente para un perfil de corrugación sinusoidal, a partir de una fórmula de integración de tres puntos (Martin, 1996):

$$\phi \approx \frac{1}{6} \left(1 + \sqrt{1 + x^2} + 4 \cdot \sqrt{1 + \frac{x^2}{2}} \right) \quad (6.11)$$

Donde:

$\phi =$ Factor de alargamiento de la superficie

$x = \frac{\pi \cdot 2b}{Pc} =$ Parámetro adimensional

$b =$ Profundidad de corrugación

$Pc =$ Paso de corrugación

Para una estricta corrugación sinusoidal, $\phi = 1.22$.

Proporción del canal

La proporción del canal se define como:

$$r_a = L_p / L_w \quad (6.12)$$

Donde:

$r_a =$ Proporción del canal

$L_p =$ Distancia vertical de puerto a puerto

$L_w =$ Ancho de la placa

Las placas industriales generalmente tienen valores cercanos a 2 y no es probable que sea mucho menor que 1.8 (Cooper and Usher, 1983) [10,11]. L_w asume valores de entre 70 a 1200 milímetros [4].

Número de canales por paso

Un canal es el conducto formado entre dos placas adyacentes, mientras que un paso es un conjunto de canales donde la corriente se divide y se distribuye. El número de canales por paso está definido por:

$$N_{cp} = \frac{N - 1}{2 * N_p} \quad (6.13)$$

Donde:

$N_{cp} =$ Número de canales por paso

$N =$ Número de placas

Área de flujo de un canal

Es el área de sección transversal de un canal por donde pasa el flujo, el cual está definido de la siguiente forma:

$$A_{ch} = b \times L_w \quad (6.14)$$

Donde:

$A_{ch} =$ Área de flujo de un canal

$b =$ Profundidad de corrugación

La profundidad de la corrugación (b), normalmente la encontramos en el rango de 2 a 5 mm. [16].

Diámetro hidráulico del canal

El diámetro hidráulico para el canal formado entre dos placas corrugadas toma en cuenta el factor de alargamiento de la superficie ya que este cambia el área transversal del canal real para valores dados de profundidad de la corrugación y paso de corrugación. El diámetro hidráulico está dado por:

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\phi} \quad (6.15)$$

Donde:

$D_h =$ Diámetro hidráulico del canal

Área de la placa proyectada

Es el área en la que el fluido recorre la placa, sin tomar en cuenta el factor de alargamiento de la superficie por lo que no es el área real de la placa, es como su nombre lo indica el área proyectada y está definido por:

$$A_{lp} = L_p \cdot L_w \quad (6.16)$$

Donde:

A_{lp} = Área de la placa proyectada

Área de transferencia de calor de una sola placa

Es el área real de la superficie de la placa, en donde ocurre la transferencia de calor y está definido de la siguiente manera:

$$A_t = A_{lp} \times \phi \quad (6.17)$$

Donde:

A_t = Área de transferencia de calor de una sola placa

Área total efectiva

Es el área total en la que el fluido hace contacto con cada placa, es decir, el área real de todas las placas efectivas con las que cuenta el intercambiador de calor de placas y está definida por:

$$A_e = A_t \times N_e \quad (6.18)$$

Donde:

A_e = Área total efectiva

Flujo másico por canal

Es el flujo másico que está recorriendo cada uno de los canales con los que cuenta el intercambiador de calor de placas y está definido por:

$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{m}}{N_{cp}} \quad (6.19)$$

Donde:

\dot{m}_{ch} = Flujo másico por canal

N_{cp} = Número de canales por paso

\dot{m} = Flujo másico

Velocidad másica en el canal

Todas las relaciones de transferencia de calor y de caídas de presión normalmente están basadas en la velocidad másica del canal, la cual es calculada de la forma siguiente:

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}}{N_{cp} \cdot A_{ch}} \quad (6.20)$$

Donde:

G_{ch} = Velocidad másica del canal

Área total de transferencia de calor

Es la superficie de transferencia de calor necesaria para transferir el flujo térmico \dot{Q} y esta definido por:

$$A_t = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} \quad (6.21)$$

Donde:

\dot{Q} = Flujo térmico transferido [W]

A = Superficie de transferencia de calor [m^2]

U = Coeficiente global de transferencia de calor [$W/m^2 \text{ } ^\circ C$]

ΔT_{ml} = Diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos [$^\circ C$]

Longitud del intercambiador de calor de placas

Es la longitud del paquete de placas cuando esta comprimido por el marco, sin tomar en cuenta el número total de placas, sino que solo toma en consideración el número efectivo de placas y se encuentra definido por:

$$L_{pack} = N_e \cdot (b + t) \quad (6.22)$$

Donde:

L_{pack} = Longitud del intercambiador

t = Espesor de la placa

Factor de fricción

Es un parámetro adimensional empleado para calcular las caídas de presión dentro del núcleo, para la presente tesis utilizaremos la correlación de Aktuk [4], la cual está definido de la siguiente forma:

$$f = 60550/Re^{1.72} + 0.4299 \quad (6.23)$$

Donde:

f = Factor de fricción

Re = Número de Reynolds

Caída de presión total

Es la suma de las tres contribuciones de caída de presión de las que consta un intercambiador de calor de placas, es decir la suma de la caída de presión asociada con los colectores y puertos de entrada y salida, la caída de presión dentro del núcleo y la caída de presión debida al cambio de elevación, y esta expresada por:

$$\Delta_T = 1.4N_p \frac{G_p^2}{2\rho} + 4f \frac{L \cdot N_p \cdot G_c^2}{D_h \cdot 2\rho} \pm \frac{\rho_m g L}{g_c} \quad (6.24)$$

Donde:

N_p = Número de pasos

G_p = Velocidad masica en los puertos $\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$

ρ = Densidad del fluido $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

G_c = Velocidad masica en el canal $\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$

ρ = Densidad del fluido $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

D_h = Diámetro hidráulico [m]

$\left(\frac{1}{\rho} \right)_m = v_m = \frac{v_i + v_o}{2}$

= Volumen específico, v_i y v_o se evalúan a temperaturas de entrada y salida.

f = Factor de fricción

g = Es la aceleración gravitacional $\left[\frac{m}{s^2} \right]$

L = Longitud vertical de la placa [m]

ρ_m = Es la densidad media del fluido $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

g_c = Es la constante de proporcionalidad en la segunda ley de Newton y es igual a 1

Capítulo 7. DESARROLLO DEL SOFTWARE

El desarrollo del programa de cálculo se presenta en el diagrama de flujo de la figura 7.1, el cual muestra de manera simplificada las operaciones y decisiones en el software. El programa contempla diversas etapas como son: 1) definición del fluido de trabajo y material, 2) introducción de las condiciones de operación, 3) introducción de una propuesta de geometría del equipo 4) evaluación de los parámetros adimensionales, coeficientes convectivos y superficie de transferencia de calor, 5) evaluación del factor de fricción y caídas de presión, 6) análisis iterativo para establecer el principio de conservación de la energía y propuesta final. El proceso se inicia introduciendo una propuesta de la geometría, las propiedades físicas de los fluidos y las condiciones de operación. Los datos a tomar en cuenta son el número de placas (propuesto) para el ICP y el número de tubos (propuesto) para el ICTC. Una vez incorporados estos datos se determinan los parámetros adimensionales, como son: el número de Reynolds, de Nusselt y factor de fricción. A continuación prosigue la evaluación de las caídas de presión y de los coeficientes convectivos, con estos últimos se puede evaluar el coeficiente global de transferencia de calor y por ende obtener un área total de transferencia de calor la cual llevará a una bifurcación de decisiones. Dependiendo del intercambiador de calor del que se trate ICP o ICTC, se tiene que modificar el número de placas (propuesta) o el número de tubos (propuesta) respectivamente, esto hasta que llegue a coincidir el número de placas o de tubos calculados con los propuestos, es decir es un proceso reiterativo.

Si existe un cruce térmico el programa marcará un error, debido a que la temperatura de salida del fluido frío no puede ser superior o igual a la temperatura de entrada del fluido caliente, ya que existen pérdidas que se van dando a lo largo del trayecto que sigue el flujo. Además, si fuera el caso, en el que se da un cruce térmico, se estaría violando la segunda ley de la termodinámica.

Entonces la decisión que evita el cruce térmico, es que la temperatura inicial del fluido caliente sea diferente o mayor a la temperatura final del fluido frío. Al no cumplir esta condición se tiene que volver a proponer una nueva temperatura inicial de fluido frío, por otra parte si se cumple esta condición el programa finaliza, dando así una propuesta de diseño de un intercambiador de calor.

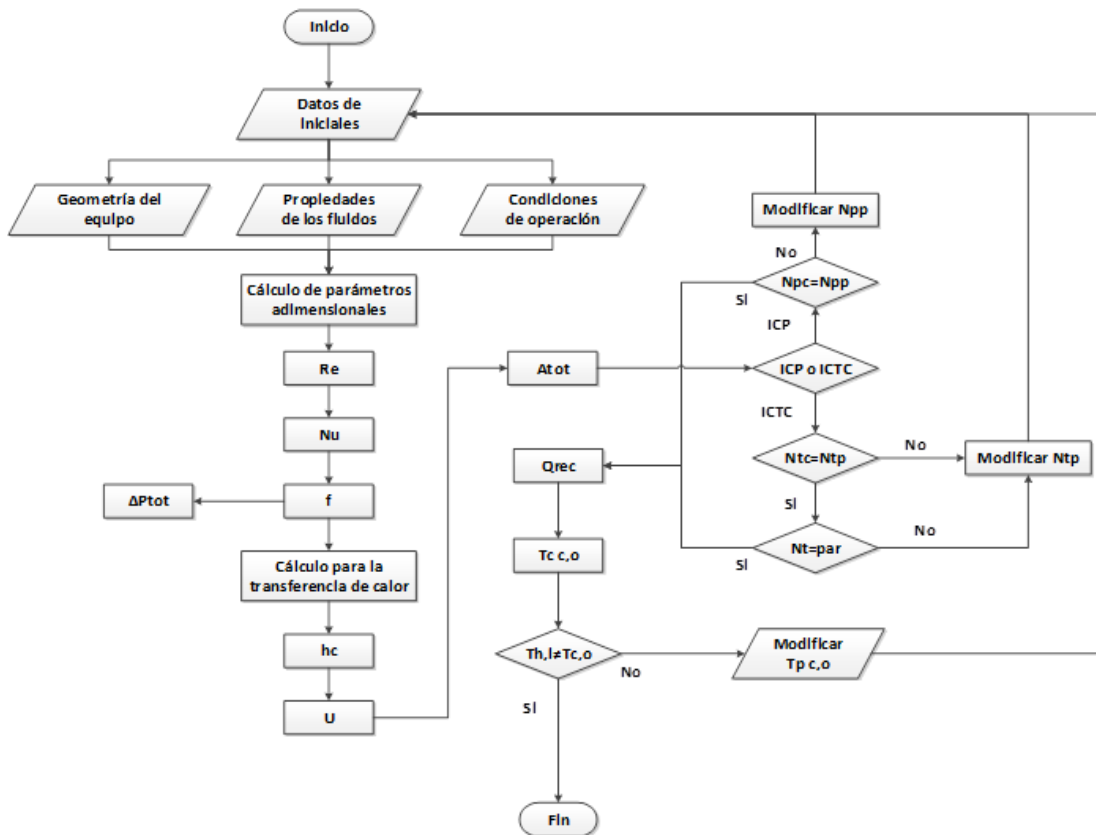


Figura 7.1. Diagrama de flujo del programa

En el primer menú, el usuario tiene que definir el intercambiador de calor a diseñar. Las opciones son: de placas o de tubos y coraza. Una vez hecho esto siguen las siguientes etapas:

1) Definición del fluido de trabajo y material del intercambiador

En esta etapa el usuario tiene que definir los fluidos, tanto frío como caliente con los que trabajara el intercambiador de calor, figura 7.2. Con base en el fluido seleccionado se determinaran las propiedades de los fluidos, que posteriormente servirán para el cálculo de los parámetros adimensionales. Asimismo, el programa plantea un menú de opciones para la selección del material, indispensable para determinar la conductividad térmica, mismas que se establecieron en el software por medio de un estudio del comportamiento a diferentes temperaturas (ver apéndice 4) y así mejorar el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor. Si se requiriera utilizar otro material ajeno a los que se hallan en el software existe la posibilidad de que el usuario ingrese la conductividad térmica del material. Esto mismo ocurre con el fluido de trabajo, que, si no se encuentra en el menú de datos, el usuario puede definir las propiedades del fluido con los que trabajara, figura 7.3. Lo cual hace que el software no este limitado al diseño como otros softwares comerciales.

