



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA
DE MÉXICO**

FACULTAD DE INGENIERÍA

**METODOLOGÍA DE CÁLCULO PARA EL DISEÑO
TÉRMICO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
DE PLACAS**

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A:

JUÁREZ ANDRADE VLADIMIR

MENDOZA MENDOZA KUKULTZIN



**DIRECTOR DE TESIS:
Dr. ELISEO MARTÍNEZ ESPINOSA**

2015

Ciudad Universitaria, D. F.



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.

Agradecimientos

Kukultzin Mendoza Mendoza

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 y servicio social.

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. Eliseo Martínez Espinosa
Dr. Rogelio Soto Ayala
Dr. Martín Salinas Vázquez
Dr. William Vicente y Rodríguez
Dr. Eduardo Medina Hernández

Por las observaciones y consejos que permitieron finalizar este trabajo.

Gracias a todos mis amigos de la facultad de ingeniería, en especial a Vladimir Juárez Andrade por haber trabajado conmigo para la realización del presente trabajo.

Vladimir Juárez Andrade

Agradezco a mis padres, Rosa Andrade Benítez y Lorenzo Juárez Palafox por brindarme su apoyo durante toda la carrera, para seguir estudiando y lograr el objetivo trazado. Sobre todo por estar a mi lado en los buenos y malos momentos, así como en todas las decisiones que he tomado en mi vida. Gracias por todo.

A mi pareja Roxana Dionisio Emporo por apoyarme durante toda la carrera, estar a mi lado durante todo este tiempo y sobre todo por ser parte de mi vida.

A mis hermanos y sobrinos que me dan alegría.

A mis amigos en la facultad y fuera de ella, en particular a mi compañero y amigo de tesis Kukultzin Mendoza Mendoza, gracias por su paciencia y gentileza, por la oportunidad de trabajar juntos y terminar con éxito este proyecto.

A la Facultad de Ingeniería, de donde orgullosamente fui estudiante y a todos los profesores que tuve la oportunidad de conocer durante mi formación académica.

A la Universidad Nacional Autónoma de México, alma mater de formación de profesionistas y académicos, por darme las herramientas necesarias y conocimientos para ser útil a la sociedad y sobre todo abrirme puerta para destacar en este país como estudiante y profesionista.

Al instituto de Ingeniería por brindarme la oportunidad de realizar mi tesis y servicio social en tan importante institución.

A mi asesor de tesis el Dr. Eliseo Martínez Espinosa por su esfuerzo y dedicación. Sus conocimientos, su orientación, su paciencia y su motivación han sido fundamentales para mi formación, ha inculcando en mí un sentido de seriedad y responsabilidad, ganándose mi lealtad y admiración. A mis sinodales Dr. William Vicente y Rodríguez, Dr. Martín Salinas Vázquez, Dr. Rogelio Soto Ayala.

A todos, muchas gracias.

Índice	
Nomenclatura	3
Objetivo	5
Justificación	5
Capítulo 1	6
Introducción	6
Intercambiadores de calor	6
Intercambiadores de calor de placas con juntas	7
Intercambiadores de calor de placas soldadas	17
Capítulo 2	18
Intercambiadores de calor de placas	18
Geometría de la placa Chevron	18
Correlaciones de transferencia de calor	21
Kumar	22
Focke	22
Okada	23
Thonon	23
Maslov and Kovalenko	24
Wanniarachchi	24
Muley and Manglik	25
Caídas de presión	27
Correlaciones de caídas de presión	27
Caída de presión asociada con los colectores y los puertos de entrada y salida	32
Caída de presión dentro del núcleo (pasajes de placa o canales)	32
La caída de presión causada por el cambio de elevación	33
Caída de presión total	33
Capítulo 3	34
Metodología de cálculo	34
Diferencia de temperaturas media logarítmica	34
Balance térmico de energía	35
Coeficiente Global de Transferencia de Calor	36
Parámetros de diseño	36
Número efectivo de placas	37
Factor de alargamiento de la superficie	37
Proporción del canal	38

Número de canales por paso	38
Área de flujo de un canal	39
Diámetro hidráulico del canal.....	39
Área de la placa proyectada.....	40
Área de transferencia de calor de una sola placa	40
Área total efectiva.....	40
Flujo másico por canal.....	41
Velocidad másica en el canal.....	41
Área total de transferencia de calor	41
Longitud del intercambiador de calor de placas	42
Factor de fricción.....	42
Caída de presión total	43
Capítulo 4.....	44
Desarrollo del software de cálculo	44
Capítulo 5.....	52
Resultados y conclusiones.....	52
Conclusiones.....	58
Recomendaciones y Trabajos Futuros:	59
Referencias.....	60
Apéndice A1.....	62
Ensuciamiento	62
Apéndice A2.....	65
Corrosión.....	65
Apéndice A3.....	67
Números adimensionales.....	67
Apéndice A4.....	69

Nomenclatura

Área efectiva de la placa	$A_e [m^2]$
Paso de corrugación	$P_c [m]$
Ángulo Chevron	β
Factor de alargamiento de la superficie	ϕ
Ancho de la placa	$L_w [m]$
Distancia vertical entre los centros de los puertos	$L_v [m]$
Diámetro de los puertos	$D_p [m]$
Distancia horizontal entre los centros de los puertos	$L_h [m]$
Profundidad de corrugación	$b [m]$
Área de flujo del canal	$A_{ch} [m^2]$
Diámetro hidráulico del canal	$D_h [m]$
Número de Reynolds	$Re \left[\frac{G_{ch} \cdot D_h}{\mu} \right]$
Constante empírica	C, m, p, C_1
Número de Prandtl	$Pr \left[\frac{\mu \cdot C_p}{k} \right]$
Viscosidad dinámica a la temperatura media	$\mu [Pa \cdot s]$
Viscosidad dinámica a la temperatura de la pared	$\mu_w [Pa \cdot s]$
Factor de fricción	f
Diámetro equivalente	$d_e [m]$
Distancia vertical de puerto a puerto	$L_p [m]$
Caída de presión asociada con los colectores y los puertos de entrada y salida	$\Delta c [Pa]$
Número de pasos	N_p
Velocidad másica en los puertos	$G_p \left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$
Densidad del fluido	$\rho \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Velocidad másica en el canal	$G_c \left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$
Volumen específico	$v_m \left[\frac{m^3}{kg} \right]$
Caída de presión causada por el cambio de elevación	$\Delta p [Pa]$
Aceleración gravitacional	$g \left[\frac{m}{s^2} \right]$
Densidad media del fluido	$\rho_m \left[\frac{kg}{m^3} \right]$
Constante de proporcionalidad en la segunda ley de Newton	g_c
Caída de presión total	$\Delta_T [Pa]$
Transferencia de calor	$\dot{Q} [W]$
Superficie de transferencia de calor	$A [m^2]$
Coefficiente global de transferencia de calor	$U \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$

Diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos	$\Delta T_{ml} [^{\circ}C]$
Temperaturas de entrada del fluido caliente	$T_{h,ent} [^{\circ}C]$
Temperaturas de salida del fluido caliente	$T_{h,sal} [^{\circ}C]$
Temperaturas de entrada del fluido frío	$T_{c,ent} [^{\circ}C]$
Temperaturas de salida del fluido frío	$T_{c,sal} [^{\circ}C]$
Flujo másico del fluido caliente	$\dot{m}_h \left[\frac{kg}{s} \right]$
Flujo másico del fluido frío	$\dot{m}_c \left[\frac{kg}{s} \right]$
Coefficiente global de transferencia de calor limpio	$U_c [m]$
Coefficiente de convección del fluido caliente	$h_h [m]$
Coefficiente de convección del fluido frío	$h_c [m]$
Conductividad térmica del material de la placa	$k_m [m]$
Espesor de la placa	$t [m]$
Coefficiente global de transferencia de calor sucio	$U_f [m]$
Resistencia térmica debida a la incrustación del fluido caliente	$R_{fh} [m]$
Resistencia térmica debida a la incrustación del fluido frío	$R_{fc} [m]$
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	$A_{tp} [m]$
Área de transferencia de calor de una sola placa	$A_t [m]$
Flujo másico por canal	$\dot{m}_{ch} [m]$
Longitud del intercambiador	$L_{pack} [m]$

Objetivo

- Desarrollo de una metodología de cálculo y un software de diseño aplicado a intercambiadores de calor de placas.

Justificación

Los intercambiadores de calor de placas son equipos ampliamente utilizados en la industria porque pueden aplicarse a una amplia gama de procesos industriales. Estos equipos tienen la ventaja de que son compactos, de fácil mantenimiento y tienen un alto rendimiento térmico. Sin embargo, su aplicación está restringida, principalmente, al intercambio térmico entre líquidos y a procesos donde no exista limitación en la caída de presión de los fluidos.

Actualmente, existen diversos programas de diseño de intercambiadores de calor de placas como los softwares comerciales “Gasketed Plate heat exchanger” [1], “Ace Plate & Frame Data” [2], por mencionar algunos. Estos programas son limitados porque restringen la libertad de diseño, ya que dan valores preestablecidos para el factor de alargamiento, coeficiente global de transferencia y los factores de ensuciamiento. Por lo tanto, el propósito de la presente tesis es desarrollar un software que contemple diferentes correlaciones empíricas que se adapten mejor a la hidrodinámica y a las condiciones geométricas del equipo. El desarrollo de este tipo de programas permite el diseño de equipos con mejores rendimientos para el impulso de proyectos de ahorro de energía que permitan maximizar la eficiencia energética del sector industrial mexicano.

Capítulo 1

Introducción

Intercambiadores de calor

Un intercambiador de calor es un dispositivo de transferencia de calor, utilizado para la transferencia de energía térmica entre dos o más fluidos disponibles a diferentes temperaturas. En la mayoría de los intercambiadores de calor la transferencia de calor entre fluidos se lleva a cabo por contacto indirecto. Los intercambiadores de calor se clasifican de la siguiente manera:

- Construcción
- Procesos de transferencia
- Grado de compactación de la superficie
- Arreglos de flujo
- Fase de los fluidos de proceso
- Mecanismos de transferencia de calor

La clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción es la siguiente:

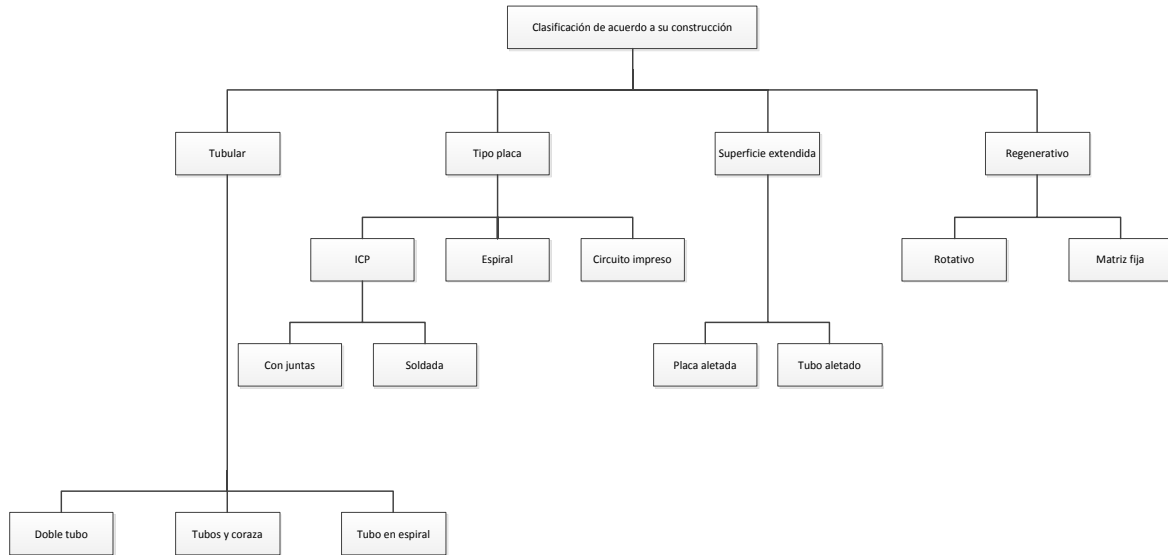


Figura 1. Clasificación de los intercambiadores de calor de acuerdo a su construcción

Existen dos tipos de ICP (Intercambiador de Calor de Placas), con juntas y soldadas (figura 1), a continuación se muestran estos dos tipos de ICP.

Intercambiadores de calor de placas con juntas

El intercambiador de calor de placas con juntas consiste en un paquete de placas metálicas onduladas o en relieve, 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 2). 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 (Fig. 3).

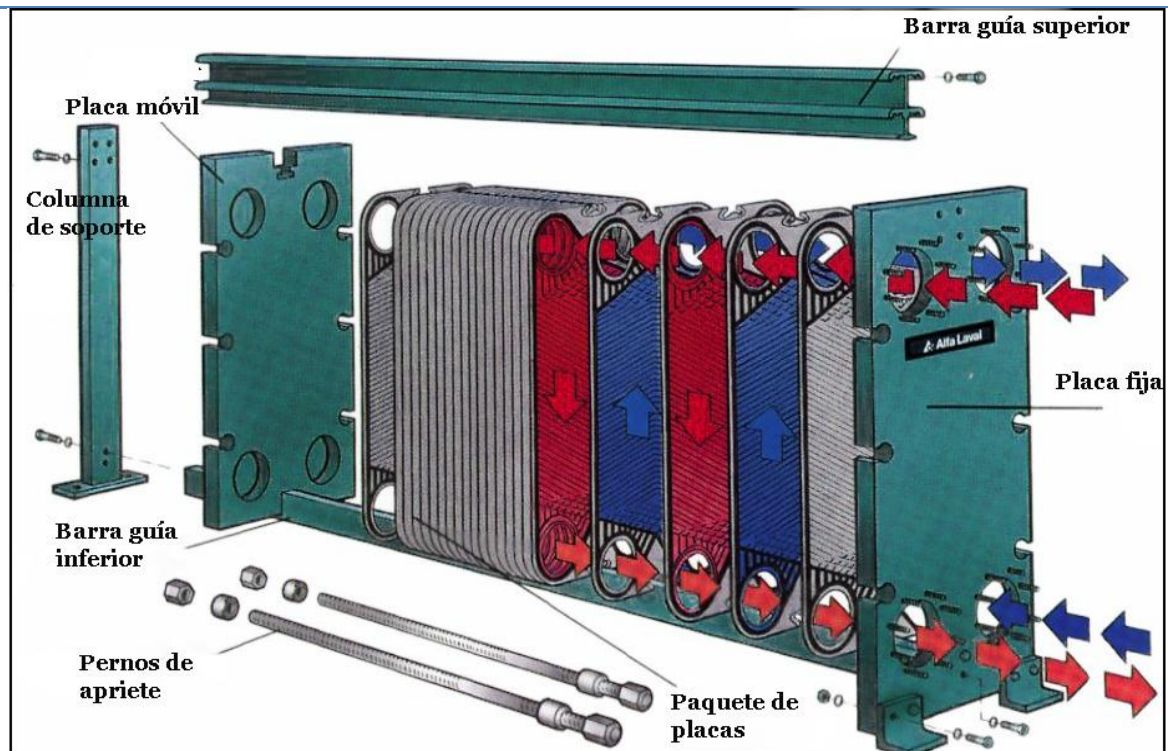


Figura 2. Partes de un intercambiador de calor de placas. [3]

Boquillas

Los ICP disponen de boquillas para la entrada y salida de los fluidos, por medio de ellas es conectada la tubería externa que llevará los dos fluidos con los que trabajará el intercambiador, estas boquillas están alineadas con los puertos de las placas de una o ambas tapas finales (placa móvil y fija), en arreglos de un solo paso, los puertos de entrada y de salida para ambos fluidos están situadas en el extremo de la placa fija, y por lo tanto el equipo puede ser abierto sin perturbar la tubería externa. Pero con arreglos multipaso, los puertos deben siempre estar situados en ambas placas (fija y móvil). Esto significa que el equipo no puede abrirse sin perturbar la tubería externa en el extremo de la placa móvil. Para ser resistente a la corrosión, las boquillas son generalmente construidas del mismo material de la placa.

Juntas

Las juntas están diseñados de tal manera que comprimen aproximadamente 25% del espesor en un intercambiador de placa atornillado al proporcionar una unión hermética sin distorsionar las placas. El uso de las juntas alrededor de los puertos impide el entremezclado de fluido, en el raro caso de fallo de la junta, existe un espacio intermedio entre las juntas que se ventila a la atmósfera para facilitar la indicación visual de fuga.

Para seleccionar el material correcto para la junta se deben cumplir requisitos importantes como son: la resistencia química, la temperatura, buenas propiedades de sellado y de forma durante un período aceptable de vida. Se han realizado trabajos para desarrollar formulaciones de elastómero que aumenten el rango de temperatura y resistencia química de las juntas. Los materiales para juntas típicas y sus temperaturas máximas de funcionamiento están descritos en la Tabla 1.

Tabla 1. Materiales para juntas y sus temperaturas máximas de funcionamiento

Materiales para juntas y sus temperaturas máximas de funcionamiento	
Material	Temperatura °C
Caucho de estireno butadieno (SBR)	80
Caucho de nitrilo	140
Caucho de etileno propileno	150
Fluoroelastómero	100
Cauchos de fluorocarbonos	180
Fibra de asbesto comprimido	260
Elastómeros de silicona	Aplicaciones de baja temperatura

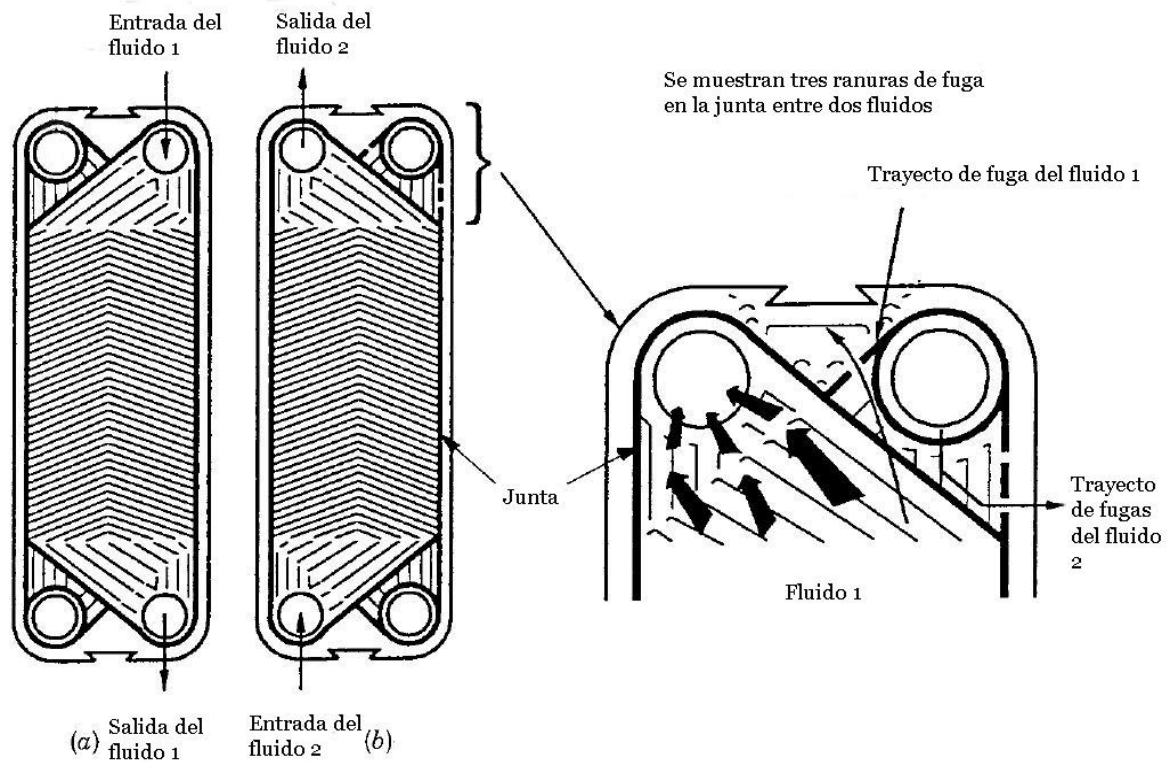


Figura 3. Juntas alrededor de los puertos. [4]

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 3a), 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 (Figura 3b), 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. Se observa en la figura 4 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 ésta y así crear una variedad de arreglos distintos.

