



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA

CENTRO DE INVESTIGACIÓN EN ENERGÍA

SIMULACIÓN NUMÉRICA Y VALIDACIÓN EXPERIMENTAL DE
UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS PARA UN
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

T E S I S
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:
MAESTRO EN INGENIERÍA
ENERGÍA - PROCESOS Y
USO EFICIENTE DE LA ENERGÍA
P R E S E N T A
RODRIGO CUEVAS TENANGO

DIRECTOR DE TESIS:
DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES

Temixco, Morelos

2011





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

JURADO ASIGNADO

Presidente	Dr. Roberto Best y Brown
Secretario	Dr. Octavio García Valladares
Vocal	Dr. Gustavo Urquiza Beltrán
1er Suplente	Dr. Victor Hugo Gómez Espinoza
2do Suplente	Dr. Rosenberg Javier Romero Domínguez

LUGAR DONDE SE REALIZÓ LA TESIS

Centro de Investigación en Energía (CIE), UNAM
Temixco, Morelos

TUTOR DE TESIS:
Dr. Ocatvio García Valladares

FIRMA

Agradecimientos

Quiero expresar mi agradecimiento:

Al Centro de Investigación en Energía de la UNAM, en especial a la Coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor, por el apoyo brindado para la realización de mis estudios.

A CONACYT por la beca de manutención que me brindo durante 2 años

A mi asesor, Dr. Octavio García Valladares, por el apoyo y la guía recibida para la realización de este trabajo.

Al Dr. Victor Gómez Espinoza por el apoyo durante el trabajo experimental.

A Dr. Roberto Best, Dr. Gustavo Urquiza y Dr. Rosenberg Romero por la revisión de este trabajo y su comentarios.

A Guadalupe por su apoyo con el formato de la tesis y por nuestra amistad.

A todos los compañeros del laboratorio por todo lo que aprendimos juntos.

Índice general

Índice de Figuras	v
Índice de Tablas	vii
Nomenclatura	ix
Resumen	xi
1. Introducción	1
1.1. Intercambiador de calor de placas (PHE)	1
1.1.1. Principio de operación	2
1.1.2. Características generales	2
1.2. Construcción y tipos	4
1.2.1. Caracterización geométrica de las placas chevron	4
1.2.2. Tipos de PHE	5
1.2.3. Materiales	7
1.3. Configuraciones de los intercambiadores de placas	9
1.4. Sistema de refrigeración por absorción	10
1.4.1. Descripción del ciclo de refrigeración por absorción	11
1.5. Justificación	11
1.5.1. Objetivo	12
1.5.2. Metodología	12
2. Modelo Matemático	13
2.1. Ecuación de conservación de masa	14
2.2. Ecuación de balance de cantidad de movimiento	15
2.3. Ecuación de balance de energía	15
2.4. Coeficientes empíricos	15
2.4.1. Coeficientes empíricos para una fase	16
2.4.2. Coeficientes empíricos para flujo bifásico	16
2.5. Algoritmo de solución	17
2.5.1. Algoritmo para el flujo en los canales	17
2.5.2. Algoritmo para las placas	19
2.5.3. Algoritmo para el aislamiento	19

ÍNDICE GENERAL

2.5.4. Acoplamiento de los algoritmos	20
2.6. Transición entre regiones	20
2.7. Criterios de convergencia	21
2.8. Condiciones de contorno	22
2.9. Propiedades de los fluidos y materiales a utilizar	22
2.10. Código numérico	22
3. Equipo Experimental y Pruebas Desarrolladas	23
3.1. Sistema de Refrigeración por Absorción $\text{LiNO}_3\text{-NH}_3$	23
3.2. Generador	23
3.3. Absorbedor	24
3.4. Condensador	25
3.5. Evaporador	25
3.5.1. Placas	25
3.5.2. Sellos	26
3.5.3. Configuración del Evaporador	27
3.6. Instrumentación	28
3.6.1. Sensores de Presión	28
3.6.2. Sensor Diferencial de Presión	28
3.6.3. Sensores de Temperatura	29
3.6.4. Sensores de flujo	29
3.7. Pruebas con Agua	30
3.7.1. Prueba en Contracorriente	31
3.7.2. Prueba en Equicorriente	33
3.7.3. Pruebas de Caída de Presión	34
4. Comparación de Resultados Numéricos y Experimentales	37
4.1. Análisis de Parámetros Numéricos	37
4.2. Análisis de Parámetros Geométricos	39
4.2.1. Efectos con diferentes dimensiones de placas	40
4.2.2. Efectos con diferentes números de placas	42
4.2.3. Efectos de diferentes valores de ϕ	44
4.3. Comparación con datos experimentales	45
4.3.1. Pruebas en Contracorriente	45
4.3.2. Pruebas en Equicorriente	48
4.3.3. Caída de Presión	50
Conclusiones y Trabajo Futuro	53
Bibliografía	55
A. Discretización de ecuaciones	A.1
A.1. Ecuación de conservación de masa	A.1
A.2. Ecuación de balance de cantidad de movimiento	A.1
A.3. Ecuación de balance de energía	A.2
A.4. Ley de Fourier	A.5

A.5. Método TDMA	A.6
B. Correlaciones empíricas	B.1
B.1. Coeficiente de transferencia de calor	B.1
B.1.1. Correlación de Yan y Lin	B.1
B.1.2. Correlación de Muley y Manglik	B.1
B.1.3. Correlación de Zahid	B.1
B.2. Fracción Volumétrica de Vapor	B.2
B.2.1. Correlación de Premoli	B.2
B.3. Factor de Fricción	B.2
B.3.1. Ecuación de Poiseuille	B.2
B.3.2. Correlación de Muley	B.2
B.3.3. Correlación de Zahid	B.3
B.4. Correlaciones Para Pérdidas de Calor y Caída de Presión en Accesorios	B.3
B.4.1. Convección natural en placa plana vertical de Churchill .	B.3
B.4.2. Caída de presión en los puertos de entrada	B.3
B.4.3. Caída de presión en ensanchamiento brusco	B.3
B.4.4. Caída de presión en contracción brusca	B.4

ÍNDICE GENERAL

Índice de Figuras

1.1. Intercambiador de calor de placas: 1 bastidor, 2 placas, 3 conexiones roscadas, 4 juntas, 5 guías.	3
1.2. Diferentes tipos de placas para PHE.	4
1.3. Dimensiones principales de una placa tipo chevron.	5
1.4. Pasos en un PHE.	9
1.5. Posición relativa de las conexiones de alimentación.	9
1.6. Dirección de flujo.	10
1.7. Ejemplo de configuración.	10
1.8. Ciclo de refrigeración por absorción.	11
2.1. Volúmenes de control	14
2.2. Diagrama de flujo del algoritmo de flujo entre placas	18
2.3. Diagrama de flujo del algoritmo de conducción en las placas	19
2.4. Diagrama de flujo del acoplamiento de los algoritmos	20
3.1. Generador de película descendente en tubos horizontales	24
3.2. Absorbedor de película descendente en tubos verticales	24
3.3. Condensador de tubos aletados	25
3.4. Placa	26
3.5. Sello	26
3.6. Configuración del evaporador:	27
3.7. Evaporador de tipo PHE	27
3.8. Sensor de presión	28
3.9. Sensor de presión diferencial	28
3.10. Sensor de temperatura PT100	29
3.11. Sensor de flujo de paletas	29
3.12. Sensor de flujo másico y densímetro por efecto Coriolis	30
3.13. Configuración para pruebas con agua	31
3.14. Temperaturas de la prueba en contracorriente para	32
3.15. Temperaturas de la prueba en equicorriente para	34
3.16. Caída de presión	35
4.1. Perfiles de temperatura con diferentes valores de NVC.	38
4.2. Perfiles de temperatura con diferentes valores de ϵ	39

ÍNDICE DE FIGURAS

4.3. Perfiles de temperatura con diferentes dimensiones de placa. . . .	40
4.4. Cambios en α con diferentes dimensiones de placa.	41
4.5. Perfiles de presión con diferentes dimensiones de placa.	42
4.6. Perfiles de temperatura con diferentes números de canales.	43
4.7. Caída de presión con diferentes números de canales.	44
4.8. Caída de presión con diferentes valores de ϕ	45
4.9. Comparación de temperaturas de salida en contracorriente. . . .	47
4.10. Comparación de flujos de calor en contracorriente.	47
4.11. Comparación de temperaturas de salida en equicorriente.	49
4.12. Comparación de flujos de calor en equicorriente.	49
4.13. Comparación de caída de presión	50

Índice de Tablas

1.1. Materiales de construcción para PHE.	7
1.2. Conductividades térmicas de materiales para PHE.	8
1.3. Materiales de fabricación para empaques de PHE.	8
3.1. Condiciones de flujo másico fijadas durante la prueba en contracorriente	31
3.2. Flujo de calor y eficiencia en prueba contracorriente	33
3.3. Flujo de calor y eficiencia en prueba equicorriente	33
4.1. Condiciones de flujo para pruebas numéricas.	37
4.2. Resultados variando el número de volúmenes de control.	38
4.3. Comparación de resultados variando el valor de ϵ	39
4.4. Comparación de resultados al modificar las dimensiones de las placas.	40
4.5. Comparación de resultados con diferentes números de canales.	42
4.6. Comparación de resultados con diferentes valores de ϕ	44
4.7. Comparación de resultados en pruebas contracorriente.	46
4.8. Comparación de resultados en pruebas equicorriente.	48

ÍNDICE DE TABLAS

Nomenclatura

A	Área	m^2
b	Espacio entre placas	m
C_p	Calor específico	$kJ/kg^\circ K$
D_h	Diámetro hidráulico	m
D_p	Diámetro de los puertos de entrada	m
F	Fuerza	N
f	Factor de fricción	
g	Gravedad	m/s^2
h	Entalpía	kJ/kg
h_{fg}	Calor latente	kJ/kg
L	Longitud del corrugado de la placa	m
L^*	Longitud adimensional	
m	Masa	kg
\dot{m}	Flujo másico por canal	kg/s
NVC	Número de volúmenes de control	
N_C	Número de canales	
N_p	Número de placas	
Nu	Número de Nusselt	
P	Presión	bar
P_{cr}	Presión crítica	bar
Pr	Número de Prandtl	
Q	Flujo de calor	kW
\dot{q}	Flujo de calor en volúmenes de control	W
Ra	Número de Rayleigh	
Re	Número de Reynolds	
S	Sección transversal	m^2
T	Temperatura	$^\circ C$
t	Tiempo	s
Δt	Intervalo de tiempo	s
V	Volumen	m^3
v	Velocidad	m/s
w	Ancho del corrugado de la placa	m

Nomenclatura

x_g	Calidad de vapor	
Δx	Longitud del volumen de control	m
Y_f	Dirección del flujo en canales	
Y_h	Localización del fluido caliente	

Letras Griegas

α	Coefficiente de transferencia de calor por convección	$W/(m^2 \circ K)$
β	Ángulo de las placas chevron	\circ
ϵ	Precisión de convergencia	
ϵ_g	Fracción volumétrica de vapor	
ϵ_p	Espesor de las placas	m
ζ	Coefficiente de pérdidas en contracciones y ensanchamientos	
η	Eficiencia	
θ	Ángulo de inclinación del PHE	\circ
λ	Conductividad	W/mK
μ	Viscosidad	$Pa \cdot s$
μ_{wall}	Viscosidad a temperatura de pared	$Pa \cdot s$
ρ	Densidad	kg/m^3
τ_w	Esfuerzo cortante	N/m^2
τ	Tiempo adimensional	
Φ	Posición relativa de los puertos de alimentación	
ϕ	Factor de alargamiento de área	

Subíndices

AB	Absorbedor
amb	Ambiente
c	De fluido frío
CO	Condensador
EV	Evaporador
g	Gas o vapor
GE	Generador
h	De fluido caliente
in	De entrada
l	Líquido
mas	De masa
out	De salida
SC	Superficie de control
sup	De superficie
VC	Volumen de control
w	De placa

Resumen

En este trabajo se presenta el desarrollo de un modelo numérico, para simular los fenómenos de transferencia de calor y caída de presión dentro un intercambiador de calor de placas así como el desarrollo de pruebas experimentales para la validación del mismo, como resultado del presente trabajo obtuvo un código numérico flexible para analizar distintas configuraciones y condiciones de flujo, que a su vez sirva como herramienta de diseño y optimización de este tipo de equipos. También se instaló e instrumentó un intercambiador de calor de este tipo en un sistema de refrigeración por absorción que opera actualmente en el CIE-UNAM donde funcionará como evaporador para la producción de agua fría sustituyendo a un intercambiador de tubos aletados el cual no es apropiado para el aprovechamiento del frío producido.

Capítulo 1

Introducción

Los intercambiadores de calor son usados de manera frecuente en la industria en procesos de recuperación de calor, generación de potencia, refrigeración y aire acondicionado; y hoy en día son de gran importancia ante la presente crisis energética y ambiental, porque brindan la posibilidad de mejorar la eficiencia de procesos industriales y poder así ahorrar combustibles y disminuir la contaminación que estos producen.

Los intercambiadores de calor pueden clasificarse según los siguientes criterios[1]:

1. Recuperadores o regeneradores.
2. Proceso de transferencia: contacto directo y contacto indirecto.
3. Geometría de construcción: tubos, placas o superficies extendidas.
4. Mecanismos de transferencia de calor: con cambio de fase o sin cambio de fase.
5. Dirección de flujos: contracorriente, equicorriente o flujos cruzados.

Actualmente existe una gran variedad de intercambiadores de calor; cambiando tamaños, materiales, formas y tipos es posible cubrir casi cualquier aplicación. Dentro de este gran número se encuentran los intercambiadores de calor de placas o PHE por sus siglas en inglés (Plate Heat Exchangers), los cuales destacan por su tamaño compacto, eficiencia y gama de aplicaciones.

1.1. Intercambiador de calor de placas (PHE)

El desarrollo de los intercambiadores de calor de placas se inicio alrededor de 1890, la primera patente en 1878 fue registrada por el alemán Albrecht Dracke[2], posteriormente en los últimos años de ese siglo y principios del siguiente hubo un gran desarrollo y varias propuestas en este tipo de intercambiadores, pero no

se empezaron a comercializar sino hasta la década de 1930 principalmente en la industria de alimentos[1] gracias a que el Dr. Richard Seligman, el fundador de APV International inventó el primer intercambiador de calor de placas operacional que fue llamado placa pasteurizadora el cual revolucionó la industria láctea[2], con su popularización vinieron mejoras en su integridad mecánica y en cuestiones de sellado y así como su introducción en otras áreas.

Debido al tipo de sellado que usan estos intercambiadores, en un inicio la industria de refrigeración y de aire acondicionado no pudo adoptar fácilmente esta tecnología ya que se presentaban fugas de refrigerante, pero durante la década de 1980 con el problema del agotamiento de la capa de ozono y un avance importante en los materiales usados para los sellos y la introducción de nuevos tipos de intercambiadores de placas, muchas compañías empezaron a considerar seriamente el uso de este tipo de intercambiadores ya que su tamaño compacto se traduce en una carga menor de refrigerante que obviamente representa un menor impacto ambiental y un menor costo[3, 4]. El primer dato que se tiene del uso industrial en refrigeración de este tipo de intercambiadores es de 1984 en Alemania, entre 1984 y 1991 cuando los primeros intercambiadores de placas semisoldados se introdujeron ya existían más de 150 unidades de diferentes tamaños y capacidades operando alrededor del mundo con R-12, R-22, amoníaco y propano de forma bastante satisfactoria[3].

La alta eficiencia térmica de estos intercambiadores permite a los sistemas de refrigeración operar con temperaturas de aproximación mucho más cercanas que con intercambiadores de corza y tubos, lo cual representa ahorro de energía. Como ejemplo, el incremento en la temperatura de succión de un compresor en 1° F representa un aumento de 3% en su capacidad, de forma similar una reducción de 1° F en la etapa de condensación representa una reducción del 2% en el consumo de potencia[3].

1.1.1. Principio de operación

Los PHE consisten de un paquete sellado de placas metálicas corrugadas dentro de un marco, los sellos o empaques forman en las esquinas de las placas canales de flujo paralelos o contracorriente por los cuales entran los fluidos e intercambian calor a través de las delgadas placas metálicas. El número de placas, el material con el que se fabrican, así como la forma del corrugado y el material de los empaques determina el funcionamiento del PHE. En la Figura 1.1 se muestran las partes principales de un PHE comercializado por Comeval[5].

1.1.2. Características generales

Los PHE debido a sus características ofrecen una serie de ventajas sobre los intercambiadores de corza y tubos y a continuación se enumeran algunas de ellas:

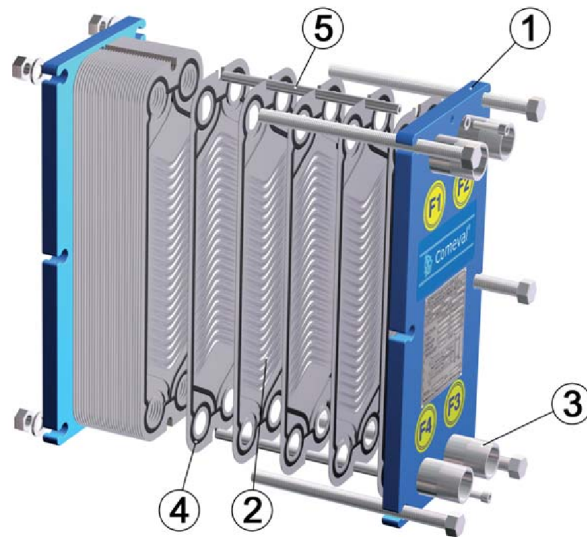


Figura 1.1. Intercambiador de calor de placas: 1 bastidor, 2 placas, 3 conexiones roscadas, 4 juntas, 5 guías.

1. El corrugado de las placas mejora la transferencia de calor, ya que esta provoca vórtices en el flujo y aumenta el área de transferencia de calor.
2. Usualmente los PHE tienen un tamaño muy pequeño de entre 20 % y 30 % comparado con los intercambiadores de coraza y tubos con una misma área de transferencia, y en la mayoría de los casos con coeficientes de transferencia de calor mayores.
3. Gracias a su gran capacidad de transferencia de calor es posible alcanzar diferencias de temperaturas alrededor de 1°C , y recuperar calor en un 90 %.
4. Los fluidos altamente viscosos que suelen fluir en régimen laminar en los intercambiadores de calor comunes, crean vórtices al pasar por los canales corrugados y esto evita en buena medida el ensuciamiento.
5. La limpieza de los PHE es muy sencilla gracias a que se pueden desensamblar y ensamblar fácilmente en los tipos que no son soldados, y esto también permite incrementar o disminuir el área de transferencia de calor del equipo simplemente añadiendo o retirando placas.
6. Gracias a que los espacios entre placas adyacentes es muy pequeño la cantidad de fluido que retienen los PHE es mínimo, lo cual hace que estos alcancen sus condiciones de operación en periodos de tiempo cortos.