DATOS		
Especifique el tipo de agua para el fluido caliente		1
1	Suave	
2	Dura	
3	Agua de torre de enfriamiento	
4	Agua de mar	
5	Agua de río	
6	Aceite lubricante	
7	Definida por el usuario	
Especifique el tipo de agua para el fluido frío		1
1	Suave	
2	Dura	
3	Agua de torre de enfriamiento	
4	Agua de mar	
5	Agua de río	
6	Aceite lubricante	
Especifique la dirección del fluido caliente		2
1	Ascendente vertical	
2	Descendente vertical	
Especifique el material con el que se trabajara		6
1	Titanio	
2	Inconel 600	
3	Incoloy 825	
4	Hastelloy C-276	
5	Monel 400	
6	Niquel 200	
7	Introduzca k del material	

Figura 7.2. Menú de opciones para definir el fluido de trabajo y el material.

DATOS DEFINIDOS POR EL USUARIO PARA EL FLUIDO CALIENTE		DATOS DEFINIDOS POR EL USUARIO PARA EL FLUIDO FRIO	
Calor específico		Calor específico	
Cph=	0 4263.680608 J/kg*K	Cpc=	0 4202.03085 J/kg*K
Viscosidad Dinámica		Viscosidad Dinámica	
μh=	0 0.000667835 kg/m*s	μh=	0 0.00036663 kg/m*s
No. Prandtl		No. Prandtl	
Ph=	0 1.487799617	Ph=	0 2.2643043
Conductividad Térmica		Conductividad Térmica	
k=	0 0.68685439 W/m*K	k=	0 0.66742025 W/m*K
Densidad		Densidad	
ph=	0 896.2954778 kg/m^3	ph=	0 972.202177 kg/m^3
Ensuciamiento		Ensuciamiento	
Rf=	0 0.000018 m^2K/W	Rf=	0 0.000018 m^2K/W

Figura 7.3. Menú para definir las propiedades de los fluidos ajenos al software.

2) Introducción de las condiciones de operación

En esta etapa el usuario tiene que especificar las condiciones de operación con los que se trabajara, esto es, temperaturas y flujos másicos de entrada y salida, y con base a la temperatura de salida del fluido frío que el usuario proponga, se tendrá que llegar a la misma temperatura de salida del fluido frío calculada. Estas especificaciones son fundamentales para el cálculo de las propiedades y del diseño del intercambiador en general, ya que con una pequeña variación se estaría desarrollando otro diseño del intercambiador (Figura 7.4).

Condiciones de operación			
			SI
Temperatura inicial del fluido caliente	T1h	241.49	°C
Temperatura final del fluido caliente	T2h	227.5082414	°C
Temperatura inicial del fluido frío	T1c	95.92	°C
Temperatura final del fluido frío	T2c	112.23	°C
Flujo másico del fluido caliente	mh	7.497146855	kg/s
Flujo másico del fluido frío	mc	4.802710853	kg/s

Figura 7.4. Condiciones de operación de los fluidos de trabajo

3) Introducción de una propuesta de geometría del equipo para un ICP

En esta etapa empiezan las diferencias, dependiendo del intercambiador de calor a diseñar. Si el usuario selecciono ICP, los datos a capturar son las características geométricas de la placa, como lo muestra la figura 7.5. Estos parámetros ayudan a determinar el diámetro hidráulico y el área de transferencia de calor. El parámetro de diseño a destacar es el número de placas (propuesto), ya que con él se iterara hasta que el número de placas propuesto sea igual al calculado.

Parámetros de diseño			
Datos de diseño			SI
Número de placas	Nt	65	
Distancia vertical entre los centros de los puertos	Lv	1.4224	m
Ancho de la placa	Lw	0.55372	m
Diámetro del puerto	Dp	0.2032	m
Espesor de la placa	t	0.0004	m
Paso de la corrugación	Pc	0.0066	m
Profundidad de corrugación	b	0.0015	m

Figura 7.5. Parámetros de diseño para el ICP

En la figura 7.6 se muestra el cálculo de la carga de calor, primordial para obtener el área de transferencia de calor y la diferencia de temperatura media logarítmica, que representa la máxima transferencia de calor que se puede llegar a tener a contraflujo.

Balance de calor			
Carga de calor	Qh=	11726566.31	W
Carga de calor	Qc=	11600203.06	W
Diferencia de temperatura media log	ΔT_{ml} =	23.08590884	°C

Figura 7.6. Balance de calor

4) Evaluación de los parámetros adimensionales, coeficientes convectivos y superficie de transferencia de calor requerida para un ICP

Con base en los datos capturados en la etapa 3 (propuesta de geometría del equipo), se calculan parámetros relevantes como lo son: el diámetro hidráulico y el factor de alargamiento de la superficie (figura 7.7), esenciales para el cálculo de los números adimensionales (ver apéndice A3) y coeficientes convectivos.

Parámetros			
Número efectivo de placas	Ne=	63	
Factor de alargamiento de superficie	ϕ =	1.11827061	
Diámetro hidráulico del canal	Dh=	0.00268271	m
Diámetro hidráulico del canal	Dh=	0.00267623	m
Diámetro equivalente	De=	0.003	m
Distancia vertical de puerto a puerto	Lp=	1.2192	m
Área de la placa proyectada	Alp=	0.67509542	m ²
Área de transferencia de calor de una sola placa	At=	0.75493937	m ²
Área total efectiva	Ae=	47.5611804	m ²
Área de flujo de un canal	Ach=	0.00083058	m ²
Número de canales por paso	Ncp=	32	

Figura 7.7. Parámetros de un ICP.

Con los datos capturados en las etapas 1, 2, 3 y los parámetros calculados que muestra la figura 26, se determinan los números adimensionales y por consiguiente los coeficientes convectivos. Con estos datos es posible calcular el coeficiente global de transferencia de calor y así determinar la superficie de transferencia de calor requerida. Como lo muestra la figura 7.8.

Análisis de transferencia de calor			
Flujo másico por canal (hot)	mchh=	4.37531424	kg/s
Flujo másico por canal (cold)	mchc=	4.375	kg/s
Velocidad de masica	Gch=	5267.78183	kg/m ² *s
Velocidad de masica	Gcc=	5267.4035	kg/m ² *s
Número de Reynolds para el fluido caliente	Reh=	27980.1433	
Número de Reynolds para el fluido frío	Rec=	18389.4264	
Número de Nusselt fluido caliente	Nuh=	193.104166	
Número de Nusselt fluido frío	Nuc=	182.946116	
Coefficiente convectivo fluido caliente	hhot=	74047.6106	W/m ² *K
Coefficiente convectivo fluido frío	hcold=	68543.04	W/m ² *K
Coefficiente global de transferencia de calor limpio	Uc=	18999.0988	W/m ² *K
Coefficiente global de transferencia de calor sucio	Uf=	10456.524	W/m ² *K
Área total de transferencia de calor	At=	48.3159237	m ²
Número efectivo de placas	Ne=	63.9997402	
Longitud del intercambiador	Lpack=	0.12159951	m
Número total de placas	Np=	64.9997402	
Calor recuperado	Qrec=	11481190.9	W
Temperatura de salida del fluido frío	T2c=	41.6245438	°C

Figura 7.8. Evaluación de los parámetros adimensionales, coeficientes convectivos y superficie de transferencia de calor requerida de un ICP.

5) Evaluación del coeficiente de fricción y caídas de presión para un ICP

En esta etapa se determinan los coeficientes de fricción que tienen lugar dentro del núcleo del intercambiador, ya que las caídas de presión se componen de tres contribuciones que son: caída de presión asociada con los colectores y los puertos, caída de presión dentro del núcleo y la caída de presión debida al cambio de elevación. La suma de estas tres contribuciones da como resultado la caída de presión total en el ICP, como muestra la figura 7.9.

La contribución que tiene mayor impacto para la caída de presión, es la que ocurre dentro del núcleo, es por ello que el factor de fricción toma relevancia. Además dicho factor toma en cuenta la resistencia de forma y fricción sobre la superficie. La dirección del flujo en un ICP tiene relevancia en las caídas de presión, específicamente en las contribuciones por el cambio de elevación, ya que dependiendo de si el flujo asciende o desciende, la caída de presión aumenta o disminuye respectivamente. Por ello es necesario indicar al inicio del diseño que flujo será el ascendente y cual el descendente (ver figura 7.2).

Análisis de caídas de presión			
Coeficiente de fricción			
Para el fluido caliente	$f_h =$	0.17482877	
Para el fluido frío	$f_c =$	0.19061757	
Caída de presión dentro del núcleo			
Para el fluido caliente	$(\Delta P_c)_h =$	1344407.72	Pa
Para el fluido frío	$(\Delta P_c)_c =$	1365499.47	Pa
Caída de presión asociada con los colectores y los puertos de entrada y salida			
Velocidad masica del puerto fluido caliente	$G_{ph} =$	4317.39654	kg/m ² *s
Velocidad masica del puerto fluido frio	$G_{pc} =$	4317.08647	kg/m ² *s
Para el fluido caliente	$(\Delta P_p)_h =$	13237.2773	Pa
Para el fluido frío	$(\Delta P_p)_c =$	13109.1649	Pa
Caída de presión causada por el cambio de elevación			
Para el fluido caliente	$\Delta \rho =$	-13838.2811	Pa
Para el fluido frío	$\Delta \rho =$	13971.5119	Pa
Caída de presión total			
Fluido caliente	$(\Delta P_T)_h =$	1343806.71	Pa
Fluido frío	$(\Delta P_T)_c =$	1392580.15	Pa

Figura 7.9. Evaluación del coeficiente de fricción y caídas de presión.

6) Análisis iterativo y propuesta final para un ICP

Esta etapa consiste en iterar el número de placas y la temperatura final del fluido frío propuestas, hasta que coincidan con los calculados, como muestra la figura 7.10. Una vez coincidan se tiene una propuesta final de diseño para el intercambiador de calor de placas.

RESULTADOS	
Número de placas propuesto	Número de placas calculado
65	65.00001822
Temperatura final del fluido frío propuesta (°C)	Temperatura final del fluido frío calculada (°C)
41.4871367	41.76564716
Calor recuperado (W)	Factor de alargamiento de superficie (ϕ)
11726566.31	1.11827061
Diámetro hidráulico del canal (m)	Longitud del intercambiador (m)
0.002682714	0.119700035
Caída de presión total para el fluido caliente (Pa)	Caída de presión total para el fluido frío (Pa)
1534769.359	1436893.957

Figura 7.10. Analisis iterativo y propuesta final

A partir de la etapa 3 (introducción de una propuesta de geometría del equipo ICP), se siguió el camino para el diseño de un intercambiador de calor de placas (ICP), ahora si el usuario elige diseñar un intercambiador de calor de tubos y coraza (ICTC) se tendrá lo siguiente.

3) Introducción de una propuesta de geometría del equipo para un ICTC

En esta etapa el usuario tiene que definir las características geométricas del ICTC para dar inicio al proceso de diseño (Figura 7.11). Una característica a resaltar es el patrón de diseño de los tubos, ya que dependiendo de él, el coeficiente de transferencia de calor y de caída de presión del lado de la coraza aumenta o disminuye. Mientras menor sea el ángulo del arreglo mayor será el coeficiente de transferencia de calor y las caídas de presión. Por lo tanto, dependiendo de las especificaciones donde se requiera instalar el ICTC, hay que tener en cuenta el tipo de arreglo que se usara.

Parámetros de diseño de la coraza			
Datos de diseño			
Coraza			
Diámetro exterior del tubo	d	0.014	m
Patrón de diseño del tubo	θ_{tp}	30	°
Diámetro interior de la coraza	Ds	0.1	m
Diámetro OTL del banco de tubos	Dotl	0.0879995	m
Longitud efectiva del tubo	Lti	1.95	m
Corte del deflector	Bc	30	m
Separación del deflector central	Lbc	0.1	m
Separación de entrada del deflector	Lbi	0.1	m
Separación de salida del deflector	Lbo	0.1	m
Número de bandas de sellado por lado	Nss	1	m

Figura 7.11. Parametros de diseño para el ICTC.

El usuario también tiene que definir el número de pasos por los tubos y el número de tubos (propuesto), este último dato se tendrá que iterar hasta que coincida el valor propuesto por el usuario con el calculado por el software (Figura 7.12). Con base en los datos mencionados anteriormente y los mostrados en la figura 30, empieza el cálculo de parámetros del ICTC, como muestra la figura 31. En este apartado cabe recalcar que, si el usuario ingresa un número de pasos por los tubos mayor a 16, el programa marcará error, ya que el número de pasos por los tubos varía de uno a ocho y el límite superior práctico es 16, como lo estipulan los manuales de intercambiadores de calor [10]. Este dato es relevante puesto que en otros softwares comerciales no lo manejan y puede conllevar a diseños erróneos. Otro parámetro que se calcula en este apartado, es el paso de los tubos (L_{tp}), indispensable para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y las caídas de presión.