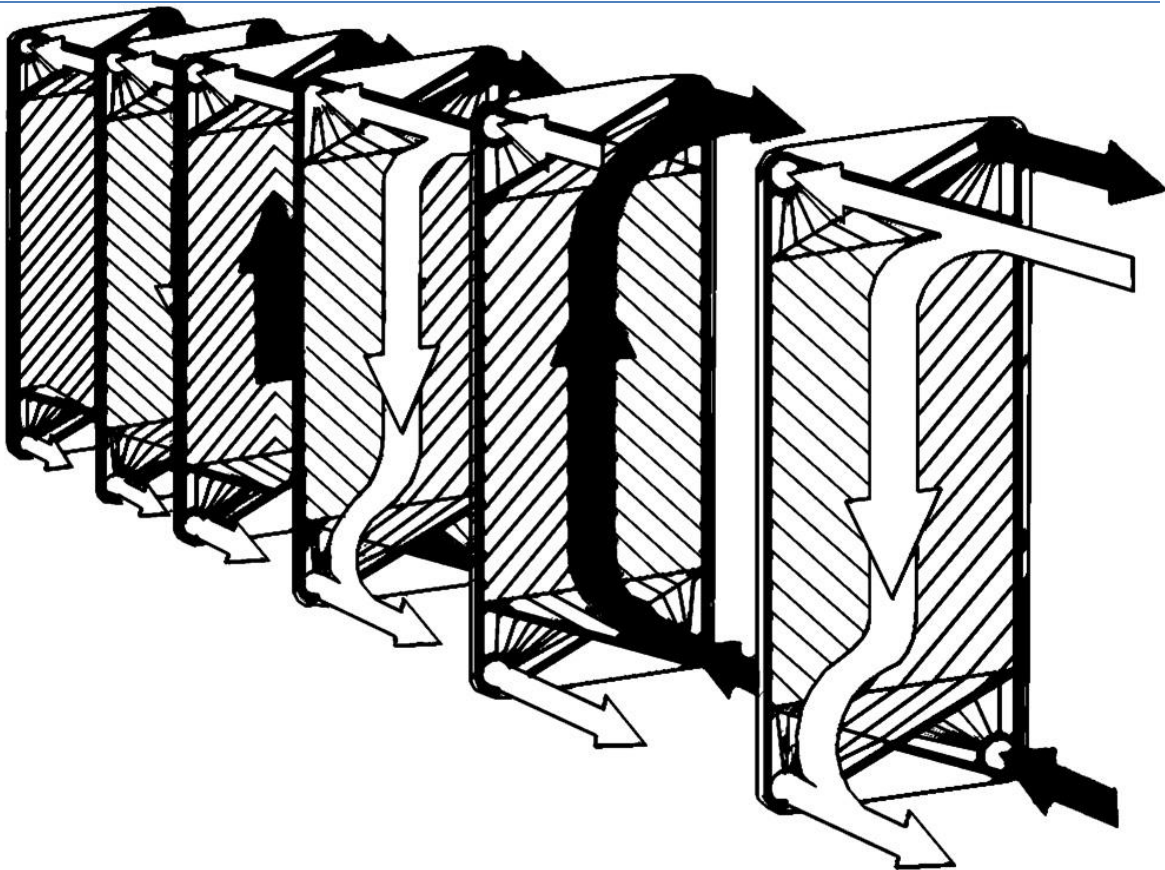


Figura 4. Dirección de los fluidos a través de las placas [3].

Arreglos de flujo

En los intercambiadores de placas, a pesar de que los arreglos de un solo paso a contraflujo son los más comunes, existe un gran número de arreglos multipaso factibles, dependiendo de la junta alrededor de los puertos (Figura 3). Básicamente los arreglos de flujo son combinaciones de flujo en paralelo y/o a contraflujo, con la consecuencia de que el desarrollo de la transferencia de calor entre los canales adyacentes dependerá del tipo de arreglo utilizado. Usualmente, los intercambiadores de placas de un paso tienen un arreglo serpenteado, el cual es el más utilizado, representa contraflujo puro en un solo paso. Es utilizado para grandes caudales pero relativamente pequeñas caídas de presión o elevaciones de temperatura (ΔT) en cada lado del fluido.

Cuando se tienen arreglos de m pasos por n pasos se tiene un arreglo de flujo complejo y cuando se tiene un arreglo de n pasos por n pasos se obtiene un flujo en serie. Existen dos arreglos para el flujo serpenteado, el arreglo-U y el arreglo-Z, el primero es usualmente preferido sobre el segundo ya que permite que todas las conexiones estén en el mismo lado del bastidor. Esto elimina la necesidad de desconectar las tuberías para fines de mantenimiento y limpieza. En general, el fluido, que tiene muy baja caída de presión admisible, pasa a través de un solo paso; el otro fluido pasa a través de múltiples pasos a fin de utilizar la caída de presión disponible y potencia de bombeo. En resumen existen cuatro diferentes arreglos de flujo para los ICP:

1. Arreglos de flujo en serie, en el que una corriente es continua y cambia de dirección cada trayectoria vertical, esto es n pasos por n pasos, con pasos individuales por canal, como se observa en la figura 5a.
2. Arreglo serpenteado de un solo paso: arreglo-U (Figura 5b lado izquierdo), arreglo-Z (Figura 5b lado derecho). Ambos fluidos fluyen en contracorriente a través de pasajes paralelos que forman un solo paso.
3. Multipaso con pasos iguales (arreglo de flujo en serie) en donde la corriente se divide en un número de canales de flujo paralelo y posteriormente se recombina al fluir a través de la salida en un único flujo, esto es, n pasos por n pasos, como se observa en la figura 5c.
4. Multipaso con pasos desiguales, tal como 2 pasos por 1 paso, y 3 pasos por 1 paso, como se observa en la figura 5d y 5e.

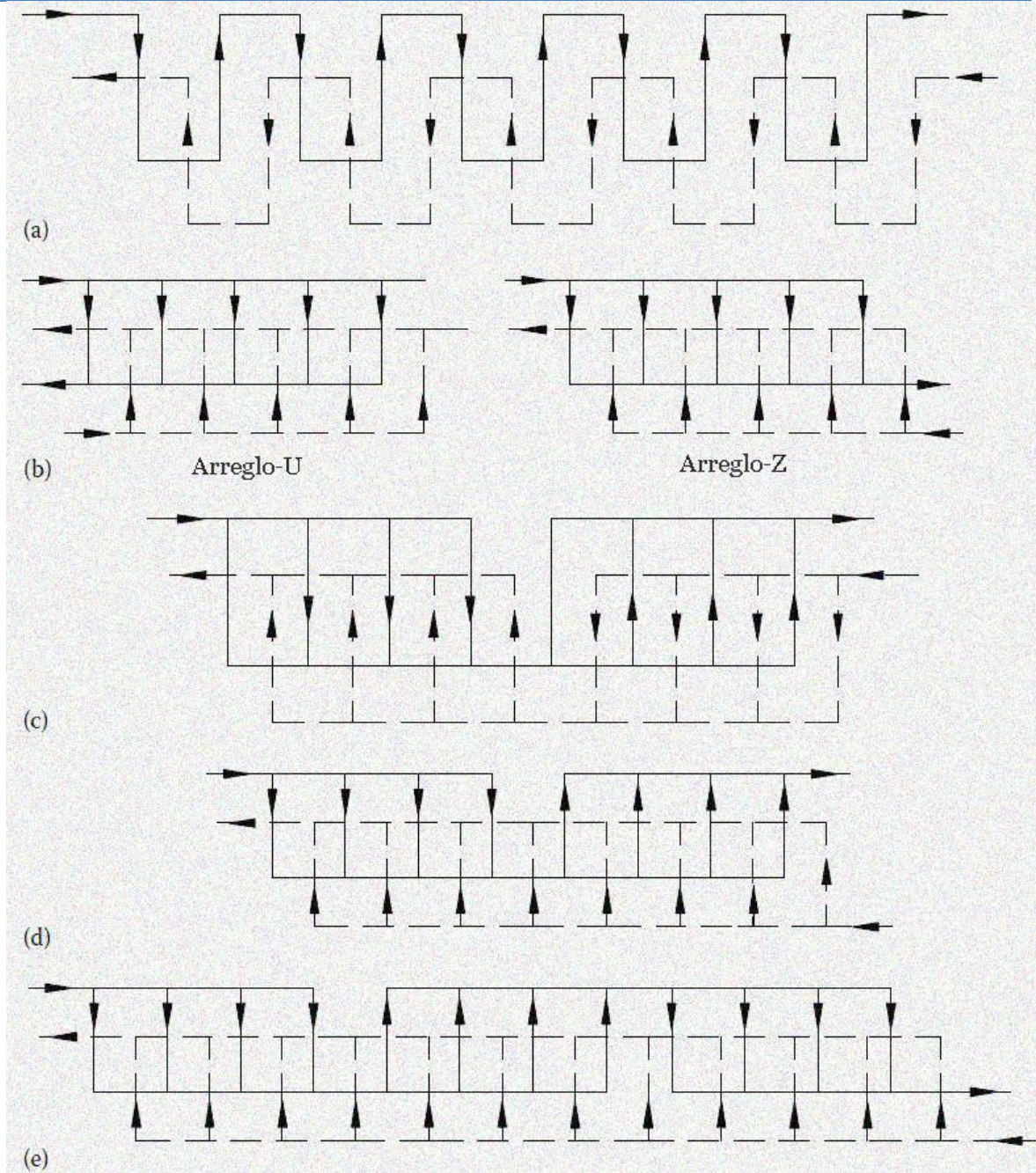


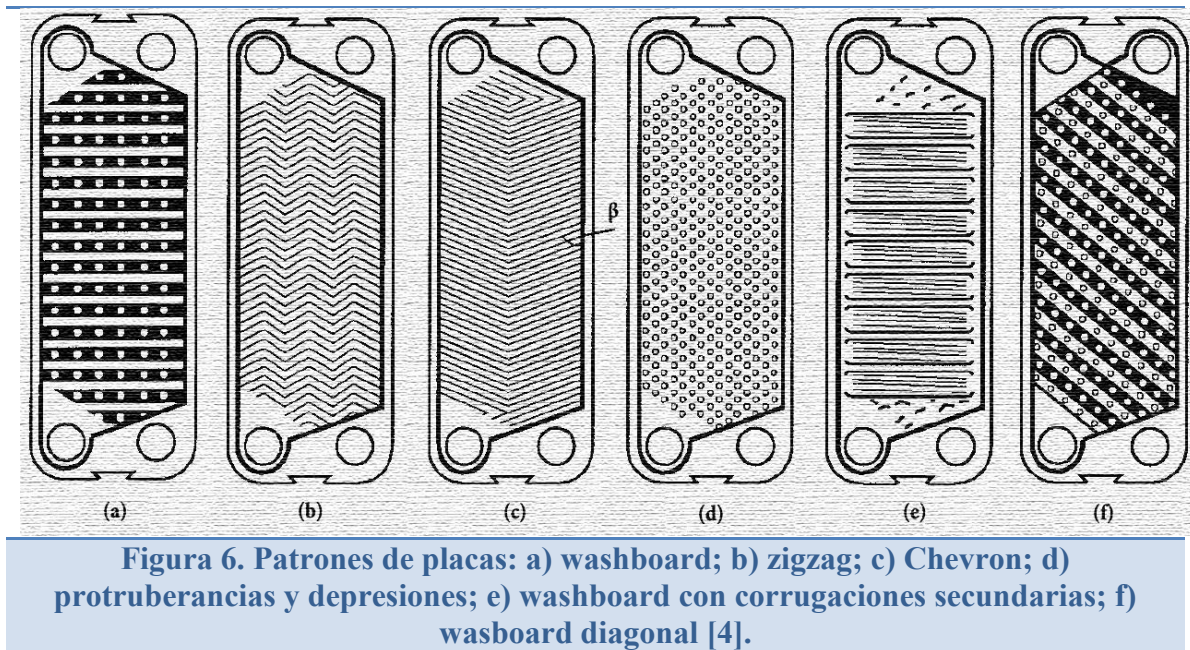
Figura 5. Arreglos de flujo: a) arreglo en serie; b) arreglo serpenteado; arreglo-U, arreglo-Z; c) multipaso con pasos iguales; d) y e) multipaso con pasos desiguales [5].

Pernos de sujeción

Los pernos de sujeción generalmente están contruidos de acero de baja aleación de 1% Cr-0.5% Mo. El empaque de las unidades grandes puede ser comprimido por hidráulica, neumática, o dispositivos de apriete eléctricos.

Tipos de placas

Una amplia variedad de patrones de placas están disponibles en las aplicaciones prácticas, aunque la mayoría de los intercambiadores de calor de placas modernos poseen placas tipo Chevron, las placas comerciales tienen un patrón ondulado de superficie llamada, washboard (tabla de lavar), los patrones de placa típicas se muestran en la Figura 6. El diseño de la placa varía de un fabricante a otro, y por lo tanto su rendimiento termohidráulico.



Materiales de placa y conexiones

Cualquier metal que pueda ser trabajado en frío es adecuado para aplicaciones de ICP. Los materiales de placa más comunes son de acero inoxidable (AISI 304 o 316) y titanio. Las placas hechas de Incoloy 825, Inconel 625, Hastelloy C-276 también están disponibles. El níquel, cuproníquel, y monel raramente se utilizan. El acero al carbono queda descartado para ser utilizado, debido a la baja resistencia a la corrosión. Placas de grafito y de polímeros se utilizan con líquidos corrosivos.

Generalmente las conexiones están fabricadas con el mismo material de las placas para evitar el daño a la corrosión galvánica.

Beneficios de los intercambiadores de calor de placas

Turbulencia y coeficiente de transferencia de calor.

Un alto coeficiente de transferencia de calor se consigue debido a la ruptura y reinsertión de la capa límite, esto es provocado por la generación de remolinos o vórtices. Los patrones de placas junto con la disminución del diámetro hidráulico de los canales favorecen una alta turbulencia a bajas velocidades de fluidos, debido que al disminuir éste, el fluido aumenta su velocidad (figura 7).

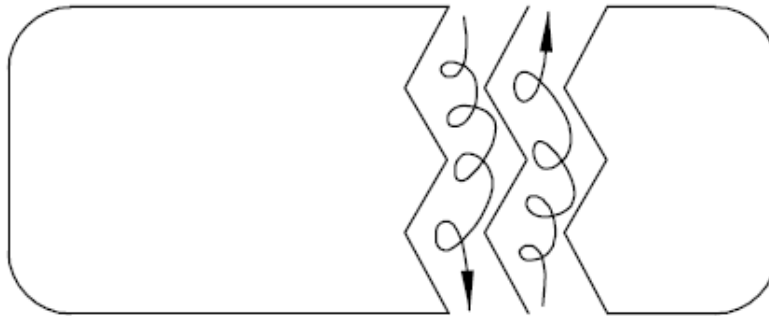


Figura 7. Turbulencia promovida por los patrones de placas [5].

Reducción de ensuciamiento

El bajo ensuciamiento es consecuencia de la alta turbulencia y bajo tiempo de residencia (tiempo para viajar desde la entrada hasta la salida del intercambiador) de los fluidos, lo que provoca que no haya áreas estancadas y reduce la necesidad de limpieza frecuente. El ensuciamiento disminuye en aproximadamente 10% a 20%, en comparación con un intercambiador de tubos y coraza. En ciertos casos, las partículas suspendidas pueden ser manejadas, por ejemplo colocando coladores en los puertos de las placas fija y móvil, pero para evitar la obstrucción, la más grande de las partículas suspendidas debe ser a lo máximo de un tercio del tamaño de la abertura del canal promedio.

Fácil limpieza, inspección y mantenimiento

El intercambiador de calor de placas puede abrirse fácilmente, simplemente removiendo los tornillos de compresión y deslizando la placa móvil, lo que permite la inspección de toda la superficie de transferencia de calor.

Espacio compacto y menor costo

El área de superficie requerida para un intercambiador de calor de placas es de la mitad a un tercio y 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, reduciendo así el costo, volumen general, y el requisito de espacio para el intercambiador.

El intercambiador de calor de placas es generalmente más económico que otros tipos de intercambiadores por su bajo volumen de retención, mayor eficiencia térmica y menores costos para la fabricación, manipulación, transporte e instalación.

Ampliable

Permiten cambios en la configuración para adaptarse a las modificaciones de los procesos, por medio del cambio en el número de placas.

Bajo volumen de líquido

Los ICP contienen sólo cantidades bajas de fluidos de proceso debido a que el espacio entre las placas de transferencia de calor es relativamente pequeña, esto es beneficioso puesto que hay bajos requerimientos de volumen de líquidos refrigerantes o fluidos de proceso que a menudo son costosos y para un mejor control del proceso.

Contaminación cruzada eliminada

El diseño de la junta minimiza el riesgo de fugas internas ya que cuenta con un espacio entre las juntas que se ventila a la atmósfera, cualquier fallo en las juntas resulta en una fuga a la atmósfera, lo que elimina la posibilidad de cualquier contaminación cruzada de los fluidos y que es fácilmente detectable en el exterior de la unidad (figura 8). No se deben utilizar líquidos tóxicos debido a las posibles fugas en las juntas.

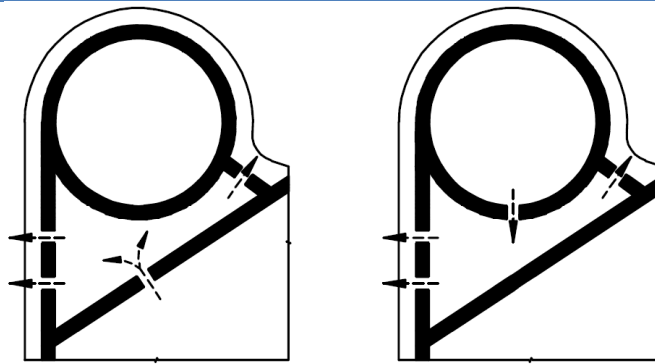


Figura 8. Ventilación entre el espacio de una junta [5].

Aplicaciones para fluidos con alta viscosidad

Debido a que el ICP induce turbulencias a bajas velocidades de los fluidos, tiene aplicación práctica para fluidos con alta viscosidad (viscosidades de hasta 10 Pa*s), pero fluidos extremadamente viscosos conducen a problemas de mala distribución de flujo, especialmente en el enfriamiento.

Disminución de problemas operativos

Las vibraciones inducidas por el flujo, el ruido, las tensiones térmicas, y problemas de entrada de choque de los intercambiadores de tubos y coraza no existen para intercambiadores de calor de placas. Sin embargo debido a la larga periferia de la junta, los ICP no son adecuados para aplicaciones de alto vacío, ni tampoco para los deberes erosivos o de fluidos que contengan materiales fibrosos.

Alto rendimiento térmico

Un alto rendimiento térmico de los intercambiadores de placas se logra gracias a un alto grado de contraflujo, gracias a este rendimiento llega a tener aproximaciones de temperatura de hasta 18°C posible. La alta eficacia térmica (hasta alrededor de 93%) facilita la recuperación de calor a bajo costo.

Desventajas de los intercambiadores de calor de placas

Las desventajas de los ICP son las siguientes:

- No son muy adecuados para aplicaciones de baja densidad de gas a gas y son utilizados para la condensación o evaporación de vapor que no tengan densidades bajas. Las densidades de vapor más bajas limitan la evaporación para reducir las fracciones de vapor de salida.
- Los materiales de las juntas restringen el uso de ICP en aplicaciones altamente corrosivas, además que la vida de estas es limitada.
- Las fugas en agujeros pequeños son difíciles de detectar.
- No son adecuados para aplicaciones de alto vacío, ni para los deberes erosivos o de productos que contengan materiales fibrosos.
- No deben utilizarse para fluidos tóxicos, debido a la posibilidad de fugas de la junta.

Aplicaciones

En los ICP el tiempo de residencia de los fluidos es aproximadamente el mismo, esta paridad es deseable para la uniformidad del tratamiento térmico en aplicaciones tales como la esterilización, pasteurización y cocción por lo que son más comunes en la industria láctea, de jugos, bebidas alcohólicas, el procesamiento de alimentos, y en la industria farmacéutica, donde su facilidad de limpieza y el control térmico necesarios para la esterilización/pasteurización la hacen ideal. También se utilizan en la industria del caucho sintético, fábricas de papel, y en los calentadores de proceso, enfriadores y sistemas de refrigeración de circuito cerrado, en grandes plantas petroquímicas y de potencia. Aquí el rechazo de calor al agua de mar o agua salobre es común en muchas aplicaciones, por lo que se utilizan placas de titanio.

Intercambiadores de calor de placas soldadas

Una de las limitaciones del intercambiador de calor de placas con juntas es la presencia de las juntas, lo que restringe su uso a los fluidos no corrosivos, limita las presiones y temperaturas de operación. Para superar esta limitación, han sido creados diseños de intercambiadores de calor de placas soldadas, al igual que el ICP con juntas, los ICP soldadas esta construidas por una serie de placas de metal onduladas o en relieve, pero sin las juntas, los pernos, el marco y las barras guía. Para reducir el costo de soldadura, el tamaño de la placa para este intercambiador es generalmente más grande que en el ICP con junta. La desventaja de ese tipo de diseño es la pérdida de la flexibilidad para desmontar y ampliar el número de placas. La soldadura se lleva a cabo alrededor de la periferia de las placas, en donde normalmente se coloca la junta. Una vez soldadas las placas del intercambiador, resulta un sistema sellado, compacto y con mayores límites para las temperaturas y presiones de operación (350°C y 4.0 MPa) y permite el uso de fluidos corrosivos compatibles con el material de la placa.