A pesar de todas estas ventajas, entre otras tantas, la principal limitación al usar los PHE son las que imponen los materiales y la resistencia de los sellos

o empaques y las placas, generalmente se limita el uso de los PHE a presiones no mayores de 25 bar, y temperaturas de 160° C aunque se pueden alcanzar temperaturas hasta de 400° C usando materiales especiales[2].

1.2. Construcción y tipos

El funcionamiento termo-hidráulico de los PHE esta influenciado por la forma y materiales de construcción. Existe una gran cantidad de configuraciones posibles en función de la ubicación de los puertos de entrada y salida, el número de placas y el número de pasos en los que se distribuyen los flujos, además de la forma y dimensiones del corrugado de las placas. Se utilizan diferentes patrones de corrugado de placas dependiendo de la aplicación; se desarrollaron aproximadamente 60 tipos de corrugado durante el siglo pasado[2]. Sin embargo al día de hoy el patrón de corrugado más utilizado es el denominado chevron[6]. En la Figura 1.2 se muestran algunos de los modelos de placas comercializados por PHE de México[7].



Figura 1.2. Diferentes tipos de placas para PHE.

1.2.1. Caracterización geométrica de las placas chevron

Debido a que en los últimos años se ha expandido bastante la aplicación de las placas chevron estas se han tratado de caracterizar con base a sus dimensiones como se muestra en la Figura 1.3.

L es la distancia entre el puerto de entrada y de salida de cada placa, w es el ancho la superficie efectiva de intercambio, β es el ángulo del corrugado de

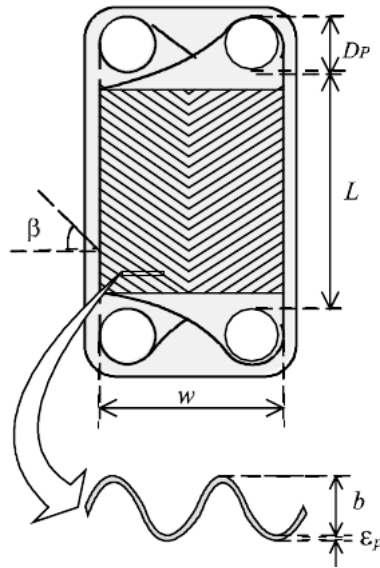


Figura 1.3. Dimensiones principales de una placa tipo chevron.

la placa, D_p es el diámetro de los puertos de entrada y salida que en la mayoría de los casos son iguales, ε_p es el espesor de la placa, b es el espacio entre el cual circulan los fluidos entre las placas. Para los cálculos de flujo de los fluidos y de transferencia de calor se emplean las siguientes relaciones para calcular un diámetro equivalente y un diámetro hidráulico.

$$D_e = \frac{4wb}{2(w+b)} \approx 2b \quad (1.1)$$

$$D_h = \frac{4 \times \text{área libre de flujo}}{\text{perímetro mojado}} = \frac{2b}{\phi} \quad (1.2)$$

donde

$$\phi = \frac{\text{área desarrollada}}{\text{área proyectada}} \quad (1.3)$$

1.2.2. Tipos de PHE

Desde el inicio de su desarrollo hasta hoy en día se han creado diferentes formas y métodos de manufactura además del ya mencionado, con lo cual se han cubierto una gran cantidad de aplicaciones.

PHE con soldadura

Este tipo de PHE no cuenta con marcos de soporte ni empaques, en este caso las placas son soldadas, comúnmente con cobre, pero dependiendo de los fluidos

de trabajo y la compatibilidad es posible usar níquel o algún otro material, la soldadura brinda una mayor resistencia y permite su aplicación en situaciones donde la presión alcanza hasta 30 bar y temperaturas hasta de 400° C[2]; la ausencia de marcos soporte hace aún mas ligeros y compactos este tipo de intercambiadores de placas; sin embargo la misma soldadura pone una limitación a su tamaño, y difícilmente se encuentran con una longitud mayor a 1m. Las aplicaciones para este tipo de intercambiadores incluyen procesos con cambio de fase ya sea condensación o evaporación.

PHE semisoldados

Estos PHE consisten en pares de placas soldadas que comercialmente son conocidas como placas gemelas, entre las cuales circula un fluido que puede ser corrosivo, los pares de placas se unen empleando los empaques de elastómero común y los únicos sellos en contacto con el medio corrosivo son anillos fabricados con elastómeros de alta resistencia, debido a los sellos siguen siendo necesarios los marcos para mantenerlos unidos, dentro de las placas soldadas es posible alcanzar presiones de hasta 30 bar, esto hace que se extienda el área de aplicación de este tipo de PHE.

PHE soldados sin material de aporte

En este tipo de intercambiadores se colocan las placas en un marco convencional y los sellos se eliminan uniendo las placas mediante soldadura especial láser lo cual mejora sus características mecánicas y amplía sus rangos de operación de temperatura y presión, su diseño permite al intercambiador expandirse o contraerse debido a cambios bruscos de temperatura o presión ya que su resistencia a la fatiga aumenta gracias a la soldadura, estas características los hacen atractivos para aplicaciones especiales y muy específicas; sin embargo al estar totalmente cerrados pierden la flexibilidad de aumentar o disminuir sus dimensiones y de igual forma se dificulta su limpieza al solo poderse utilizar métodos químicos para esta; sus rangos de operación de presión y temperatura llegan hasta 40 bar y 350° C[2].

PHE de brecha amplia

El corrugado de las placas y los sellos de este tipo de PHE forma espacios relativamente grandes hasta de 16 mm por los cuales puede circular un fluido viscoso o con sólidos sin disminuir significativamente sus características de funcionamiento térmico, estos espacios grandes también reducen la caída de presión.

PHE de doble pared

Cuando se tienen medios reactivos o cuando la contaminación entre los fluidos se debe evitar a toda costa, se emplean paquetes de placas dobles separadas por sellos adecuados, de esta manera en caso de corrosión en la placa

el fluido fugaría entre el par y se haría evidente la fuga siendo hacia el exterior del PHE y no hacia el otro fluido.

PHE de grafito

Este tipo de PHE emplea placas fabricadas con grafito, comúnmente Diabon F 100 o grafito NS1, los sellos de igual forma son especiales y muy resistentes a la corrosión, estos materiales permiten el manejo de sustancias altamente corrosivas y trabajar con ellas a altas temperaturas pero a presiones relativamente bajas.

1.2.3. Materiales

La forma y materiales con los que se fabrican los PHE dependen en gran medida de la aplicación para la que se usan, los dos elementos en los que se debe tener mas cuidado en la fabricación son las placas y los empaques.

Placas

Esencialmente las placas de un PHE pueden fabricarse de cualquier metal que pueda ser moldeado y/o soldado en frío; algunos ejemplos son los aceros inoxidable, titanio, níquel, molibdeno, inocoloy y hastelloy, en la Tabla 1.1[2] se muestra las posibles aplicaciones para las aleaciones mencionadas, tomando en cuenta que por cada aleación existen diferentes variantes que pueden mejorar las características de PHE o reducir sus costos de construcción.

Material	Fluido de trabajo a utilizar
Acero inoxidable	Agua, agua de torre de enfriamiento, soluciones de ácido clorhídrico(<200 ppm), soluciones de sulfato de cobre, productos alimenticios y farmacéuticos.
Níquel	Soluciones cáusticas (50-70 %).
Incoloy	Mezclas de hidrógeno y/o vapor de agua con partículas de mercurio, y ácidos ($\leq 70^{\circ}C$).
Hastelloy	Ácidos sulfúrico y nítrico.
Titanio	Agua salada, ácidos disueltos(<70° C), soluciones de cloruro(>200 ppm).

Tabla 1.1. Materiales de construcción para PHE.

Así como las propiedades mecánicas y de resistencia a la corrosión son importantes en el diseño de los PHE, la conductividad térmica juega un papel muy importante en el diseño térmico, en la Tabla 1.2[2] se muestra una lista con algunos materiales usados en la construcción de los PHE y sus conductividades térmicas.

CAPÍTULO 1

Material	Conductividad térmica $W/m \cdot K$ (a 300 K)
Acero inoxidable(304)	14.9
Acero inoxidable(316)	13.4
Alloy 254 SMO	13.0
Alloy C-276	10.6
Níquel	90.0
Aleaciones de Níquel	11.7
Hastelloy	10.6
Titanio	21.9
Grafito	5.7

Tabla 1.2. Conductividades térmicas de materiales para PHE.

Empaques

Los empaques de los PHE son de una sola pieza por cada par de placas, están hechos de materiales adecuados según la aplicación, tomando en cuenta la temperatura y presión de operación, básicamente funcionan como 'O-rings' en la periferia de cada placa, separan los fluidos y forman los canales por donde estos circulan, para mantenerlos fijos se utilizaban gomas y pegamentos, pero con el desarrollo de nuevos materiales estos adhesivos han dejado de usarse. En la Tabla 1.3[2] se mencionan algunos de los materiales más comunes para su fabricación, sus temperaturas máximas de operación y campos de aplicación.

Material	Temp. máx. °C	Aplicaciones típicas
Caucho	70	Solventes oxigenados, ácidos, alcoholes.
Neopreno	70	Alcoholes, productos alcalinos ácidos, hidrocarburos disolventes.
Estireno butadieno (SBR)	85	Soluciones acuosas, productos alcalinos, ácidos, solventes oxigenados.
Nitrilo	135	Productos lácteos y farmacéuticos aceites, gasolina y solventes orgánicos.
Flúor-elastómero	150	Aceites
Butilo	155	Ácidos, productos alcalinos, aceites, aldehídos, cetonas, fenoles y ester.
Etileno propileno (EPDM)	155	Alcoholes, hipoclorito de sodio y una gran cantidad de químicos.
Caucho fluorado	180	Aceites, gasolina, soluciones acuosas, solventes vegetales.
Silicón	180	Líquidos corrosivos.

Tabla 1.3. Materiales de fabricación para empaques de PHE.

1.3. Configuraciones de los intercambiadores de placas

El número de configuraciones posibles en un PHE es función de la cantidad de placas que lo forman, las direcciones de flujo, el número de pasos y la posición de los puertos de entrada y salida. Variando algunos de estos parámetros se puede modificar la configuración y el funcionamiento de un PHE. Es posible describir la configuración de un PHE con base a cinco parámetros distintos[8].

- Número de canales N_C . Por cada par de placas en un PHE se tiene un canal, cada uno de los flujos tiene un número específico N_C^I y N_C^{II} .
- Número de pasos P . Un paso es un grupo de placas en las cuales se distribuye uno de los fluidos, un PHE puede tener uno o mas pasos, los cuales son del mismo número de placas generalmente [1]. En la Figura 1.4 se muestra un ejemplo de configuración.

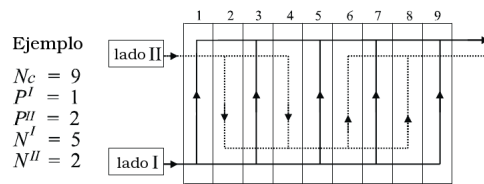


Figura 1.4. Pasos en un PHE.

- Posición relativa de las conexiones de alimentación Φ . En la Figura 1.5 se muestra el valor de Φ para un fluido con respecto al otro que ha sido colocado en una posición arbitraria.

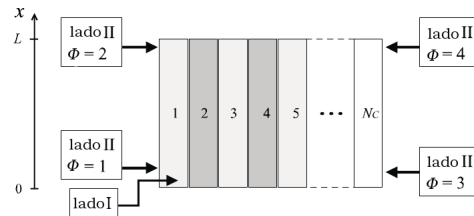


Figura 1.5. Posición relativa de las conexiones de alimentación.

- Localización del fluido caliente Y_h . Este es un parámetro binario indica si es el fluido caliente o el frío el que entra por la conexión de referencia para el parámetro Φ . Si $Y_h = 1$ el fluido es caliente, para $Y_h = 0$ el fluido es frío.

- Dirección del flujo en los canales Y_f . Dentro de los canales la dirección de flujo puede ser en vertical o en diagonal como se muestra en la Figura 1.6.

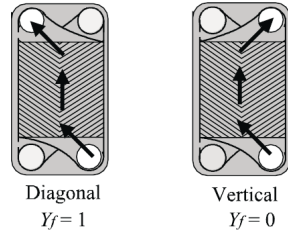


Figura 1.6. Dirección de flujo.

A continuación en la Figura 1.7 se muestra un ejemplo de configuración de un PHE con los siguientes parámetros:

N_c	7
P^I	2
P^{II}	3
Φ	1
Y_h	1
Y_f	1

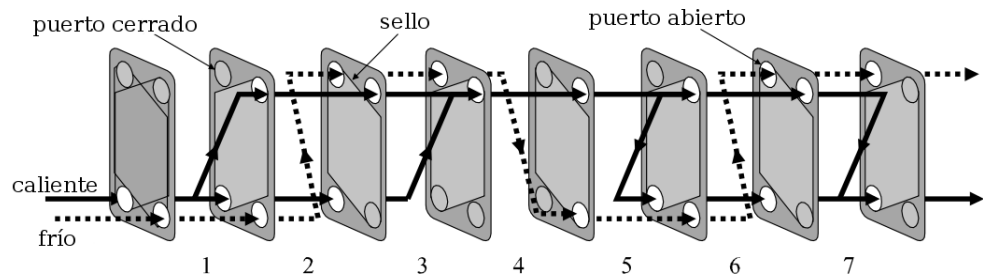


Figura 1.7. Ejemplo de configuración.

1.4. Sistema de refrigeración por absorción

Como parte del desarrollo experimental de este proyecto se acoplará un PHE a un sistema de refrigeración por absorción (SRA) reemplazando a un evaporador de tubos aletados, con la finalidad de aprovechar el frío producido para enfriar agua; el SRA usa como fluidos de trabajo amoníaco como refrigerante y nitrato de litio como absorbente. A continuación se describe de forma general el funcionamiento de los SRA.

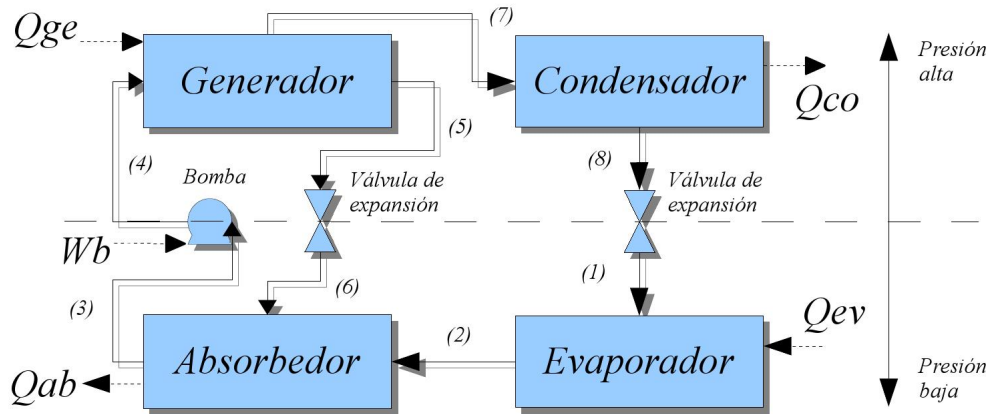


Figura 1.8. Ciclo de refrigeración por absorción.

1.4.1. Descripción del ciclo de refrigeración por absorción

En la Figura 1.8 se muestra de manera esquemática el ciclo de refrigeración por absorción. El refrigerante líquido a alta presión que proviene del condensador (8) pasa a través de una válvula de expansión la cual reduce su presión al nivel de baja presión (1) para pasar por el evaporador donde gana calor Q_{EV} a una temperatura T_{EV} ; el vapor de baja presión resultante (2) entra al absorbedor donde es absorbido por una solución débil proveniente del generador a través de una válvula de expansión (6) formando una solución fuerte, durante este proceso se pierde una cantidad de calor Q_{AB} a una temperatura T_{AB} . La solución fuerte (3) es bombeada al nivel de presión alto para entrar en el generador (4) donde el refrigerante será separado del absorbente al aplicar un calor Q_{GE} a una temperatura T_{GE} , la solución débil (5) será enviada de regreso al absorbedor pasando por la válvula de expansión para disminuir su presión al nivel bajo; por otro lado el vapor refrigerante a presión y temperatura altas (7) es enviado al condensador donde perderá calor Q_{CO} a una temperatura T_{CO} , el refrigerante al ser condensado (8) es enviado nuevamente a través de la válvula de expansión para comenzar nuevamente el ciclo.

1.5. Justificación

En este trabajo se desarrolla un código numérico para conocer las condiciones de temperatura, flujo y presión de un intercambiador de calor de placas a lo largo de todos sus canales así como las condiciones de entrada y de salida de los fluidos de trabajo, para así poder diseñar y optimizar intercambiadores de calor de placas para diferentes aplicaciones, como la refrigeración por absorción bajo diversas configuraciones y condiciones de operación.

1.5.1. Objetivo

Realizar un modelo numérico de un intercambiador de calor de placas para simular diferentes configuraciones y condiciones de flujo, realizar pruebas experimentales con un PHE, el cual sera acoplado a un sistema de refrigeración por absorción experimental en el cual funcionará como evaporador, y comparar los datos obtenidos experimentalmente con los resultados numéricos.

1.5.2. Metodología

- **Análisis bibliográfico.** Realizar una revisión bibliográfica para conocer el desarrollo actual en el diseño y operación de los intercambiadores de calor de placas y los modelos matemáticos que describen los coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción que existen actualmente en la literatura.
- **Discretización de los modelos matemáticos.** Realizar el desarrollo matemático de las ecuaciones gobernantes tomando en cuenta algunas consideraciones para resolverlas de forma numérica.
- **Modelo asistido por computadora del PHE.** Con las ecuaciones obtenidas en la discretización se desarrollara un modelo numérico el cual resolverá todas las ecuaciones para un solo caso bajo un criterio de convergencia.
- **Pruebas experimentales.** Realizar pruebas experimentales con diferentes configuraciones y condiciones de flujo para obtener datos, analizar el funcionamiento del PHE y poderlos comparar con los datos obtenidos del modelo numérico.
- **Acoplamiento del equipo experimental.** Instalar un intercambiador de calor de placas en un sistema de refrigeración por absorción experimental el cual funcionará como evaporador.
- **Validación del modelo.** Con los datos de temperatura, presión y flujo obtenidos durante las pruebas experimentales con agua se realizará la validación del modelo numérico.
- **Comparación y análisis de resultados.** Realizar un análisis de los resultados obtenidos numéricamente probando distintas configuraciones y condiciones de flujo, así como los efectos de modificar las dimensiones y características geométricas de un intercambiador de calor de placas.