Constante del arreglo de tubos	C1	0.86	
Número de deflectores	Nb	18	
Número de pasos	Np	1	
Número de tubos (iterar)	Nt	19	
Haz al claro de la coraza	Lbb	0.0120005	m
Espesor de la placa tubular	Lts	0.01	m
Diámetro del haz	Dctl	0.0739995	m
Ángulo central del corte del deflector	θ_{ds}	2.318558961	rad
Ángulo central del corte del deflector	θ_{ds}	132.843643	°
Ángulo central superior del corte del deflector	θ_{ctl}	1.999425032	rad
Ángulo central superior del corte del deflector	θ_{ctl}	114.5586158	°
Constante para determinar el paso de los tubos	C	0.866	
Distancia horizontal entre los centros de los tubos	Lpp	0.014001287	m
Paso del tubo	Ltp	0.016167768	m
Paso del tubo efectivo	Ltp,eff	0.016167768	m

Figura 7.12. Parámetros de diseño calculados.

4) Evaluación de los parámetros adimensionales, coeficientes convectivos y superficie de transferencia de calor requerida para un ICTC

En esta etapa son calculados los números adimensionales y el coeficiente convectivo tanto del lado de la coraza como del lado de los tubos, para así obtener el coeficiente global de transferencia de calor y por lo tanto, el área de transferencia de calor requerida. La figura 7.13 muestra el cálculo de los números adimensionales y el coeficiente convectivo del lado de la coraza, además del área de transferencia de calor y el número de tubos calculados, este último debe coincidir con el propuesto para así tener una propuesta de diseño.

Análisis de transferencia de calor			
Flujo másico	mch=	7.497146855	kg/s
Velocidad masica	Gc=	3419.868839	kg/m ² *s
Número de Reynolds para el fluido	Re=	437.1212814	
Constante	a=	0.338350862	
Constante	a1=	0.593	
Constante	a2=	-0.477	
Constante	a3=	1.45	
Constante	a4=	0.519	
Factor de Colburn para la transferencia de calor	j=	0.034216729	
Coefficiente de transferencia de calor ideal	hi=	11279.34289	W/m ² *K
Coefficiente de transferencia de calor en la coraza	h=	10823.16124	W/m ² *K
Número de Nusselt fluido	N u=	246.1278516	
Coefficiente global de transferencia de calor	U1=	769.6486304	W/m ² *K
	U1=	790.4847999	
Coefficiente global de transferencia de calor sucio	Us=	3486.657	W/m ² *K
Área de transferencia de calor	Ao=	4.388409239	m ²
Numero de tubos calculados	Nt	51.16754745	

Figura7.13. Análisis de transferencia de calor.

La figura 7.14 muestra los números adimensionales así como el coeficiente convectivo calculados para el lado de los tubos en un ICTC, indispensables para el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor.

Tubos			
Grosor del tubo	tw=	0.001651	m
Diámetro interior del tubo	di=	0.010698	m
Flujo másico	Mt=	4.802710853	kg/s
Velocidad masica	Gt=	2812.145397	kg/m ² *s
Área de los tubos	At=	0.001707846	m ²
Número de Reynolds	Ret=	109425.1282	
Número de Prandtl	Pr=	1.614205115	
Factor de fricción	f=	0.017630817	
Número de Nusselt	N u=	315.075426	
Coeficiente convectivo	h=	20083.52367	

Figura 7.14. Parámetros de los tubos en el ICTC

5) Evaluación del coeficiente de fricción y caídas de presión para un ICTC

La figura 7.15 muestra el análisis de caídas de presión en el lado de la coraza, la cual se compone de tres contribuciones que son los asociados a: los espaciados de los deflectores centrales, las ventanas de los deflectores y en la entrada y salida de los espaciados de los deflectores. Y se aprecia que las mayor contribución a las caídas de presión se dan en las ventanas deflectoras, esto porque el flujo en esa región experimenta un cambio de dirección de 180°. En la figura 34, también muestra los factores de corrección que sirven para el cálculo del coeficiente convectivo y para las caídas de presión.

Caídas de presión			
Datos de diseño			
Factor de corrección para el flujo en la ventana del deflector	Jc=	1.020215959	
Relación de áreas	rs=	0.815392773	
Relación de áreas	rl=	0.171889994	
Constante	p=	0.527691084	
Factor de corrección por efectos de fuga en el deflector	Jl=	0.710698884	
Factor de corrección por efecto de las corrientes de fuga	RI=	0.385432015	
Factor de corrección por efectos de desviaciones en el haz	Jb=	1.323404427	
Constante (depende del Re)	Cj=	1.25	
Número de pares de tiras de sellado	rss=	0.350032171	
Constante (depende del Re)	Cr=	3.7	
Factor de corrección de derivación	Rb=	0.549909551	
Número total de filas de tubos cruzados	Nc=	72.7359001	
Factor de corrección del flujo laminar	Jr=	0.497852925	20<Re
Factor de corrección del flujo laminar	Jr=	2.272587205	20<Re<100
Factor de corrección del flujo laminar	Jr=	1	
Constante (depende del Re)	n1=	0.6	
Constante (depende del Re)	n2=	0.2	
Factor de corrección para espaciamientos distintos en el deflector	Js=	1	
Factor de corrección para espaciamientos distintos en el deflector	Rs=	1	
Constante	b=	1.782511956	
Constante	b1=	4.57	
Constante	b2=	-0.476	
Constante	b3=	7	
Constante	b4=	0.5	
Factor de fricción	f=	0.325319762	
Caída de presión ideal para el banco de tubos	ΔP_{ideal} =	35497.05588	Pa
Caída de presión en todos los espaciamientos	ΔP_c =	127902.8741	Pa
Caída de presión ideal para el banco de tubos para flujo turbulento	$\Delta P_{w,ideal}$ =	36669.80295	Pa
Caída de presión ideal para el banco de tubos para flujo laminar	$\Delta P_{w,ideal}$ =	65536.68296	Pa
Caída de presión ideal en la ventana del deflector para flujo turbulento	$\Delta P_{w,ideal}$ =	36669.80295	Pa
Caída de presión en la ventana del deflector	ΔP_w =	254406.8886	Pa
Caída de presión en la entrada y salida de los espaciamientos de los deflectores	ΔP_e =	52313.86056	Pa
Caída de presión total en la coraza	ΔP_f =	434623.6232	Pa

Figura 7.15. Factores de corrección y caídas de presión en la coraza.

La figura 7.16 muestra las caídas de presión en los tubos del intercambiador, que se componen por cuatro contribuciones que se dan en: las boquillas, la entrada y salida de los tubos, a través del banco de tubos y las asociadas con las pérdidas por giro.

Como se aprecia las mayores contribuciones se dan a través de los tubos, ya que es en esta parte interviene el factor de fricción y con ello, la resistencia de forma y fricción sobre la superficie interior del tubo.

Caídas de presión en los tubos			
Caídas de presión en las boquillas	$\Delta P_n =$	0.786018691	Pa
Relación de áreas de flujo	$\sigma =$	0.583914306	
Coefficiente de contracción	$K_c =$	0.208042847	
Coefficiente de expansión	$K_e =$	0.173127305	
Perdidas por expansión y contracción en la entrada y salida	$\Delta P_{c,e} =$	1590.49788	Pa
Caída de presión a través del haz de tubos	$\Delta P_t =$	13409.68778	Pa
Caída de presión asociadas con las pérdidas de giro	$\Delta P_r =$	16690.68654	Pa
Caída de presión total en los tubos	$\Delta P_T =$	31691.65823	Pa

Figura 7.16. Caídas de presión en los tubos

6) Análisis iterativo y propuesta final para un ICP

Esta etapa consiste en iterar el número de tubos y la temperatura final del fluido frío que fueron propuestas por el usuario, hasta que coincidan con los calculados, como muestra la figura 7.16. Una vez coincidan se tiene una propuesta final de diseño para el intercambiador de calor de tubos y coraza (ICTC).

Número de tubos propuesto	Número de tubos calculado
304	304.0000902
Temperatura final del fluido frío propuesta (°C)	Temperatura final del fluido frío calculada (°C)
35.086	35.20442991
Caída de presión total en la coraza (Pa)	Caída de presión total en los tubos (Pa)
5616.381749	26031.63983
Número de deflectores	Paso del tubo
14	0.034130231
Patrón de diseño del tubo	Área de transferencia de calor (m ²)
90	145.4517417

Figura 7.16. Caídas de presión en los tubos

Capítulo 8. VALIDACIÓN DEL PROGRAMA DE CÁLCULO

El software de cálculo requiere la validación experimental de las predicciones con datos de equipos en operación. Por tal motivo, las predicciones obtenidas de los intercambiadores de calor fueron comparadas con datos obtenidos de la literatura abierta. Por ejemplo, en el caso del intercambiador de placas se utilizó el trabajo de Akturk [4] y para el de tubos y coraza se utilizó el trabajo de Bao-Cun Du et al. [7]. Además, las predicciones fueron comparadas con el software comercial HTRI [2]. Los resultados del análisis comparativo se muestran en las siguientes secciones.

Intercambiador de tubos y coraza

Los parámetros calculados por el software de cálculo, fueron comparados con el trabajo realizado por Bao-Cun Du et al. [7], en el cual se utilizó sal fundida y aceite como fluidos de trabajo. La sal fundida fue utilizada en el lado de la coraza y el aceite del lado de los tubos. La tabla 8.1 muestra dicha equiparación, como se observa se capturaron las mismas características geométricas.

Tabla 8.1. Comparación de datos obtenidos de la literatura abierta contra los calculados por el programa de cálculo de la presente tesis.		
Datos	Artículo de Bao-Cun Du et al. [7]	Programa de cálculo de la presente tesis
$D_{is}[m]$	0.1	0.1
Arreglo	triangular	triangular
Número de tubos	19	19
$d_{ot} [m]$	0.014	0.014
$d_{ot} [m]$	0.01	0.01
Pitch $L_{tp} [m]$	0.019	0.016
Longitud m	1.95	1.95
Temperatura de entrada del aceite en los tubos [$^{\circ}C$]	95.93	95.92
Temperatura de salida del aceite en los tubos coraza [$^{\circ}C$]	117.25	112.23
Temperatura de entrada de la sal fundida en la coraza [$^{\circ}C$]	241.49	241.49
Temperatura de salida de la sal fundida en la coraza [$^{\circ}C$]	225.77	224.772
Flujo másico por los tubos [$\frac{kg}{s}$]	4.8	4.803
Flujo másico en la coraza [$\frac{kg}{s}$]	7.5	7.497
Re en la coraza	9125	9052.15
N u en la coraza	143.35	172.41

El análisis comparativo muestra que el cálculo de los datos presentados por el programa de la presente tesis es semejante al del trabajo realizado por Bao-Cun Du [7]. La diferencia reside en el paso del tubo (pitch), esto influye directamente en el Re y Nu, debido a que con el paso del tubo se determina el Re y con este último el Nu. Como se observa en la tabla 8.1 hay una variación de aproximadamente 1% entre el Re que reportan en el artículo y el calculado por el programa de cálculo de la presente tesis, y del 20% con respecto del Nu. También se debe tener en cuenta la incertidumbre que existe al recabar los datos experimentales. En este artículo se menciona que existe una incertidumbre del 2.94% para el Re y de 4.67% para el Nu. El diseño del intercambiador calculado por el software prácticamente fue el mismo al del trabajo realizado por Bao-Cun Du [7], esto se debe a que en el software considera un factor de seguridad que ayuda a realizar un mejor diseño.

A continuación se comparó el programa de cálculo de la presente tesis con una propuesta de diseño del software comercial HTRI, dicha comparación se muestra en la tabla 8.2.

Tabla 8.2. Comparación de una propuesta de diseño del software HTRI contra los calculados por el programa de cálculo de la presente tesis.		
Datos	Propuesta de diseño del software comercial HTRI	Programa de cálculo de la presente tesis
$D_{is}[m]$	0.7112	0.7112
Arreglo	90°	90°
Número de tubos	304	304
$d_{ot}[m]$	0.0254	0.0254
$d_{ot}[m]$	0.022098	0.022098
Pitch t [m]	0.03175	0.0339
Longitud m	6.096	6.096
Temperatura de entrada en la coraza [°C]	55	55
Temperatura de salida en la coraza [°C]	40	39.0548977
Temperatura de entrada en los tubos [°C]	25	25
Temperatura de salida en los tubos [°C]	35	35.652
Flujo másico por los tubos $\left[\frac{kg}{s}\right]$	32.28527	32.28527
Flujo másico por la coraza $\left[\frac{kg}{s}\right]$	21.54611	21.54611
Caída de presión en la coraza $\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$	0.063	0.0604
Caída de presión en los tubos $\left[\frac{kg}{cm^2}\right]$	0.272	0.268
U sucio $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	659.1322	662.516

Como muestra la tabla 8.2 los parámetros calculados por el programa de cálculo de la presente tesis, son prácticamente iguales al del software comercial, aunque existe una pequeña variación en las temperaturas de salida de los tubos y la coraza. Asimismo, el paso de los tubos difiere en un 6.7%, el coeficiente global de transferencia de calor sucio en un 0.5%, las caídas de presión en los tubos un 1.5% y por último las caídas de presión por la coraza un 4.1%, con respecto del software comercial. Sin embargo, tienen la misma configuración y mismo número de tubos, por lo tanto se tiene la misma área de transferencia de calor, por lo cual se puede dar por válido el programa de cálculo de la presente tesis.