Capítulo 2

Intercambiadores de calor de placas

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 construidos 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.

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. 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 bajos y de aproximadamente la misma magnitud que para $\beta=60^\circ$.

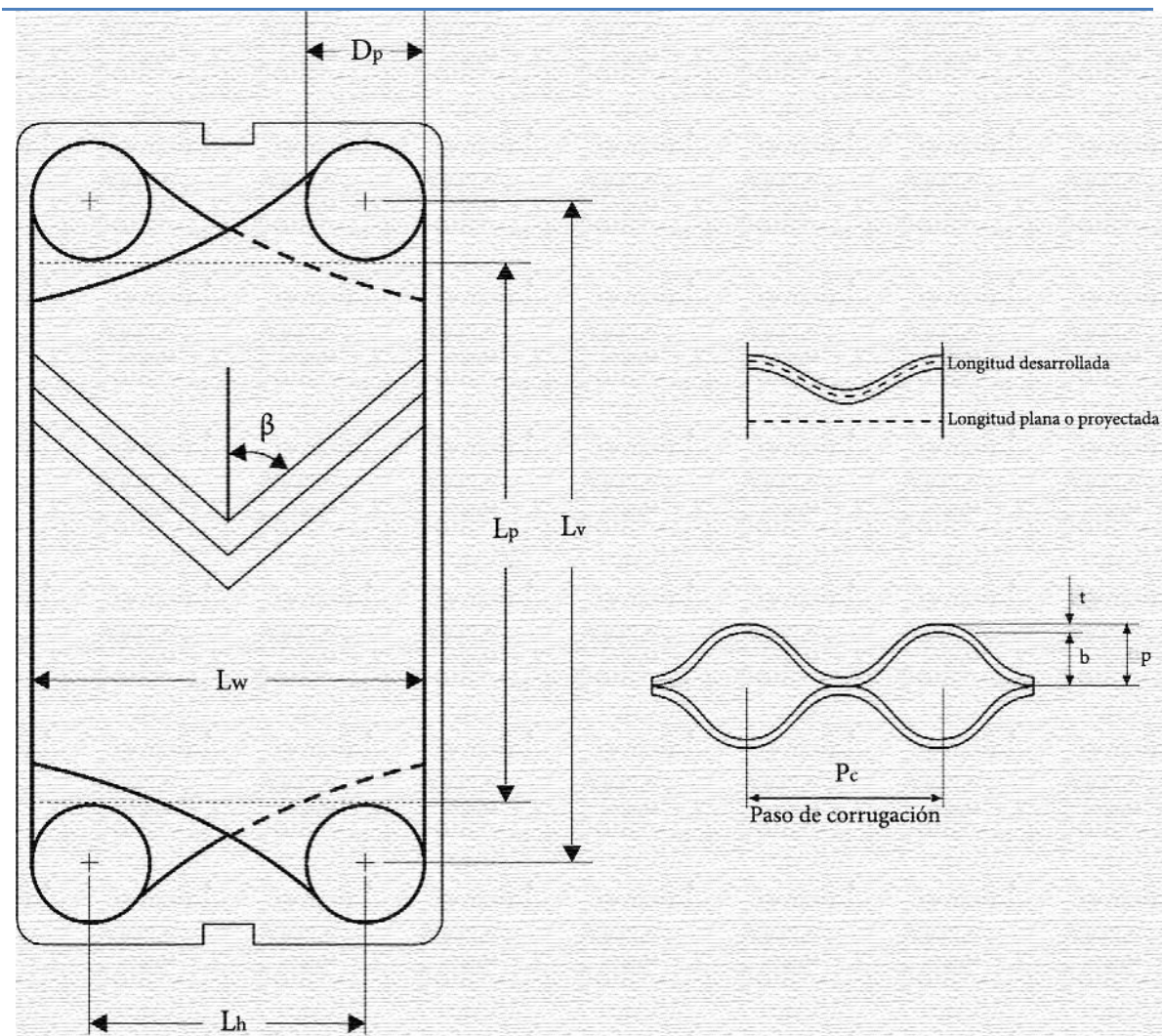


Figura 9. Características geométricas de las placas Chevron [6]

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 (P_c).

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 (P_c) 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.

Tabla 3. Características geométricas importantes de la placa Chevron

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 Área de flujo del canal, A_{ch}	Basada en el paso de corrugación, P_c , y la profundidad de corrugación b . 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 $\frac{2b}{\phi}$

Correlaciones de transferencia de calor

Existen diversas correlaciones empíricas en la literatura abierta para las placas tipo Chevron. Las correlaciones descritas a continuación, se analizaron con el fin de realizar una comparación entre los datos experimentales del autor Gulenoglu [7], seleccionando aquellas que estén por encima de $Re \geq 600$, y así 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 determinar la transferencia de calor son:

Kumar

La correlación de Kumar [8] plantea su utilización para placas tipo Chevron con un factor de alargamiento de 1.17. , el autor Ayub [9] recomienda utilizar esta correlación para cálculos rápidos, su correlación está definida de la siguiente forma:

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

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 4. Correlación de transferencia de calor de Kumar y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C	m	Correlación
30	>10	0.348	0.663	$Nu = 0.348 \cdot Re^{0.663} \cdot Pr^{1/3} \cdot (1)^{0.17}$
45	>100	0.300	0.663	$Nu = 0.300 \cdot Re^{0.663} \cdot Pr^{1/3} \cdot (1)^{0.17}$
60	>400	0.108	0.703	$Nu = 0.108 \cdot Re^{0.703} \cdot Pr^{1/3} \cdot (1)^{0.17}$

Focke

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

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.5}$$

Donde:

C = Constante empírica

Re = Número de Reynolds

m = Constante empírica

Pr = Número de Prandtl

Debe tenerse en cuenta que la correlación de Focke [10] está basada en la superficie proyectada y no en la superficie desarrollada, por otro lado la correlación de Focke [10] arroja números de Nusselt muy altos en comparación a otras correlaciones.

Tabla 5. Correlación de transferencia de calor de Focke [10] y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C	m	Correlación
30	600-16000	1.112	0.6	$Nu = 1.112 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{0.5}$
45	2000-20000	0.840	0.6	$Nu = 0.84 \cdot Re^{0.6} \cdot Pr^{0.5}$
60	1000-42000	0.44	0.64	$Nu = 0.44 \cdot Re^{0.64} \cdot Pr^{0.5}$

Okada

La correlación de Okada [11] es aplicable para el agua, siempre y cuando este dentro del rango de $700 < Re < 25000$, a continuación se presenta su correlación:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4}$$

Donde:

C = Constante empírica

Re = Número de Reynolds

m = Constante empírica

Pr = Número de Prandtl

Tabla 6. Correlación de transferencia de calor de Okada [11] 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	$Nu = 0.3174 \cdot Re^{0.65} \cdot Pr^{0.4}$

Thonon

La correlación de Thonon [12] es aplicable para todas aquellas placas que tienen un ángulo Chevron dentro del rango de $30^\circ \leq \beta \leq 75^\circ$, esta correlación se expresa de la siguiente forma:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3}$$

Donde:

C = Constante empírica

Re = Número de Reynolds

m = Constante empírica

Pr = Número de Prandtl

Tabla 7. Correlación de transferencia de calor de Thonon [12] y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C	m	Correlación
30	50-15000	0.2946	0.700	$Nu = 0.2946 \cdot Re^{0.7} \cdot Pr^{1/3}$
45	50-15000	0.2998	0.645	$Nu = 0.2998 \cdot Re^{0.645} \cdot Pr^{1/3}$
60	50-15000	0.2267	0.631	$Nu = 0.2267 \cdot Re^{0.631} \cdot Pr^{1/3}$

Maslov and Kovalenko

Para placas Chevron con ángulos de 30° y con fluidos que estén dentro del rango de número de Reynolds de $50 \leq Re \leq 20000$, es aplicable la correlación de Maslov and Kovalenko [13], su correlación es la siguiente:

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{1/3}$$

Donde:

C = Constante empírica

Re = Número de Reynolds

m = Constante empírica

Pr = Número de Prandtl

Tabla 8. Correlación de transferencia de calor de Maslov and Kovalenko [13] y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C	m	Correlación
30	50-20000	0.78	0.5	$Nu = 0.78 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{1/3}$

Wanniarachchi

Ayub [9] recomienda utilizar la correlación de Wanniarachchi [14] para cálculos elaborados, la cual es aplicable para placas Chevron que operen con fluidos dentro del rango de Reynolds de $1 \leq Re \leq 10000$, además de que su ángulo de Chevron se encuentre en el intervalo de $20^\circ \leq \beta \leq 62^\circ$, la correlación de Wanniarachchi [14] está definida de la siguiente forma:

$$Nu = [Nu_1^3 \cdot Nu_t^3]^{1/3} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.17}$$

$$Nu_1 = 3.65[\beta]^{-0.455} [\phi]^{0.661} Re^{0.339}$$

$$Nu_t = 12.6[\beta]^{-1.142}[\phi]^{1-m}Re^m$$

$$m = 0.646 + 0.0011[\beta]$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

m = Constante dependiente de β

Pr = Número de Prandtl

ϕ = Factor de alargamiento de la superficie

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

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

Tabla 9. Correlación de transferencia de calor de Wanniarachchi [14] y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	Correlación
30-62	1-10000	$Nu = [Nu_1^3 \cdot Nu_t^3]^{1/3} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.17}$

Muley and Manglik

Ayub [9] recomienda la utilización de la correlación de Muley and Manglik [15] para cálculos más elaborados, en comparación con la correlación de Kumar [8] la cuál es recomendable usar para cálculos rápidos. La correlación de Muley and Manglik [15] es aplicable para fluidos que operen a rangos de $Re \geq 1000$, su ángulo de Chevron debe encontrarse dentro del intervalo de $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ y además el factor de alargamiento de la superficie debe estar comprendido entre $1 \leq \phi \leq 1.5$, la correlación de Muley and Manglik [15] es la siguiente:

$$Nu = [0.2668 - 0.006967(90 - \beta) + 7.244 \times 10^{-5}(90 - \beta)^2] \\ \times [20.78 - 50.94\phi + 41.16\phi^2 - 10.51\phi^3] \\ \times Re^{-[0.728 + 0.0543 \sin(\pi(90-\beta)/45) + 3.7]} Pr^{1/3}$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

β = Ángulo de chevron

Pr = Número de Prandtl

ϕ = Factor de alargamiento de la superficie

Tabla 10. Correlación de transferencia de calor de Muley and Manglik [15]

Ángulo	Reynolds	Correlación
30-60	≥ 1000	$Nu = [0.2668 - 0.006967(90 - \beta) + 7.244$ $\times 10^{-5}(90 - \beta)^2]$ $\times [20.78 - 50.94\phi + 41.16\phi^2 - 10.51\phi^3]$ $\times Re^{-[0.728+0.0543 \sin(\pi(90-\beta)/45)+3.7]} Pr^{1/3}$

Correlaciones de transferencia de calor

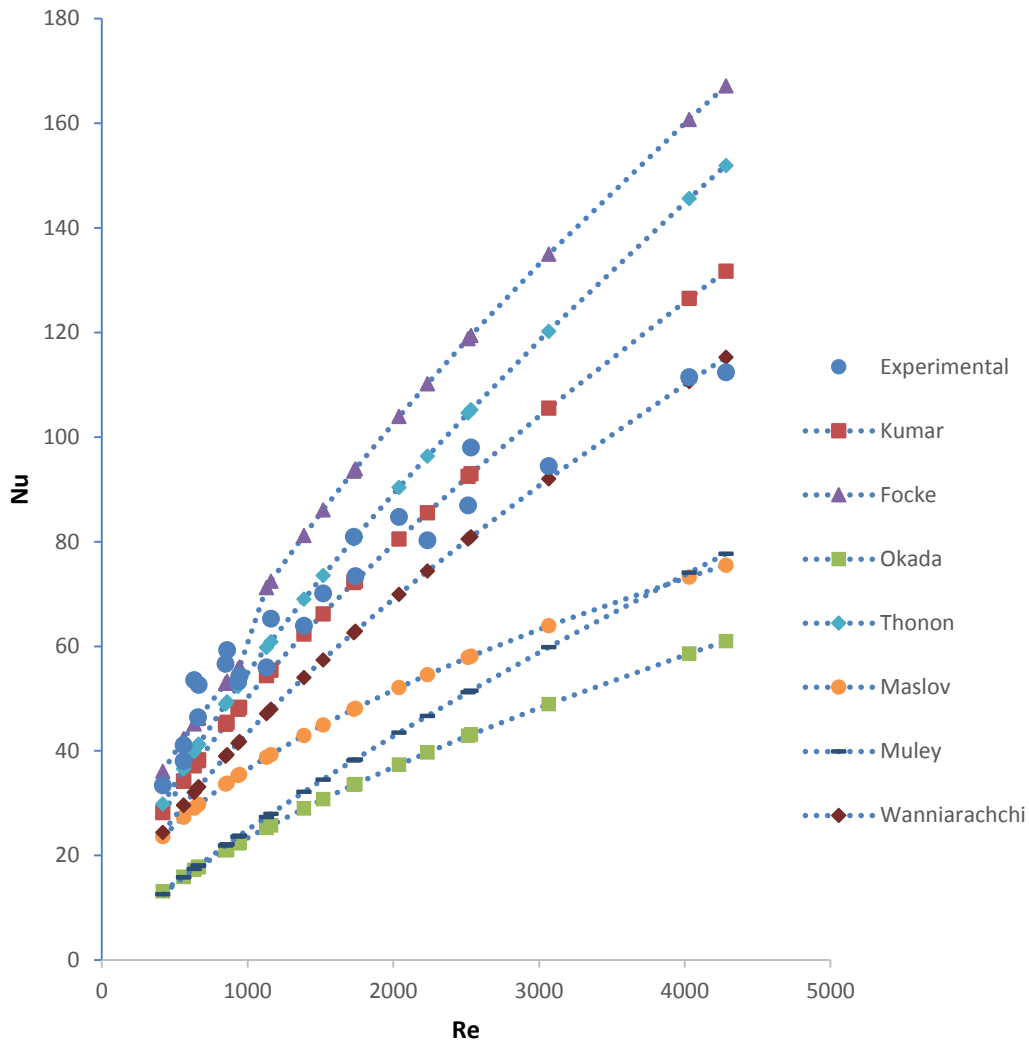


Figura 10. Comparación de datos experimentales y correlaciones de transferencia de calor.

Una vez obtenidos los datos experimentales del estudio realizado por Gulenoglu [7], los resultados fueron comparados con las correlaciones de: Kumar [8], Focke [10], Okada [11],

Maslov and Kovalenko [13], Thonon [12], Wanniarachchi [14], Muley and Manglik [15]. Los resultados muestran que las correlaciones más próximas a la experimental fueron: Kumar [8], Maslov and Kovalenko [13], Wanniarachchi [14] y Muley and Manglik [15]. Con esto pueden darse por descartadas las demás correlaciones. Para determinar qué correlación utilizar o seleccionar, hay que considerar el cálculo de la energía recuperada por el intercambiador de calor, ya que ésta sólo será una aproximación de lo que físicamente se obtiene en la realidad. Por lo que se debe considerar un margen de error, ya que estas correlaciones no toman en cuenta factores ambientales, ni pérdidas de calor por el mismo intercambiador al ambiente, por estas razones se tiene que elegir una correlación que se encuentre por debajo de los datos experimentales para no sobre estimar el cálculo, en este caso la correlación de Maslov and Kovalenko [13] es la más adecuada, en conclusión esta cumplirá con el margen de error que se necesita y el diseño será lo más próximo a lo real. La correlación de Wanniarachchi [14] fue excluida ya que sobrepasa la curva experimental, mientras que la correlación de Muley and Manglik [15] fue descartada puesto que al extrapolar los datos, esta correlación tiende a crecer muy rápido y sobrepasa los valores experimentales.

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 película 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 de caídas de presión

Dado que las pérdidas de entrada y salida en el núcleo (pasajes de placa o canales) no pueden ser determinadas experimentalmente, éstas 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:

Kumar

La correlación de Kumar [8] 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:

$$f = C/(Re)^p$$

Donde:

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

Tabla 11. Correlación de caída de presión de Kumar [8] 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	$f = 0.760/(Re)^{0.215}$

Thonon

La correlación de Thonon [12] es aplicable para todas aquellas placas que tienen un ángulo Chevron dentro del rango de $30^\circ \leq \beta \leq 75^\circ$, esta correlación se expresa de la siguiente forma:

$$f = C \cdot Re^{-p}$$

Donde:

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

Tabla 12. Correlación de caída de presión de Thonon [12] y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	C	p	Correlación
30	>160	0.370	0.172	$f = 0.370 \cdot Re^{-0.172}$
45	>200	0.6857	0.172	$f = 0.6857 \cdot Re^{-0.172}$
60	>550	0.572	0.217	$f = 0.572 \cdot Re^{-0.217}$

Focke

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

$$f = C_1/Re^p + C_2$$

Donde:

f = Factor de fricción
 C_1 = Constante empírica
 C_2 = Constante empírica
 Re = Número de Reynolds
 p = Constante empírica

Debe tenerse en cuenta que la correlación de Focke [10] está basada en la superficie proyectada y no en la superficie desarrollada.

Tabla 13. Correlación de caída de presión de Focke [10] 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	$f = 0.8975/Re^{0.263}$

Maslov and Kovalenko

Para placas Chevron con ángulos de 30° y con fluidos que estén dentro del rango de número de Reynolds de $50 \leq Re \leq 20000$, es aplicable la correlación de Maslov and Kovalenko [13], su correlación es la siguiente:

$$f = C_1 \cdot Re^{-p} \cdot (d_e/L_p)$$

Donde:

f = Factor de fricción
 d_e = Diámetro equivalente
 L_p = Distancia vertical de puerto a puerto
 Re = Número de Reynolds
 p = Constante empírica
 C_1 = Constante empírica

Tabla 14. Correlación de caída de presión de Maslov and Kovalenko [13] y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	p	C ₁	Correlación
30	50-20000	0.25	915	$f = 915 \cdot Re^{-0.25} \cdot (d_e/L_p)$

Muley and Manglik

Ayub [9] recomienda la utilización de la correlación de Muley and Manglik [15] para cálculos más elaborados, en comparación con la correlación de Kumar [8] la cual se recomienda usar para cálculos rápidos. La correlación de Muley and Manglik [15] es aplicable para fluidos que operen a rangos de $Re \geq 1000$, su ángulo de Chevron debe encontrarse dentro del intervalo de $30^\circ \leq \beta \leq 60^\circ$ y además el factor de alargamiento de la superficie debe estar comprendido entre $1 \leq \phi \leq 1.5$, la correlación de Muley and Manglik [15] es la siguiente:

$$f = [2.917 - 0.1277(90 - \beta) + 2.016 \times 10^{-3}(90 - \beta)^2] \\ \times [5.474 - 19.02\phi + 18.93\phi^2 - 5.341\phi^3] \\ \times Re^{-[0.2+0.0577 \sin(\pi(90-\beta)/45)2.1]}$$

Donde:

Re = Número de Reynolds

β = Ángulo de chevron

Pr = Número de Prandtl

ϕ = Factor de alargamiento de la superficie

Tabla 15. Correlación de caídas de presión de Muley and Manglik [15] y sus criterios de aplicación

Ángulo	Reynolds	Correlación
30-60	≥ 1000	$f = [2.917 - 0.1277(90 - \beta) + 2.016 \times 10^{-3}(90 - \beta)^2] \\ \times [5.474 - 19.02\phi + 18.93\phi^2 - 5.341\phi^3] \\ \times Re^{-[0.2+0.0577 \sin(\pi(90-\beta)/45)2.1]}$

De la variedad de correlaciones para el factor de fricción que existen en la literatura abierta fueron seleccionadas las descritas anteriormente, ya que están hechas para utilizarse en un amplio rango de número de Reynolds (mayores a 600) y como fue explicado en las correlaciones de transferencia de calor, hay una mayor libertad de diseño.