Capítulo 2

Modelo Matemático

Como parte fundamental del modelo numérico se discretizan las ecuaciones gobernantes de conservación de masa o continuidad, balance de cantidad de movimiento, y balance de energía para volúmenes de control, haciendo las siguientes consideraciones.

- El flujo másico dentro de las placas es unidimensional.
- Modelo de flujos separados.
- El espacio entre las placas se considera uniforme.
- Volúmenes de control fijos.
- El fluido es newtoniano.
- No se consideran los flujos de calor en la dirección axial del flujo.
- La transferencia de calor por radiación se considera despreciable.
- La distribución de los flujos másicos entre las placas es uniforme.

También serán necesarias correlaciones empíricas para determinar los coeficientes de transferencia de calor por convección α , el factor de fricción f y la fracción volumétrica de vapor ε_g .

Las consideraciones hechas y el desarrollo de la ecuaciones fue realizado de tal forma que consideran cambios de fase en los fluidos ya sea en condensación o evaporación; los casos analizados en los capítulos posteriores y la comparación de resultados experimentales son casos particulares de este modelo en los cuales no se presenta cambio de fase.

En la figura 2.1 se muestra la división de las placas y los canales en volúmenes de control, para los canales de los extremos solo se considera la transferencia de calor a través de una placa y se toma en cuenta la transferencia de calor a través del aislamiento hacia el ambiente.

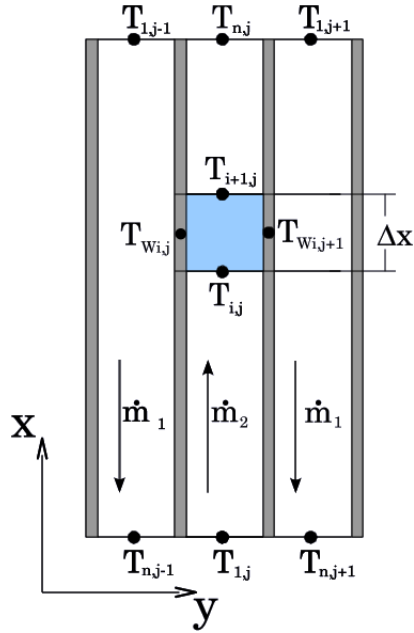


Figura 2.1. Volúmenes de control

2.1. Ecuación de conservación de masa

Con la ecuación de conservación de masa se obtendrá información de como cambia la masa contenida dentro de los volúmenes, el flujo másico y las velocidades del fluido que pasa por ellos.

De forma general.

$$\int_{SC} \rho \vec{v} \cdot d\vec{A} + \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV = 0 \quad (2.1)$$

Al discretizar obtenemos.¹

$$\dot{m}_i^{i+1} + \frac{V(\bar{\rho}_{tp} - \bar{\rho}_{tp}^0)}{\Delta t} = 0 \quad (2.2)$$

donde

$$\rho_{tp} = \varepsilon_g \rho_g + (1 - \varepsilon_g) \rho_l \quad (2.3)$$

El desarrollo completo de la discretización de las ecuaciones gobernantes se puede ver en el apéndice A.

¹La notación x_i^{i+1} representa una diferencia $x_{i+1} - x_i$

2.2. Ecuación de balance de cantidad de movimiento

Para calcular la caída de presión dentro del PHE se utilizó la ecuación de balance de cantidad de movimiento la cual se presenta en forma general a continuación.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v \rho dV + \int_{SC} v \rho d\vec{v} \cdot d\vec{S} = F_{sup} + F_{mas} \quad (2.4)$$

al discretizar y reorganizar términos obtenemos

$$P_{i+1} = P_i - \frac{1}{S} \left[\tau_w A_2 + mg \sin \theta + \Delta x \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t} + \frac{\dot{m}^2}{S} \left(\frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1 - x_g)^2}{\rho_l (1 - \varepsilon_g)} \right) \right] \Big|_i^{i+1} \quad (2.5)$$

2.3. Ecuación de balance de energía

Con la ecuación de balance de la energía es posible calcular la entalpía que junto con la presión obtenida de la ecuación de balance de cantidad de movimiento hacen posible obtener temperatura del fluido, calidad y demás propiedades del mismo.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} e \rho dV + \int_{SC} e \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{q} - \dot{w}_s \quad (2.6)$$

$$h_{i+1} = \frac{\frac{V}{\Delta t} (a + b + c) + \dot{m}_{i+1} d + m_i e + 2\dot{q}}{\dot{m}_{i+1} + m_i + \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0} \quad (2.7)$$

donde:

$$a = \bar{\rho}_{tp}^0 [(h_{i+1}^0 + h_i^0) - h_i] \quad (2.8)$$

$$b = \bar{\rho}_{tp}^0 \left(\frac{v_{i+1}^0 + v_i^0}{2} \right)^2 - \bar{\rho}_{tp} \left(\frac{v_{i+1} + v_i}{2} \right)^2 \quad (2.9)$$

$$c = (P_{i+1} + P_i) - (P_{i+1}^0 + P_i^0) \quad (2.10)$$

$$d = h_i - v_{i+1}^2 - g \Delta x \sin \theta \quad (2.11)$$

$$e = h_i + v_i^2 - g \Delta x \sin \theta \quad (2.12)$$

2.4. Coeficientes empíricos

Para poder determinar los valores de los coeficientes de transferencia de calor por convección α y el factor de fricción f , se utilizan correlaciones empíricas. Actualmente existen pocos trabajos en la literatura que desarrollen correlaciones para obtener estos coeficientes en intercambiadores de calor de placas, y es

aún menor el número en el cual se utilizan condiciones similares a las que se analizaron en este proyecto de tesis.

Se deben considerar varios aspectos importantes cuando se seleccionan las correlaciones empíricas como las condiciones flujo, temperatura, presión y tipo de fluido, los cuales deben ser similares a los que fueron empleados para obtener dichas correlaciones, así como la geometría de las placas utilizadas para determinar estas.

2.4.1. Coeficientes empíricos para una fase

Muley y Manglik[6] realizaron un estudio experimental de la transferencia de calor y caída de presión con agua en un intercambiador de calor de placas considerando los efectos de variar los ángulos en placas chevron y para diferentes valores del factor ϕ , con Reynolds que van desde 600 hasta 10000 y muestran que el cambio de ángulos en las placas y los diferentes valores de ϕ modifican de forma importante los valores de los coeficientes de transferencia de calor y el factor de fricción.

Lin y Yan [4] realizaron un trabajo sobre la transferencia de calor y caída de presión durante la evaporación del refrigerante R-134a dentro de un intercambiador de calor de placas en el cual utilizan para el caso de flujo monofásico de agua una correlación obtenida con base al método de Wilson [9], este mismo método es utilizado por Hsieh y Lin[10] para desarrollar un trabajo similar con el refrigerante R-410A. En ambos casos se trabajó con un solo tipo de placas chevron con ángulo β de 30° y Reynolds de 250 hasta 2500.

Dentro del código numérico para el caso del coeficiente de transferencia de calor se aplican la correlaciones propuestas por Yan y Lin, y Muley y Manglik dependiendo del número de Reynolds; para el factor de fricción en el cálculo de la caída de presión se aplica la propuesta por Muley y Manglik para valores de Reynolds mayores de 400 y hasta 10000, para valores menores a este rango se aplica la ecuación de Poiseuille(ver Apéndice B.3).

2.4.2. Coeficientes empíricos para flujo bifásico

El mecanismo de transferencia de calor en cambio de fase es más complejo ya que intervienen otros parámetros termodinámicos, en los intercambiadores de calor de placas los esfuerzos por tratar de predecir los valores de los coeficientes de transferencia de calor y de fricción son bastante recientes y se ha experimentado con muy pocos refrigerantes. En este trabajo no se abarcan pruebas con cambio de fase pero se considera importante analizar las correlaciones que podrían ser empleadas en pruebas futuras específicamente en el caso del amoníaco.

H. Arima et al.[11] realizaron un estudio para medir el coeficiente de transferencia de calor en cambio de fase para amoníaco en un evaporador de placas planas verticales, en este estudio se muestran los efectos en el coeficiente de transferencia debidos al incremento de la calidad así como los producidos por la variación en el flujo de calor, la presión y el flujo másico; también realizaron un experimento de visualización para determinar un mapa de tipos de flujo en el cambio de fase.

Zahid H. Ayub[3] realizó un revisión de la literatura disponible recopilando las correlaciones disponibles para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción en una sola fase y propone con base a su experiencia profesional en diseño y operación (con datos recolectados en diferentes evaporadores de placas que en su mayoría operan con amoníaco como refrigerante) correlaciones para el coeficiente de transferencia de calor y factor de fricción, las cuales contemplan diferentes ángulos en placas chevron, y la forma de operación que puede ser de expansión directa o inundado y son aplicables para valores del número de Reynolds hasta de 16000.

En el caso de la fracción volumétrica de vapor se propone utilizar la correlación desarrollada por Premoli[12].

2.5. Algoritmo de solución

Para realizar el modelo numérico se aplica el método de volúmenes de control de forma separada para la dinámica de fluidos y la transferencia de calor en los fluidos utilizando un método de paso a paso (step by step), y la conducción en las placas usando el algoritmo de Thomas o TDMA (TriDiagonal-Matrix Algorithm)[13]; los dos algoritmos se resuelven de forma iterativa intercambiando información entre ellos para finalmente buscar la convergencia entre ambos.

2.5.1. Algoritmo para el flujo en los canales

Bajo la consideración de que el espacio entre las placas es uniforme, se divide dicho espacio en volúmenes de control con una dimensión fija en el sentido transversal del flujo equivalente a $2b$ que es el espacio entre las placas según la Figura 1.3, y un Δx que se podrá variar según las necesidades de cálculo. Las condiciones iniciales de presión, temperatura y flujo son conocidas para la entrada del primer volumen de control de cada canal y para el resto se supone una primera aproximación idéntica a los datos de entrada, con estas condiciones iniciales se calculan los valores de las propiedades físicas y de transporte de los fluidos para poder realizar el cálculo de números adimensionales y posteriormente los coeficientes de transferencia de calor por convección α y factor de fricción f .

Una vez que son conocidos los valores de todas las variables se aplican las ecuaciones discretizadas de conservación de la masa, balance de cantidad de movimiento y de balance de energía. Un aspecto importante es el cálculo de los flujos de calor en los volúmenes de control para la ecuación de balance de energía, para lo cual es necesaria una temperatura de pared de las placas que de manera inicial se fija para todos los volúmenes de control como un promedio entre las temperaturas iniciales de ambos fluidos que circulan en los canales; para la ecuación de balance de cantidad de movimiento se toma en cuenta la dirección de flujo en el caso de los cambios de presión hidrostática que puede ser negativa o positiva dependiendo si la dirección de flujo es en contra o siguiendo la dirección del vector de gravedad, ya que el PHE se considera en posición vertical.

Las tres ecuaciones se utilizan para el primer volumen de control obteniendo sus valores de salida, los cuales son comparados con los valores que se tienen inicialmente, en caso de tener una diferencia mayor a un valor establecido ϵ (precisión de convergencia) se sustituyen los valores de salida por los obtenidos y se recalcula hasta alcanzar la convergencia, finalmente los valores de salida obtenidos se convierten en los de entrada para el siguiente volumen de control, de esta manera se continua paso a paso hasta el final de cada canal. En la Figura 2.2 se muestra una diagrama de flujo del algoritmo.

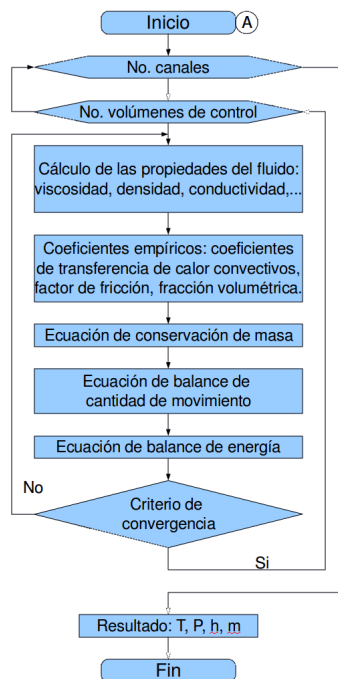


Figura 2.2. Diagrama de flujo del algoritmo de flujo entre placas

2.5.2. Algoritmo para las placas

Para poder conocer la distribución de temperaturas en las placas del PHE es necesario resolver la ecuación de la ley de Fourier 2.13, para lo cual discretizamos la ecuación dividiendo la placa en volúmenes de control, tomando en el sentido transversal una dimensión fija igual al espesor de la placa ε_p y en sentido longitudinal un Δx equivalente al que se usa en el algoritmo de flujo entre placas. Para los volúmenes de control en los extremos se toma su cara libre como una frontera adiabática; con esta configuración los volúmenes de control transfieren calor en sentido longitudinal por conducción, y vía convección con el fluido en sentido transversal (ver Apéndice A.5).

$$q = -\lambda A \frac{\partial T}{\partial x} \quad (2.13)$$

Una vez que se realiza la discretización se obtiene un sistema de ecuaciones lineal en forma de matriz tri-diagonal, este tipo de sistema de ecuaciones es posible resolverlo mediante el algoritmo de Thomas [13], los resultados obtenidos son comparados con los que se tomaron inicialmente, en caso de tener una diferencia mayor al valor de ϵ se sustituyen los valores de entrada por los obtenidos y se recalcula hasta alcanzar la convergencia. En la Figura 2.3 se muestra un diagrama de flujo del algoritmo.

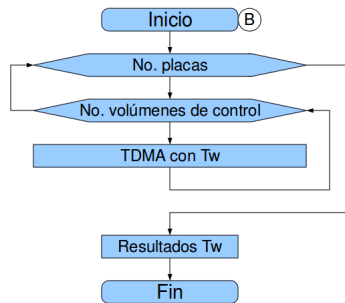


Figura 2.3. Diagrama de flujo del algoritmo de conducción en las placas

2.5.3. Algoritmo para el aislamiento

Para conocer el perfil de temperatura en las placas que se encuentran a los extremos en el PHE se aplica el algoritmo de Thomas, al discretizar esta parte se toma en cuenta la conducción de calor en dos dimensiones sobre la placa del bastidor del PHE y del aislamiento, para lo cual se divide en volúmenes de control con dimensiones de Δx equivalente al del algoritmo para los canales por Δy , en los extremos superior e inferior se consideran fronteras adiabáticas y en la cara que da al exterior del PHE existe transferencia de calor por convección natural al ambiente; esto se aplica en ambos extremos del PHE.

2.5.4. Acoplamiento de los algoritmos

El punto de unión del algoritmo para el flujo y el de conducción es la temperatura de las placas, una vez que se han ejecutado ambos algoritmos se comparan las temperaturas de placa obtenidas con el TDMA con las temperaturas de placa utilizadas para calcular los flujos de calor en el algoritmo de flujo entre placas, si la diferencia es mayor al valor establecido de ϵ se sustituyen los valores iniciales de temperatura de placa en el algoritmo de flujo entre placas por los obtenidos en el algoritmo de conducción y se vuelve a calcular hasta alcanzar la convergencia, los valores obtenidos se utilizan como condiciones iniciales para el siguiente paso de tiempo hasta que el sistema se encuentre en estado estable o se completen los incrementos de tiempo indicados. En la Figura 2.4 se muestra un diagrama de flujo del acoplamiento.

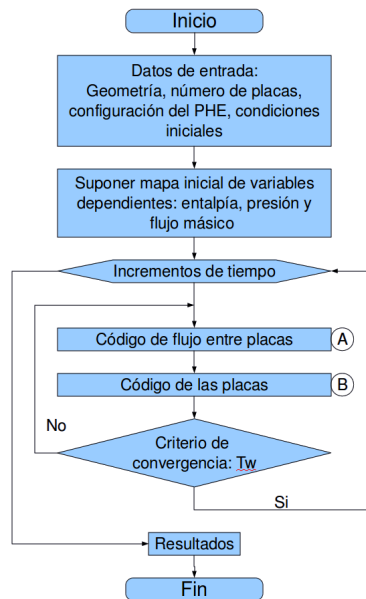


Figura 2.4. Diagrama de flujo del acoplamiento de los algoritmos

2.6. Transición entre regiones

En el desarrollo y discretización de la ecuación se considera cambios de fase o flujos bifásicos, por tal motivo se considera relevante tener criterios de transición entre regiones los cuales se pueden emplear en trabajos posteriores, es importante conocer el punto que se da la transición de un fase a otra para poder calcular de forma correcta las variables que intervienen en los cálculos utilizando las correlaciones empíricas y de propiedades físicas adecuadas. De forma general existen tres regiones claramente marcadas en un proceso de evaporación, que

se pueden determinar mediante variables como la entalpía (h) y/o temperatura (T) más la presión (P) y la calidad o fracción másica de vapor (x_g); estas tres regiones son:

- Región de líquido subenfriado, esta se da cuando la entalpía del fluido es menor o igual a la entalpía de saturación del líquido y se dice que la calidad es $x_g = 0$.

$$h(P) \leq h_{l,sat}(P)$$

- Región de flujo bifásico, se da cuando la entalpía del fluido es mayor que la entalpía de líquido saturado y menor a la de vapor saturado, en este punto la calidad tiene valores de $0 < x_g < 1$

$$h_{l,sat}(P) < h(P) < h_{g,sat}(P)$$

- Región de vapor sobrecalentado, esta se presenta cuando la entalpía del fluido es mayor o igual a la entalpía de vapor saturado, y la calidad es $x_g = 1$

$$h(P) \geq h_{g,sat}(P)$$

Utilizando estos criterios para diferenciar entre cada región es posible encontrar el volumen de control en el que ocurre el cambio de fase, y de esta manera la transición se asocia a la salida de dicho volumen de control cambiando las correlaciones utilizadas para el cálculo de las diferentes variables. Esto es fundamental debido a que ciertos coeficientes pueden aumentar en varios ordenes de magnitud entre una región y otra.

2.7. Criterios de convergencia

Como se mencionó anteriormente al resolver de forma iterativa las ecuaciones es necesario tener un criterio de convergencia, el cual consiste en comparar el cociente de la diferencia entre los valores obtenidos de las diferentes variables con los que se usan inicialmente para calcular entre la diferencia del valor en volumen de control actual y el anterior, este cociente debe ser menor a un valor establecido de ϵ para cumplir con el criterio de convergencia.

$$\left| \frac{x_i^* - x_i}{x_{i-1} - x_i} \right| < \epsilon$$

En el caso del algoritmo de flujo entre placas este criterio de convergencia se tiene que cumplir para cada volumen de control en las tres variables calculadas entalpía h , presión P y flujo másico \dot{m} . Para el TDMA se aplica el mismo criterio aplicado a una sola variable que es la T_w de la cual se busca la mayor diferencia en cada placa para compararla con el valor de ϵ ; de la misma forma se busca la convergencia entre las placas y los canales del PHE.