A continuación se hace un análisis más detallado de la correlación Delaware con respecto de valores experimentales del estudio realizado por Ya-Ling He et al. [5], y en el cual se realiza la curva ajustada de los valores experimentales, con el fin de determinar la sobrestimación y subestimación de los valores experimentales por parte de la correlación Delaware.

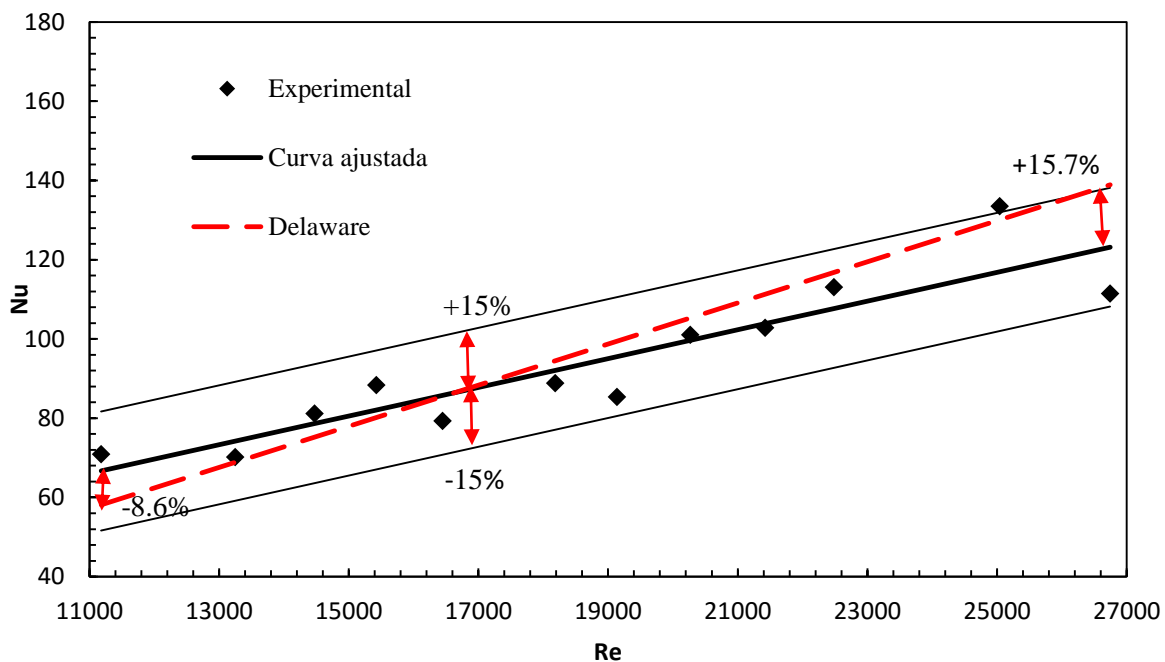


Figura 8.1. Comparación entre la curva ajustada experimental y el Nu calculado por el método Delaware, para la parte de la coraza

La figura 8.1 muestra la comparación del número de Nusselt experimental contra el calculado por medio de la correlación de Delaware. Se observa que para $Re < 16600$ la correlación de Delaware subestima los valores reales, en un máximo de 8.6%. Para $Re > 16600$ la correlación de Delaware sobrestima los valores experimentales, en un máximo de 15.7%, es preferible sobrestimar los valores a subestimarlos, ya que al diseñar el intercambiador y hacer los balances de energía, es mejor que sobre energía a que falte, es decir, tener un margen de error. Sin embargo, estos son inferiores al 15% que es admisible en la práctica ingenieril [5]. No obstante, se observa que para Re de 27000 el cálculo del Nu por parte de la correlación de Delaware excede el 15%, por lo que en el software desarrollado en la presente tesis se utiliza un factor de error, para así asegurar un correcto diseño.

Intercambiador de placas

Los parámetros calculados por el software de cálculo, fueron comparados con el trabajo realizado por Akturk et al. [7], en el cual se utilizó agua como fluido de trabajo. La tabla 8.3 muestra dicha equiparación.

Tabla 8.3. Comparación de datos obtenidos de la literatura abierta contra los calculados por el programa de cálculo de la presente tesis.		
Datos	Artículo de Akturk et al. [4]	Programa de cálculo de la presente tesis
Fluido	Agua	Agua
Área de transferencia de calor por placa [m ²]	0.125	0.1234
Flujo volumétrico [$\frac{m^3}{h}$]	0.57	0.57
Temperatura de entrada del fluido frío [°C]	9	9
Temperatura de salida del fluido frío [°C]	25	24.4
Temperatura de entrada del fluido caliente [°C]	90	90
Temperatura de salida del fluido caliente [°C]	53	52.88
Coefficiente de transferencia de calor [$\frac{W}{m^2K}$]	5815	5672.9
Número de placas	10	10

El análisis comparativo muestra que el cálculo de los datos presentados por el programa de la presente tesis es semejante al del trabajo realizado por Akturk [4]. La diferencia reside en el coeficiente de transferencia de calor, y se debe a la base de datos de las propiedades de los fluidos. Como muestra la tabla 8.3 hay una variación de aproximadamente 2.4% entre el coeficiente de transferencia de calor que reportan en el artículo y el calculado por el programa de cálculo de la presente tesis, mientras que para los otros parámetros los valores son casi idénticos. El diseño del intercambiador calculado por el software prácticamente fue el mismo al del trabajo realizado por Akturk [4], con lo cual se puede dar por válido el programa de la presente tesis.

A continuación se comparó el programa de cálculo de la presente tesis con una propuesta de diseño de la empresa Armstrong, dicha comparación se muestra en la tabla 8.4.

Los parámetros calculados por el software de cálculo para el diseño de intercambiadores de calor de placas, fueron comparados con una propuesta de diseño de la empresa Armstrong, la cual se muestra en una hoja de especificaciones en el apéndice A3. Los datos que presenta la hoja de especificaciones y su respectiva comparación con los parámetros calculados en el programa de cálculo de la presente tesis se muestran en la tabla 8.3.

Tabla 8.4. Comparación de una propuesta de diseño de la empresa Armstrong contra los calculados por el programa de cálculo de la presente tesis.		
Datos	Propuesta de diseño del software Armstrong	Programa de cálculo de la presente tesis
Fluido	Agua	Agua
Flujo másico $\left[\frac{kg}{s}\right]$	140.0100556	140.0100556
Densidad $\left[\frac{t}{m^3}\right]$	0.99	0.995161
Calor específico $\left[\frac{kJ}{kg^{\circ}C}\right]$	4.183	4.187
Conductividad térmica	0.618	0.62
Temperatura de entrada del fluido frío [$^{\circ}C$]	22	22
Temperatura de salida del fluido frío [$^{\circ}C$]	42	41.99
Temperatura de entrada del fluido caliente [$^{\circ}C$]	65	65
Temperatura de salida del fluido caliente [$^{\circ}C$]	45	45
	23	23
Coefficiente global de transferencia de calor $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$	13480.2	10780.6468
Área por unidad [m^2]	47.54	47.34
Número de placas	65	65
Caídas de presión [MPa]	1.034	1.343

Como muestra la tabla 8.3, existe una variación en las propiedades de los fluidos, esto se debe al banco de datos que se tenga, ya que para el programa de cálculo de la presente tesis se realizaron polinomios en función de la temperatura, para determinar las propiedades del fluido (Apéndice A4). Existe una pequeña diferencia de temperaturas, esto se debe a que si se manejaran las mismas temperaturas que vienen en la hoja de especificaciones de la empresa Armstrong, la DTML se indeterminaría.

La variación más significativa esta dado en el coeficiente global de transferencia de calor, se puede deber a distintas razones, por ejemplo que utilicen una correlación de transferencia de calor distinta o a que no consideren las resistencias de ensuciamiento. Asimismo se observa una variación en las caídas de presión, esto se puede deber a dos razones, que el software comercial Armstrong utilice un factor de fricción distinto al de la presente tesis y la otra es que no consideren las contribuciones de caída de presión por el cambio de elevación.

Sin embargo, pese a estas diferencias se llegó a la misma superficie de transferencia de calor con las mismas condiciones de operación, por lo tanto se puede corroborar el buen funcionamiento del programa de cálculo de la presente tesis.

A continuación realizo un análisis detallado de la correlación de Akturk con respecto de valores experimentales del estudio realizado por Akturk et al. [4], y en el cual se realiza la curva ajustada de los valores experimentales, con el fin de determinar la sobrestimación y subestimación de los valores experimentales por parte de la correlación de Akturk.

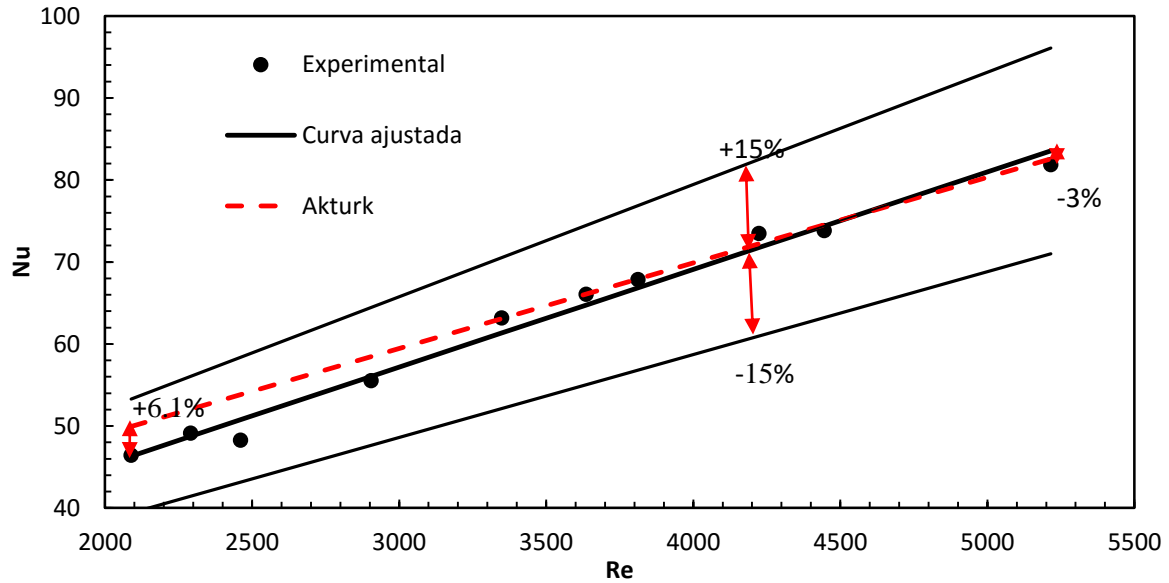


Figura 8.2. Comparación entre la curva ajustada experimental y el Nu calculado por la correlación de Akturk, para la parte de la coraza

La figura 8.2 muestra la comparación del número de Nusselt experimental contra el calculado por medio de la correlación de Akturk. Se observa que para $Re < 4200$ la correlación de Akturk sobrestima los valores experimentales, que en su punto más alejado de la curva de ajuste fue del 6.1%. Para $Re > 4200$ la correlación de Akturk subestima los valores experimentales, que en su punto más alejado de la subestimación fue de -3%, sin embargo, estas variaciones de sobrestimación y subestimación son inferiores al 15% que es admisible en la práctica ingenieril [5].

Conclusiones

La presente tesis plantea una metodología de cálculo para el diseño térmico de intercambiadores de calor de tubos y coraza y de placas, en una fase, bajo un enfoque de cálculo integral. El diseño de este tipo de equipos está afectado por varios factores pero los más importantes, de acuerdo con la metodología presentada, son los siguientes:

1. Dimensionamiento geométrico del intercambiador
2. Condiciones termodinámicas de la entrada y salida de los fluidos.

Estos factores afectan a parámetros relevantes del cálculo como el número de Reynolds, coeficientes convectivos, coeficiente global de transferencia de calor, superficie total de transferencia de calor. Por tal motivo, la definición inicial de los factores (1) y (2) repercuten en el éxito o fracaso del diseño del equipo.