Factor de fricción

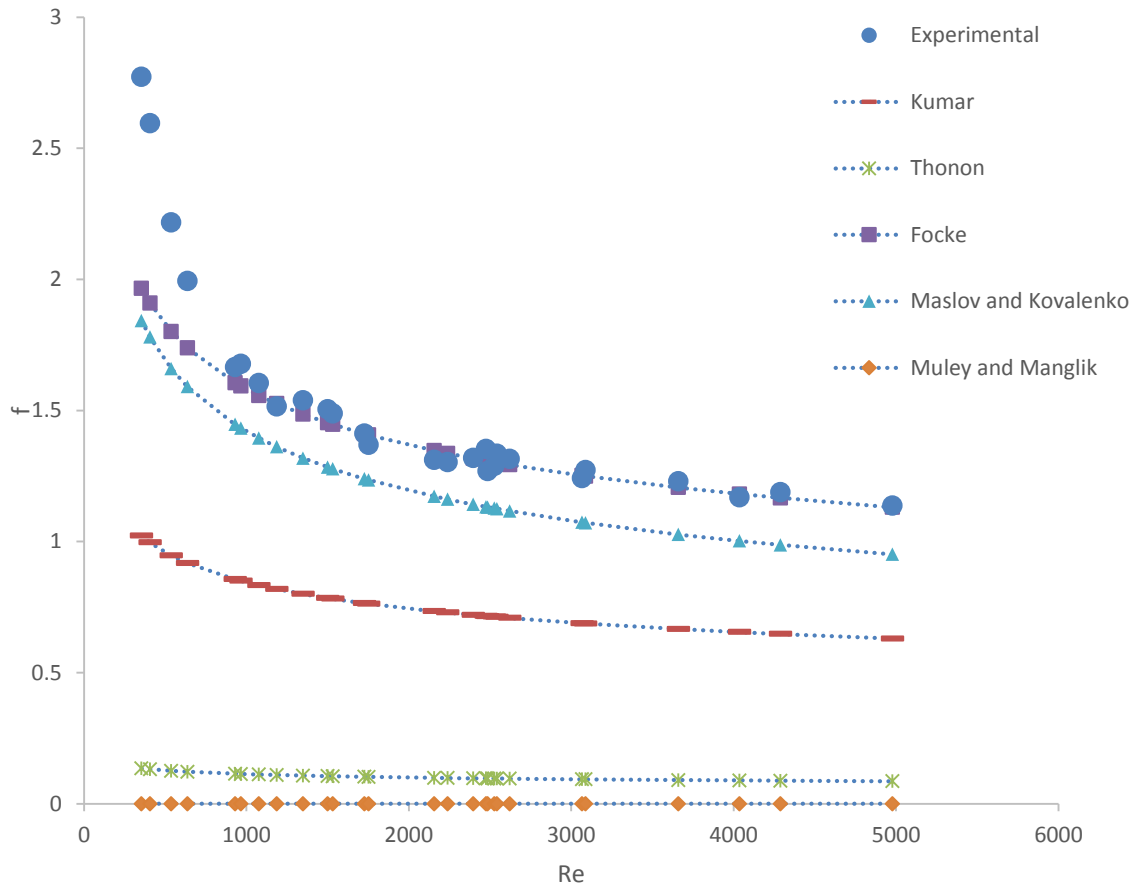


Figura 11. Comparación de datos experimentales y correlaciones de factores de fricción.

Una vez graficados los datos experimentales obtenidos del estudio de Gulenoglu [7], se realizó una comparación con las correlaciones de factor de fricción seleccionadas (Figura 11), se observa que conforme aumenta el número de Reynolds la correlación de Focke [10] es la más cercana a la experimental, dicho esto el resto de las correlaciones quedaron descartadas, ya que están situadas debajo de los datos experimentales por un margen visiblemente grande.

Caída de presión asociada con los colectores y los puertos de entrada y salida

$$\Delta c = 1.4N_p \frac{G_p^2}{2\rho}$$

Donde:

N_p = Número de pasos

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

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

Caída de presión dentro del núcleo (pasajes de placa o canales)

$$\Delta p = 4f \frac{L \cdot N_p \cdot G_c^2}{D_h \cdot 2\rho} \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)_m$$

Donde:

L = Longitud vertical de la placa [m]

N_p = Número de pasos

G_c = Velocidad másica 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.

La caída de presión causada por el cambio de elevación

$$\Delta p = \pm \frac{\rho_m g L}{g_c}$$

El signo “+” indica flujo ascendente, es decir, la caída de presión.

El signo “-” denota flujo descendente, es decir, aumento de la presión o de recuperación.

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 2ª ley de Newton y es igual a 1

Caída de presión total

$$\Delta_T = 1.4N_p \frac{G_p^2}{2\rho} + 4f \frac{L \cdot N_p \cdot G_c^2}{D_h \cdot 2\rho} \cdot \left(\frac{1}{\rho}\right)_m + \left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right) \frac{G_c^2}{g_c} \pm \frac{\rho_m g L}{g_c}$$

ρ_o, ρ_i = Son las densidades del fluido en la salida y entrada respectivamente

$\left(\frac{1}{\rho_o} - \frac{1}{\rho_i}\right) \frac{G_c^2}{g_c}$ = Contribución del efecto de momento

Aunque el efecto de momento (la presión disminuye o aumenta debido a los cambios en la densidad del fluido en el núcleo) es insignificamente pequeña para líquidos, lo despreciaremos de la ecuación por lo que la caída de presión total queda de la siguiente manera:

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

Capítulo 3

Metodología de cálculo

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:

$$\dot{Q} = A \cdot U \cdot \Delta T_{ml}$$

Donde:

\dot{Q} = Transferencia de calor [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 [$^\circ C$]

Diferencia de temperaturas media logarítmica

La diferencia de temperaturas media logarítmica entre los fluidos caliente y frío se puede expresar de dos maneras:

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

- Contraflujo

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

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

- Flujo paralelo

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

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

Los subíndices h y c son para representar al fluido caliente y al frío respectivamente.

Como consecuencia de que al utilizar un arreglo a contraflujo se logra un alto rendimiento térmico en los intercambiadores de calor de placas, quedará descartado el flujo paralelo, por lo que en esta metodología nos enfocaremos en arreglos a contraflujo.

Balance térmico de energía

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 flujo másico 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:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{pc} \cdot (T_{c,sal} - T_{c,ent})$$

y

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot c_{ph} \cdot (T_{h,ent} - T_{h,sal})$$

donde:

\dot{Q} = Transferencia de calor [W]

\dot{m}_h, \dot{m}_c = Flujo másico [kg/s]

c_{ph}, c_{pc} = Calores específicos [J/kg · °C]

$T_{c,sal}, T_{h,sal}$ = Temperaturas de Salida [°C]

$T_{c,ent}, T_{h,ent}$ = Temperaturas de Entrada [°C]

Coefficiente Global de Transferencia de Calor

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:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{h_h} + \frac{1}{h_c} + \frac{t}{k_m}}$$

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:

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

- 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.

Parámetros de diseño

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:

$$N_e = Np - 2$$

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 [16], este factor puede calcularse aproximadamente para un perfil de corrugación sinusoidal, a partir de una fórmula de integración de tres puntos [4]:

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

Donde:

ϕ = Factor de alargamiento de la superficie

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

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:

$$r_a = L_p / Lw$$

Donde:

r_a = Proporción del canal

L_p = Distancia vertical de puerto a puerto

Lw = Ancho de la placa

Las placas industriales generalmente tienen valores cercanos a 2 y no es probable que sea mucho menor que 1.8 [4]. El valor de Lw puede asumirse 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:

$$N_{cp} = \frac{N - 1}{2 * N_p}$$

Donde:

N_{cp} = Número de canales por paso

N_p = Número de pasos

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:

$$A_{ch} = b \times L_w$$

Donde:

A_{ch} = Área de flujo de un canal

b = Profundidad de corrugación

L_w = Ancho de la placa

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:

$$D_h = \frac{2 \cdot b}{\phi}$$

Donde:

D_h = Diámetro hidráulico del canal

ϕ = Factor de alargamiento de la superficie

b = Profundidad de corrugación

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 definida por:

$$A_{lp} = L_p \cdot L_w$$

Donde:

A_{lp} = Área de la placa proyectada

L_p = Distancia vertical de puerto a puerto

L_w = Ancho de la placa

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 definida de la siguiente manera:

$$A_t = A_{lp} \times \phi$$

Donde:

A_t = Área de transferencia de calor de una sola placa

A_{lp} = Área de la placa proyectada

ϕ = Factor de alargamiento de la superficie

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:

$$A_e = A_t \times N_e$$

Donde:

A_e = Área total efectiva

A_t = Área de transferencia de calor de una sola placa

N_e = Número efectivo de placas

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:

$$\dot{m}_{ch} = \frac{\dot{m}}{N_{cp}}$$

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:

$$G_{ch} = \frac{\dot{m}}{N_{cp} \cdot A_{ch}}$$

Donde:

G_{ch} = Velocidad másica del canal
 \dot{m} = Flujo másico
 N_{cp} = Número de canales por paso
 A_{ch} = Área de flujo de un 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:

$$A_t = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

Donde:

\dot{Q} = Flujo térmico transferido [W]
 A = Superficie de transferencia de calor [m²]
 U = Coeficiente global de transferencia de calor [W/m² °C]
 ΔT_{ml} = Diferencia media logarítmica de temperatura entre los fluidos [°C]

Longitud del intercambiador de calor de placas

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

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

Donde:

L_{pack} = Longitud del intercambiador

N_e = Número efectivo de placas

b = Profundidad de corrugación

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 Focke [10], la cual está definida de la siguiente forma:

$$f = 6.7/Re^{0.209}$$

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:

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

donde:

N_p = Número de pasos

G_p = Velocidad másica 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 $\left[\frac{kg}{m^2 \cdot s} \right]$

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

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 de la 2ª ley de Newton y es igual a 1

Capítulo 4

Desarrollo del software de cálculo

El programa para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas fue elaborado en Delphi 7. Este programa cuenta con un conjunto de ecuaciones para el cálculo de las propiedades termodinámicas, de acuerdo a las condiciones de operación que se ingresen en el software (Apéndice A4). El proceso que sigue la rutina de cálculo es presentado en el diagrama de flujo (figura 12), el cual inicia al introducir una propuesta de la geometría de la placa, así como las propiedades físicas de los fluidos. Una vez incorporados estos datos, el programa determina el factor de alargamiento. Este parámetro permite determinar el diámetro hidráulico para el cálculo de las propiedades termodinámicas. La primera propiedad calculada es el número de Reynolds, el cual ayuda a determinar el número de Nusselt y el factor de fricción. Estos establecen los coeficientes convectivos y las caídas de presión respectivamente. Al estar definidos los coeficientes convectivos se calcula el coeficiente global de transferencia de calor, el cual es primordial para el cálculo del área total de transferencia. Obtenida el área de transferencia de calor, se determina el número de placas, la temperatura de salida del fluido frío y el calor recuperado. Al llegar a este punto el software plantea una decisión, si el número de placas calculadas no es igual al número de placas propuesto, se tiene que plantear otro número de placas u otra temperatura de salida del fluido frío. El programa está diseñado para comparar el resultado propuesto contra el calculado y por medio de iteraciones ambos valores tienden al mismo resultado. Una vez que sucede esto finaliza el programa, dando como resultado una propuesta de diseño del ICP.

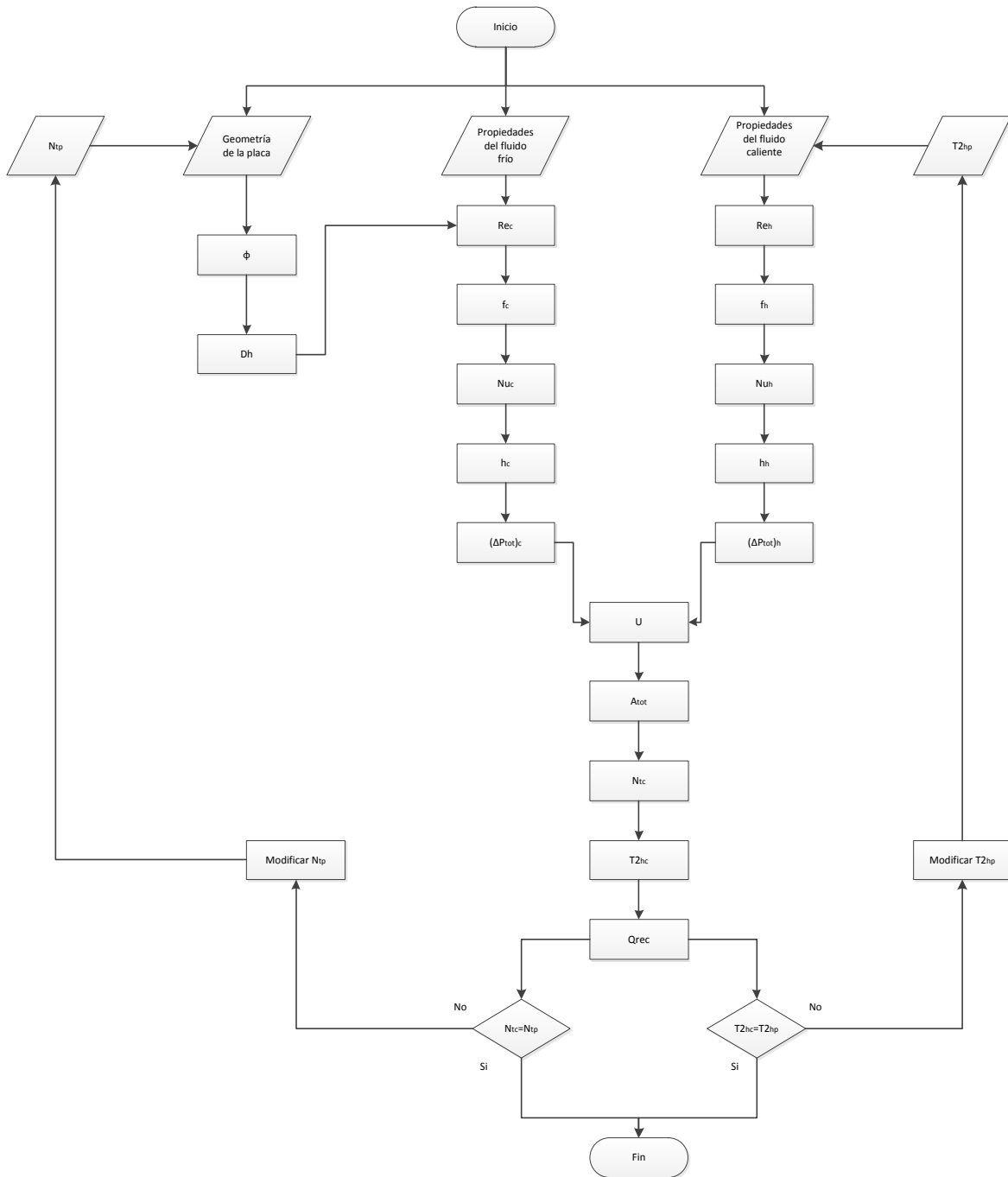


Figura 12. Diagrama de flujo del programa realizado

La figura 13 (el botón de selección “datos”), presenta el menú de opciones para seleccionar los fluidos para el lado frío y caliente del ICP. Esta selección es esencial para determinar la resistencia al ensuciamiento, el cual llega a disminuir el diámetro hidráulico que afecta el rendimiento del intercambiador. Esto se debe al incremento de las caídas de presión y la

disminución del coeficiente global de transferencia de calor. Otro parámetro a seleccionar es la dirección del fluido caliente la cual contribuye en el aumento o reducción de la caída de la presión total. Por otra parte, el programa plantea un menú de opciones para la selección del material (comúnmente utilizados en la fabricación de ICP [4,5]). Para calcular la conductividad térmica de estas aleaciones se realizó un estudio del comportamiento a diferentes temperaturas (apéndice A4). Es importante señalar que existe un apartado de parámetros de diseño que se introducen de acuerdo a las características geométricas de la placa como son: distancia vertical entre los centros de los puertos, el ancho de la placa, diámetro del puerto, espesor de la placa, paso y profundidad de corrugación. Por otra parte se tienen las condiciones de operación térmicas en el que se introducen las temperaturas de los fluidos y flujos másicos, la temperatura de salida del fluido frío se comparará con la calculada.

Figura 13. Pestaña de datos

El botón de selección “Programa” (figura 14), analiza los parámetros importantes para el estudio térmico de un intercambiador de calor como lo son: balance de calor, parámetros geométricos, análisis de transferencia de calor y de caídas de presión. Al elegir el recuadro de parámetros (figura 15), se presenta: el diámetro hidráulico, el número de canales por paso, el factor de alargamiento de superficie, etcétera. Estas son de suma importancia para determinar el número de placas de un intercambiador de calor. Por ejemplo, el factor de

alargamiento de superficie permite conocer el área real de la placa y el diámetro hidráulico que es parte primordial para obtener el número de Reynolds.

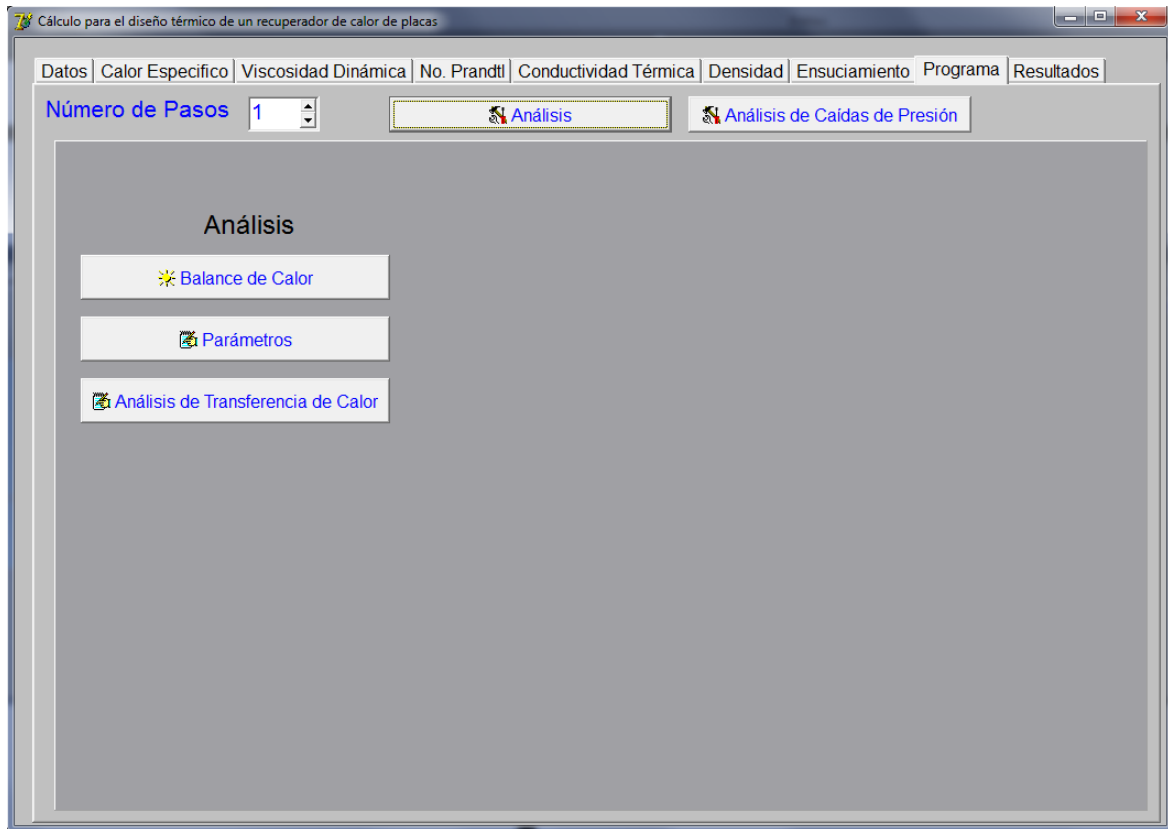


Figura 14. Pestaña de programa: análisis

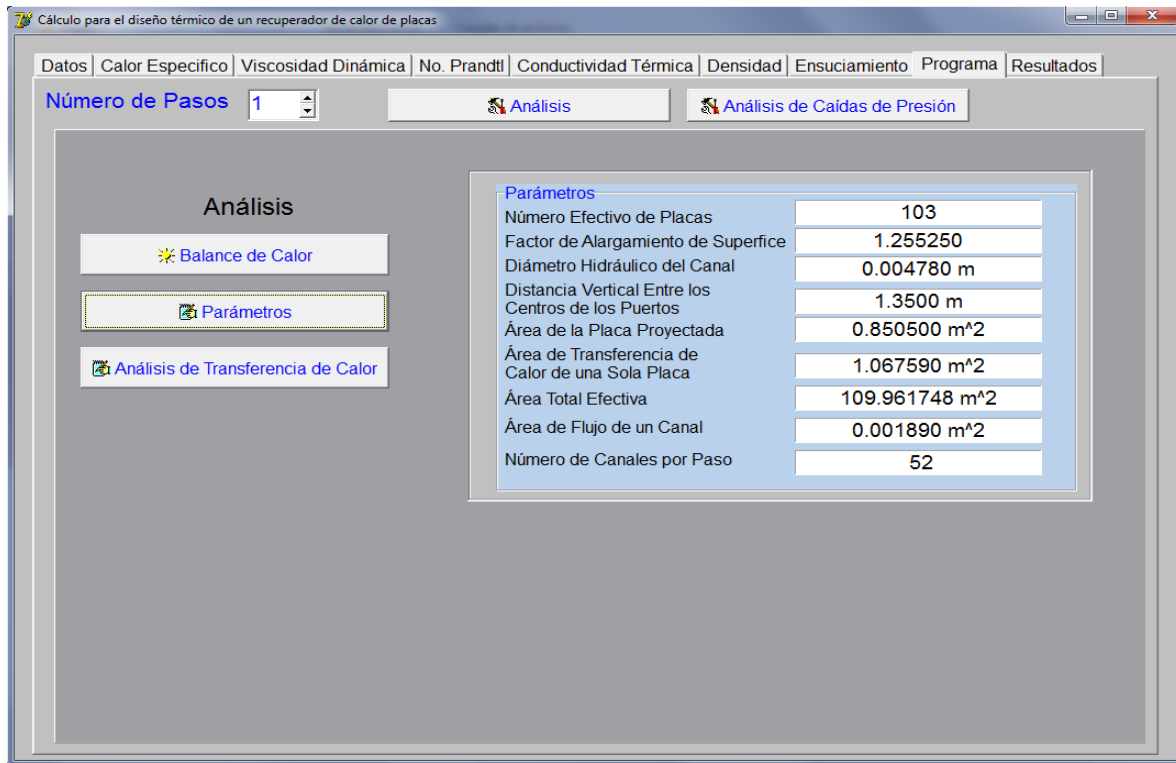


Figura 15. Pestaña de programa: análisis parámetros

La figura 16 muestra la casilla de análisis de transferencia de calor la cual despliega una serie de datos calculados importantes para el diseño del ICP, como lo son: el flujo másico por canal, que influye en el número de Reynolds fundamental para determinar el número de Nusselt y por consecuencia los coeficientes convectivos. Otros factores importantes son la temperatura de salida del fluido frío y el número de placas calculado, indispensables para el desarrollo de esta metodología.