2.8. Condiciones de contorno

Las condiciones de contorno se dan como las condiciones de entrada de los flujos dando como datos la temperatura T_{in} , presión P_{in} y flujo \dot{m}_{in} en el caso de entrar como líquido subenfriado, para poder conocer el calor que se cede al exterior es necesario conocer también la temperatura ambiente.

Para poder resolver el estado transitorio es necesario también dar un perfil inicial de temperatura para las placas y de presión, temperatura y flujos para todos los canales, así como definir un incremento de tiempo para el algoritmo.

2.9. Propiedades de los fluidos y materiales a utilizar

Las propiedades termofísicas del agua se obtienen mediante el programa Refprop[14], estas fueron introducidas al código numérico como archivos de datos que usan las subrutinas, los cuales abarcan los rangos de presión y temperatura en los que se espera que opere el PHE según sea cada caso de configuración, el código numérico lee los datos y obtiene las propiedades mediante interpolaciones.

Las propiedades de las placas, bastidor y el aislamiento se obtuvieron de la literatura disponible sobre transferencia de calor e intercambiadores de calor de placas[15][2].

2.10. Código numérico

Tomando en cuenta todas las consideraciones hechas anteriormente se desarrolló el código numérico en lenguaje C siguiendo el estándar de ANSI sobre una plataforma Linux usando el compilador GCC.

Al inicio se proporcionan los datos sobre la geometría del PHE, número de canales, número de pasos, y la configuración si es en contracorriente o en equicorriente, posteriormente el código esta dividido en dos partes principales, una para el algoritmo de flujo entre placas, y la segunda que resuelve la conducción en las placas y el aislamiento; el cálculo de coeficientes empíricos y las ecuaciones gobernantes se realiza mediante subrutinas.

Una vez que se realizan todos los cálculos y se alcanza la convergencia el programa entrega archivos de datos con los resultados de cada variable en todos los canales y placas, también entrega un promedio de las mismas variables por cada fluido para poder comparar las diferentes configuraciones de forma general.

Capítulo 3

Equipo Experimental y Pruebas Desarrolladas

En el Laboratorio de Refrigeración y Bombas de Calor del Centro de Investigación en Energía se cuenta con un sistema de refrigeración por absorción que opera con la mezcla $NH_3 - LiNO_3$ donde se implementó un intercambiador de calor de placas como evaporador y en el cual se realizaron las pruebas experimentales que complementan este trabajo, se realizaron pruebas con agua en ambos lados del intercambiador para poder comparar el calor transferido y la caída de presión contra los resultados obtenidos con el modelo numérico.

3.1. Sistema de Refrigeración por Absorción $LiNO_3-NH_3$

Este sistema esta compuesto por cuatro componentes principales que son: generador, absorbedor, condensador y evaporador, este último es el intercambiador de calor de placas con el cual se realizaron las pruebas experimentales, además de estos componentes también se cuenta con los dispositivos de expansión y una bomba para mantener los dos niveles de presión y flujo másico necesarios para el funcionamiento del sistema.

3.2. Generador

El generador funciona mediante un arreglo de tubos horizontales de película descendente, el calor necesario para la separación de amoníaco de la mezcla se suministra mediante aceite térmico que proviene de un subsistema de calentamiento mediante resistencias eléctricas, en la Figura 3.1 se muestra una imagen del generador.



Figura 3.1. Generador de película descendente en tubos horizontales

3.3. Absorbedor

El abosrbedor esta compuesto por un arreglo de tubos verticales aletados donde circulan por la parte interna la solución débil en forma de película descendente y el vapor refrigerante de forma ascendente para realizar la absorción, el calor generado durante la absorción es disipado con al ayuda de ventiladores, en la Figura 3.2 se muestra una imagen del absorbedor.



Figura 3.2. Absorbedor de película descendente en tubos verticales

3.4. Condensador

El condensador esta compuesto por tubos aletados colocados de forma horizontal, para retirar el calor necesario para la condensación del vapor de amoniaco que circula por la parte interna de los tubos se cuenta con un ventilador, en la Figura 3.3 se muestra una imagen del condensador.

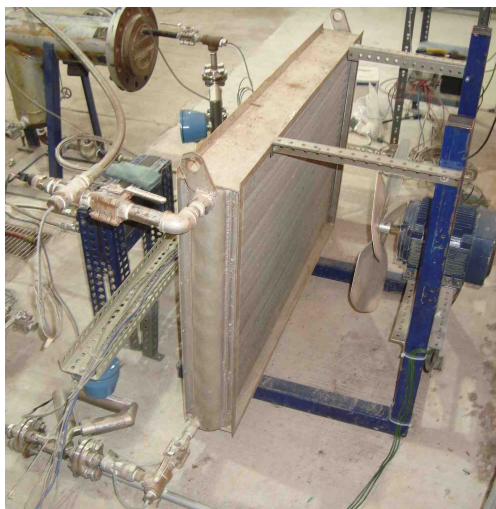


Figura 3.3. Condensador de tubos aletados

3.5. Evaporador

El evaporador de placas es de la marca PHE de México modelo PHE-S8, la presión máxima de operación es de 13 bar, en el evaporador circulan el refrigerante amoniaco por un lado, y por el otro agua proveniente de un subsistema para producción de agua fría, que es el objetivo del sistema.

3.5.1. Placas

Las placas son de tipo chevron fabricadas con acero inoxidable 316, tienen las siguientes dimensiones de acuerdo a lo descrito en la Sección 1.2.1:

L	625 mm
w	108 mm
β	30°
b	2.1 mm
ϕ	1.29
ε_p	0.5 mm
D_p	28 mm

En la Figura 3.4 se muestra una de las placas del intercambiador utilizado como evaporador.

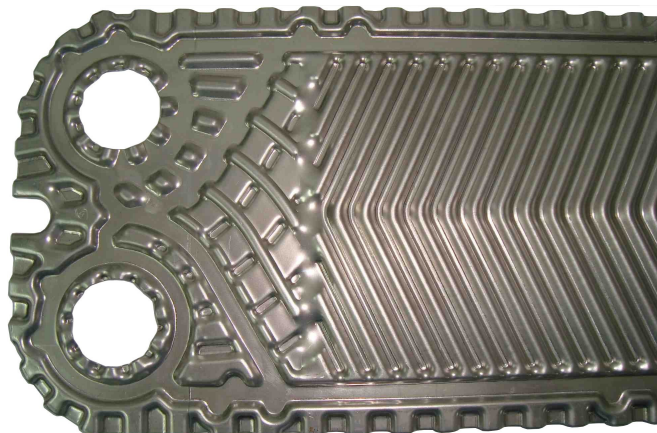


Figura 3.4. Placa

3.5.2. Sellos

Los sellos del intercambiador están fabricado con neopreno el cual es compatible con el amoniaco, este modelo de sello cuenta con pestañas para asegurarse a las placas por lo cual no requiere adhesivos para sostenerse, en la Figura 3.5 se muestra uno de los sellos del intercambiador.

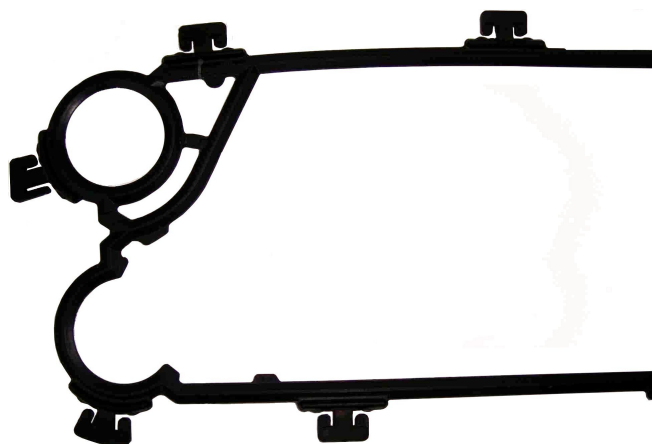


Figura 3.5. Sello

3.5.3. Configuración del Evaporador

De acuerdo a los parámetros mencionados en la Sección 1.3 el evaporador tiene tres canales del lado del fluido caliente y dos del lado del fluido frío, ambos realizan un solo paso por el intercambiador en configuración contracorriente, en la Figura 3.6 se muestra la configuración del evaporador.

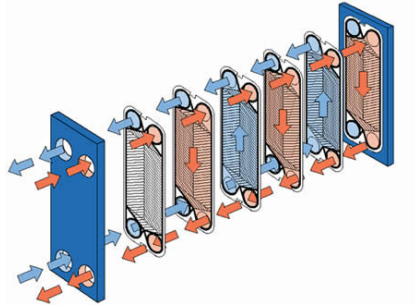


Figura 3.6. Configuración del evaporador:
 $N_{c1}=3$, $N_{c2}=2$, $P^I=1$, $P^{II}=1$, $\Phi=2$, $Y_h=0$, $Y_f=0$

En la Figura 3.7 se muestra una imagen del evaporador instalado en el sistema de refrigeración.



Figura 3.7. Evaporador de tipo PHE

3.6. Instrumentación

Para poder realizar las pruebas experimentales con el intercambiador de calor de placas se implementaron instrumentos para medir presión, temperatura y flujo másico, los cuales fueron seleccionados y calibrados en el laboratorio de la coordinación de Refrigeración y Bombas de Calor del CIE contra patrones de medición.

3.6.1. Sensores de Presión

Los sensores de presión son de la marca Cole-Parmer, modelo CPI68848-14, pueden medir en un rango de 0 hasta 34.5 bar y operan a temperaturas desde -40 °C hasta 100 °C, tienen una exactitud de $\pm 1\%$ de la medición.

Se colocaron dos sensores de presión, uno a la entrada del refrigerante y uno más a la salida, en la Figura 3.8 se muestra uno de los sensores de presión instalados en el evaporador.



Figura 3.8. Sensor de presión

3.6.2. Sensor Diferencial de Presión

Para poder medir la caída de presión dentro del evaporador durante las pruebas con agua se utilizó un sensor de presión diferencial de la marca ENDRESS+HAUSER modelo PMD235-SH4F1EA1A, este sensor puede medir diferencias de presiones de 0 hasta 500 mbar con una precisión de 0.2% de la medición y puede operar a presiones de hasta 160 bar. En la Figura 3.9 se muestra una imagen del sensor diferencial de presión utilizado.

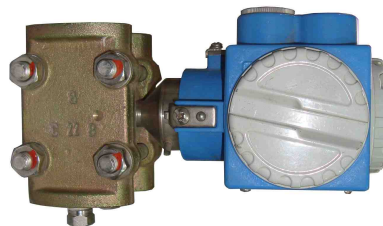


Figura 3.9. Sensor de presión diferencial

3.6.3. Sensores de Temperatura

Los sensores de temperatura son del tipo RTD Pt-100, estos sensores pueden medir temperatura desde $-180\text{ }^{\circ}\text{C}$ hasta $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ a presiones de hasta 50 bar, tienen un tiempo de respuesta de 0.3 s y una exactitud de $\pm 0.2\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Se colocaron cuatro sensores de temperatura en el evaporador, uno por cada entrada y salida, en la Figura 3.10 se muestra uno de los sensores de temperatura instalados.



Figura 3.10. Sensor de temperatura PT100

3.6.4. Sensores de flujo

Se instalaron sensores de flujo en ambos lados del evaporador, en el lado de agua se colocó un sensor de tipo paletas de la marca OMEGA fabricado de TFE (Tetrafluoretileno), este sensor tiene un rango de medición de 5.5 kg/min hasta 40 kg/min y una exactitud de $\pm 1\%$ de la medición, en la Figura 3.11 se muestra el sensor instalado en el evaporador.



Figura 3.11. Sensor de flujo de paletas

En el lado de refrigerante se instaló un sensor de flujo por efecto Coriolis de la marca Micromotion Elite, modelo CMF025M313NRAUSZZZ, el cual puede medir en un rango de flujo de 0 a 20 kg/min, con una exactitud de $\pm 0.1\%$ de la medición a temperaturas de hasta $160\text{ }^{\circ}\text{C}$, esta fabricado en acero inoxidable 316. Este sensor también proporciona la densidad del fluido con una exactitud de $\pm 0.1\%$, en la Figura 3.12 se muestra el sensor de flujo Coriolis.



Figura 3.12. Sensor de flujo másico y densímetro por efecto Coriolis

3.7. Pruebas con Agua

Para validar el modelo numérico se realizaron pruebas experimentales en el intercambiador de calor de placas haciendo circular agua por ambos lados del equipo en dos configuraciones distintas, equicorriente y contracorriente, tratando de mantener una diferencia de temperatura constante a la entrada de ambas corrientes y variando los flujos másicos de agua en ambos lados.

Durante las pruebas con agua en el evaporador se hizo circular agua caliente proveniente del subsistema donde se calentó el agua con la ayuda de una resistencia eléctrica de 24 kW instalada en un tanque de 750 l; para circular el agua caliente se utilizó una bomba de tipo radial que bajo la configuración empleada entrega un flujo máximo de 23 kg/min , con una válvula de paso se pudo controlar el flujo de agua hacia el intercambiador y la recirculación en el tanque.

En el lado de refrigerante se hizo pasar agua a temperatura ambiente la cual provenía del tanque de almacenamiento de agua principal de la plataforma de refrigeración, para hacer circular el agua dentro del intercambiador se empleó una bomba centrífuga que con la configuración instalada entregaba un flujo máximo de 15 kg/min el cual se regulaba durante las pruebas con una válvula de paso. En el tanque de almacenamiento se cuenta con una cantidad de agua suficiente para funcionar como sumidero de calor eliminando la necesidad de tener que enfriar el agua proveniente del intercambiador.

En la figura 3.13 se muestra un diagrama esquemático de la configuración del subsistema de producción de agua fría empleado durante las pruebas con agua.

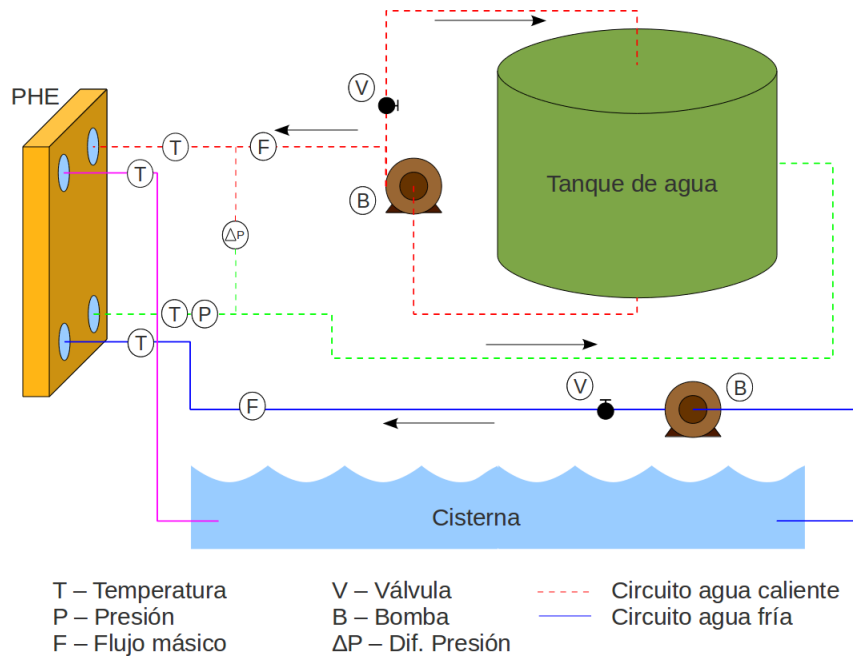


Figura 3.13. Configuración para pruebas con agua

3.7.1. Prueba en Contracorriente

Para la prueba en contracorriente se utilizó la configuración original del evaporador y se instaló el sensor diferencial de presión entre la entrada y la salida de agua caliente, la temperatura del agua caliente fue de aproximadamente 60 °C, y la diferencia con el agua a temperatura ambiente fue de 35 °C. Se tomaron datos cada 4 segundos con cuatro condiciones de flujo distintas; como se muestran en la Tabla 3.1.

$F_h(T_h = 60^\circ C)$	$F_c(T_c = 25^\circ C)$
<i>kg/min</i>	<i>kg/min</i>
21.5	14.5
14.5	14.5
5.5	14.5
5.5	5.5

Tabla 3.1. Condiciones de flujo másico fijadas durante la prueba en contracorriente

En la Figura 3.14 se muestran los datos de temperatura obtenidos durante la prueba en contracorriente para las cuatro diferentes condiciones de flujo, en la gráfica se puede observar las variaciones en las temperaturas de cada uno

de los flujos y como se estabilizaban rápidamente las temperaturas de salida, debido a la configuración contracorriente la temperatura de salida del agua fría T_{c-out} es mayor a la temperatura de salida del agua caliente T_{h-out} , también se observa que durante las primeras tres condiciones de flujo másico en las cuales se va disminuyendo el flujo de agua caliente la diferencia de temperaturas a la salida del intercambiador va aumentando ligeramente, la temperatura a la entrada del agua caliente disminuye aproximadamente $2.5\text{ }^{\circ}\text{C}$ debido a que la resistencia eléctrica del subsistema empleado no tiene la suficiente capacidad para mantener la temperatura a ciertas condiciones de flujo.