En un intercambiador de placas el área de cada placa depende del factor de alargamiento de la superficie, puesto que dependiendo de su valor existe un impacto en la superficie de transferencia de calor que implica un incremento o reducción del número de placas. Además, también influye en el coeficiente global de transferencia de calor, puesto que con él se determina el diámetro hidráulico que tendrán los canales, y del que dependen la velocidad de flujo, y por lo tanto el número de Reynolds. Del mismo modo, afecta a las caídas de presión, porque si se tiene un diámetro hidráulico pequeño, se tendrán altas caídas de presión, por el contrario un diámetro hidráulico grande conllevará a pequeñas caídas de presión.

En el intercambiador de calor de tubos y coraza un parámetro relevante a tener en cuenta a la hora del diseño es el arreglo de los tubos, puesto que a mayor ángulo de arreglo el coeficiente de transferencia de calor y las caídas de presión del lado de la coraza disminuyen. Asimismo un diámetro pequeño de los tubos produce coeficientes de transferencia de calor más altos, sin embargo, también se debe considerar el fluido de trabajo puesto que los tubos pueden llegar a taparse.

En el caso de los ICTC, para $Re > 16600$ la correlación de Delaware sobrestima los valores experimentales y para $Re < 16600$ los subestima, sin embargo, estas variaciones son inferiores al 15% que es admisible en la práctica ingenieril [5]. En el caso de los ICP, para $Re > 4200$ la correlación de Aktuk subestima los valores experimentales y para $Re < 4200$ los sobrestima, pero estas variaciones son inferiores al 15%.

Finalmente, el software de la presente tesis, fue validado con valores experimentales y con diseños propuestos por softwares comerciales [2,3], dando como resultado la satisfactoria predicción del rendimiento de los equipos, equiparable al de los softwares comerciales.

Recomendaciones y Trabajos Futuros

En lo referente a software de diseño, se detectó la importancia de ampliar la base de datos para trabajar con más fluidos. Además, se propone ampliar el software al análisis de fenómenos con cambio de fase con la finalidad de presentar un software más avanzado. Por otra parte, es importante acoplar el software a la simulación numérica para obtener información completa y detallada de variables tales como la caída de presión y coeficiente global de transferencia de calor, dentro de la placa, así como en la coraza, ya que en el presente estudio solo cuenta con un enfoque integral del diseño de

intercambiadores de calor. Esto es importante para analizar el comportamiento del fluido cuando recorre las corrugaciones, los tubos y la coraza.

Apéndice A1

Ensuciamiento

El ensuciamiento es la acumulación y crecimiento de materiales indeseables en la superficie de transferencia de calor en el intercambiador de placas. Estos materiales indeseados pueden ser cristales, sedimentos, polímeros, sales orgánicas, crecimiento biológico, productos de corrosión, etcétera. Este proceso influye en el rendimiento del intercambiador de calor, lo que resulta en una reducción en el rendimiento térmico, un aumento en la caída de presión, puede promover la corrosión y resultar en algunos fallos, por lo antes dicho el ensuciamiento debe ser considerado en el diseño del intercambiador de calor de placas. Una mala consideración del ensuciamiento dará lugar a la falta de rendimiento del intercambiador de calor después de cierto período, y por consiguiente de todo el sistema.

Cuando el intercambiador de calor es nuevo, la resistencia al ensuciamiento es cero, y el coeficiente global de transferencia de calor en este caso se puede designar como U_c (coeficiente limpio), dependiendo de las condiciones de proceso. Los principales efectos de la resistencia al ensuciamiento, son la disminución de la transferencia de calor y una mayor caída de presión. La ecuación del coeficiente global de transferencia de calor sucio, muestra que las resistencias al ensuciamiento dan como resultado una reducción del coeficiente global de transferencia de calor, por consiguiente un aumento de la superficie de transferencia de calor de la ecuación:

$$A_t = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}} \quad (A1.1)$$

Este aumento de superficie ayuda a decidir la cantidad de material extra que se requiere para proporcionar la transferencia de calor requerida, para compensar los efectos de ensuciamiento.

Por otro parte, cuando se crea el ensuciamiento en la superficie de transferencia de calor, se reduce el área de flujo transversal. En consecuencia, la velocidad del fluido se incrementa para una velocidad de flujo volumétrica constante. Hay que recordar que la ecuación de caída de presión está en función de varios términos pero uno de ellos es el cuadrado de la velocidad del fluido. Por lo tanto, el ensuciamiento puede conllevar a un aumento notable de caída de presión, y por ende, el aumento de la potencia de bombeo, dicho de otro modo, un aumento de los costos de funcionamiento. Además, el ensuciamiento puede crear sitios nucleados, que pueden causar diferentes formas de corrosión. Esto deteriora aún más el rendimiento de los intercambiadores de calor.

Secuencia de ensuciamiento

El ensuciamiento es un proceso que depende del tiempo, y el intercambiador de calor recién instalado sólo pasado un cierto periodo de funcionamiento se encuentra con el valor constante de ensuciamiento. La acumulación de ensuciamiento normalmente experimenta cinco etapas que son: la iniciación, el transporte de masa, deposición, retirada y auto-retraso, y el envejecimiento.

Iniciación

Una vez puesto en funcionamiento el intercambiador de calor limpio, se requiere un cierto período de tiempo para que se registre cualquier ensuciamiento apreciable. Este periodo se conoce como el

periodo de iniciación o incubación. Durante esta etapa la superficie está condicionada por el ensuciamiento que se llevará a cabo más tarde. La temperatura de la superficie, el material, rugosidad, y otros factores influyen fuertemente en el retraso del ensuciamiento.

Transporte

Durante la etapa de transporte de masa, se establecen las condiciones requeridas para las deposiciones, y las sustancias de ensuciamiento del fluido son transportados a la superficie de transferencia de calor. Este transporte se lleva a cabo por una serie de fenómenos incluyendo la difusión y sedimentación.

Deposición

Durante este período, la especie responsable de ensuciamiento se adhieren a la superficie de transferencia de calor. La velocidad de deposición es dependiente de la velocidad de la transferencia de masa por difusión a la superficie, y la velocidad de reacción química en la superficie. Las características del material tales como la densidad, tamaño y condiciones de la superficie son importantes durante esta etapa.

Eliminación

La eliminación de los depósitos de ensuciamiento de la superficie pueden o no pueden ocurrir simultáneamente con la deposición, una parte del material se elimina de la superficie inmediatamente después de la deposición y algunos se eliminan más tarde. La velocidad de eliminación se produce debido a la acción individual o simultánea de los siguientes mecanismos: las fuerzas de corte, turbulencia y erosión.

Envejecimiento

El envejecimiento de los depósitos se refiere a cualquier cambio que sufre el material ensuciante en el transcurso del tiempo. El proceso de envejecimiento incluye tanto transformaciones físicas como químicas, tales como una mayor degradación a un material carbonoso en más ensuciamiento orgánico y las transformaciones de fase cristalina en el ensuciamiento inorgánico. El envejecimiento puede llegar a reforzar o debilitar los depósitos de ensuciamiento.

Tabla A1.1. Resistencias de ensuciamiento recomendadas [19]		
Fluido de proceso	Rf x 10 ⁻³ [m ² K/W]	
	Marriott 1971	Panchal and Rabas, 1999
Agua		
Suave	0.018	0.018
Dura	0.043	-
Agua de torre de enfriamiento	0.034	0.044
Agua de mar	0.026	0.026
Agua de río	0.043	0.044
Aceite lubricante	0.017-0.043	0.053

Apéndice A2

Corrosión

Metales comunes y sus aleaciones son atacados por sus entornos como la atmósfera, el suelo, el agua o soluciones acuosas. Esta destrucción de metales y aleaciones se conoce como corrosión, en un intercambiador la corrosión consiste en la destrucción de sus superficies, esta destrucción conlleva a pérdidas de material que pueden resultar en grietas, agujeros y/o eliminación parcial de las superficies de transferencia de calor, resultando en la fuga de los fluidos de trabajo, algunas de las cuales pueden ser costosas, ya que esta fuga puede conllevar a que uno de los fluidos se filtre al otro lado de la placa, contaminando así el otro fluido y deteriorando así la eficiencia del intercambiador. La corrosión puede añadir un costo adicional para el intercambiador, debido al uso de material caro, mantenimiento, garantía, inventario de piezas, y así sucesivamente.

Los tipos de corrosión más importantes para el diseño y funcionamiento del intercambiador de calor son las siguientes:

Corrosión uniforme

Corrosión uniforme es una forma de corrosión causada por una reacción química o electroquímica entre el metal y el fluido en contacto con ella en toda la superficie metálica expuesta. Se produce cuando los metales y de fluidos (por ejemplo, agua, ácidos, álcalis) del sistema y de operación variables son razonablemente homogénea. Por lo general es fácil notar áreas corroídas atacadas por la corrosión uniforme.

Corrosión galvánica

La corrosión galvánica es causada por una diferencia de potencial eléctrico entre dos metales distintos eléctricamente en el sistema en presencia de un electrolito (como el agua en un intercambiador de calor). Se produce en el ánodo y no afecta el cátodo.

Corrosión por picaduras

La corrosión por picaduras es una forma de corrosión localizada autocatalítica debidas a picaduras resultando en agujeros en el metal. Si los ánodos y cátodos intercambian rápidamente los sitios al azar, la corrosión uniforme se produce, como en la oxidación del hierro. Si el ánodo se fija en la superficie, la corrosión por picadura se lleva a cabo.

Corrosión bajo tensión

Es una forma de corrosión que implica grietas en metales susceptibles, causados por la presencia simultánea de la tensión de tracción y un fluido corrosivo.

Corrosión por erosión

Es una forma de corrosión causada por la erosión de la superficie de transferencia de calor, la cual es provocada por un fluido de alta velocidad con o sin partículas (por ejemplo, la velocidad del fluido mayor que 2 m/s para el flujo de agua sobre una superficie de aluminio) y la posterior corrosión de la superficie expuesta.

Apéndice A3

Números adimensionales

Número de Reynolds

Es un número adimensional cuyo valor indica si el flujo sigue un modelo laminar o turbulento y se define como la relación existente entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas (o de rozamiento). En el caso de los intercambiadores de calor de placas, el diámetro hidráulico es muy pequeño, del orden de mm, por lo tanto, las condiciones de turbulencia se consiguen a un valor muy bajo de número de Reynolds. Simpson informó de que la condición turbulenta puede lograrse a números de Reynolds tan bajos como 150.

$$Re = \frac{G_{ch} \cdot D_h}{\mu} \quad (A3.1)$$

El denominador es un esfuerzo viscoso esto es, una fuerza viscosa por unidad de área. Si las fuerzas viscosas dominan, el flujo será laminar y si domina el impulso, el flujo será turbulento.

Número de Prandtl

Es función de dos propiedades físicas importantes (térmicas y de momento), por lo tanto, responsables del crecimiento de las capas límite y el espesor relativo entre ellos. La relación que existe entre la difusividad térmica (α) y la difusividad de momento (ν), es el número de Prandtl. El número de Prandtl puede ser visto como una proporción de la medida en que las fuerzas viscosas penetren el material a la medida de que la energía térmica penetra en el material.