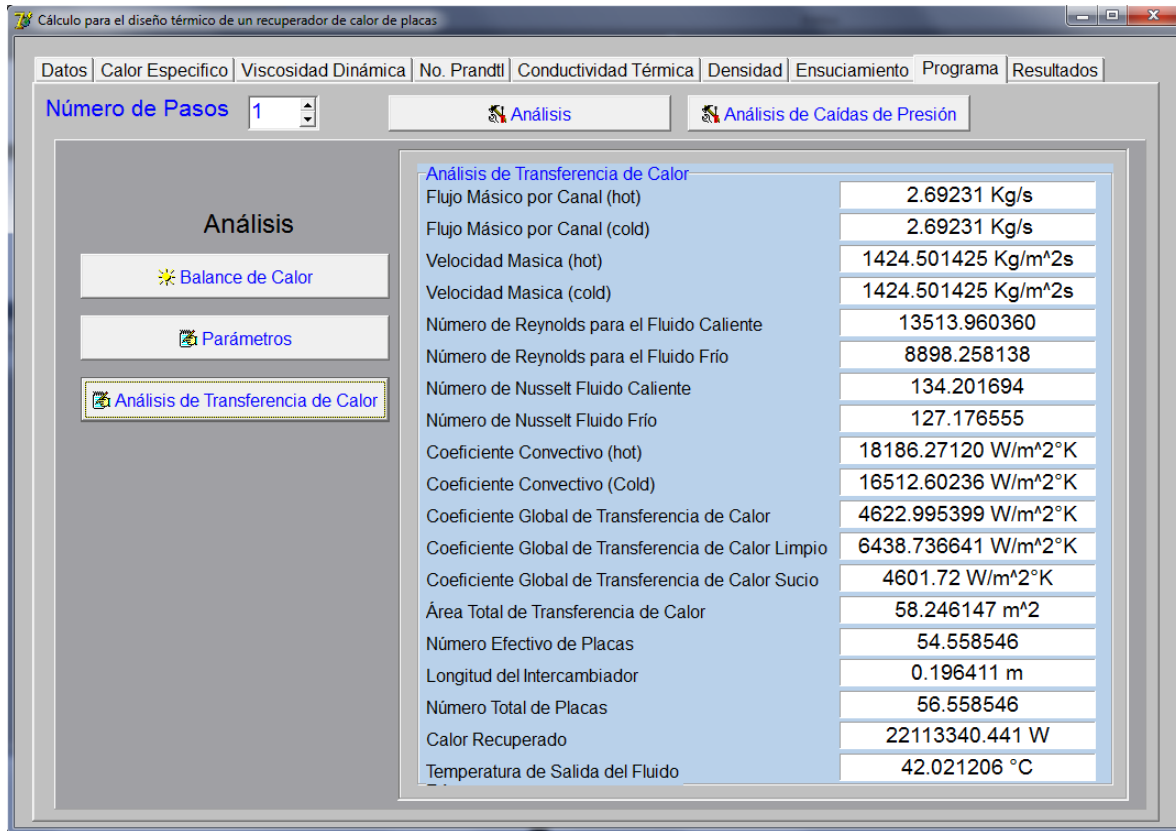


Figura 16. Pestaña de programa: análisis de transferencia de calor

La figura 17 presenta la pestaña de análisis de caídas de presión, donde aparece el factor de fricción, el cual considera la resistencia de forma y fricción sobre la superficie. En este apartado se encuentra la caída de presión total y sus tres contribuciones: 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. Esta última depende de la dirección del flujo, si asciende aumenta la caída de presión, mientras que si desciende la caída de presión disminuye.

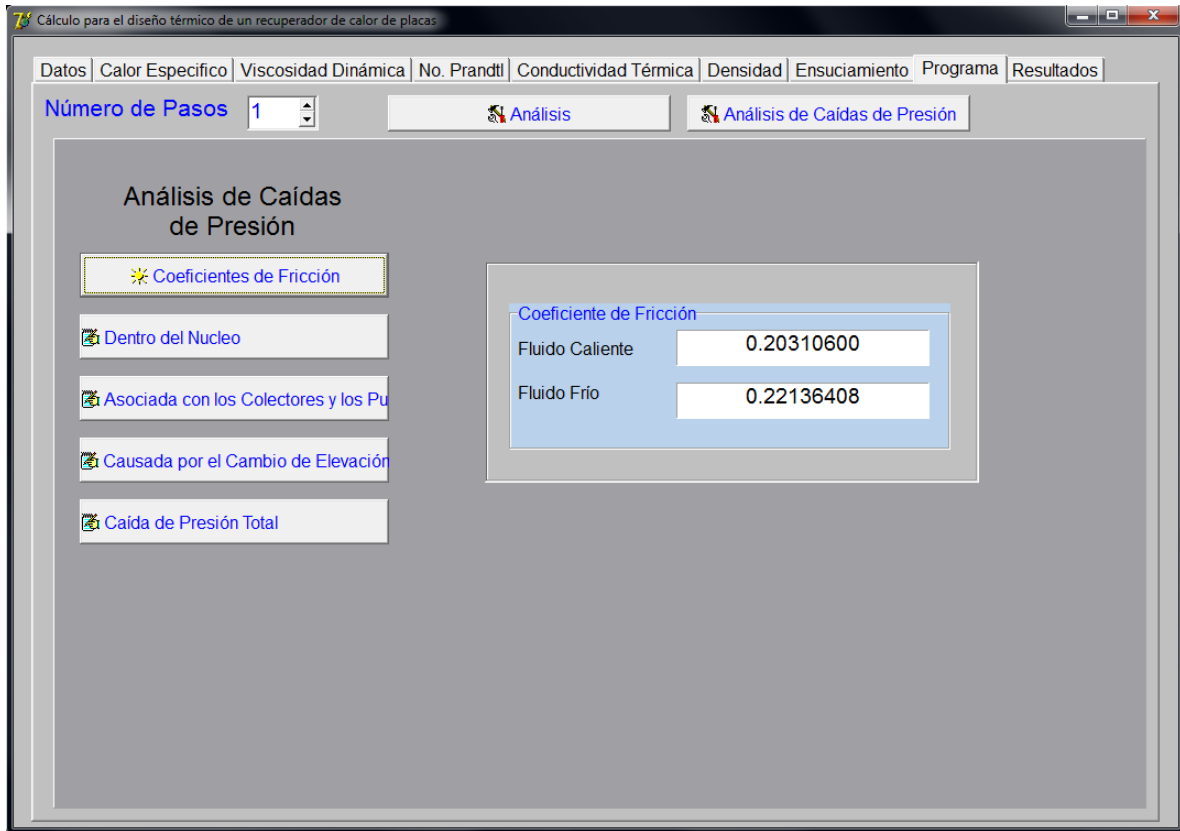


Figura 17. Pestaña de programa: análisis de caídas de presión, coeficiente de fricción

La pestaña de la figura 18 muestra los resultados calculados y propuestos. En cuanto al número de placas se distingue si es necesario proponer otro número, al igual que la temperatura final del fluido frío. Algunos parámetros relevantes para la metodología de cálculo se observan en esta pestaña, como los es el calor recuperado, factor de alargamiento de la superficie, diámetro hidráulico y la longitud del intercambiador. En caso que se muestra en la figura 18 se observa una variación en las caídas de presión del fluido frío con respecto del fluido caliente, esto se debe a que las propiedades termodinámicas no son las mismas, además se ven influenciadas por las caídas de presión debidas al cambio de elevación.

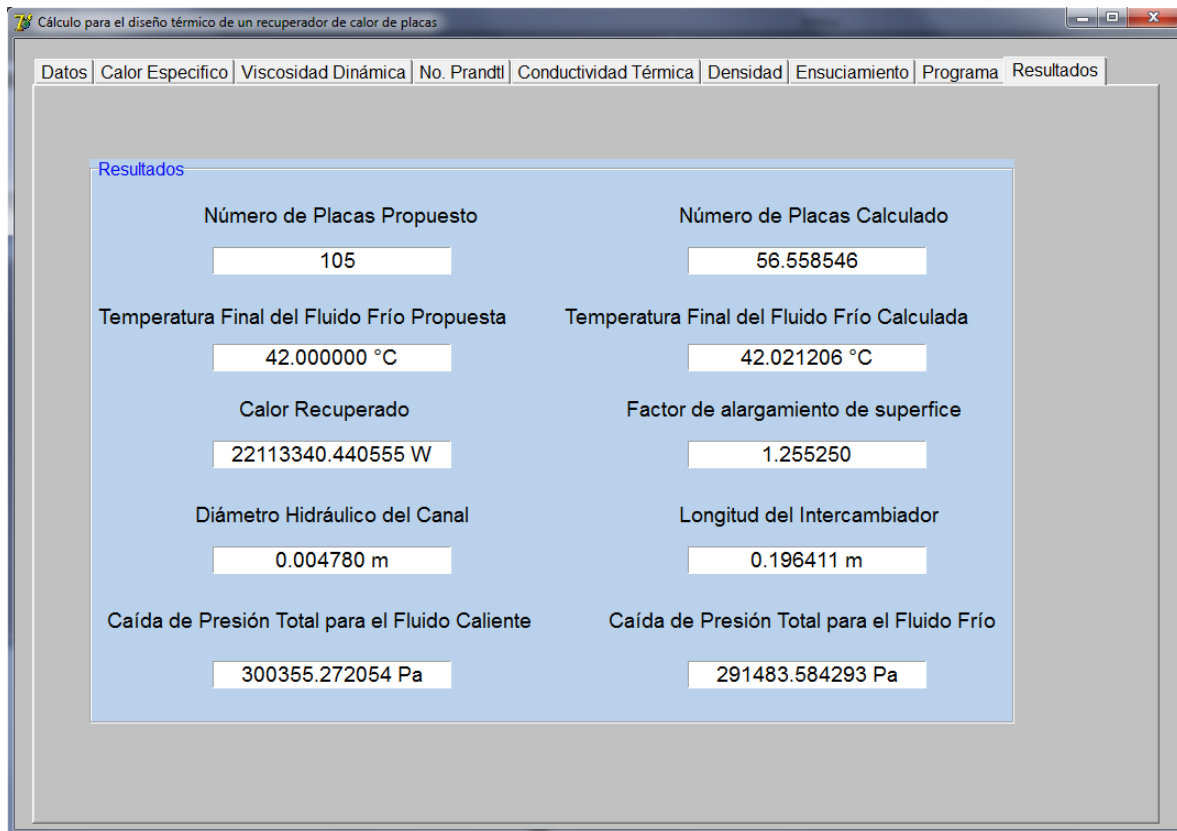


Figura 18. Pestaña: resultados

El siguiente capítulo analiza los resultados obtenidos en el software de cálculo comparándolo con la información obtenida en la literatura abierta.

Capítulo 5

Resultados y conclusiones

Para corroborar el funcionamiento del software, se realizó un análisis comparativo con datos de diseño de un equipo propuesto por Kakac [17]. Los resultados permiten comprobar que la metodología de cálculo es adecuada. Las tablas 16, 17 y 18 muestran dos casos A y B. El caso A utiliza las mismas correlaciones del caso de estudio, como se observa son los mismos resultados. Esto fue logrado forzando las correlaciones estudiadas en el capítulo 2, de tal forma que fueron utilizadas las que propuso el autor. El caso B utiliza las correlaciones que mejor se ajustan a los datos experimentales como se definió en el estudio de la presente tesis. Además, el programa considera la resistencia por ensuciamiento que es fundamental para el cálculo del área requerida para proporcionar la transferencia de calor y así compensar los efectos de ensuciamiento, lo que en el caso de estudio no se considera para el fluido frío.

Tabla 16. Parámetros de diseño

Parámetros	Caso de estudio [15]		Caso A (forzado)		Caso B (ajustado)	
	Agua caliente	Agua fría	Agua caliente	Agua fría	Agua caliente	Agua fría
Flujo másico (kg/s)	140	140	140	140	140	140
Temperatura de entrada (°C)	65	22	65	22	65	22
Temperatura de salida (°C)	45	42	45	42	45	42.02
Resistencia total de ensuciamiento (m ² *K/W)	0.00005	0	0.00005	0	0.00044	0.000018
Calor específico (J/kg*K)	4183	4178	4183	4178	4187.75	4178.89
Viscosidad dinámica (kg/m*s)	0.000509	0.000766	0.000509	0.000766	0.0005038	0.0007652
Conductividad térmica (W/m*K)	0.645	0.617	0.645	0.617	0.6477	0.6206
Densidad (kg/m ³)	985	995	985	995	985.69	995.15
Número de Prandtl	3.31	5.19	3.31	5.19	3.24	5.16

Tabla 17. Datos de construcción del intercambiador de calor de placas			
Parámetros	Caso de estudio [15]	Caso A (forzado)	Caso B (ajustado)
Número de placas	105	105	106
Espesor de la placa (mm)	0.6	0.6	0.6
Área total efectiva (m²)	110	110	110.85
Factor de alargamiento de la superficie (ϕ)	1.25	1.25	1.255
Díámetro de puertos (m)	0.2	0.2	0.2
Longitud del intercambiador (m)	0.38	0.38	0.373
Distancia vertical entre los centros de los puertos (m)	1.55	1.55	1.55
Ancho de la placa (m)	0.63	0.63	0.63
Número de pasos	1	1	1
Conductividad térmica del material (W/m²*K)	17.5	17.5	14.78

Tabla 18. Valores de caídas de presión			
Parámetros	Caso de estudio [15]	Caso A (forzado)	Caso B (ajustado)
Caída de presión permisible (Pa)	344737.86	344737.86	344737.86
Caída de presión total para el fluido frío (Pa)	305644.59	305644.59	286500.85
Caída de presión total para el fluido caliente (Pa)	286477.17	286477.17	295739.62

Además las caídas de presión en el caso de estudio sólo consideran dos contribuciones: caída de presión dentro del núcleo y caída de presión asociada con los colectores y puertos. Mientras que el programa tiene en cuenta tres contribuciones: caída de presión asociada con los colectores y puertos, caída de presión dentro del núcleo y la caída de presión debida al cambio de elevación. Lo anterior permite establecer que el programa realizado en la presente tesis es adecuado para el diseño térmico de intercambiadores de calor de placas. Para realizar un análisis de los parámetros relevantes se calcularon distintos casos de estudio (tabla 19) variando el factor de alargamiento con la finalidad de determinar el comportamiento del equipo a diferentes condiciones. Como se puede ver en la tabla 19 uno de los parámetros más relevantes es el factor de alargamiento, debido a que si éste sufre un cambio mínimo, el coeficiente global de transferencia y las caídas de presión tendrán una variación de alrededor de 4%. Como se ha mencionado el factor de alargamiento depende de la profundidad de corrugación y del paso de la misma, por lo tanto se varió la profundidad de corrugación de 2 a 5 milímetros [16], dejando constante al paso de corrugación.

Φ	U	Ae (m ²)	ΔPh (Pa)	ΔPc (Pa)	Npc
1.1224	5547.84	91.80	935360.11	976990.78	98.16
1.1460	5316.35	95.79	702236.94	725327.17	100.28
1.1712	5105.14	99.76	542637.99	553035.21	102.14
1.1979	4911.81	103.68	429807.40	431231.12	103.77
1.2260	4746.07	107.30	353352.47	348695.68	104.91
1.2552	4593.95	110.86	295739.62	286500.85	105.84
1.2857	4465.42	114.05	255256.06	242797.60	106.30
1.3172	4335.80	117.46	219970.15	204705.38	106.85
1.3496	4226.96	120.48	194694.67	177419.72	106.96
1.3830	4126.30	123.42	174117.38	155205.91	106.93
1.4172	4032.93	126.28	157158.83	136898.63	106.77
1.4521	3957.26	128.69	144980.62	123751.89	106.21

Dado que los factores de la tabla 19 tienen diferentes unidades y además sus valores están situados en intervalos distintos, se propondrá un factor de escala el cual consiste en adimensionalizar algunos factores de la tabla 19 con el fin de poderlos visualizar en un sólo gráfico. El cual consiste en dividir el mayor número de cada columna con respecto de cada número de la misma columna, esto es:

$$\text{Factor adimensionalizado} * = \frac{\text{Factor calculado}}{\text{Factor escala}}$$

Los nuevos valores quedaran de la forma en que se observa en la tabla 20.