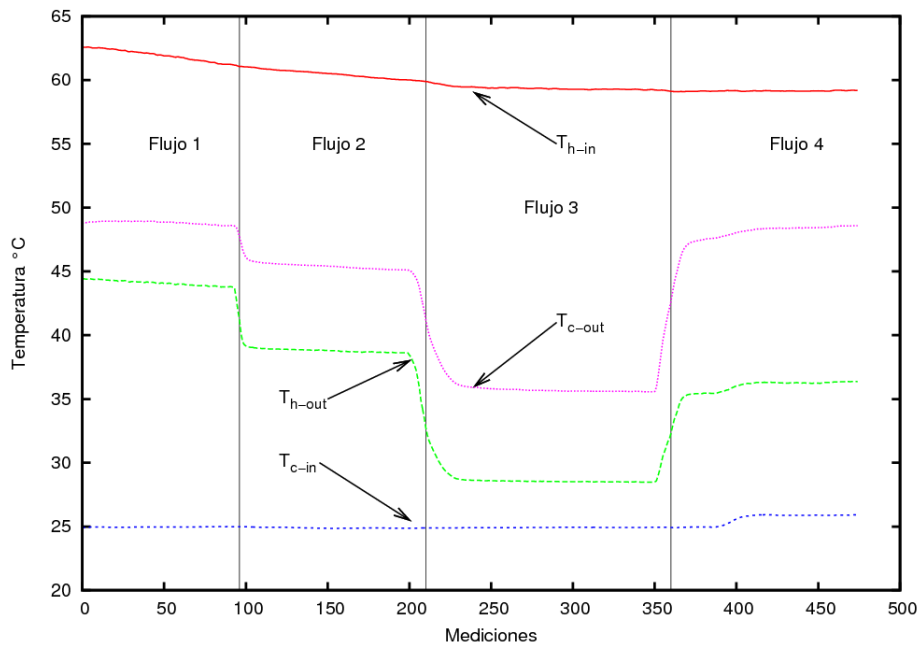


Figura 3.14. Temperaturas de la prueba en contracorriente para diferentes flujos másicos

En la Tabla 3.2 se muestran los promedios de los datos obtenidos experimentalmente de flujos másicos y las diferencias de temperatura entre las entradas y salidas de cada uno de los flujos, así como las desviaciones estándar de estos datos; los flujos de calor y la eficiencia fueron calculados con las ecuaciones 3.1 y 3.2 respectivamente partiendo de los datos obtenidos experimentalmente y sus desviaciones estándar mediante propagación de errores.

$$Q = \dot{m}C_p\Delta T \quad (3.1)$$

$$\eta = \frac{Q_c}{Q_h} \quad (3.2)$$

F_h	F_c	ΔT_h	ΔT_c	Q_h	Q_c	η
<i>kg/min</i>		$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	<i>kW</i>	<i>kW</i>	%
21.32	14.84	17.87	23.86	-26.54	24.66	92.95
± 0.42	± 0.01	± 0.51	± 0.28	± 0.92	± 0.29	± 3.40
14.77	14.84	21.70	20.50	-22.32	21.19	94.94
± 0.15	± 0.01	± 0.35	± 0.29	± 0.43	± 0.30	± 2.27
5.38	14.89	30.80	10.79	-11.53	11.20	97.06
± 0.06	± 0.01	± 0.28	± 0.28	± 0.16	± 0.29	± 2.89
5.50	5.29	23.03	22.54	-8.83	8.30	93.98
± 0.06	± 0.02	± 0.36	± 0.46	± 0.17	± 0.17	± 2.65

Tabla 3.2. Flujo de calor y eficiencia en prueba contracorriente

3.7.2. Prueba en Equicorriente

En la prueba en equicorriente se instaló el sensor diferencial de presión entre la entrada y salida del agua a temperatura ambiente, la temperatura del agua caliente fue de aproximadamente $62^{\circ}C$, con una diferencia de $36^{\circ}C$ con respecto al agua a temperatura ambiente, se utilizaron condiciones de flujo muy similares a las de la prueba en contracorriente. En la Tabla 3.3 se muestran los flujos de calor y la eficiencia calculados con los datos de la prueba en equicorriente promediados por cada una de las condiciones de flujo másico.

F_h	F_c	ΔT_h	ΔT_c	Q_h	Q_c	η
<i>kg/min</i>		$^{\circ}C$	$^{\circ}C$	<i>kW</i>	<i>kW</i>	%
21.83	14.74	14.47	19.92	-22.01	20.46	92.97
± 0.14	± 0.01	± 0.42	± 0.28	± 1.00	± 0.55	± 4.90
14.48	14.82	17.87	16.90	-18.02	17.45	96.83
± 0.15	± 0.02	± 0.28	± 0.28	± 0.57	± 0.55	± 4.32
5.52	14.86	25.71	9.42	-9.88	9.75	98.70
± 0.05	± 0.01	± 0.28	± 0.28	± 0.22	± 0.55	± 5.99
5.66	5.17	16.96	17.56	-6.69	6.32	94.49
± 0.05	± 0.01	± 0.28	± 0.28	± 0.22	± 0.19	± 4.22

Tabla 3.3. Flujo de calor y eficiencia en prueba equicorriente

Comparando la Tabla 3.2 y 3.3 se puede notar que para condiciones de flujo y temperatura similares el flujo de calor es mayor en la configuración contracorriente en aproximadamente un 18% y la eficiencia de intercambio entre ambos fluidos es mayor en la configuración equicorriente aproximadamente un 2%.

En la Figura 3.15 se observa que con la configuración en equicorriente la temperatura de salida del agua caliente es mayor a la temperatura de salida del agua a temperatura ambiente, además la diferencia entre las temperaturas de salida es menor que en la configuración en contracorriente y también la diferencia

de temperaturas a la salida va disminuyendo conforme se reduce el flujo de agua caliente.

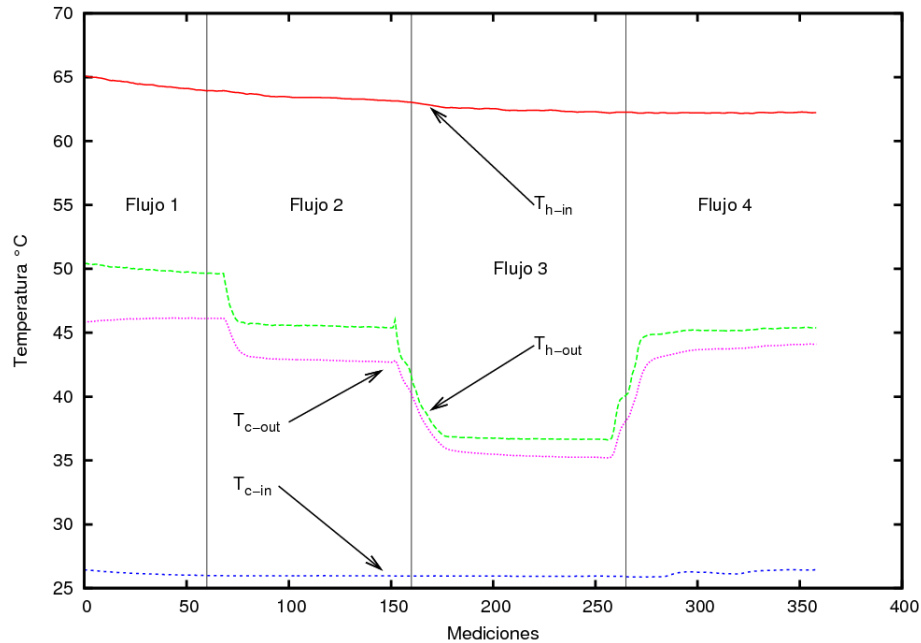


Figura 3.15. Temperaturas de la prueba en equicorriente para diferentes flujos másicos

3.7.3. Pruebas de Caída de Presión

Se evaluó la caída de presión en ambos lados del evaporador que dada su configuración por el lado de refrigerante cuenta con tres canales y por el lado de agua tiene dos, una vez realizadas las pruebas en contracorriente y equicorriente se realizaron las pruebas de caída de presión.

En la Figura 3.16 se muestra una gráfica con dos curvas de caída de presión. De la configuración en contracorriente se obtuvieron datos de caída de presión en dos canales con flujos de entrada al intercambiador desde 5.5 kg/min hasta 21.5 kg/min , con temperaturas de entrada $T_{h-in} = 60^\circ\text{C}$ y $T_{c-in} = 25^\circ\text{C}$; con la configuración en equicorriente se obtuvo la curva de caída de presión en tres canales con flujos de entrada al intercambiador desde 3.5 kg/min hasta 14.5 kg/min , con las mismas temperatura de entrada empleadas en la configuración en contracorriente. Los rangos de flujo empleados para realizar las pruebas de caída de presión fueron acotados en función de los flujos máximos y mínimos

que podían dar las bombas empleadas y del rango de medición disponible con la instrumentación empleada.

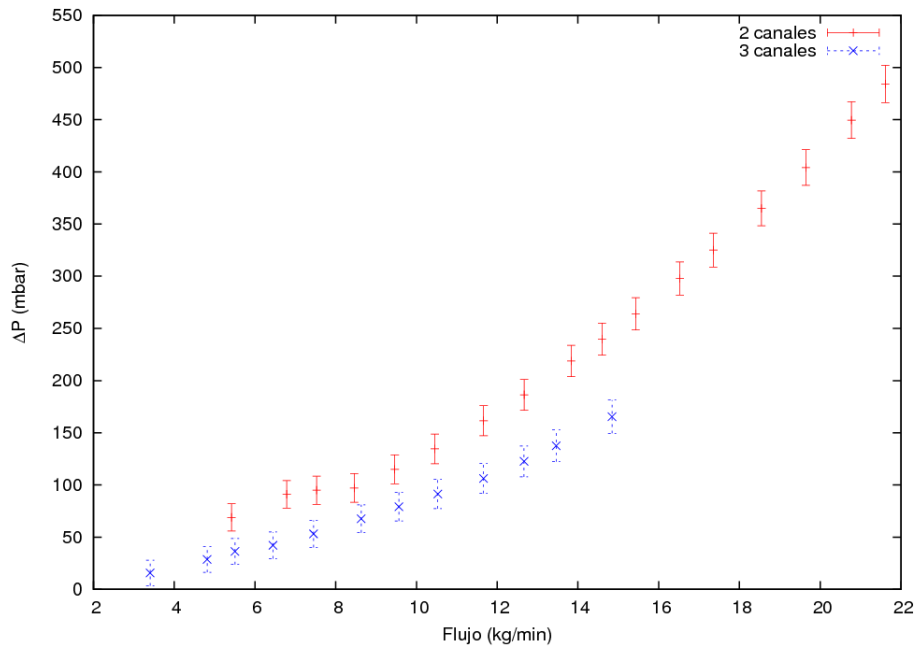


Figura 3.16. Caída de presión

En la gráfica se observa que la caída de presión aumenta conforme el flujo másico es mayor, y que para el lado en el cual el flujo se divide solo en dos canales la caída de presión es mayor debido a que la velocidad del agua es mayor, las barras de error representan la desviación estándar de las mediciones.

Capítulo 4

Comparación de Resultados Numéricos y Experimentales

Se realizaron pruebas con el código numérico desarrollado para conocer los valores más adecuados para los parámetros de número de volúmenes de control (NVC) y la precisión de convergencia (ϵ), con los cuales se realizó la comparación de los resultados numéricos con los experimentales. También se realizaron pruebas para conocer los efectos al variar diferentes parámetros geométricos de un PHE y una comparación de los resultados obtenidos durante las pruebas experimentales con los resultados obtenidos del código numérico con las mismas condiciones de entrada de flujo, presión y temperatura obtenidas experimentalmente.

Para obtener los valores de NVC y ϵ se utilizaron los parámetros geométricos del PHE detallados en la Sección 3.5 que fueron utilizados durante las pruebas experimentales en una configuración contracorriente y condiciones de flujo y temperatura mostrados en la Tabla 4.1.

$T_{c-in} = 25^{\circ}C$	$P_c = 1.2bar$	$F_h = 14kg/min$	$T_{amb} = 25^{\circ}C$
$T_{h-in} = 60^{\circ}C$	$P_h = 1.2bar$	$F_c = 14kg/min$	

Tabla 4.1. Condiciones de flujo para pruebas numéricas.

4.1. Análisis de Parámetros Numéricos

Para determinar el número de volúmenes de control adecuado mínimo con el cual los resultados son independientes de la malla, se comparan los resultados obtenidos del programa para el caso mencionado anteriormente al variar el

número de volúmenes de control, esperando que a partir de cierta cantidad de volúmenes de control los resultados dejen de tener una diferencia significativa, en la Tabla 4.2 se muestran los resultados obtenidos, también se muestra como aumenta el tiempo de computo al incrementar el número de volúmenes de control donde $\tau = t/t_{NVC=10}$; se marcó con un asterisco el caso del cual se tomó el NVC como referencia para las pruebas que se realizaron posteriormente. Se observa

NVC	ΔP_c (kPa)	ΔP_h (kPa)	Q_c (kW)	Q_h (kW)	η (%)	τ
10	11.33	6.77	20.90	21.63	96.61	1
20	11.33	6.77	20.93	21.56	97.04	1.91
50	11.33	6.77	20.96	21.49	97.55	4.13
100	11.33	6.77	20.97	21.45	97.77	6.81
200	11.33	6.77	20.98	21.43	97.90	18.54
500*	11.33	6.77	20.99	21.42	97.99	48.58
1000	11.33	6.77	20.99	21.41	98.01	99.66
2000	11.33	6.77	20.99	21.41	98.01	203.75

Tabla 4.2. Resultados variando el número de volúmenes de control.

que a partir de 500 volúmenes de control la diferencia entre los parámetros comparados es pequeña, esto también se puede observar con claridad en la Figura 4.1 donde se muestran los cambios promedio de las temperaturas de los fluidos y la placas a lo largo del PHE, se puede notar que las diferencias más importantes se encuentran en la temperatura de las placas.

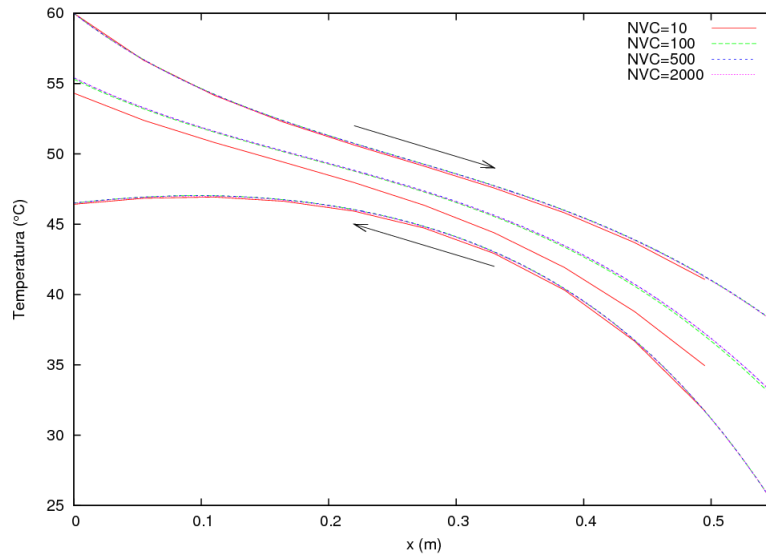


Figura 4.1. Perfiles de temperatura con diferentes valores de NVC.

Para encontrar un valor apropiado de ϵ se compararon resultados con valor constante de 500 volúmenes de control variando el de ϵ , en la Tabla 4.3 se muestran los resultados obtenidos y el incremento de tiempo de cómputo al disminuir el valor de precisión de convergencia donde $\tau = t/t_{\epsilon=0.1}$.

ϵ	$\Delta \bar{P}_c$ (kPa)	$\Delta \bar{P}_h$ (kPa)	Q_c (kW)	Q_h (kW)	η (%)	τ
1×10^{-1}	11.35	6.79	20.60	22.05	93.41	1
1×10^{-3}	11.33	6.77	20.98	21.42	97.94	18.16
$1 \times 10^{-6*}$	11.33	6.77	20.99	21.42	97.98	114.58
1×10^{-9}	11.33	6.77	20.99	21.42	97.98	508.99

Tabla 4.3. Comparación de resultados variando el valor de ϵ .

Se observa que a partir de un valor de $\epsilon = 1 \times 10^{-6}$ ya no se encuentran cambios significativos en los parámetros comparados, en la Figura 4.2 se muestran los cambios promedio de las temperaturas de los fluidos y la placas a lo largo del PHE debido a los diferentes valores de ϵ .

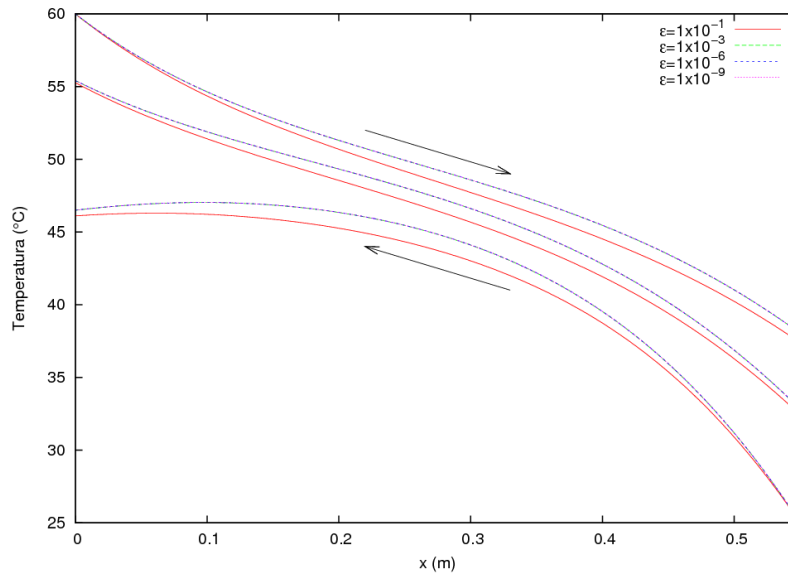


Figura 4.2. Perfiles de temperatura con diferentes valores de ϵ .

4.2. Análisis de Parámetros Geométricos

Al variar las dimensiones de un intercambiador de calor se altera su funcionamiento, esto se verificó en el código numérico al realizar pruebas con

diversas dimensiones de las placas y también al aumentar el número de canales de flujo. Para realizar dichas pruebas se utilizaron los parámetros definidos anteriormente de NVC y ϵ ($500, 1 \times 10^{-6}$) empleando las mismas condiciones de flujo, presión y temperatura del caso elegido.

4.2.1. Efectos con diferentes dimensiones de placas

Se analizaron tres casos variando las dimensiones de ancho w y largo L de las placas utilizando la misma configuración empleada para determinar los parámetros numéricos, se compararon las diferentes variables para determinar los efectos de cambiar las dimensiones de las placas. Existe gran variedad de placas de distintas dimensiones en el mercado, para realizar esta comparación solo se tomaron las dimensiones de las placas utilizadas en las pruebas experimentales y se multiplicaron por factores de 2.0 y 0.5, los resultados obtenidos se compararon con el caso sin alterar las dimensiones originales el cual esta marcado con un asterisco en la Tabla 4.4.

w,L (m),(m)	$\Delta \bar{P}_c$ (kPa)	$\Delta \bar{P}_h$ (kPa)	$\bar{\alpha}_c$ ($\frac{kW}{m^2 \circ C}$)	$\bar{\alpha}_h$ ($\frac{kW}{m^2 \circ C}$)	Q_c (kW)	Q_h (kW)	η (%)
0.220,1.100	13.84	-3.71	20.36	28.56	21.48	22.01	97.62
0.110,0.550*	11.33	6.77	33.83	48.89	20.99	21.42	97.98
0.055,0.275	13.30	18.31	55.65	84.91	17.80	17.98	98.96

Tabla 4.4. Comparación de resultados al modificar las dimensiones de las placas.