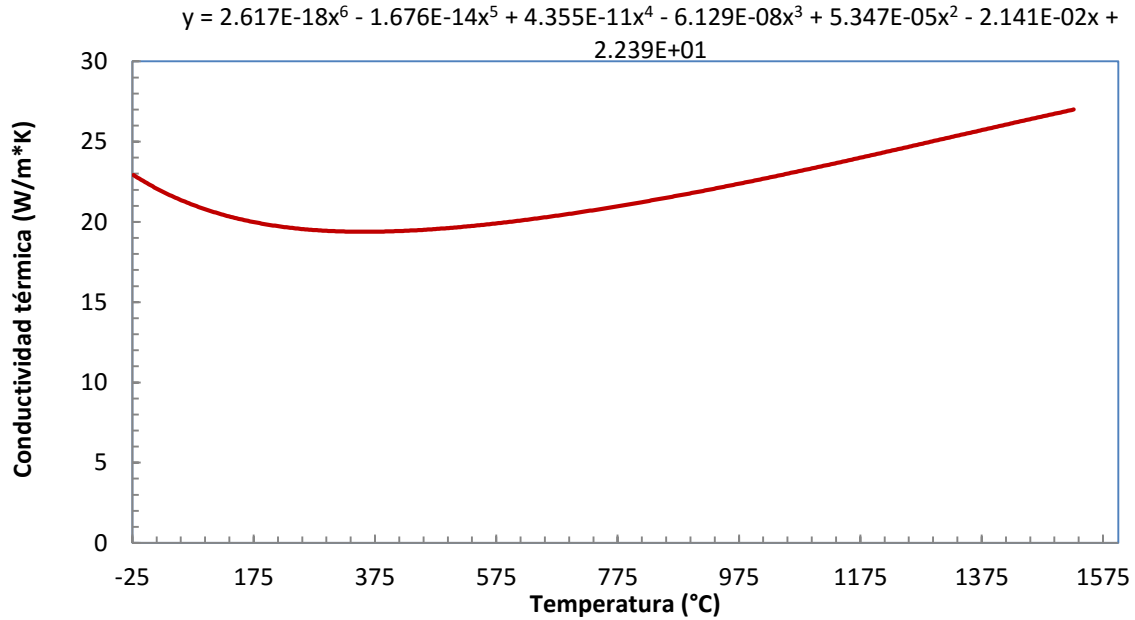
$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} = \frac{\nu}{\alpha} \quad (A3.2)$$

Número de Nusselt

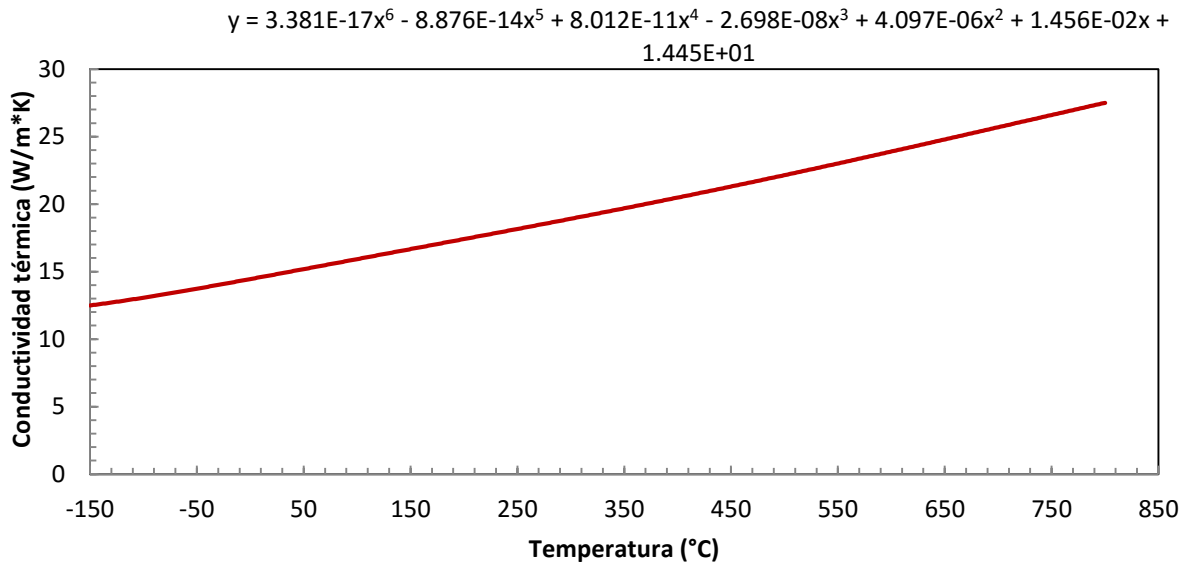
Es un número adimensional y es igual al gradiente de temperatura en la superficie y que esencialmente, proporciona una medida de la transferencia de calor por convección. El número de Nusselt puede ser visto como la relación de la resistencia a la conducción de un material entre la resistencia por convección del mismo material. El denominador del número de Nusselt implica la conductividad térmica del fluido en la interfase de convección fluido-sólido. Para la presente tesis se utilizará la correlación de Maslov and Kovalenko por las razones que se mencionaron anteriormente.

Apéndice A4

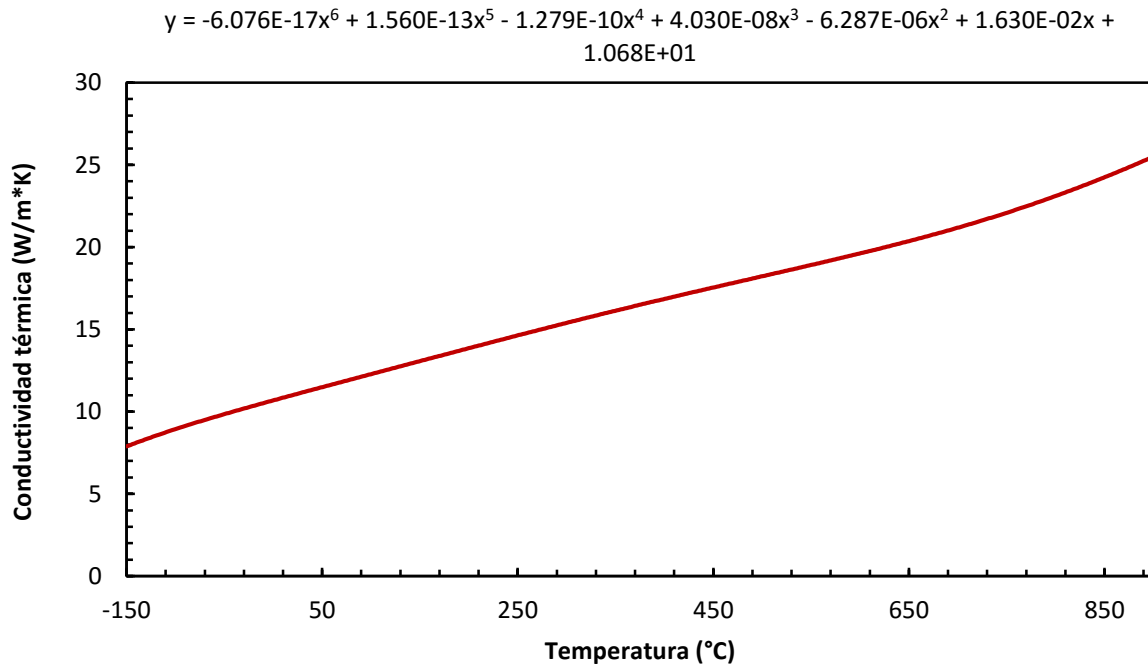
A continuación se muestran las tablas y gráficas que se utilizaron para determinar los modelos matemáticos de las propiedades termodinámicas de los fluidos del programa de cálculo.



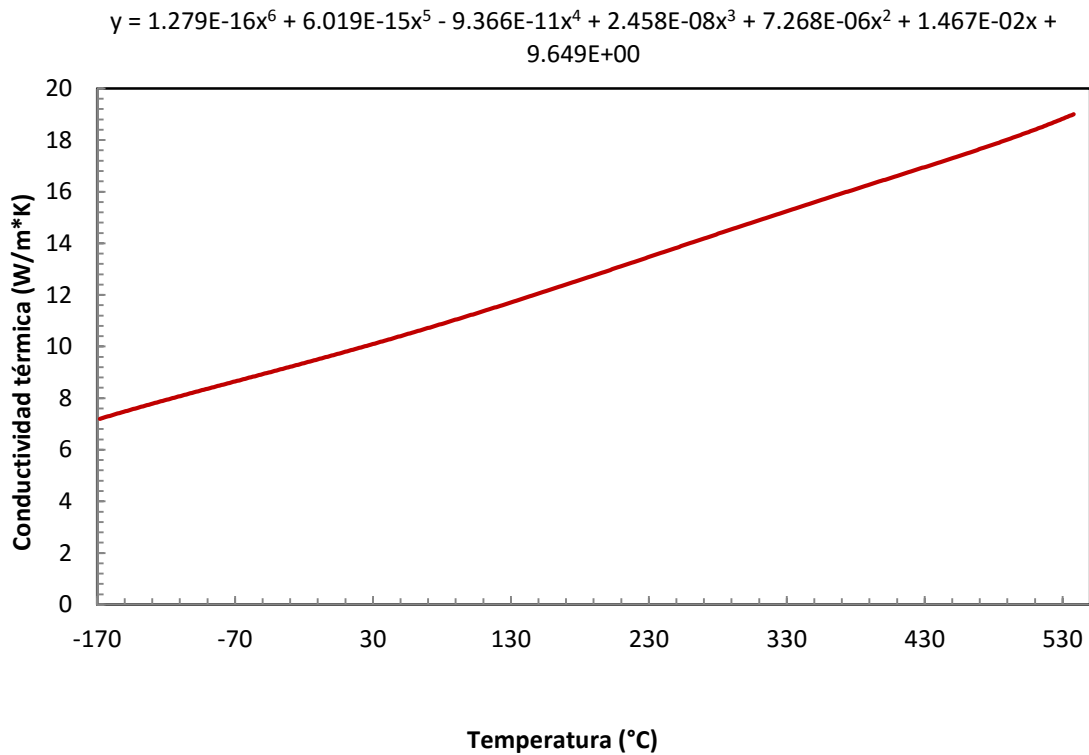
Gráfica 1. Conductividad térmica vs temperatura para el Titanio



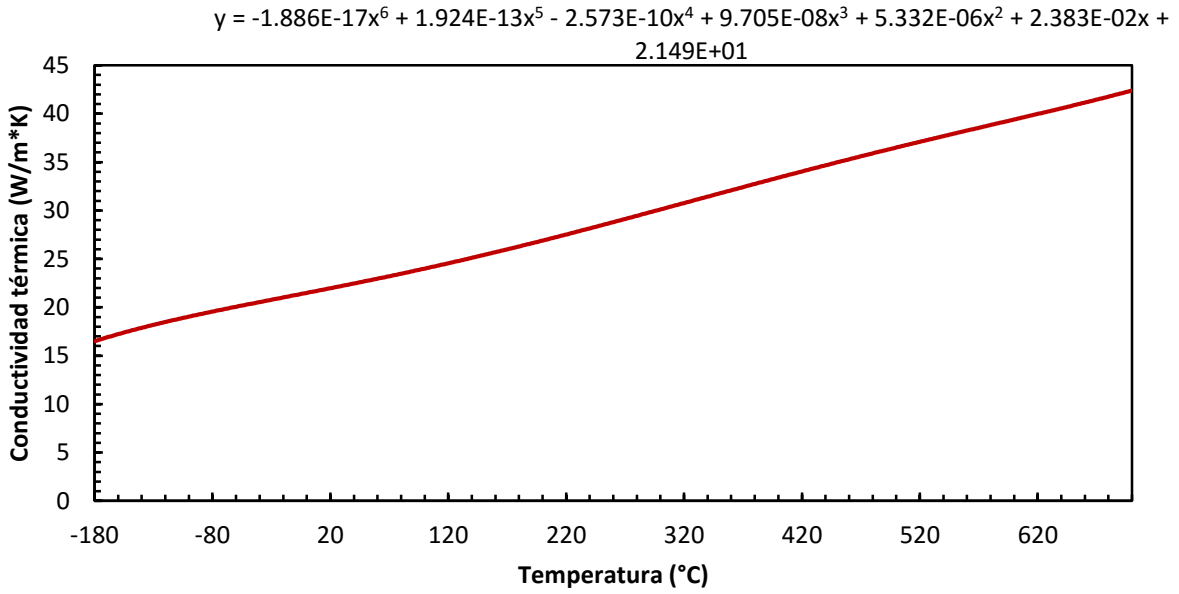
Gráfica 2. Conductividad térmica vs temperatura para el Inconel 600



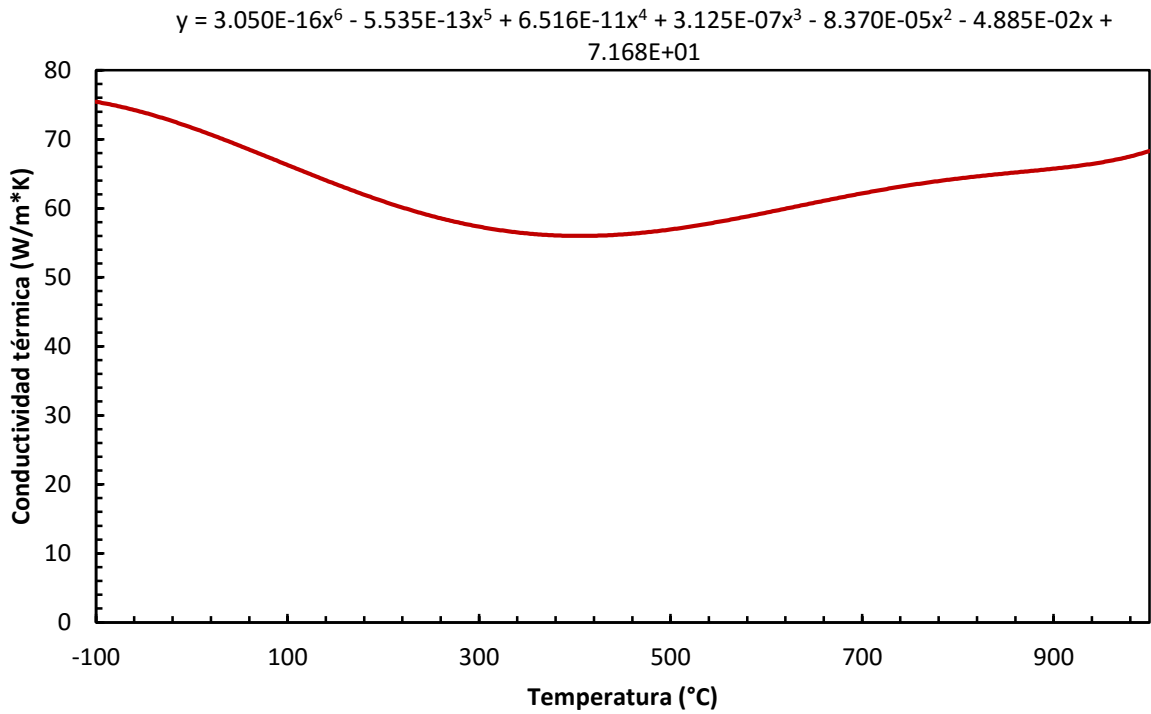
Gráfica 3. Conductividad térmica vs temperatura para el Incoloy 825