Np	U*	Ae*
98.1635007	1	0.71334214
100.280917	0.95827385	0.74434688
102.143282	0.92020318	0.77519621
103.766297	0.88535538	0.80565701
104.911603	0.85548069	0.83378662
105.839131	0.82806101	0.86145
106.299624	0.80489344	0.88623825
106.849859	0.78152939	0.91273603
106.96301	0.76191094	0.93620328
106.930409	0.74376694	0.95904888
106.770864	0.72693697	0.98127283
106.205351	0.71329743	1

La figura 19 presenta la disminución del coeficiente global de transferencia de calor (U) y el aumento del área efectiva, ya que el factor de alargamiento aumenta. Esto se debe a que el coeficiente global de transferencia de calor es inversamente proporcional al área, como se muestra a continuación:

$$A_t = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

Esto se explica debido a que si se incrementa el factor de alargamiento los canales también aumentarían, lo que significa una mayor área desarrollada, sin que se llegue a afectar las dimensiones de las placas. Al aumentar el factor de alargamiento el área correspondiente a cada placa se verá incrementada, esto se refleja en un menor número de placas (tabla 19). Por otra parte se aprecia que el factor de alargamiento es aproximadamente 1.25 debido a que la relación entre el calor absorbido por el fluido frío y el máximo calor que podrá absorber (efectividad P) dicho fluido es de 86%, el valor más cercano a este número es donde intersecan ambas curvas, el cual es aproximadamente 83%, con lo que se obtiene un error de 3.6% en la relación de calor absorbido por el fluido frío. A continuación se presenta la ecuación de la efectividad:

$$P = \frac{T_{c,sal} - T_{c,ent}}{T_{h,ent} - T_{c,ent}}$$

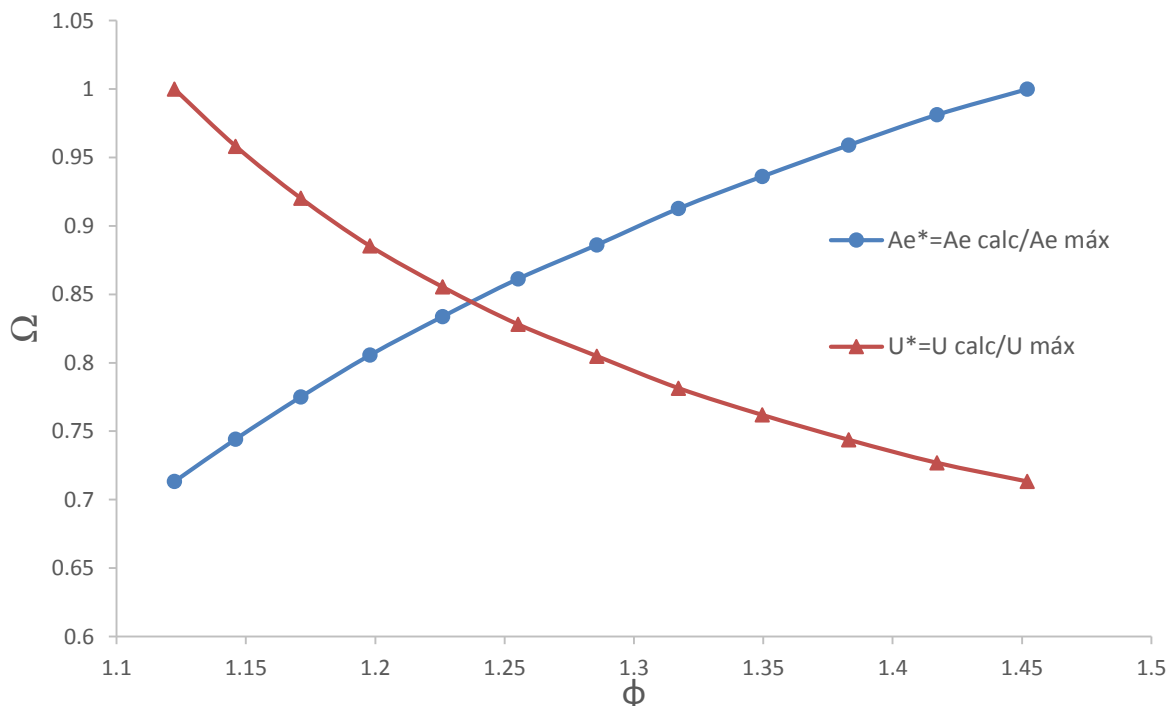


Figura 19. Área efectiva y coeficiente global de transferencia de calor contra el factor de alargamiento. ($\Omega = Ae^*$ y U^*)

En la figura 20 el factor de alargamiento de la superficie depende de la profundidad de corrugación. Si la profundidad de corrugación varía, el diámetro hidráulico también se verá afectado repercutiendo en la velocidad de flujo, de tal forma que si la profundidad de corrugación disminuye la velocidad del flujo aumentará. En consecuencia el número de Reynolds aumentará provocando un incremento en las caídas de presión. Por lo tanto es conveniente tener en consideración la profundidad de corrugación en los intercambiadores de calor de placas. Este parámetro es fundamental para la caída de presión, porque un aumento en las caídas de presión significaría una mayor potencia de bombeo, que conlleva a un aumento de los costos de funcionamiento. Por otra parte, se observa que un intervalo de 1.12-1.25 el decremento en la caída de presión es considerable, aproximadamente en un 80%, debido a que los canales tienen un mayor diámetro hidráulico lo que facilita el flujo sobre la superficie de las placas. A partir de 1.25 hasta 1.5 el comportamiento en este intervalo tiende a ser aproximadamente lineal, por lo que la caída de presión no se ve tan afectada por el aumento del factor de alargamiento.

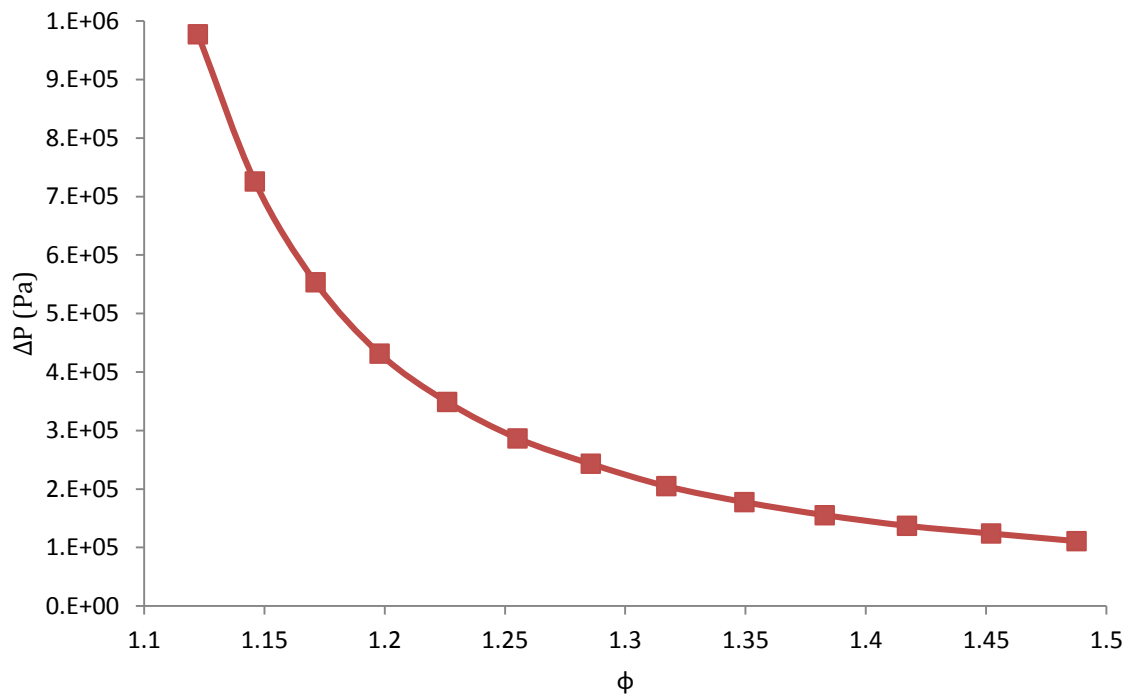


Figura 20. Caídas de presión contra factor de alargamiento

Al variar el factor de alargamiento de superficie, el cual está en función de la profundidad de corrugación, si éste último sufre un cambio el diámetro hidráulico del canal también lo hará, lo que variara la velocidad y por lo tanto las caídas de presión y coeficiente global de transferencia. Como se muestra la figura 21, los valores con caídas de presión de 0 a 0.25 MPa incrementan lentamente. Ya que si se encontraran entre 0.4 MPa y 1 MPa estos tienen

un incremento exponencial. Pero como se puede observar se logra un equilibrio entre coeficiente global de transferencia y caídas de presión en valores cercanos a 0.3 MPa. Por otra parte, se puede apreciar que la transferencia es elevada cuando las caídas de presión son altas en un intervalo razonable entre los valores de 1.2 hasta 1.3 del factor de alargamiento. En este intervalo la transferencia es razonable pero las caídas de presión son significativamente inferiores a las que se encuentran por encima de estos valores. Cuando se quisiera un intercambio más eficiente se tendría que considerar la energía con la que se cuenta para lograr vencer la caída de presión mencionada, ya que como se observa en la figura 21 se puede tener una alta transferencia de calor pero a costa de una alta caída de presión.

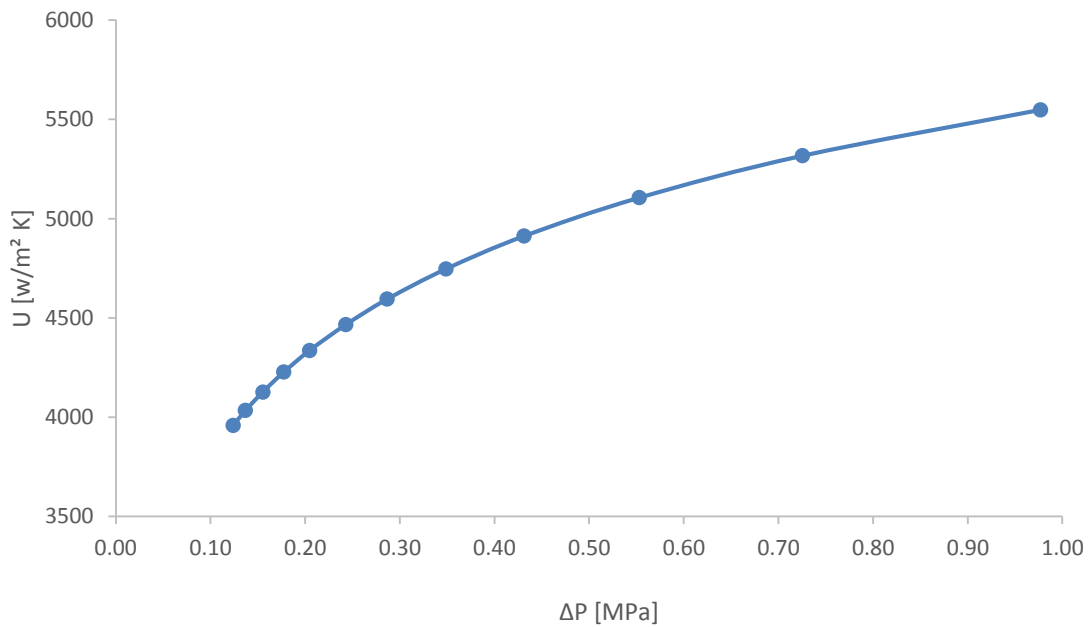


Figura 21. Coeficiente global de transferencia de calor contra caídas de presión

Conclusiones

El presente trabajo presenta una metodología de cálculo para el diseño térmico de un intercambiador de calor de placas en una fase, bajo un enfoque de cálculo integral.

Los pasos fundamentales para el diseño de ICP se indican a continuación:

1. Determinación de la temperatura de la entrada y salida de ambos fluidos.
2. Cálculo de las diferencias de temperaturas medias logarítmicas (DTML).
3. Estimación del número de Reynolds para cada flujo.
4. Estimación de los coeficientes convectivos de cada flujo.
5. Estimación del coeficiente global de transferencia de calor.
6. Estimación de la superficie total de transferencia de calor.
7. Cálculo del número de placas.

El factor de alargamiento utilizado en la presente tesis está dentro del rango de 1.1-1.5, ya que utilizar valores fuera de este rango, implicaría caídas de presión enormes (mayores a 3MPa [4]) o coeficientes globales muy pequeños (menores a $3000 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ [18]). Este factor tiene mucho impacto en el diseño térmico de un ICP dado que afecta directamente el coeficiente global de transferencia de calor y las caídas de presión. Influye en estos dos parámetros, ya que determina el diámetro hidráulico que tendrán los canales, lo que determinará la velocidad de flujo y por lo tanto, el número de Reynolds. El software fue validado con un caso base [17] con resultados iguales en el caso forzado. Con respecto al caso ajustado se considera la resistencia por ensuciamiento por parte del fluido frío, por lo que el programa mejora el área real de transferencia de calor al compensar los efectos de ensuciamiento.

Por otra parte, el software toma en consideración la contribución a la caída de presión por el cambio de elevación, ya que las caídas de presión son fundamentales para establecer la potencia de bombeo, que repercute en los costos de funcionamiento. Por esta razón, los resultados difieren, con respecto al caso base, en un 1% para el cálculo total de placas, de 6.6% para el cálculo de caída de presión del fluido frío y un 3.1% para el cálculo de caída de presión del fluido caliente. Otro aspecto a destacar con respecto al caso base es el estudio realizado en las correlaciones de transferencia de calor, en el cual se comparó el comportamiento de dichas correlaciones con un caso experimental [9], dando como resultado que la correlación de Maslov and Kovalenko, da una mejor aproximación al diseño térmico de un ICP debido a que contempla diferentes correlaciones que se adaptan mejor a la hidrodinámica y a las condiciones geométricas del equipo. Los coeficientes convectivos caliente y frío, impactan en distinta proporción al coeficiente global de transferencia de calor. El frío tiene un impacto de 38.8 % sobre el coeficiente global de transferencia de calor, mientras que el coeficiente convectivo caliente sólo impacta en un 25.38 %.

Recomendaciones y Trabajos Futuros:

Una de las recomendaciones del presente trabajo es la extensión del software a aplicaciones con flujos bifásicos (cambios de fase) con la finalidad de desarrollar un programa de diseño más completo. Así como con diferentes tipos y ángulos de corrugación ya que en la presente tesis fue realizado un estudio con placas tipo Chevron con ángulos de 30° , por lo que el campo de estudio es limitado.

Por otra parte, se pretende realizar análisis diferenciales mediante técnicas de dinámica de fluidos computacional (CFD) para obtener información completa y detallada de variables involucradas en la hidrodinámica (caída de presión) y transferencia de calor. Además, es importante analizar las resistencias de ensuciamiento del fluido con el que se trabajará, ya que la acumulación de material indeseable repercutirá en el área por donde circula el flujo, en consecuencia afecta el rendimiento del ICP.

Referencias

- [1] www.webbustertz.com
- [2] www.armstrongfluidtechnology.com/en/products/plate-and-frame-heat-exchangers
- [3] 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*, vol. 2, Issue 10, Oct 2012.
- [4] Ramesh K. Shah and Dusan P. Sekulic, *Fundamentals of Heat Exchanger Design*, John Wiley & Sons, Inc., 2003.
- [5] Kuppan Thulukkanam, *Heat Exchanger Design Handbook*, second edition, CRC Press, Boca Raton, 2013.
- [6] 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.
- [7] Cagin Gulenoglu, Fatih Akturk, Selin Aradag, Nilay Sezer Uzol, Sadik Kakac, Experimental comparison of performances of three different plates for gasketed plate heat exchangers, *International Journal of Thermal Sciences* 75 (2014) 249-256.
- [8] Kumar, H., *The Plate Heat Exchanger: Construction and Design*, Institute of Chemical Engineering Symposium Series, no. 86, pp. 1275–1288, 1984.
- [9] Z.H. Ayub, Plate heat exchanger survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators, *Heat Transfer Eng.* 24 (2003) 3–16.
- [10] 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*, vol. 28, no. 8, pp. 1469–1479, 1985.
- [11] 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*, vol. 1, no. 1, pp. 90–95, 1972.
- [12] Thonon, B., Design Method for Plate Evaporators and Condensers, 1st International Conference on Process Intensification for the Chemical Industry, BHR Group Conference Series Publication, no. 18, pp. 37–47, 1995.
- [13] Maslov, A., and Kovalenko, L., Hydraulic Resistance and Heat Transfer in Plate Heat Exchangers, *Molochnaya Promyshlennost*, no. 10, pp. 20–22, 1972.
- [14] Wanniarachchi, A. S., Ratnam, U., Tilton, B. E., Dutta-Roy, K., Approximate Correlations for Chevron-Type Plate Heat Exchangers, 30th National Heat Transfer Conference, vol. 12, HTD vol. 314, ASME, New York, pp. 145–151, 1995.
- [15] Muley, A. and Manglik, R. M., Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger with Chevron Plates, *Journal of Heat Transfer*, vol. 121, no. 1, pp. 110–117, 1999.
- [16] Carla S. Fernandes, Ricardo P. Dias, Joao M. Nobrega, Joao M. Maia, Laminar flow in Chevron-type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor. *Chemical Engineering and Processing* 46 (2007) 825–833.
- [17] S. Kakac, H. Liu, *Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design*, second edition, CRC Press, Boca Raton, 2002, pp. 373–412.
- [18] Lieke Wang, Bengt Sundén, R. M. Manglik, *Plate Heat Exchangers: Design, Applications and Performance*, WIT Press, 2007.

-
- [19] R. Naik Vishal, Matawala V.K., Experimental Investigation of single phase Chevron Type Gasket Plate Heat Exchanger, ISSN: 2249 – 8958, Volume-2, Issue-4, April 2013.
- [20] F. Akturk, G. Gulben, S. Aradag, N. Sezer Uzol, S. Kakac, Experimental Investigation of the Characteristics of a Chevron Type Gasketed-Plate Heat Exchanger, pp. 172-178, 16-18 May 2011.
- [21] P. J. Heggs, P. Sandham, R. A. Hallam and C. Walton, Local transfer coefficients in corrugated plate heat exchanger channels, Trans IChemE, Vol 75, Part. A, October 1997.
- [22] Iulian Gherasim, Matthew Taws, Nicolas Galanis, Cong Tam Nguyen. Heat transfer and fluid flow in a plate heat exchanger part I. Experimental investigation, International Journal of Thermal Sciences 50 (2011) 1492-1498.
- [23] C.-Y. Yang, Y.-H. Lin and H.-T. Lo., An experimental study on pressure drop of inlet and exit manifolds and ports of plate heat exchangers, Department of Mechanical Engineering National Central University, Chung-Li, Taiwan, 28 June – 03 July 2009, Krakow, Poland.
- [24] Jorge A.W. Gut, Jose M. Pinto, Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) 2571–2585.
- [25] R. L. Pradhan, Dheepa Ravikumar, D. L. Pradhan. Review of Nusselt Number Correlation for Single Phase Fluid Flow through a Plate Heat Exchanger to Develop C# Code Application Software, Journal of Mechanical and Civil Engineering 2278-1684, ISSN (p): 2320–334X, PP: 01-08.
- [26] W. W. Focke, Turbulent convective transfer in plate heat exchangers, Chemical Engineering Research Group, Vol. 10, pp. 201-210, 1983.
- [27] DOE Energy Tips, Steam tip sheet 26A, 2007. 20 de Junio de 2008.
- [28] www.efunda.com/materials/elements/TC_Table.cfm?Element_ID=Ti
- [29] [www.specialmetals.com/documents/Inconel%20alloy%20600%20\(Sept%202008\).pdf](http://www.specialmetals.com/documents/Inconel%20alloy%20600%20(Sept%202008).pdf)
- [30] www.specialmetals.com/documents/Incoloy%20alloy%20825.pdf
- [31] www1.diccism.unipi.it/De_Sanctis_Massimo/Corrosione/HASTELLOY%AE%20C-276%20alloy.pdf
- [32] www.specialmetals.com/documents/Monel%20alloy%20400.pdf
- [33] www.specialmetals.com/documents/Nickel%20200%20&%20201.pdf
- [34] www.aksteel.com/pdf/markets_products/stainless/austenitic/316_316l_data_sheet.pdf
- [35] www.dtic.mil/dtic/tr/fulltext/u2/a129160.pdf

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 la transferencia de calor, un aumento en la caída de presión, un factor que promueva la corrosión y resultar en algunos fallos. Por estas razones, el ensuciamiento debe ser considerado en el diseño del intercambiador de calor de placas. Una mala consideración del ensuciamiento dará lugar a un rendimiento del ICP menor al esperado y en ocasiones en problemas operativos. En este punto cabe recordar que los altos grados de turbulencia, el flujo uniforme del fluido, la superficie de la placa y la fabricación de placas con material resistente a la corrosión reducen el ensuciamiento y la necesidad de limpieza frecuente en los ICP. Además existen coladores para los puertos de entrada en la placa móvil que ayudan a proteger el conjunto de placas de partículas grandes que puedan llegar a obstruir los canales.

En el intercambiador de calor, el proceso de transferencia de calor desde una corriente de fluido caliente y una corriente de fluido frío implica diversos procesos de conducción y convección. Éstos pueden ser representados individualmente en términos de una resistencia térmica. La suma de estas resistencias individuales es la resistencia térmica total, y su inversa es el coeficiente de transferencia de calor U . En general para los ICP el coeficiente global de transferencia de calor U se calcula a partir de:

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

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), el rango común de coeficientes globales de transferencia de calor es de entre 1000 ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$) y 10000 ($W/m^2 \text{ } ^\circ C$), 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:

$$A_t = \frac{\dot{Q}}{U \cdot \Delta T_{ml}}$$

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 transportadas 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 adhiere 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 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 sucio 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.

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.

Es la práctica general los fabricantes de intercambiadores de placas suelen usar sólo materiales resistentes a la corrosión, regido por factores tales como la pureza del producto. La erosión no es un factor determinante, ya que las limitaciones de caída de presión en general determinarán las máximas velocidades de fluido permisibles. A medida que las placas son muy finas (0.6-1.2 mm) en comparación con el espesor del tubo los subsidios a la corrosión que normalmente se recomiendan para las unidades tubulares no son relevantes para las unidades de placas. En el diseño de una unidad tubular, un sobreespesor de corrosión de 0.125 mm/año se utiliza; para las unidades de placa de la velocidad de corrosión no debe exceder de 0,05 mm/año, de acuerdo con el Heat Exchanger Design Handbook [5].