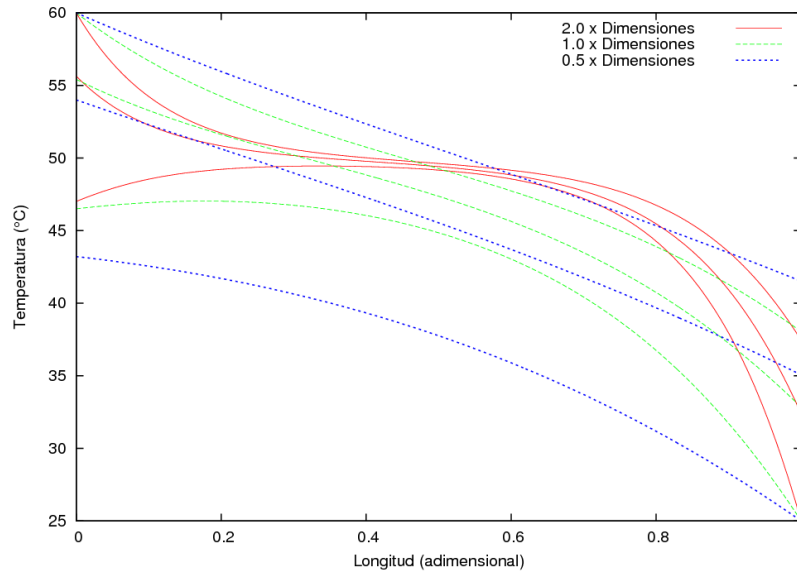


Figura 4.3. Perfiles de temperatura con diferentes dimensiones de placa.

En el primer caso que se muestra en la Tabla 4.4 se puede ver que con dimensiones mayores los coeficientes de transferencia de calor disminuyen con respecto al caso de referencia, en parte debido a la disminución de la velocidad de flujo, pero a pesar de la disminución de los coeficientes de transferencia de calor los flujos de calor siguen siendo similares al caso original lo cual se debe al incremento en el área de transferencia de calor, este incremento de área también supone un aumento en el área que se expone al ambiente, lo cual origina pérdidas más grandes y por consiguiente una disminución en la eficiencia del intercambiador. En la Figura 4.3 se ilustran los diferentes perfiles de temperatura que se encuentran dentro del PHE al cambiar las dimensiones las placas de este, para lo cual se utiliza la longitud de la placa de forma adimensional $L^* = x/L$.

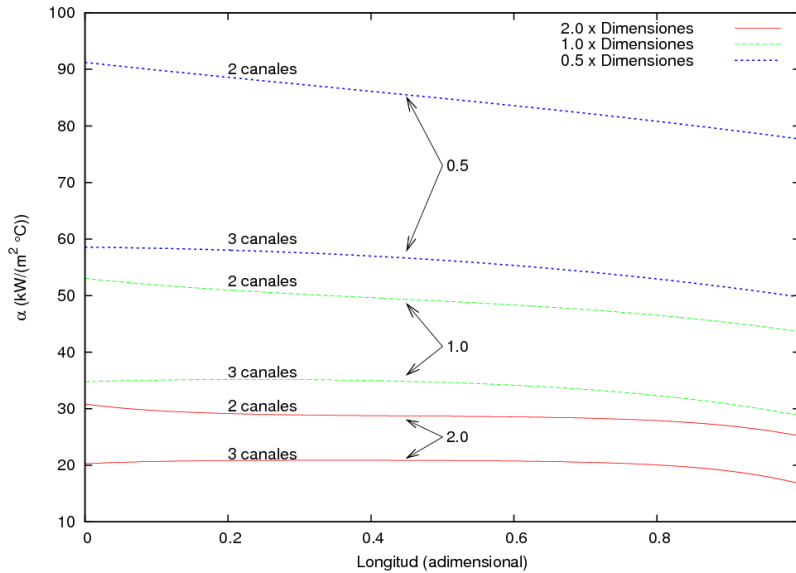


Figura 4.4. Cambios en α con diferentes dimensiones de placa.

En el caso en que las dimensiones se reducen a la mitad sucede lo contrario al caso en que se aumentan las dimensiones, al aumentar la velocidad de flujo los coeficientes de transferencia de calor aumentan y esto sumado a que el área expuesta al ambiente es menor resulta en un incremento de la eficiencia, los flujos calor intercambiados disminuyen ya que el área de transferencia de calor es mucho menor. En la Figura 4.4 se muestra el incremento de los coeficientes α para ambos flujos de cada caso al cambiar las dimensiones de las placas, las diferencias entre los dos coeficientes de cada caso se deben a que por un lado el fluido circula por dos canales y por el otro en tres, lo cual hace que las velocidades de flujo sean distintas y el valor de estos coeficientes también.

En el caso de la caída de presión al aumentar las dimensiones de las placas se incrementa el área en la cual se produce fricción del agua con el intercambiador,

pero las pérdidas incrementan solo en 2 kPa en el caso de $\Delta\bar{P}_c$ ya que la velocidad de flujo es menor, en la columna de $\Delta\bar{P}_h$ se obtiene una caída de presión negativa lo cual indica que el aumento de presión hidrostática es mayor a las pérdidas que se producen por rozamiento. Cuando las dimensiones de las placas se reducen a la mitad la caída de presión se incrementa debido a que la velocidad de flujo también se incrementa al reducirse el área por la que circula el agua. En la Figura 4.5 se muestran los perfiles de presión dentro del PHE al cambiar las dimensiones de las placas.

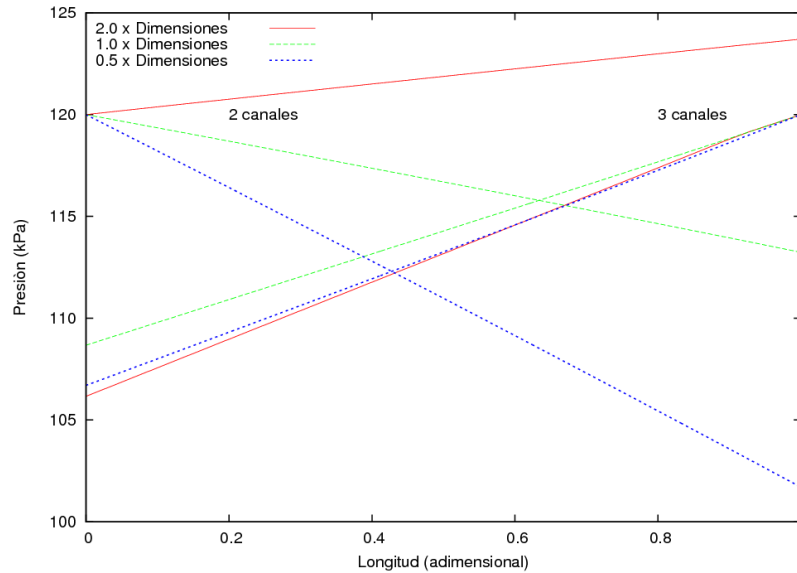


Figura 4.5. Perfiles de presión con diferentes dimensiones de placa.

4.2.2. Efectos con diferentes números de placas

Se realizaron pruebas con el código numérico para conocer los efectos que se producen en las diferentes variables al incrementar el número de placas en el PHE. En la Tabla 4.5 se muestran algunos resultados obtenidos y se marco con un asterisco el caso con el número de canales elegido originalmente.

NC	$\Delta\bar{P}_c$ (kPa)	$\Delta\bar{P}_h$ (kPa)	$\bar{\alpha}_c$ ($\frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C}$)	$\bar{\alpha}_h$ ($\frac{kW}{m^2 \cdot ^\circ C}$)	Q_c (kW)	Q_h (kW)	η (%)
9	7.63	-1.83	22.56	28.12	24.05	24.30	98.96
7	8.92	0.53	26.93	35.38	22.86	23.18	98.62
5*	11.33	6.77	33.83	48.89	20.99	21.42	97.98

Tabla 4.5. Comparación de resultados con diferentes números de canales.

En los datos mostrados en la Tabla 4.5 se puede ver que conforme se va aumentando el número de placas, el flujo de calor también aumenta al igual que la eficiencia del intercambiador, esto debido a que se cuenta con una mayor área de transferencia y ya que el flujo se divide entre un mayor número de canales, provoca que la velocidad de flujo en cada canal sea menor y se reduzca la caída de presión.

En la Figura 4.6 se muestra los cambios en los perfiles de temperatura dentro del PHE al aumentar el número de canales, se puede ver que las diferencias entre cada caso son menores en comparación a cuando se varían las dimensiones de las placas.

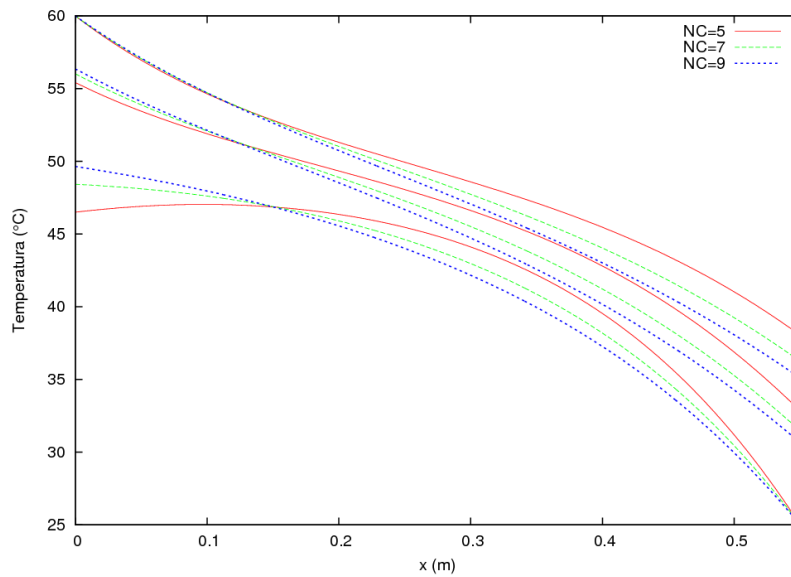


Figura 4.6. Perfiles de temperatura con diferentes números de canales.

En la Figura 4.7 se muestra como se modifica la caída de presión al aumentar el número canales, se aprecia como en el caso de NC=9 al dividirse el flujo en un mayor número de canales la velocidad de flujo se reduce por lo cual las pérdidas por rozamiento son menores al aumento de la presión hidrostática debida a su energía potencial.

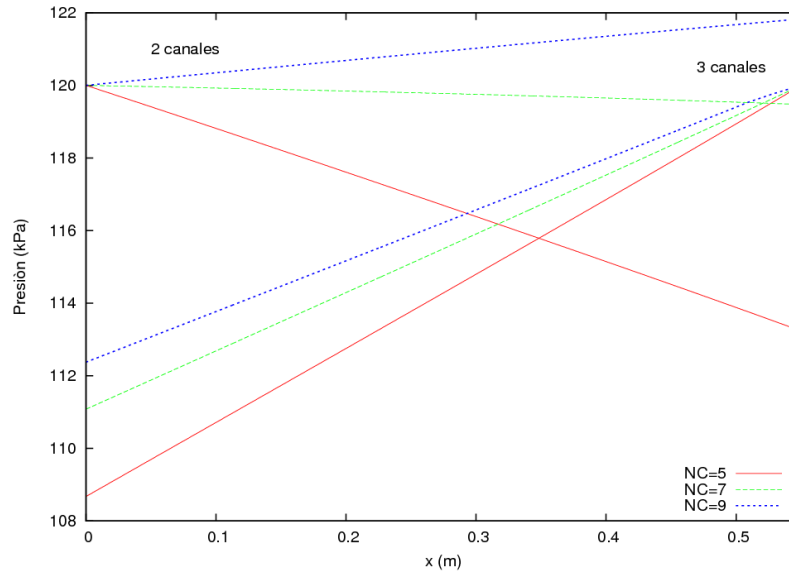


Figura 4.7. Caída de presión con diferentes números de canales.

4.2.3. Efectos de diferentes valores de ϕ

Al cambiar el valor de ϕ que es la relación de incremento de área real con respecto al área proyectada el cual se describe en la Sección 1.2.1 se modifican variables como el número de Reynolds y el factor de fricción dentro del intercambiador, ya que este tiene un valor que cambia dependiendo del fabricante de las placas y las aplicaciones para las que se requiere un PHE. Se realizaron algunas pruebas con el código numérico para conocer los efectos de cambiar este parámetro. Para realizar estas pruebas se usaron las mismas condiciones de flujo presión y temperatura que se emplearon para determinar los parámetros numéricos así como la misma configuración. En la Tabla 4.6 se muestran algunos resultados obtenidos con diferentes valores ϕ y se marca con asterisco el caso que se toma como referencia.

ϕ	$\Delta \bar{P}_c$ (kPa)	$\Delta \bar{P}_h$ (kPa)	$\bar{\alpha}_c$ $(\frac{kW}{m^2 \cdot C})$	$\bar{\alpha}_h$ $(\frac{kW}{m^2 \cdot C})$	Q_c (kW)	Q_h (kW)	η (%)
1.40	12.71	9.58	32.38	46.70	21.04	21.48	97.95
1.29*	11.33	6.77	33.83	48.89	20.99	21.42	97.98
1.20	9.55	3.15	35.17	50.90	20.93	21.35	98.01

Tabla 4.6. Comparación de resultados con diferentes valores de ϕ .

Se puede ver en los resultados que las variaciones en el valor de ϕ no alteran demasiado las temperaturas de salida ni el calor transferido o la eficiencia, pero es distinto para la caída de presión ya que esta tiene un aumento debido a que

el diámetro hidráulico es inversamente proporcional al valor de ϕ . En la Figura 4.8 se muestra los cambios en la caída de presión con respecto al aumento del valor de ϕ .

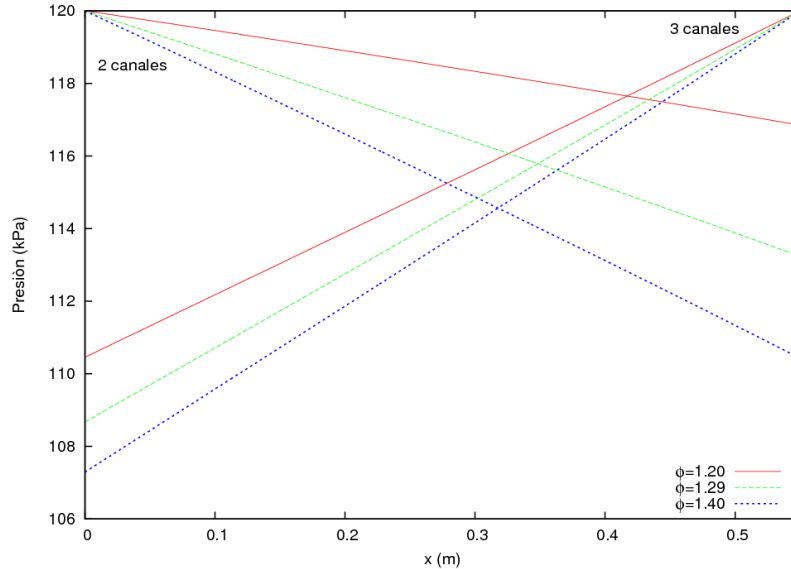


Figura 4.8. Caída de presión con diferentes valores de ϕ .

4.3. Comparación con datos experimentales

Se realizaron pruebas experimentales con diferentes condiciones de flujo en configuración contracorriente y equicorriente, se obtuvieron datos de temperatura y presión a la entrada y salida del PHE, se compararon los datos de salida en las pruebas experimentales con los datos que se obtuvieron en el código numérico con condiciones de entrada iguales a las experimentales. También con esta comparación de resultados se pueden ver los efectos en las temperaturas de salida, caída de presión y flujos de calor en el PHE que se presentan al funcionar con distintas condiciones de flujo y con configuraciones tanto contracorriente como equicorriente.

4.3.1. Pruebas en Contracorriente

Para las pruebas en contracorriente se compararon cuatro condiciones de flujo y temperatura distintas, las cuales ya fueron descritas en la sección 3.7.1. En la Tabla 4.7 se muestra la comparación de resultados obtenidos para esta configuración.

En la comparación de resultados se puede ver que los datos de salida que proporciona el código numérico tiene valores que difieren de los obtenidos experimentalmente en un $\pm 5\%$ aproximadamente para los flujos de calor y en un $\pm 4\%$ para la eficiencia. Estas diferencias son debidas a diversos factores como las consideraciones hechas para el desarrollo del código o las secciones del intercambiador donde se producen pérdidas que no fueron consideradas dentro del mismo código, así como la exactitud que presentan las correlaciones empleadas para el cálculo de los coeficientes de transferencia de calor y el error producto de los instrumentos de medición utilizados en las pruebas experimentales.

F_c (kg/min)	F_h	Q_c (kW)	Q'_c (kW)	Q_h (kW)	Q'_h (kW)	η (%)	η' ¹ (%)
14.84	21.32	24.66	26.04	26.54	26.65	92.95	97.69
± 0.01	± 0.42	± 0.29		± 0.92		± 3.40	
14.84	14.77	21.19	22.56	22.32	23.03	94.94	97.97
± 0.01	± 0.15	± 0.30		± 0.43		± 2.27	
14.89	5.38	11.20	11.78	11.53	11.88	97.06	99.19
± 0.01	± 0.06	± 0.29		± 0.16		± 2.89	
5.29	5.50	8.30	7.78	8.83	7.95	93.98	97.89
± 0.02	± 0.06	± 0.17		± 0.17		± 2.65	

Tabla 4.7. Comparación de resultados en pruebas contracorriente.

En los datos presentados en la Tabla 4.7 se puede notar que el flujo de calor disminuye cuando los flujos son menores ya que el valor de los coeficientes de transferencia de calor van disminuyendo. También podemos notar que a flujos altos la eficiencia es baja lo cual puede deberse a que al tener coeficientes de transferencia de calor más grandes y aumentar el flujo de calor también las pérdidas al ambiente aumentan; para el último caso la eficiencia también se reduce pero en este caso se debe a que los mismos coeficientes de transferencia se reducen lo cual no favorece el flujo de calor.

En la Figura 4.9 se muestra la comparación de temperaturas de salida medidas durante las pruebas experimentales con las que se obtienen del código numérico, del lado izquierdo se encuentran las correspondientes al flujo de agua que entra a menor temperatura F_c y del lado derecho las temperaturas de salida del agua que entra a mayor temperatura F_h , cada temperatura corresponde a condiciones de flujo distintas en el orden mostrado en la Tabla 4.7. El error medio obtenido fue de $\pm 1.08^\circ\text{C}$.

En la Figura 4.10 se muestra las diferencias entre los flujos de calor calculados con los datos experimentales y los obtenidos numéricamente, las líneas punteadas marcan el límite de $\pm 5\%$.

¹La notación X' denota los resultados obtenidos con el código numérico.