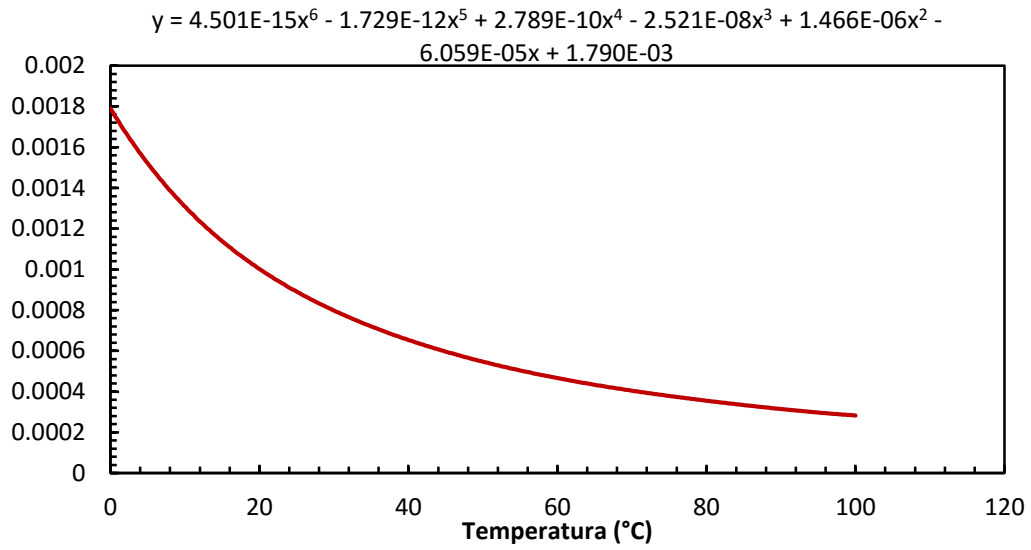
Gráfica 4. Conductividad térmica vs temperatura para el Hastelloy C-276



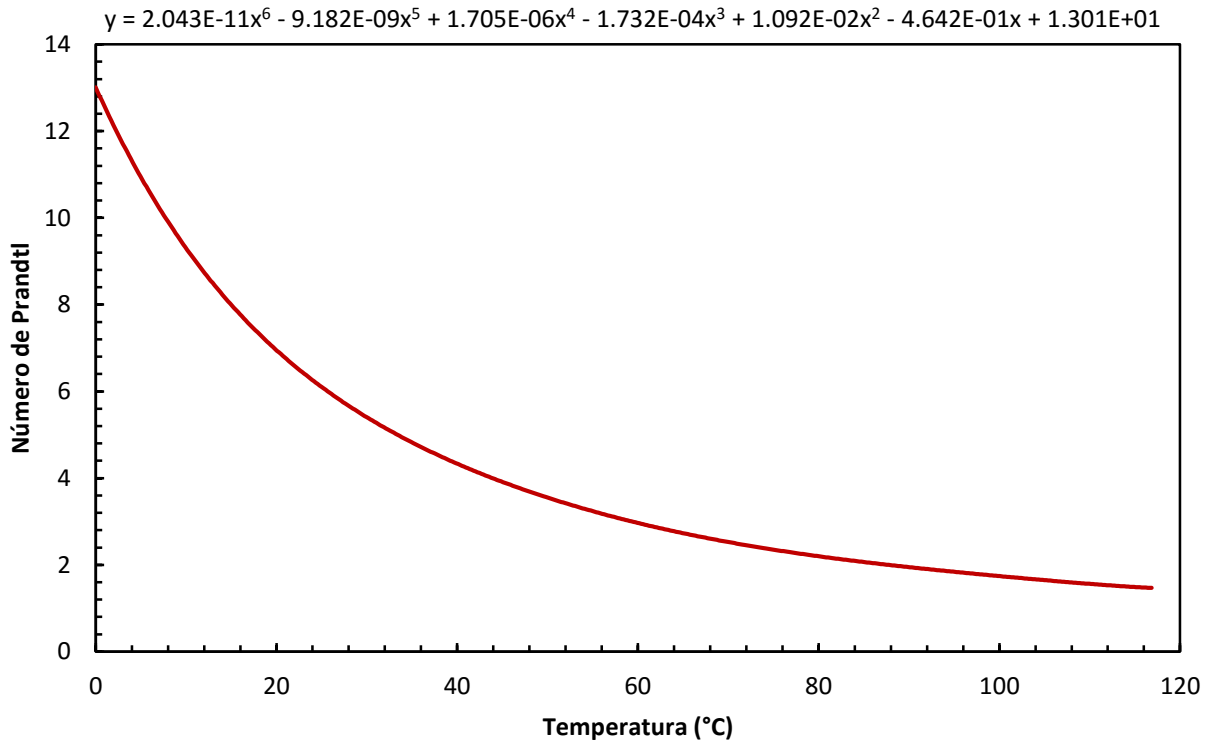
Gráfica 5. Conductividad térmica vs temperatura para el Monel 400



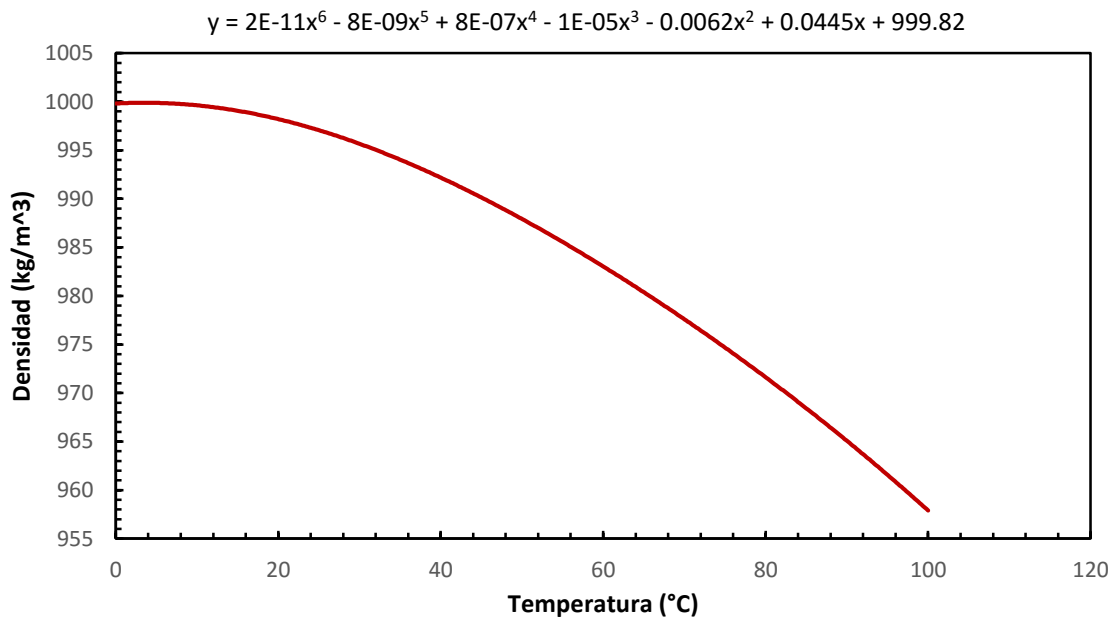
Gráfica 6. Conductividad térmica vs temperatura para el Níquel 200



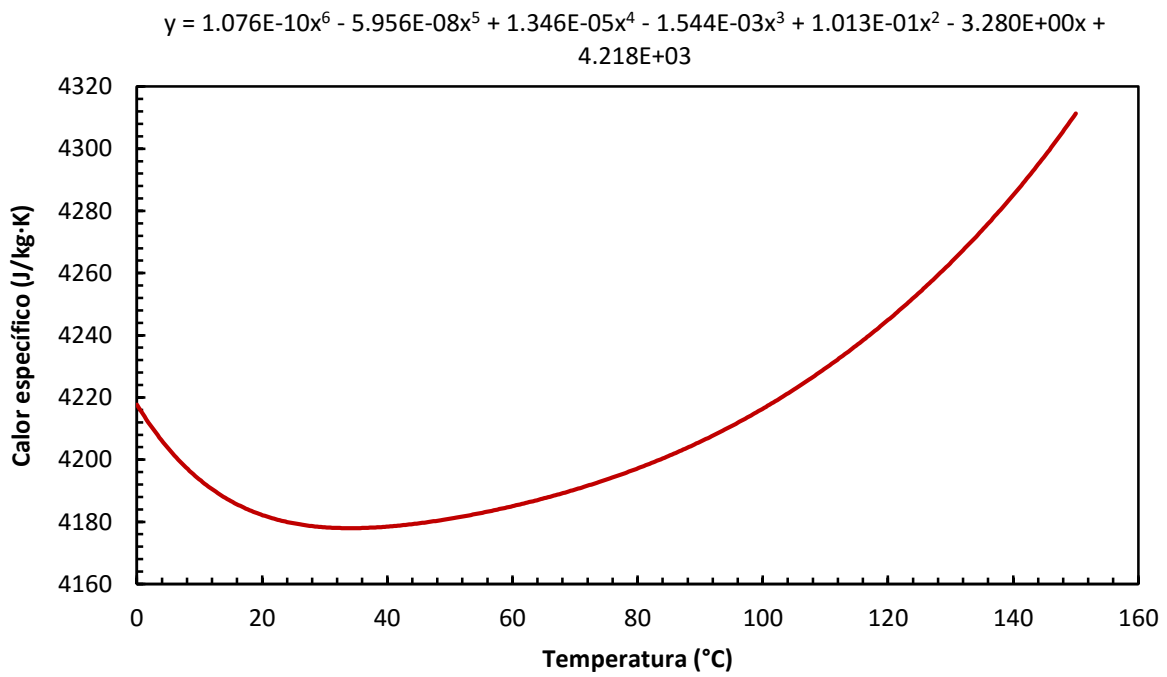
Gráfica 7. Viscosidad dinámica vs temperatura para el agua



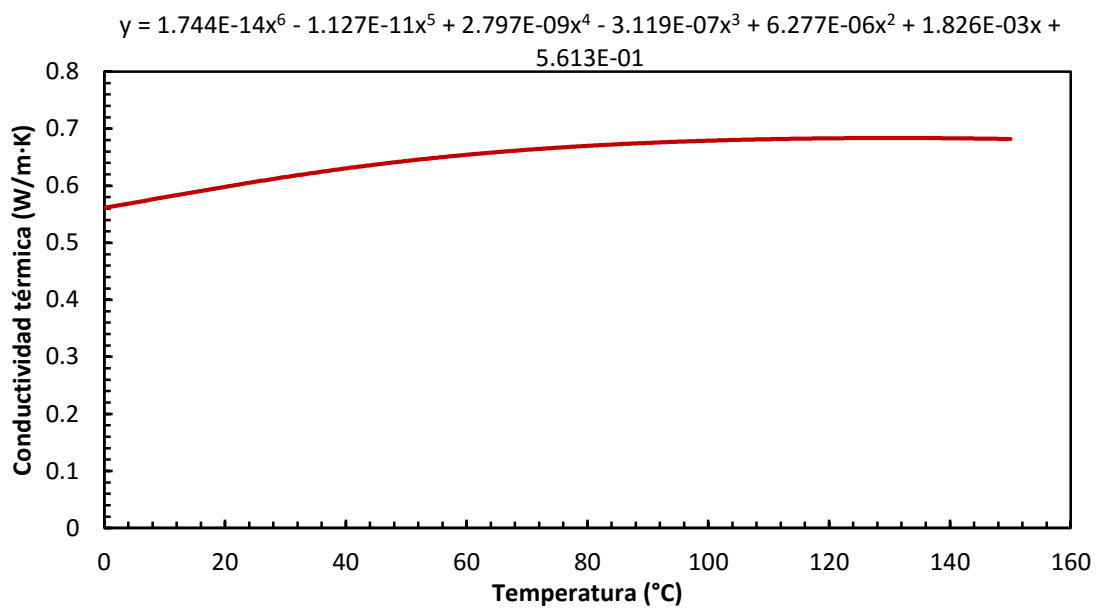
Gráfica 8. Número de Prandtl vs temperatura para el agua



Gráfica 9. Densidad vs temperatura para el agua



Gráfica 10. Calor específico vs temperatura para el agua



Gráfica 11. Conductividad térmica vs temperatura para el agua

Apéndice A5

En este apartado se muestran las hojas de especificaciones con las cuales se comparó el software presentado en esta tesis.