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 los 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 debida 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 [25] informó de que la condición turbulenta puede lograrse a números de Reynolds tan bajos como 150.

$$Re = \frac{G_{ch} \cdot D_h}{\mu}$$

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.

$$Pr = \frac{\mu \cdot Cp}{k} = \frac{\nu}{\alpha}$$

Número de Nusselt

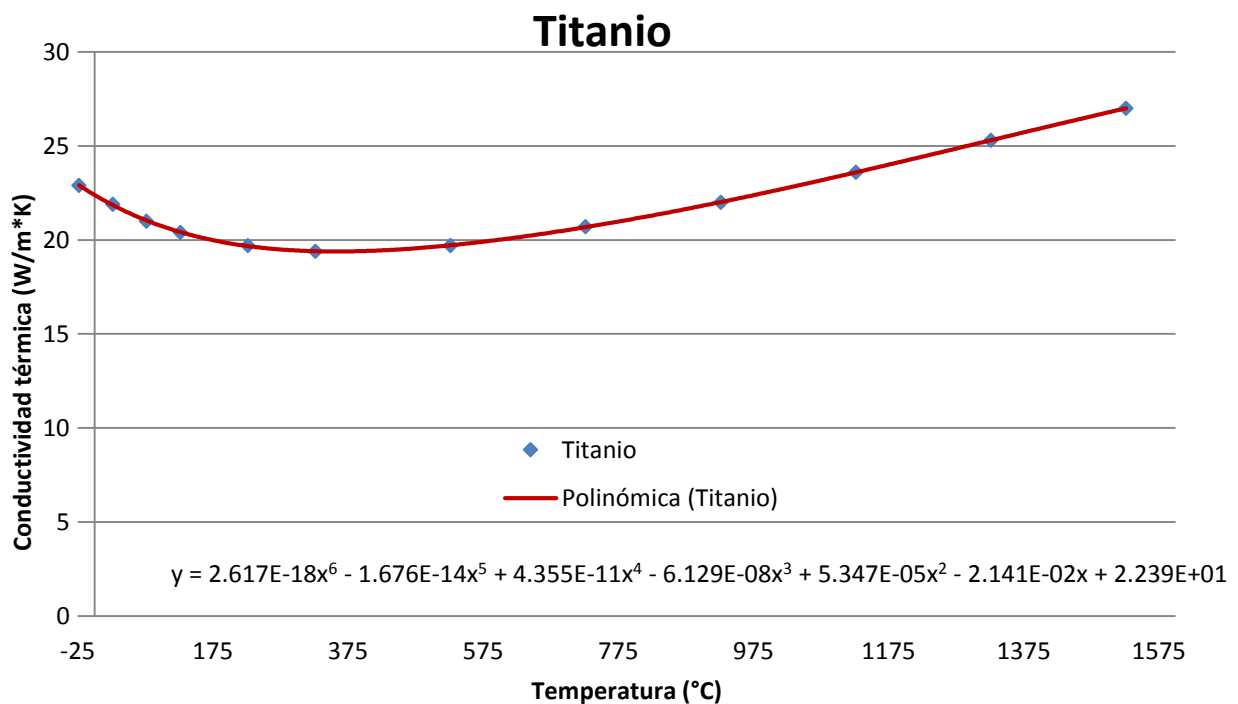
Es un número adimensional y es igual al gradiente de temperatura en la superficie y que esencialmente, proporciona una medida de la transferencia de calor por convección. El número de Nusselt puede ser visto como la relación de la resistencia a la conducción de un material entre la resistencia por convección 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 [13] por las razones que se mencionaron anteriormente.

$$Nu = 0.78 \cdot Re^{0.5} \cdot Pr^{1/3}$$

Apéndice A4

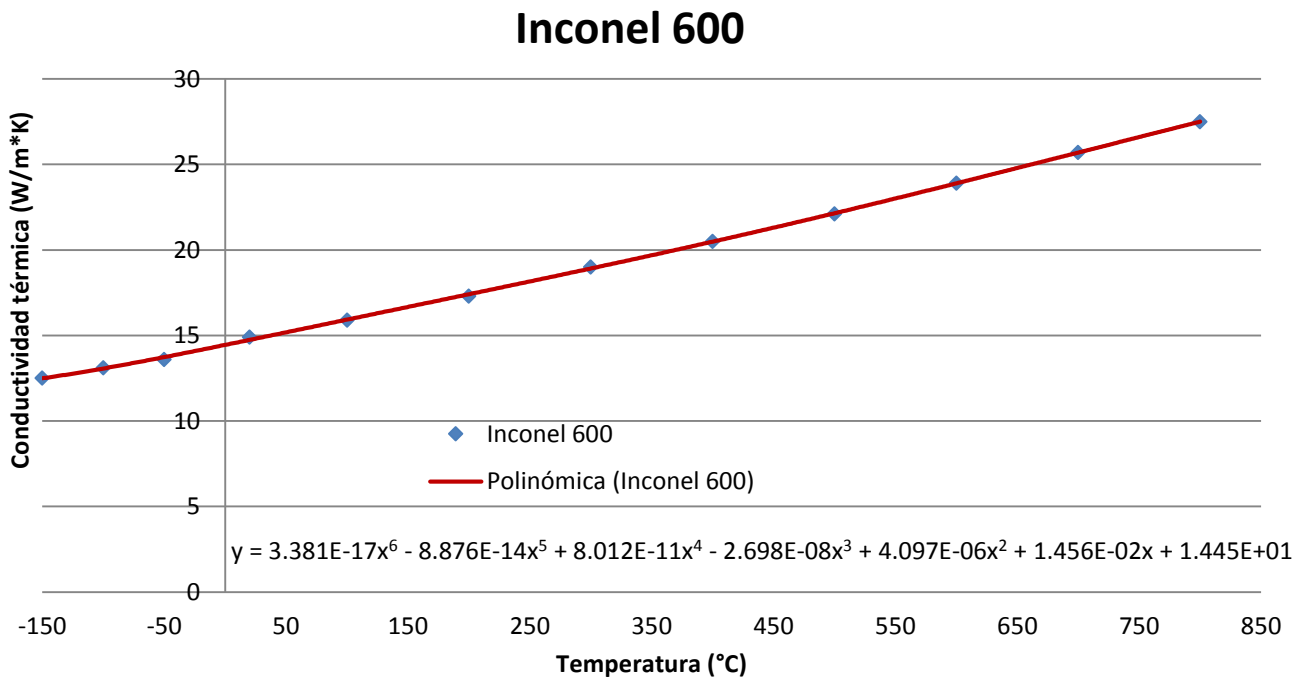
A continuación se muestran las tablas y gráficas utilizadas para determinar los modelos matemáticos de las propiedades termodinámicas de los fluidos del programa de cálculo.

Titanio	
Temperatura (°C)	Conductividad térmica (W/m·K)
-23.15	22.9
26.85	21.9
76.85	21
126.85	20.4
226.85	19.7
326.85	19.4
526.85	19.7
726.85	20.7
926.85	22
1126.85	23.6
1326.85	25.3
1526.85	27



Gráfica 1. Conductividad térmica vs temperatura para el Titanio

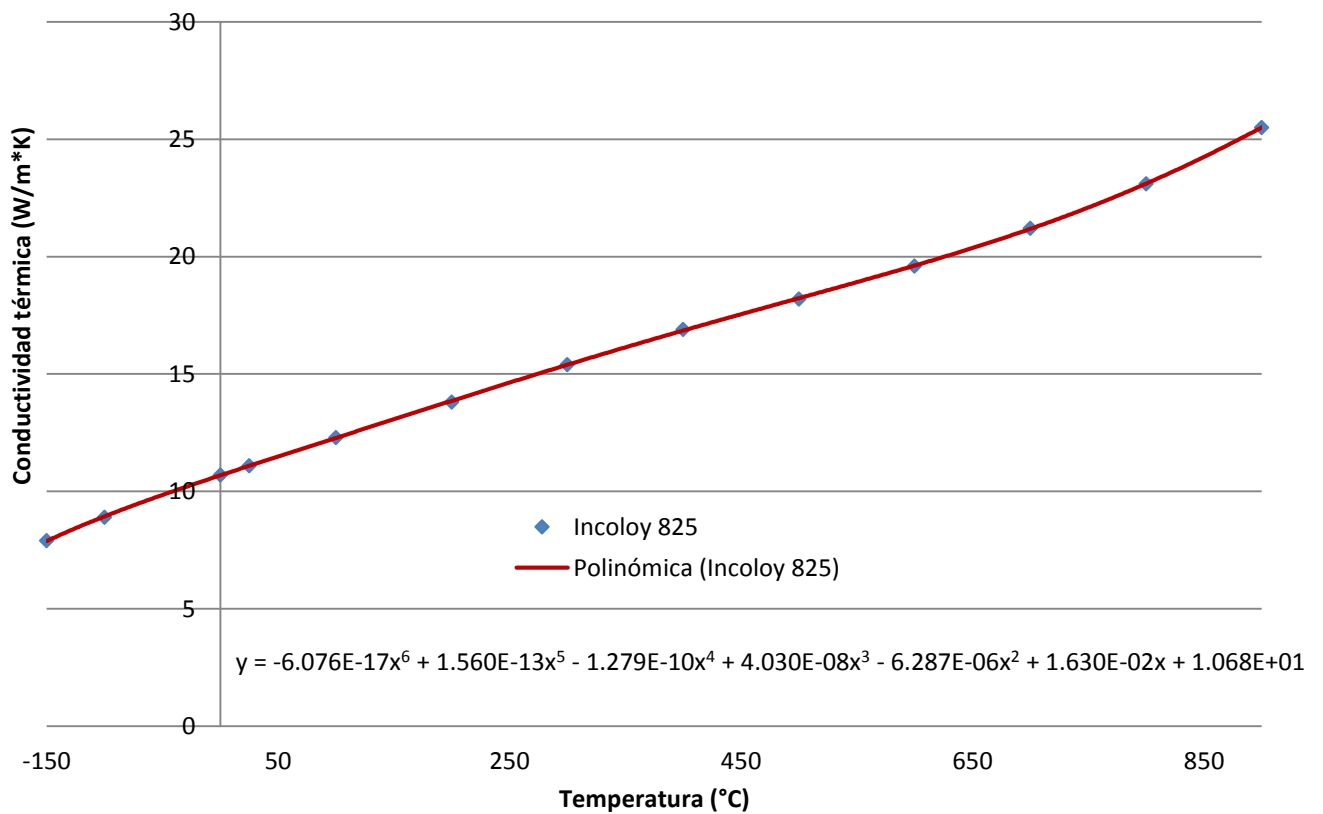
Inconel 600	
Temperatura (°C)	Conductividad térmica (W/m·K)
-150	12.5
-100	13.1
-50	13.6
20	14.9
100	15.9
200	17.3
300	19
400	20.5
500	22.1
600	23.9
700	25.7
800	27.5



Gráfica 2. Conductividad térmica vs temperatura para el Inconel 600

Incoloy 825	
Temperatura (°C)	Conductividad térmica (W/m·K)
-150	7.9
-100	8.9
0	10.7
25	11.1
100	12.3
200	13.8
300	15.4
400	16.9
500	18.2
600	19.6
700	21.2
800	23.1
900	25.5

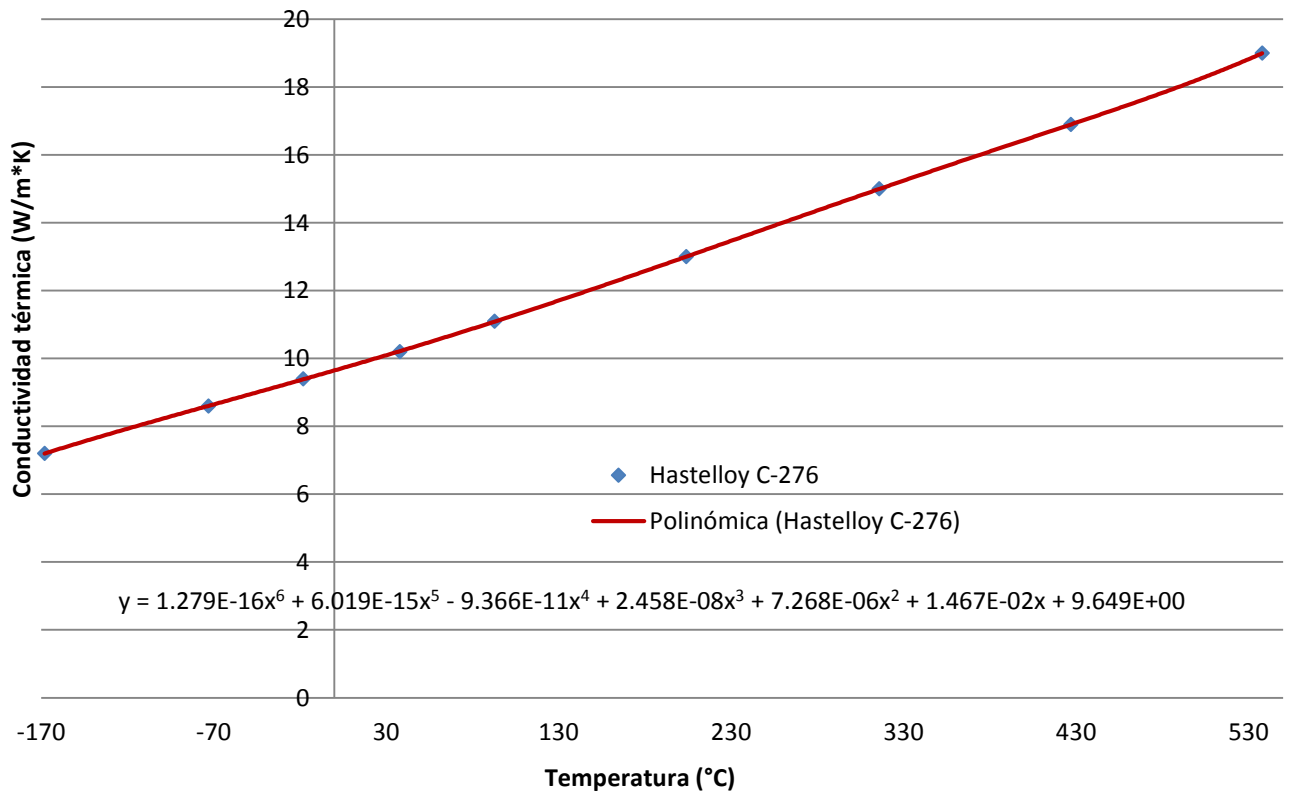
Incoloy 825



Gráfica 3. Conductividad térmica vs temperatura para el Incoloy 825

Hastelloy C-276	
Temperatura (°C)	Conductividad térmica (W/m·K)
-168	7.2
-73	8.6
-18	9.4
38	10.2
93	11.1
204	13
316	15
427	16.9
538	19

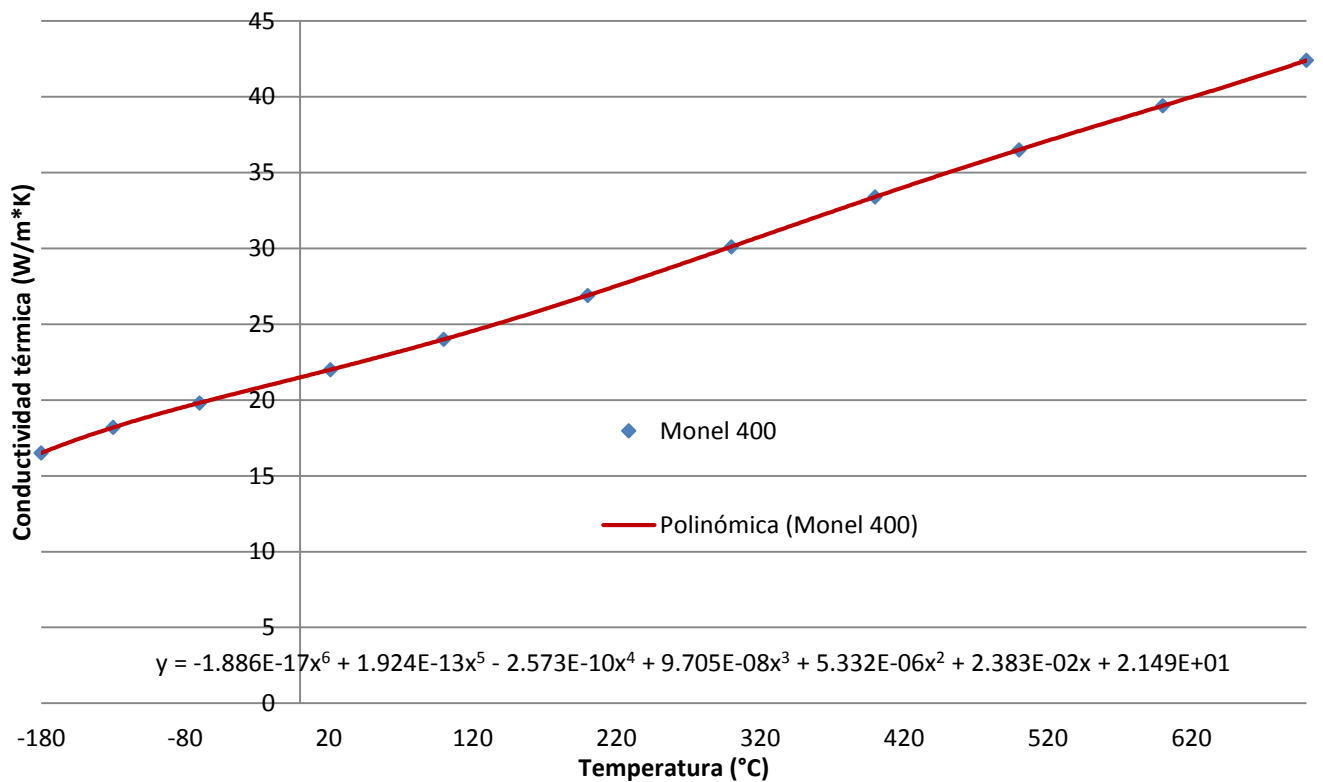
Hastelloy C-276



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

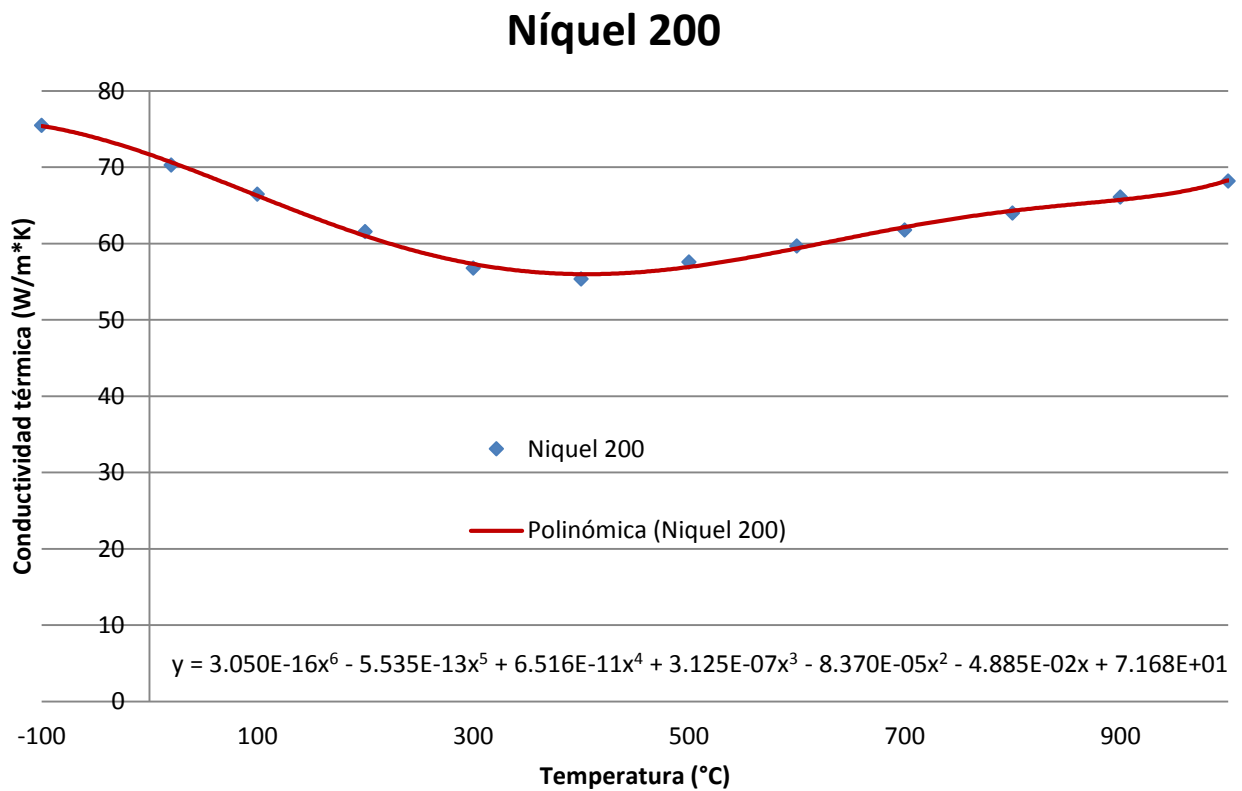
Monel 400	
Temperatura (°C)	Conductividad térmica (W/m·K)
-180	16.5
-130	18.2
-70	19.8
21	22
100	24
200	26.9
300	30.1
400	33.4
500	36.5
600	39.4
700	42.4