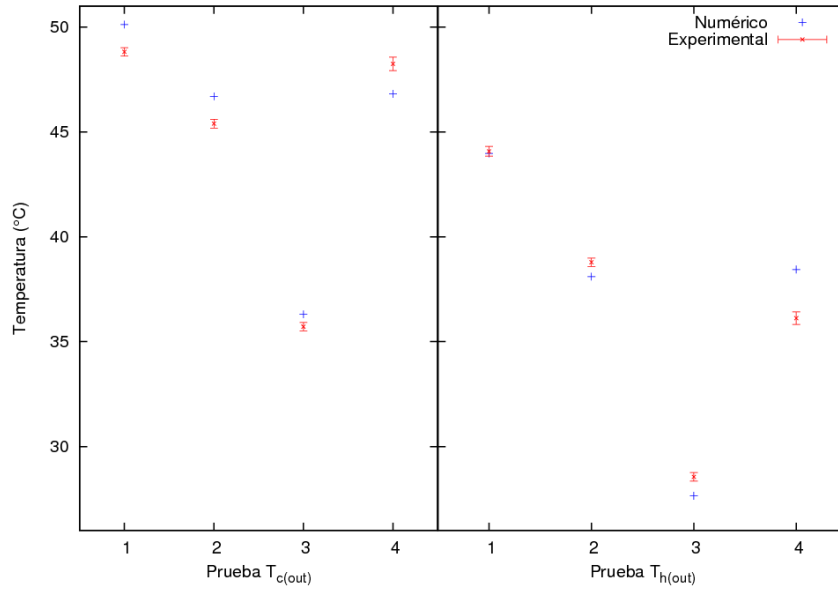


Figura 4.9. Comparación de temperaturas de salida en contracorriente.

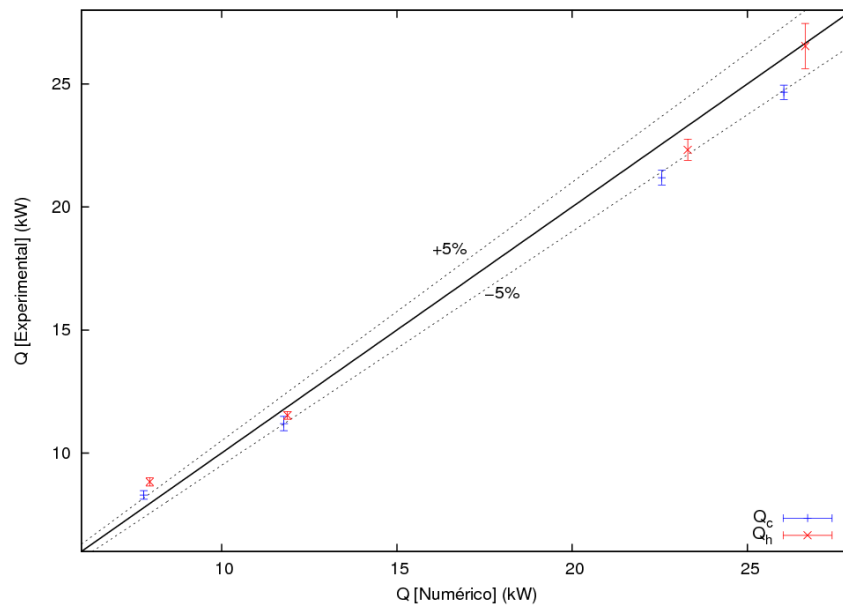


Figura 4.10. Comparación de flujos de calor en contracorriente.

4.3.2. Pruebas en Equicorriente

En las pruebas en equicorriente se compararon condiciones de flujo similares a las de contracorriente, en la Tabla 4.8 se muestran los resultados obtenidos. Se puede ver en los resultados obtenidos que el flujo de calor en la configu-

F_c (kg/min)	F_h	Q_c (kW)	Q'_c (kW)	Q_h (kW)	Q'_h (kW)	η (%)	η' (%)
14.74	21.83	20.46	23.24	22.01	23.24	92.97	99.97
± 0.01	± 0.14	± 0.55		± 1.00		± 4.90	
14.82	14.48	17.45	18.93	18.02	18.93	96.83	99.99
± 0.02	± 0.15	± 0.55		± 0.57		± 4.32	
14.86	5.52	9.75	10.14	9.88	10.14	98.70	99.99
± 0.01	± 0.05	± 0.55		± 0.22		± 5.99	
5.17	5.66	6.32	6.73	6.69	6.73	94.49	99.98
± 0.01	± 0.05	± 0.19		± 0.22		± 4.22	

Tabla 4.8. Comparación de resultados en pruebas equicorriente.

ración equicorriente es menor comparado con la configuración contracorriente, principalmente porque la diferencia de temperaturas entre los flujos másicos va disminuyendo a lo largo del PHE y a la salida de este la diferencia es mínima pero sin que se lleguen a cruzar las temperaturas, en el caso contracorriente la diferencia es mayor ya que cada temperatura de salida se va aproximando a la temperatura de entrada del flujo contrario, esto también permite que la temperaturas de salida del agua que entra a menor temperatura sea mayor a la temperatura de salida de la que originalmente entra mas caliente.

En la Figura 4.11 se muestra la comparación de las temperaturas de salida medidas durante las pruebas experimentales con las que se obtienen del código numérico, del lado izquierdo se encuentran las correspondientes al flujo de agua que entra a menor temperatura F_c y del lado derecho las temperaturas de salida del agua que entra a mayor temperatura F_h , cada temperatura corresponde a condiciones de flujo distintas en el orden mostrado en la Tabla 4.8. El error medio obtenido fue de $\pm 1.02^\circ\text{C}$.

En la Figura 4.12 se muestra la diferencia entre los flujos de calor calculados con los datos experimentales y los obtenidos numéricamente, se puede apreciar que al igual que en las pruebas en contracorriente las diferencias son de aproximadamente un 5% en la mayoría de los casos, estas diferencias entre los resultados obtenidos numérica y experimentalmente pueden deberse a pérdidas de calor en las pruebas experimentales, ya que como se ve en los resultados de de la Tabla 4.8 la eficiencia obtenida numéricamente es prácticamente igual a la unidad lo cual indica que el calor se transfiere de forma ideal entre ambos flujos sin pérdidas de calor.

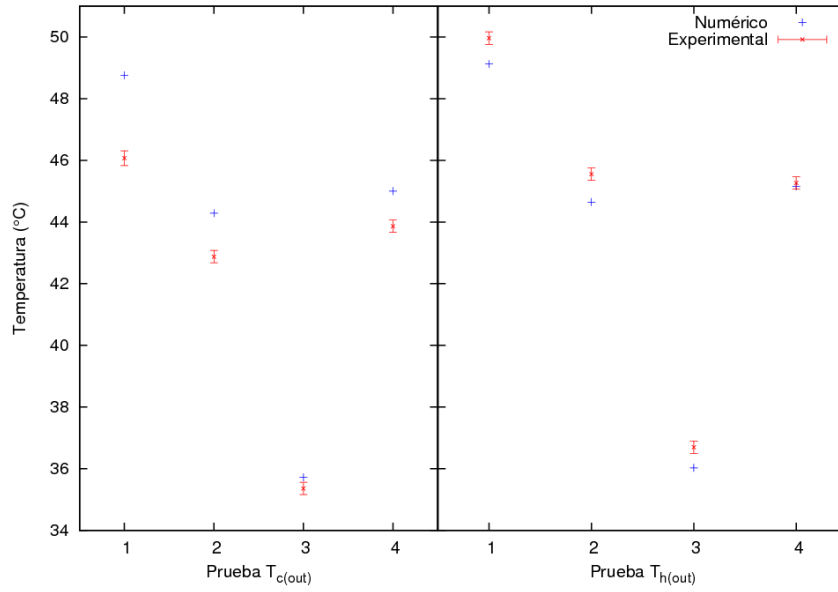


Figura 4.11. Comparación de temperaturas de salida en equicorriente.

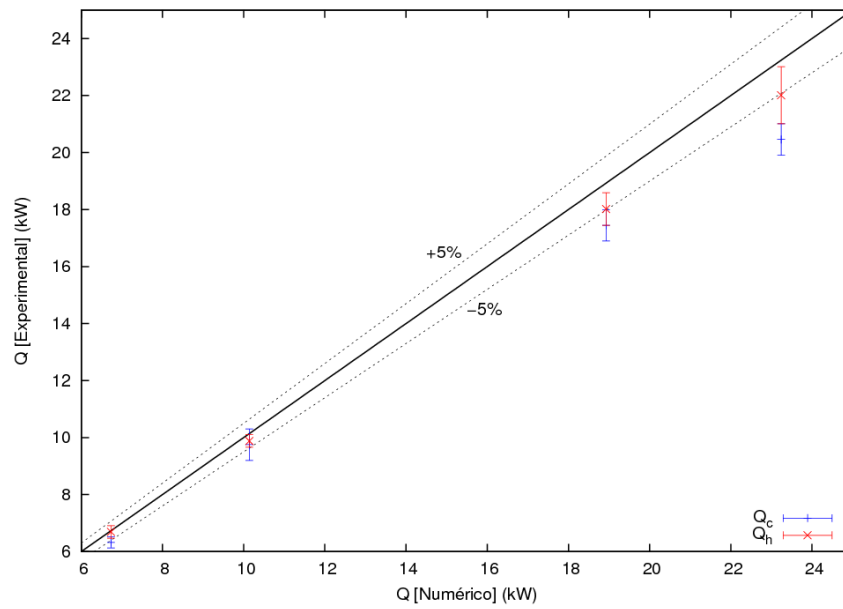


Figura 4.12. Comparación de flujos de calor en equicorriente.

4.3.3. Caída de Presión

Se compararon los datos de presión obtenidos experimentalmente con los resultados obtenidos del código numérico, se obtuvieron datos para dos y tres canales a diferentes condiciones de flujo.

En la Figura 4.13 se muestran las curvas obtenidas para ambos casos, el caso en el que se midió la caída de presión en solo dos canales se utilizó la configuración en contracorriente y para el de tres canales la configuración en equicorriente, como condiciones de entrada para cada caso en el código numérico se emplearon las que fueron medidas experimentalmente y que se mencionan en la Sección 3.7.3.

Para realizar la comparación de resultados se agregó a los datos obtenidos numéricamente la caída de presión en los accesorios que se encuentran a la entrada y a la salida de las placas como contracciones y expansiones bruscas, boquillas, conectores y los puertos de entrada de las placas, la ecuaciones para el calcular la caída de presión en los accesorios se muestran en el Apéndice B.4.

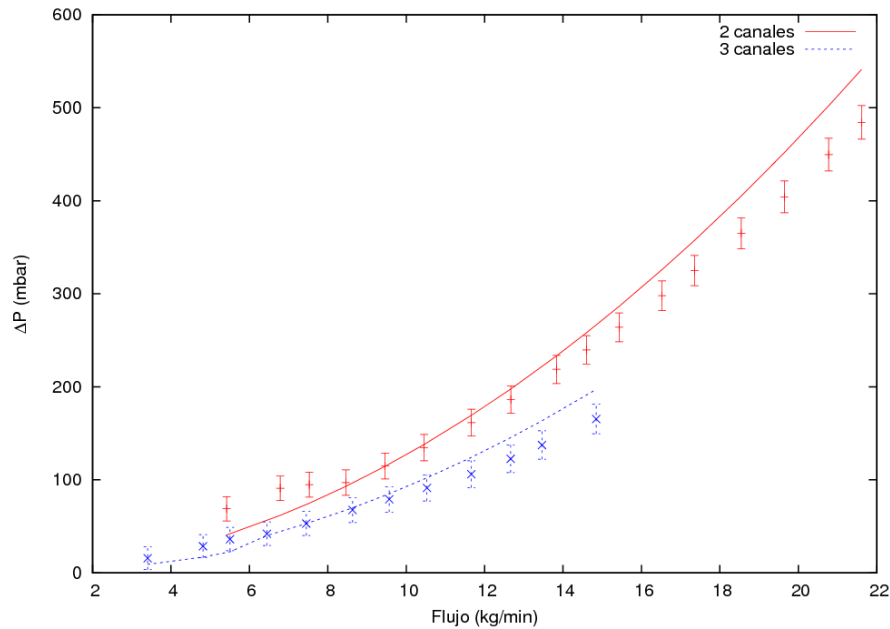


Figura 4.13. Comparación de caída de presión

Se puede ver que la caída de presión es mayor para el caso en que el flujo circula solo en dos canales, esto porque el flujo principal se divide solo en dos, lo que hace que la velocidad de flujo en cada canal sea mayor y aumente el

factor de fricción; en ambos casos la caída de presión aumenta al incrementarse el flujo. Se presentan diferencias entre los resultados numéricos y experimentales al inicio con flujos pequeños y se ajustan mejor para flujos de alrededor de 9 kg/min llegando hasta los 15 kg/min donde las diferencias se incrementan y las curvas empiezan a separarse, la diferencia en promedio para ambos casos es menor a un $\pm 15\%$.

Conclusiones y Trabajo Futuro

En este trabajo se desarrolló un algoritmo y un código numérico para la simulación y análisis de los fenómenos de transferencia de calor y caída de presión que ocurren dentro de un intercambiador de calor de placas, este código numérico fue validado mediante pruebas experimentales que fueron realizadas en el CIE-UNAM donde se ensambló e instrumentó un PHE para comprobar su funcionamiento con agua en ambos lados del intercambiador y posteriormente se acopló a un sistema de refrigeración por absorción donde funciona como evaporador, los resultados obtenidos tanto numérica como experimentalmente fueron contrastados y analizados.

Previo al desarrollo del algoritmo y código numérico se realizó una revisión bibliográfica para conocer el estado actual de la tecnología de este tipo de intercambiadores y se encontró que hoy en día el tipo mas común de placas empleadas para ensamblar estos equipos es el conocido como 'chevron' para el cual se ha estandarizado las características geométricas; también se ha encontrado un número limitado de correlaciones empíricas para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción las cuales son de gran importancia en el desarrollo de este trabajo.

El algoritmo y código numérico desarrollado resuelve mediante el método de volúmenes de control las ecuaciones de conservación de masa, balance de cantidad de movimiento y balance de energía para ambos fluidos y resuelve la ecuación de la ley de Fourier para la conducción de calor en las placas entre cada fluido así como en la caso de las pérdidas hacia el ambiente; este código fue desarrollado de forma general para poder se utilizado con las distintas configuraciones que puede tener un PHE así como considerar distintos tipos de fluidos y casos en los que se presentan cambios de fase empleando las correlaciones para el cálculo de coeficientes de transferencia de calor y factor de fricción que sean adecuados para cada caso.

Durante las pruebas experimentales se midieron temperaturas tanto de entrada como de salida, la presión en ambos lados del intercambiador y los flujos

CONCLUSIONES

másicos de agua, con los datos obtenidos fue posible realizar un análisis del funcionamiento del intercambiador y conocer las variaciones en los flujos de calor y la eficiencia que se presentan al variar las condiciones de entrada. Una vez realizadas dichas pruebas con el PHE fue instalado como evaporador en un sistema de refrigeración por absorción en el cual se encuentra funcionando actualmente para la producción de agua fría evaporando amoníaco.

Al comparar los datos obtenidos experimentalmente y los obtenidos mediante el código numérico utilizando agua en ambos lados del intercambiador se comprobó que el funcionamiento de este fuera según lo esperado de forma cualitativa al observar los perfiles de temperatura y de caída de presión y de forma cuantitativa al obtener las diferencias en porcentaje entre los datos medidos y lo calculados numéricamente, siendo estas menores al $\pm 5\%$ para los flujos de calor y eficiencia, y en el caso de la caída de presión cercanas al $\pm 15\%$, utilizando un rango de flujos másicos de entre 5 y 20 kg/min, con diferencias de temperatura entre los flujos de hasta 35 °C.

Como trabajo pendiente después del desarrollo de este trabajo de tesis se propone una revisión del código numérico para optimizarlo para ser empleado de forma sencilla en distintos casos o configuraciones de intercambiadores de calor de placas. También se propone agregar las correlaciones necesarias para simular casos con cambio de fase en amoníaco y hacer las pruebas experimentales necesarias para validarlo en el sistema de refrigeración por absorción en el que ya se encuentra instalado actualmente el PHE.

Bibliografía

- [1] S. Kakac y H. Liu. *Heat Exchangers: Selection, Rating and Thermal Design*. CRC Press, 1991.
- [2] L. Wang, B. Suden, y R. M. Manglik. *Plate Heat Exchangers: Design, applications and performance*. WIT Press, 2007.
- [3] Zahid H. Ayub. Plate heat exchanger literature survey and new heat transfer and pressure drop correlations for refrigerant evaporators. *Heat Transfer Engineering*, 24(5):3–16, 2003.
- [4] T. F. Lin y Y. Y. Yan. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-134 in a plate heat exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 121:118–127, 1999.
- [5] Comeval. Catalogo de intercambiadores de calor placas estandar. <http://www.comeval.es/>.
- [6] Muley A. y R. M. Manglik. Experimental study of turbulent flow heat transfer and pressure drop in a plate heat exchanger with chevron plates. *Journal of Heat Transfer*, 121:110–117, 1999.
- [7] PHE de México. Presentación general de los intercambiadores de calor de placas. <http://www.phe.com.mx/>.
- [8] Jorge A. W. Gut y José M. Pinto. Modeling of plate heat exchangers with generalized configurations. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46:2571–2585, 2003.
- [9] Teresa B. Styrylska y Agnieszka A. Lechowska. Unified Wilson plot method for determining heat transfer correlations for heat exchangers. *ASME*, 125:752–756, 2003.
- [10] Y. Y. Hsieh y T. F. Lin. Evaporation heat transfer and pressure drop of refrigerant R-410A flow in a vertical plate heat exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 125:852–857, 2003.
- [11] Arima H., J. H. Kim, A. Okamoto, y Y. Ikegami. Local boiling heat transfer characteristics of ammonia in a vertical plate evaporator. *International Journal of Refrigeration*, 33(2):359–370, 2010.