Plate Heat Exchanger

CUSTOMER : REFERENCE : PROJECT : SERVICE OF UNIT : MODEL : S-76-1250-65 AREA PER UNIT : 47.54 m ²	QUOTATION NO. : DATE : 27-Feb-2015 NO. OF UNITS: CONNECTED IN : Single		
PERFORMANCE OF UNIT			
	COLD SIDE	HOT SIDE	
FLUID CIRCULATED	water		
TOTAL FLUID ENTERING	506,572.375 L/hr	511,413.287 L/hr	
	504,000.0 kg/h	504,036.2 kg/h	
FLUID TYPE	Liquid	Gas	
DENSITY	0.99	0.99	
SPECIFIC HEAT	4.183	4.183	
THERMAL CONDUCTIVITY	0.618	0.649	
DYNAMIC VISCOSITY	0.766	0.505	
LATENT HEAT			
TEMPERATURE IN / SAT.	22.0 →	65.0 →	
TEMPERATURE OUT	→ 42.0	→ 45.0	
OPERATING PRESSURE			
NO. OF PASSES / PLATE ARR.	1 / 1 x 29 SH . 3 SW	1 / 1 x 32 SW	
PRESSURE DROP	3.161 Bar	2.964 Bar	
EXCESS AREA	50.90 %		
HEAT EXCHANGED	11,711.8		
LMTD / U-VALUE	23.0 / 13,480.2		
CONSTRUCTION OF SINGLE UNIT			
DESIGN PRESSURE	Bar	10.34	
TEST PRESSURE	Bar	13.44	
DESIGN TEMPERATURE	°C	100.0	
PLATE MATERIAL	AISI 304	GASKET MATERIAL: NBR	
NO. OF PLATES	65	GASKET TYPE: mechanically Fixed	
PLATE THICKNESS (mm)	0.40	TIE RODS: Zinc Plated	
FRONT/REAR MATERIAL:	Carbon Steel	SHROUD: Aluminum	
CONNECTIONS			
COLD SIDE		HOT SIDE	
pos.	type	pos.	type
in	A	8" - 150#	Studded Carbon Steel
out	B	8" - 150#	Studded Carbon Steel
in	C	8" - 150#	Studded Carbon Steel
out	D	8" - 150#	Studded Carbon Steel
weight (kg):		FLOODED VOLUME (m ³)	
empty / flooded (H2O) 1,515 1,694		.0894 / .0894	
CODE REQUIREMENTS: ASME Sect VIII Div. 1			
NOTES: The unit is designed under balance pressure conditions.			

ARMSTRONG
TSS Version: ARMSTUSA 31.0.0 - H-BP
EXPERIENCE BUILDING

Figura A5.1. Hoja de especificaciones de un ICP de la empresa Armstrong [3].

HOJA DE DATOS				Fecha: 14-MAR-17	
				Hoja: 3 de 12	
				Rev. A	
1 Identificación: EA-3843					
2 ORIENTACIÓN (Vertical, Horizontal o Inclinado): Horizontal				SERVICIO: Segundo enfriador de fondos	
3 No. De Unidades: 1				FABRICANTE: Conectado en (Paralelo o Serie) 1S - 1P	
4 Tamaño: 711.2 x 6096 mm				TEMA Tipo: AES	
5 Área Efectiva por unidad: 144.76 m ²				No. Corazas: 1	
6 Área efectiva por coraza: 144.76 m ²					
7 DESEMPEÑO POR UNIDAD					
DATOS		LADO CORAZA		LADO TUBOS	
8 CASO DISEÑO					
9 Fluido:		ENTRADA AGUA DESFLEMADA		SALIDA AGUA DE ENFRIAMIENTO	
10 Cantidad total del fluido:		77,566		116,227	
11 Vapor:					
12 Líquido (Peso Molecular):		77,566 (18.0)		116,227	
13 Vapor de agua:					
14 Agua:					
15 No condensable:					
16 Temperatura:		55.0		40.0	
17 Densidad (vapor/líquido):		- / 998.1		- / 992.7	
18 Viscosidad (vapor/líquido):		- / 0.48		- / 0.60	
19 Calor específico (vapor/líquido):		- / 1.00		- / 1.00	
20 Conductividad Térmica (vapor/líquido):		- / 0.55		- / 0.54	
21 Calor latente:					
22 Presión de entrada:		7.70		6.00	
23 Velocidad:		0.27		1.11	
24 Caída de presión (Permisible/Calc.):		0.35		0.063	
25 Resistencia de incrustamiento:		0.0004		0.0006	
26 Coeficiente promedio de película:					
27 Calor intercambiado:				1.16 (1)	
28 Diferencia media de temperatura (MTD):		Efectiva: 15.7		Medida:	
29 Relación de transferencia de calor:		Requerida: 509.93		Incrustado: 666.86	
30 xy^2 :		Calor: entrada coraza: 1,355.1		Entrada Haz: 139.81	
31				Salida Haz: 168.06	
32 CONSTRUCCION					
33 No. de Tubos / Coraza: 304		D.E. 25.4		BOQUILLAS, NÚMERO, TAMAÑO Y CLASIFICACION	
34 Espesor: 1.651		mm (min/promedio)		Lado Coraza: Lado Tubos:	
35 Paso tubos: 31.75		mm Arreglo: 90°		Servicio	
36 Longitud: 6.096		m Tipo: Liso		Cant. Tam. Tipo Clase	
37 Unión-Tubo-Espejo: Expandida (sin ranuras)				Cant. Tam. Tipo Clase	
38 Diam. coraza DI / DE: 711.2 / 733.42		mm		Cant. Tam. Tipo Clase	
39 Tipo de deflector transversal: Perpendicular - Simple Segmentado				Cant. Tam. Tipo Clase	
40 Espaciamento-(Centro/Int/Ext): 378.9 / 565 / 476.6		mm		Cant. Tam. Tipo Clase	
41 Número de Pasos Cruzados: 15				Cant. Tam. Tipo Clase	
42 % Corte: 25		Presión de Diseño (kg/cm ² g): 29.0		Cant. Tam. Tipo Clase	
43 Tipo soporte de tubos:		Vacio (kg/cm ² a):		FV @ 150° C (3)	
44 Aletas de sello: 2 Pares min.		Temp. de Diseño (Max / MDMT) °C: 140 / 0		Cant. Tam. Tipo Clase	
45 Tubos deflectores: 3 barras min. OD 25.4 mm		Número de Pasos: 1		Cant. Tam. Tipo Clase	
46 Protección al impacto (Si/No): Si (2)		Comosion Permisible (mm): 3.2		Cant. Tam. Tipo Clase	
47 MATERIALES (4)					
48 Coraza: SA-516 Gr. 60 N-HIC-PWHT		Tubos: SA-789 (S32205) DUPLEX		Empaques:	
49 Cubierta coraza: SA-516 Gr. 60 N-HIC-PWHT		Sin costura		Lado coraza: (8)	
50 Canal/ Bonete: SA-516 Gr. 60 N-HIC-PWHT (5)				Lado tubos: (8)	
51 Cubierta canal: SA-516 Gr. 60 N-HIC-PWHT / SA-266 Gr.2 N-HIC				Cabeza Flotante: (8)	
52 Cubierta Cabeza Flotante: SA-240 (UNS 32205) DUPLEX				Juegos de repuesto req: Si	
53 Espejo fijo: SA-240 (UNS 32205) DUPLEX Espejo Flotante: SA-240 (UNS 32205) DUPLEX				Anillo de Prueba req (Si/No): Si	
54 Deflectores Transversales: SA-240-TP304L Long:				Aislamiento-Coraza: (9) PP	
55 Mat. Soporte Tubos y Deflectores: SA-240-TP304L				Aislamiento-Canal: No	
56 Junta de Expansión Tipo:		Material:			
57 Código Diseño a Presión: ASME Sec VIII, Div 1		Estampado (Si/No): Si (7)		Calc. MAWP (Si/No): Si	
58		TEMA Clase: R			
59 NOTAS (Ver hoja 1)					
60					
61					

Figura A5.2. Hoja de especificaciones de un ICTC de la empresa HTRI [2].

Referencias

- [1] Webbusterz Engineering, Products
www.webbusterz.com (accesado el 28 de noviembre 2017)
- [2] HTRI, Xis |HTRI
https://www.htri.net/xist (accesado el 28 noviembre 2017)
- [3] Armstrong, Heat Exchangers
armstrongfluidtechnology.com/en (accesado el 28 de noviembre 2017)
- [4] Fatih Akturk, Nilay Sezer-Uzol, Selin Aradag y Sadik Kakac, Experimental investigation and performance analysis of gasketed-plate heat exchangers. *J. of Thermal Science and Technology* 35 (1) (2015) 43-52
- [5] Ya-Ling He, Zhang-Jing Zheng, Bao-Cun Du, Kun Wang, Yu Qiu. Experimental investigation on turbulent heat transfer characteristics of molten salt in a shell-and-tube heat exchanger. *Applied Thermal Engineering* 108 (2016) 1206-12013.
- [6] Ali Hussain. A mathematical model for thermo-hydraulic design of shell and tube heat exchanger using a step by step technique. *Journal of Engineering and Development* 10 (4) (2016) 12-35.
- [7] Bao-Cun Du, Ya-Ling He, Kun Wang, Han-Hui Zhu. Convective heat transfer of molten salt in the shell-and-tube heat exchanger with segmental baffles. *International Journal of Heat and Mass Transfer* 113 (2017) 456-465.
- [8] M. Serna y A. Jiménez. A compact formulation of the Bell-Delaware method for heat exchanger design and optimization. *Chemical Engineering Research and Design* 83 (A5) (2005) 539-550.
- [9] Yunus A. Cengel y Afshin J. Ghajar, Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones, cuarta ed., Mc Graw Hill, México, 2011.
- [10] Kuppam Thulukkanam, Heat Exchanger Design Handbook, second ed., CRC Press, Boca Raton, 2013.
- [11] Ramesh K. Shah and Dusan P. Sekulic, Fundamentals of Heat Exchanger Design, John Wiley & Sons, Inc., New Jersey, 2003.
- [12] Jogi Nikhil G. Heat Transfer Analysis of Corrugated Plate Heat Exchanger of Different Plate Geometry: A Review. *International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering* 2 (2012) 110-115.
- [13] T.S. Khan, M.S. Khan, Ming-C. Chyu, Z.H. Ayub, Experimental investigation of single phase convective heat transfer coefficient in a corrugated plate heat exchanger for multiple plate configurations, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1058–1065.
- [14] Robert W. Serth Thomas G. Lestina, Process Heat Transfer, second ed., Elsevier Inc., 2014
- [15] R. K. Sinnott, Chemical Engineering Design (6), fourth ed, Elsevier, Oxford, 2005.
- [16] S. Kakac, H. Liu, Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design, second ed., CRC Press, Boca Raton, 2013
- [17] A. Bejan, Convection Heat Transfer, second ed. Wiley, 1995.
- [18] E. Martinez, W. Vicente, G. Soto, M. Salinas, Comparative analysis of heat transfer and pressure drop in helically segmented finned tube heat exchangers, *Applied Thermal Engineering* 30 (2010) 1470-1476.
- [19] Kumar, H., The Plate Heat Exchanger: Construction and Design, in: Institute of Chemical Engineering Symposium Series (86) (1984) 1275–1288
- [20] Z.H. Ayub, Plate heat exchanger survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators, *Heat Transfer Engineering* 24 (2003) 3–16.
- [21] Okada, K., Ono, M., Tomimura, T., Okuma, T., Konno, H., and Ohtani, S., Design and Heat Transfer Characteristics of a New Plate Heat Exchanger, *Heat Transfer Japanese Research* 1 (1) (1972) 90–95

[22] Focke, W. W., Zacharides, J., and Oliver, I., The Effect of the Corrugation Inclination Angle on the Thermohydraulic Performance of Plate Heat Exchangers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 28 (8) (1985) 1469–1479