Monel 400



Gráfica 5. Conductividad térmica vs temperatura para el Monel 400

Níquel 200	
Temperatura (°C)	Conductividad térmica (W/m·K)
-100	75.5
20	70.3
100	66.5
200	61.6
300	56.8
400	55.4
500	57.6
600	59.7
700	61.8
800	64
900	66.1
1000	68.2

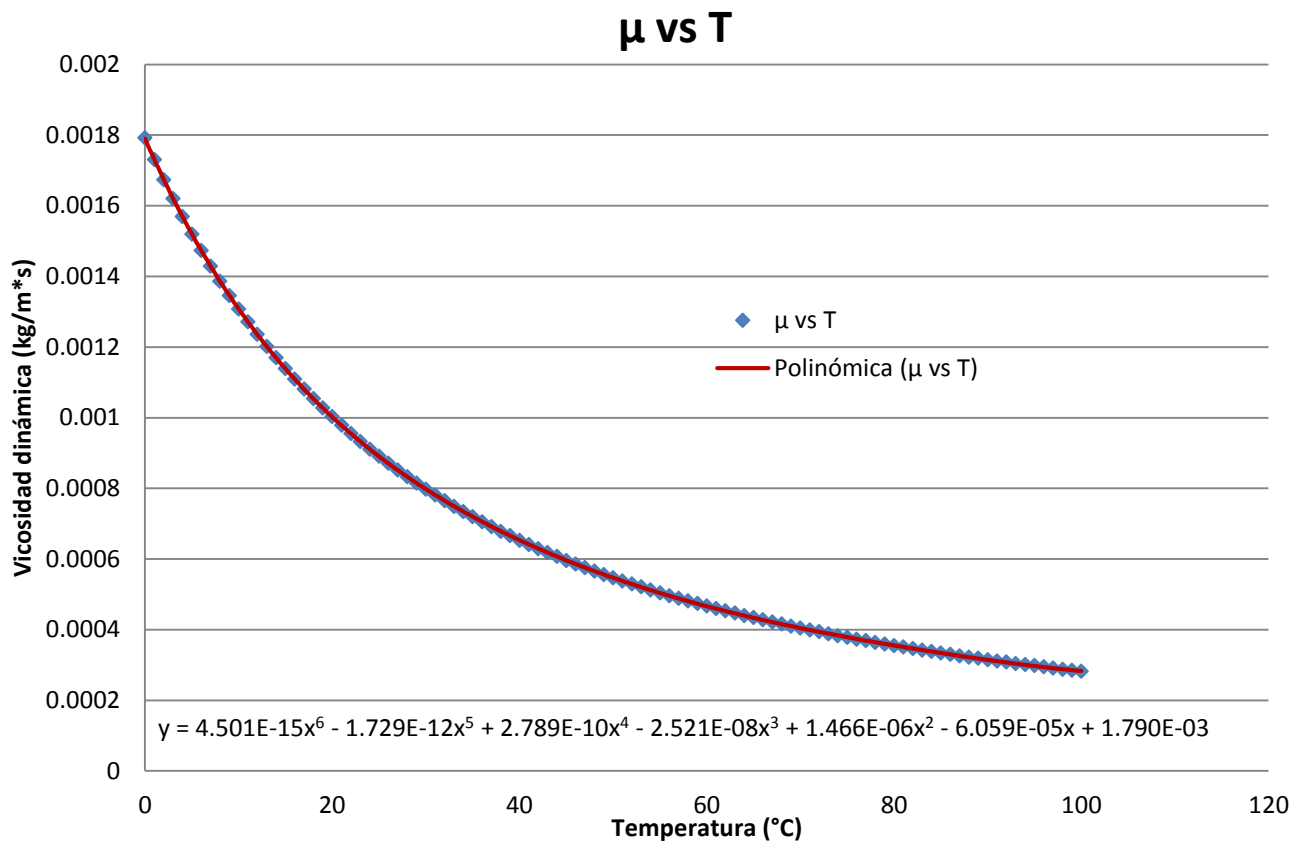


Gráfica 6. Conductividad térmica vs temperatura para el Níquel 200

Agua	
Temperatura (°C)	Viscosidad dinámica (kg/m·s)
0	0.001792
1	0.001731
2	0.001674
3	0.00162
4	0.001569
5	0.00152
6	0.001473
7	0.001429
8	0.001386
9	0.001346
10	0.001308
11	0.001271
12	0.001236
13	0.001202
14	0.00117
15	0.001139
16	0.001109
17	0.001081
18	0.001054
19	0.001028
20	0.001003
21	0.000979
22	0.000955
23	0.000933
24	0.000911
25	0.000891
26	0.000871
27	0.000852
28	0.000833
29	0.000815
30	0.000798
31	0.000781
32	0.000765
33	0.000749
34	0.000734
35	0.00072
36	0.000705
37	0.000692
38	0.000678

39	0.000666
40	0.000653
41	0.000641
42	0.000629
43	0.000618
44	0.000607
45	0.000596
46	0.000586
47	0.000576
48	0.000566
49	0.000556
50	0.000547
51	0.000538
52	0.000529
53	0.000521
54	0.000512
55	0.000504
56	0.000496
57	0.000489
58	0.000481
59	0.000474
60	0.000467
61	0.00046
62	0.000453
63	0.000447
64	0.00044
65	0.000434
66	0.000428
67	0.000422
68	0.000416
69	0.00041
70	0.000404
71	0.000399
72	0.000394
73	0.000388
74	0.000383
75	0.000378
76	0.000373
77	0.000369
78	0.000364
79	0.000359

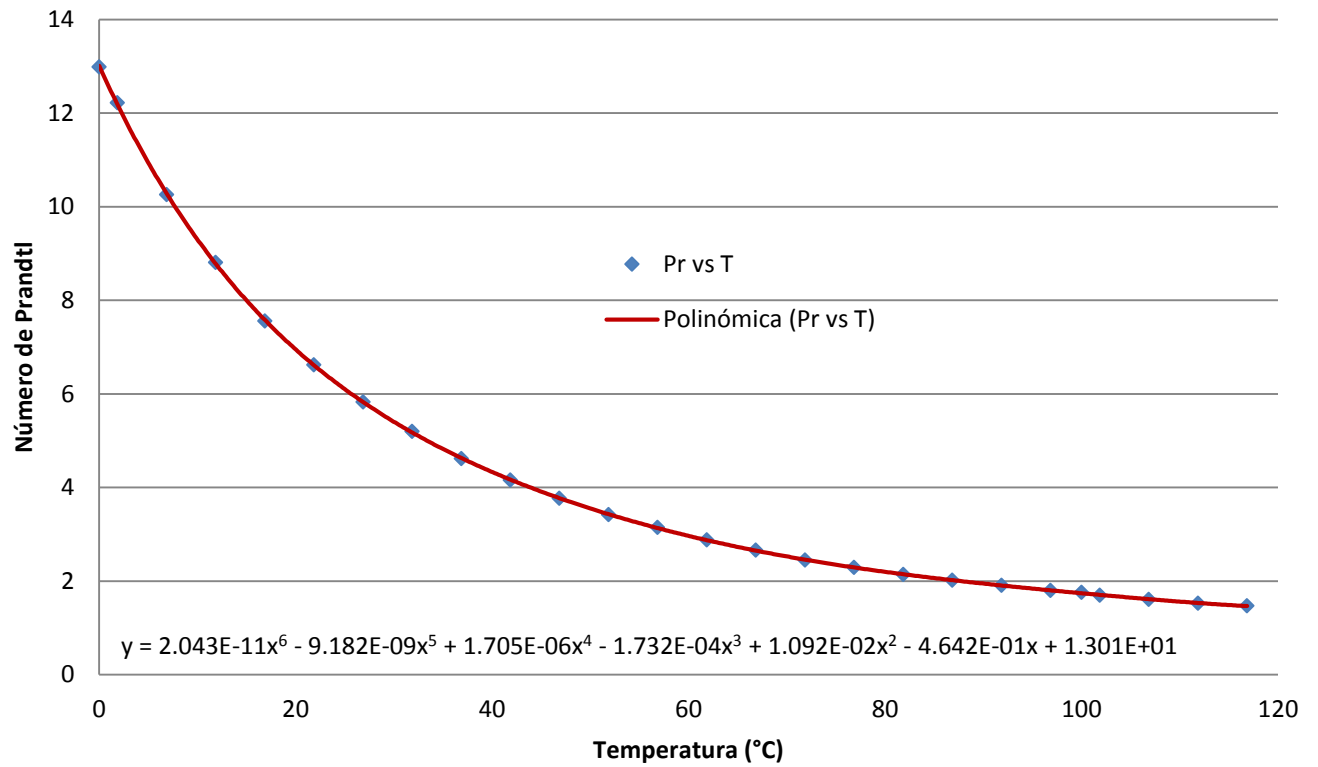
80	0.000355
81	0.000351
82	0.000346
83	0.000342
84	0.000338
85	0.000334
86	0.00033
87	0.000326
88	0.000322
89	0.000319
90	0.000315
91	0.000311
92	0.000308
93	0.000304
94	0.000301
95	0.000298
96	0.000295
97	0.000291
98	0.000288
99	0.000285
100	0.000282



Gráfica 7. Viscosidad dinámica vs temperatura para el agua

Agua	
Temperatura (°C)	Número de Prandtl
0	12.99
1.85	12.22
6.85	10.26
11.85	8.81
16.85	7.56
21.85	6.62
26.85	5.83
31.85	5.2
36.85	4.62
41.85	4.16
46.85	3.77
51.85	3.42
56.85	3.15
61.85	2.88
66.85	2.66
71.85	2.45
76.85	2.29
81.85	2.14
86.85	2.02
91.85	1.91
96.85	1.8
100	1.76
101.85	1.7
106.85	1.61
111.85	1.53
116.85	1.47

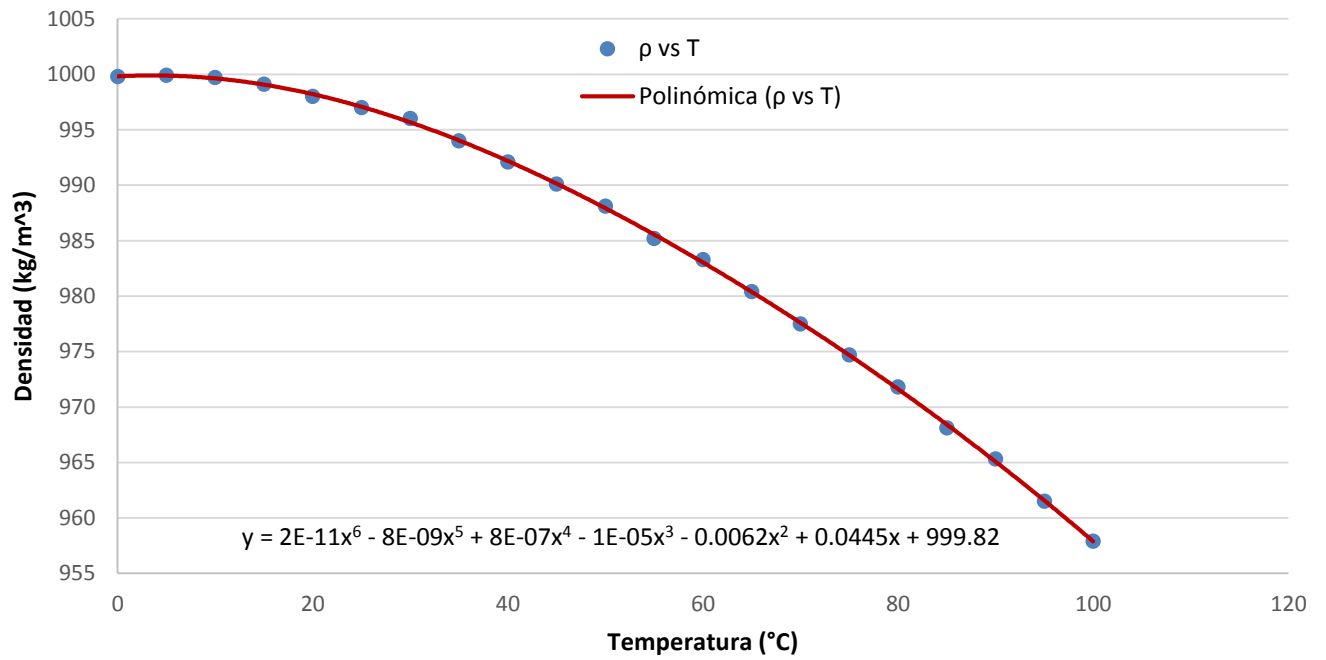
Número de Prandtl



Gráfica 8. Número de Prandtl vs temperatura para el agua

Agua	
Temperatura (°C)	Densidad (kg/m ³)
0.01	999.8
5	999.9
10	999.7
15	999.1
20	998
25	997
30	996
35	994
40	992.1
45	990.1
50	988.1
55	985.2
60	983.3
65	980.4
70	977.5
75	974.7
80	971.8
85	968.1
90	965.3
95	961.5
100	957.9

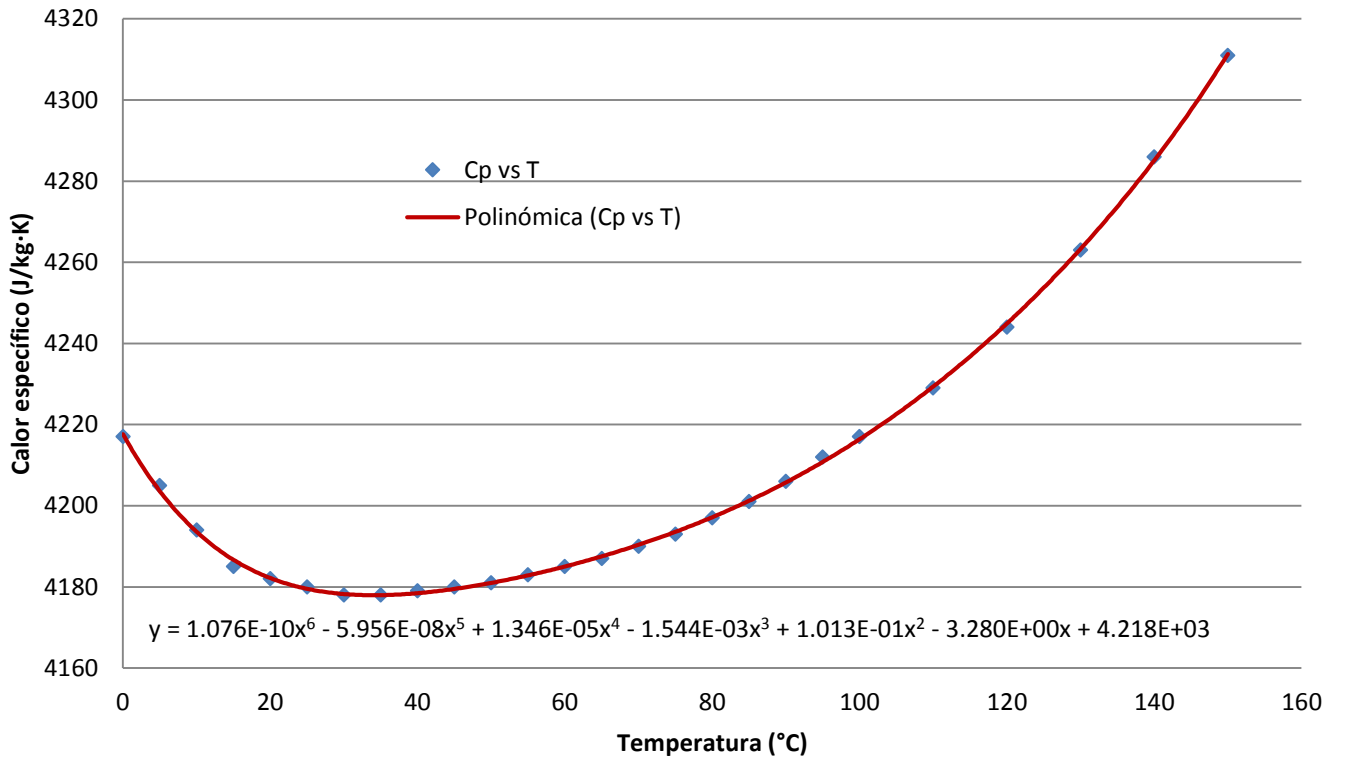
Densidad vs Temperatura



Gráfica 9. Densidad vs temperatura para el agua

Agua	
Temperatura (°C)	Calor específico (J/kg·K)
0.01	4217
5	4205
10	4194
15	4185
20	4182
25	4180
30	4178
35	4178
40	4179
45	4180
50	4181
55	4183
60	4185
65	4187
70	4190
75	4193
80	4197
85	4201
90	4206
95	4212
100	4217
110	4229
120	4244
130	4263
140	4286
150	4311

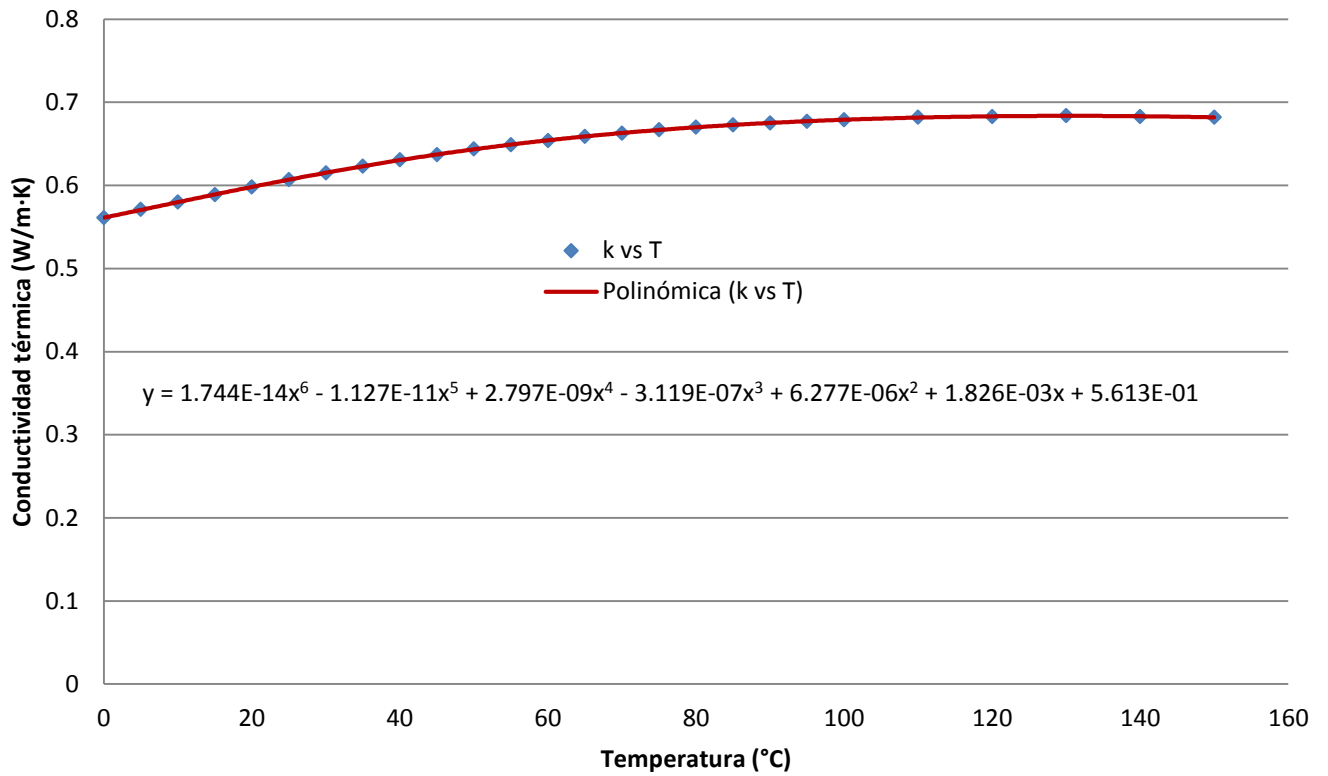
Calor específico



Gráfica 10. Calor específico vs temperatura para el agua

Agua	
Temperatura (°C)	Conductividad térmica (W/m·K)
0.01	0.561
5	0.571
10	0.58
15	0.589
20	0.598
25	0.607
30	0.615
35	0.623
40	0.631
45	0.637
50	0.644
55	0.649
60	0.654
65	0.659
70	0.663
75	0.667
80	0.67
85	0.673
90	0.675
95	0.677
100	0.679
110	0.682
120	0.683
130	0.684
140	0.683
150	0.682

Conductividad térmica



Gráfica 11. Conductividad térmica vs temperatura para el agua