CONCLUSIONES

- [12] A. Premoli, D. Di Francesco, y A. Prina. Una correlazione adimensionale per la determinazione della densit' di mezclas bifasicas. En *in: Congresso Nazionale, ATI - Trieste*, tomo XXV, pginas 17–26. 1971.
- [13] Suhas V. Patankar. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Taylor&Francis, 1980.
- [14] E. W. Lemmon, M. O. McLinden, y M. L. Huber. REFPROP version 7.0, 2002.
- [15] J. P. Holman. *Heat Transfer*. Mc Graw-Hill, 9th edición, 2002.
- [16] Claudio Mataix. *Mecnica de Fluidos y Máquinas Hidrulicas*. Ediciones del Castillo S. A., 2a edición, 1986.
- [17] E. Djordjevic y S. Kabelac. Flow boiling of R134a and ammonia in a plate heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 51:6235–6242, 2008.
- [18] O. García-Valladares, C.D. Perez-Segarra, y J. Rigola. Numerical simulation of double-pipe condensers and evaporators. *International Journal of Refrigeration*, 27:656–670, 2004.
- [19] B. Prabhakara Rao y Sarit K. Das. An experimental study on the influence of flow maldistribution on the pressure drop across a plate heat exchanger. *Journal of Fluids Engineering*, 126:680–690, 2004.
- [20] B. Bansal, H. Mller-Steinhagen, y X. D. Chen. Effect of suspended particles on crystallization fouling in plate heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, (119):568–574, 1997.
- [21] N. Srihari y Sarit K. Das. Experimental and theoretical analysis of transient response of plate heat exchangers in presence of nonuniform flow. *Journal of Heat Transfer*, 130, 2008.
- [22] Sarit K. Das, B. Spang, y W. Roetzel. Dynamic behavior of plate heat exchanger - experiments and modeling. *Journal of Heat Transfer*, 117:859–864, 1995.
- [23] B. Prabhakara Rao, Bengt Suden, y Sarit K. Das. An experimental and theoretical investigation of the effect of flow maldistribution on the thermal performance of plate heat exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 127:332–343, 2005.
- [24] Muley A., R. M. Manglik, y H. M. Metwally. Enhanced heat transfer characteristics of viscous liquid flows in a chevron plate heat exchanger. *Journal of Heat Transfer*, 121:1011–1017, 1999.
- [25] Sanjeev Jain, Aniruddha Joshi, y P. K. Bansal. A new approach to numerical simulation of small sized plate heat exchangers with chevron plates. *Journal of Heat Transfer*, 129:291–297, 2007.

- [26] Jorge A. W. Gut y José M. Pinto. Optimal configuration design for plate heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 47:4833–4848, 2004.
- [27] Dirk Sterner y Bengt Suden. Performance of plate heat exchangers for evaporation of ammonia. *Heat Transfer Engineering*, 27(5):45–55, 2006.
- [28] Francisco Táboas, Manel Vallès, Mahnoud Bourouis, y Alberto Coronas. Flow boiling heat transfer of ammonia/water mixture in a plate heat exchanger. *International Journal of Refrigeration*, 33:695–705, 2010.

CONCLUSIONES

Apéndice A

Discretización de ecuaciones

A.1. Ecuación de conservación de masa

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \rho dV = \frac{m - m^0}{\Delta t} \quad (\text{A.2})$$

$$\int_{SC} \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{m}|_i^{i+1} \quad (\text{A.3})$$

al sustituir obtenemos:

$$\dot{m}|_i^{i+1} + \frac{m - m^0}{\Delta t} = 0 \quad (\text{A.4})$$

con $m = V\rho_{tp}$

$$\dot{m}|_i^{i+1} + \frac{V(\rho_{tp} - \rho_{tp}^0)}{\Delta t} = 0 \quad (\text{A.5})$$

donde

$$\begin{aligned} \rho_{tp} &= \varepsilon_g \rho_g + (1 - \varepsilon_g) \rho_l \\ V &= S\Delta x \end{aligned}$$

A.2. Ecuación de balance de cantidad de movimiento

Solo se discretiza en la dirección de flujo, en este caso x .

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v_x \rho dV + \int_{SC} v_x \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = F_{sup,x} + F_{mas,x} \quad (\text{A.6})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} v_x \rho dV = \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t} \quad (\text{A.7})$$

$$\int_{SC} v_x \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = (\dot{m}_g v_g + \dot{m}_l v_l) \Big|_i^{i+1} \quad (\text{A.8})$$

donde

$$v_g = \frac{\dot{m}_g}{\rho_g S_g} = \frac{\dot{m} x_g}{\rho_g \varepsilon_g S} \quad x_g = \frac{\dot{m}_g}{\dot{m}}$$

$$v_l = \frac{\dot{m}_l}{\rho_l S_l} = \frac{\dot{m}(1 - x_g)}{\rho_l(1 - \varepsilon_g)S} \quad \varepsilon_g = \frac{S_g}{S}$$

sustituyendo v_g y v_l obtenemos

$$\int_{SC} v_x \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{m} \left(\frac{\dot{m} x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g S} + \frac{\dot{m}(1 - x_g)^2}{\rho_l(1 - \varepsilon_g)S} \right) \quad (\text{A.9})$$

Las fuerzas de masa y de superficie son

$$F_{sup,x} = -(P_{i+1} - P_i)S - \tau_w A \quad (\text{A.10})$$

$$F_{mas,x} = -mg \sin \theta \quad (\text{A.11})$$

$$\Delta x \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t} + \frac{\dot{m}^2}{S} \left(\frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1 - x_g)^2}{\rho_l(1 - \varepsilon_g)} \right) \Big|_i^{i+1} = (P_i - P_{i+1})S - \tau_w A - mg \sin \theta \quad (\text{A.12})$$

Despejando P_{i+1} obtenemos

$$P_{i+1} = P_i - \frac{1}{S} \left[\tau_w A + mg \sin \theta + \Delta x \frac{\bar{m} - \bar{m}^0}{\Delta t} + \frac{\dot{m}^2}{S} \left(\frac{x_g^2}{\rho_g \varepsilon_g} + \frac{(1 - x_g)^2}{\rho_l(1 - \varepsilon_g)} \right) \Big|_i^{i+1} \right] \quad (\text{A.13})$$

donde $\tau_w = f \frac{\rho v^2}{2}$

A.3. Ecuación de balance de energía

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \left(e - \frac{P}{\rho} \right) \rho dV + \int_{SC} e \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{q} - \dot{w}_s \quad (\text{A.14})$$

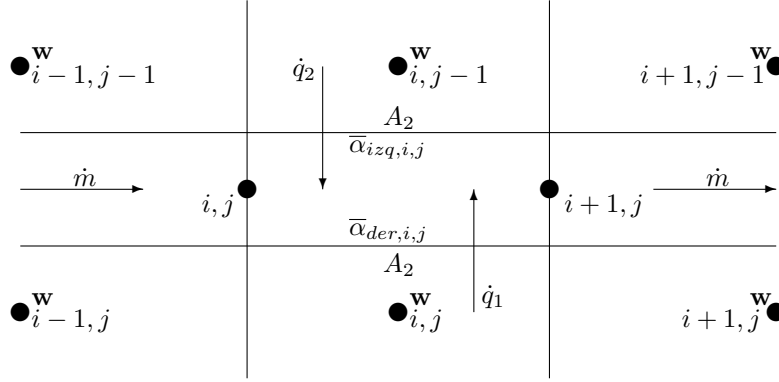
donde $e = h + e_c + e_p$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} (e - P) \rho dV = \frac{me - VP}{\Delta t} - \frac{m^0 e^0 - VP^0}{\Delta t} \quad (\text{A.15})$$

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} (e - P) \rho dV = \frac{V}{\Delta t} \left[(\bar{\rho}_{tp} \bar{e} - \bar{P}) - (\bar{\rho}_{tp}^0 \bar{e}^0 - \bar{P}^0) \right] \quad (\text{A.16})$$

$$\int_{SC} e \rho \vec{v} \cdot d\vec{S} = \dot{m} e \Big|_i^{i+1} \quad (\text{A.17})$$

Considerando que existe flujo de calor en ambas placas



$$\dot{q} = \dot{q}_1 + \dot{q}_2 \quad (\text{A.18})$$

$$\dot{q} = \bar{\alpha}_{der,i,j} [T_{w_{i,j}} - \bar{T}_{i,j}] A_2 + \bar{\alpha}_{izq,i,j} [T_{w_{i,j-1}} - \bar{T}_{i,j}] A_2 \quad (\text{A.19})$$

donde

$$\bar{T}_{i,j} = \frac{T_{i,j} + T_{i+1,j}}{2}$$

Como no existe trabajo de flecha

$$\dot{w}_s = 0 \quad (\text{A.20})$$

Ahora tenemos la ecuación de balance de energía de la siguiente forma.

$$\frac{V}{\Delta t} [(\bar{\rho}_{tp} \bar{e} - \bar{P}) - (\bar{\rho}_{tp}^0 \bar{e}^0 - \bar{P}^0)] + \dot{m} e|_i^{i+1} - \dot{q} = 0 \quad (\text{A.21})$$

Para obtener una ecuación para la entalpía tenemos que multiplicar la ecuación de conservación de masa (A.5) por la entalpía \bar{h} y restarla a la ecuación de balance de energía (A.21).

$$\frac{V}{\Delta t} [(\bar{\rho}_{tp} \bar{e} - \bar{P}) - (\bar{\rho}_{tp}^0 \bar{e}^0 - \bar{P}^0)] + \dot{m} e|_i^{i+1} - \dot{q} - \dot{m}|_i^{i+1} \bar{h} - \frac{V(\rho_{tp} - \rho_{tp}^0)}{\Delta t} \bar{h} = 0 \quad (\text{A.22})$$

Ahora reagrupamos la ecuación por tipos de energía, h , e_c y e_p .

Entalpía

$$\begin{aligned} & \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp} \bar{h} - \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 \bar{h}^0 + \dot{m} h|_i^{i+1} - \dot{m}|_i^{i+1} \bar{h} - \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp} \bar{h} + \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 \bar{h} \\ & - \frac{1}{2} \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 (h_{i+1}^0 + h_i^0) + (\dot{m} h)_{i+1} - (\dot{m} h)_i \\ & - (\dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i) \frac{1}{2} (h_{i+1} - h_i) + \frac{1}{2} \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 (h_{i+1} - h_i) \end{aligned}$$

Agrupamos los términos que contienen h_{i+1}

$$\frac{1}{2}h_{i+1}(\dot{m}_{i+1} + \dot{m}_i + \frac{V}{\Delta t}\bar{\rho}_{tp}^0) - \frac{1}{2}(\dot{m}h)_i - \frac{1}{2}\dot{m}_{i+1}h_i - \frac{1}{2}\frac{V}{\Delta t}\bar{\rho}_{tp}^0 [(h_{i+1}^0 + h_i^0) - h_i] \quad (\text{A.23})$$

Energía cinética

$$\frac{V}{\Delta t}(\bar{\rho}_{tp}\bar{e}_c - \bar{\rho}_{tp}^0\bar{e}_c^0) + \dot{m}e_c|_i^{i+1}$$

donde

$$e_c = \frac{1}{2}v^2 \quad y \quad v = v_g x_g + v_l(1 - x_g)$$

$$\bar{e}_c = \frac{1}{2}\left(\frac{v_{i+1} + v_i}{2}\right)^2 \approx \frac{1}{2}\left(\frac{v_{i+1}^2}{2} + \frac{v_i^2}{2}\right)$$

para variaciones pequeñas de velocidad.

$$\frac{1}{2}\frac{V}{\Delta t}\left[\bar{\rho}_{tp}\left(\frac{v_{i+1} + v_i}{2}\right)^2 - \bar{\rho}_{tp}^0\left(\frac{v_{i+1}^0 + v_i^0}{2}\right)^2\right] + \frac{1}{2}\dot{m}_{i+1}v_{i+1}^2 - \frac{1}{2}\dot{m}_i v_i^2 \quad (\text{A.24})$$

Energía potencial

$$\frac{V}{\Delta t}[\bar{\rho}_{tp}\bar{e}_p - \bar{\rho}_{tp}^0\bar{e}_p^0] + \dot{m}e_p|_i^{i+1} \quad (\text{A.25})$$

Para un mismo punto la energía potencial no varía con el tiempo.

$$\bar{e}_p = \bar{e}_p^0 \quad (\text{A.26})$$

$$\bar{e}_p \left[\frac{V}{\Delta t}(\bar{\rho}_{tp} - \bar{\rho}_{tp}^0) \right] + \dot{m}e_p|_i^{i+1} \quad (\text{A.27})$$

De acuerdo con la ecuación de conservación de masa $\frac{V}{\Delta t}(\bar{\rho}_{tp} - \bar{\rho}_{tp}^0) = -\dot{m}|_i^{i+1}$

$$-\dot{m}|_i^{i+1}\bar{e}_p + \dot{m}e_p|_i^{i+1} \quad (\text{A.28})$$

$$-(\dot{m}_{i+1} - \dot{m}_i)\frac{1}{2}(e_{p_{i+1}} + e_{p_i}) + \dot{m}_{i+1}e_{p_{i+1}} - \dot{m}_i e_{p_i} \quad (\text{A.29})$$

$$\frac{1}{2}\dot{m}_{i+1}(e_{p_{i+1}} - e_{p_i}) + \frac{1}{2}\dot{m}_i(e_{p_{i+1}} - e_{p_i}) \quad (\text{A.30})$$

como $e_{p_{i+1}} - e_{p_i} = g\Delta x \sin \theta$

$$\frac{1}{2}\dot{m}_{i+1}g\Delta x \sin \theta + \frac{1}{2}\dot{m}_i g\Delta x \sin \theta \quad (\text{A.31})$$

Agrupamos los términos restantes de la ecuación de balance de energía de la siguiente manera

$$\frac{1}{2}\frac{V}{\Delta t}[(P_{i+1} + P_i) - (P_{i+1}^0 + P_i^0)] - \dot{q} \quad (\text{A.32})$$

Finalmente al juntar las ecuaciones (A.23), (A.24), (A.31), (A.32), reagrupando los términos que contienen $\frac{1}{2}\frac{V}{\Delta t}$, $\frac{1}{2}\dot{m}_{i+1}$, $\frac{1}{2}\dot{m}_i$ y multiplicando por 2 obtenemos

$$h_{i+1} \left(\dot{m}_{i+1} + \dot{m}_i + \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0 \right) = \frac{V}{\Delta t} (A + B + C) + \dot{m}_{i+1} D + \dot{m}_i E + 2\dot{q} \quad (\text{A.33})$$

donde

$$A = \bar{\rho}_{tp}^0 [(h_{i+1}^0 + h_i^0) - h_i] \quad (\text{A.34})$$

$$B = \bar{\rho}_{tp} \left(\frac{v_{i+1} + v_i}{2} \right)^2 - \bar{\rho}_{tp}^0 \left(\frac{v_{i+1}^0 + v_i^0}{2} \right)^2 \quad (\text{A.35})$$

$$C = (P_{i+1} + P_i) - (P_{i+1}^0 + P_i^0) \quad (\text{A.36})$$

$$D = h_i - v_{i+1}^2 - g\Delta x \sin \theta \quad (\text{A.37})$$

$$E = h_i + v_i^2 - g\Delta x \sin \theta \quad (\text{A.38})$$

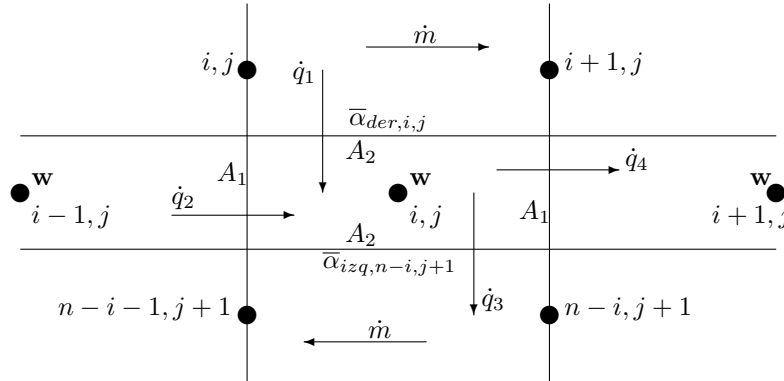
despejando h_{i+1}

$$h_{i+1} = \frac{\frac{V}{\Delta t} (A + B + C) + \dot{m}_{i+1} D + \dot{m}_i E + 2\dot{q}}{(\dot{m}_{i+1} + \dot{m}_i + \frac{V}{\Delta t} \bar{\rho}_{tp}^0)} \quad (\text{A.39})$$

A.4. Ley de Fourier

Las ecuaciones y discretización que se presentan a continuación corresponden la parte intermedia de las placas y es un ejemplo del procedimiento utilizado; para los casos de los extremos, el aislamiento y la caras del intercambiador que transfieren calor al ambiente, se tomaron en cuenta otras consideraciones y las ecuaciones obtenidas de la discretización son distintas.

Se realizó un balance de energía tomando en cuenta el calor que se conduce a lo largo de las placas así como los calores ganados y cedidos a los fluidos.



$$\begin{aligned}
 \dot{q}_1 + \dot{q}_2 - \dot{q}_3 - \dot{q}_4 &= \frac{\rho C \Delta x A_1}{\Delta t} (T w_{i,j} - T w_{i,j}^0) \\
 \bar{\alpha}_{der,i,j} A_2 (\bar{T}_{i,j} - T w_{i,j}) &+ \frac{\bar{\lambda}_{i-1,j}}{\Delta x} A_1 (T w_{i-1,j} - T w_{i,j}) \\
 - \bar{\alpha}_{izq,n-i,j+1} A_2 (T w_{i,j} - \bar{T}_{n-i,j+1}) &- \frac{\bar{\lambda}_{i,j}}{\Delta x} A_1 (T w_{i,j} - T w_{i+1,j}) \\
 &= \frac{\rho C \Delta x A_1}{\Delta t} (T w_{i,j} - T w_{i,j}^0)
 \end{aligned}$$

donde

$$\bar{T}_{i,j} = \frac{T_{i,j} + T_{i+1,j}}{2} \quad y \quad \bar{T}_{n-i,j+1} = \frac{T_{n-i-1,j+1} + T_{n-i,j+1}}{2}$$

Reorganizando los términos para aplicar el TDMA obtenemos.

$$a = (\bar{\alpha}_{der,i,j} + \bar{\alpha}_{izq,n-i,j+1}) A_2 + (\bar{\lambda}_{i-1,j} + \bar{\lambda}_{i,j}) \frac{A_1}{\Delta x} + \frac{\rho C \Delta x A_1}{\Delta t} \quad (\text{A.40})$$

$$b = \frac{\bar{\lambda}_{i-1,j}}{\Delta x} A_1 \quad (\text{A.41})$$

$$c = \frac{\bar{\lambda}_{i,j}}{\Delta x} A_1 \quad (\text{A.42})$$

$$d = \bar{\alpha}_{der,i,j} A_2 \bar{T}_{i,j} + \bar{\alpha}_{izq,n-i,j+1} A_2 \bar{T}_{n-i,j+1} + \frac{\rho C \Delta x A_1}{\Delta t} T w_{i,j}^0 \quad (\text{A.43})$$

A.5. Método TDMA

Con el algoritmo de Thomas o mejor conocido como TDMA (Por sus siglas en inglés: TriDiagonal-Matrix Algorithm) se pueden resolver sistemas de ecuaciones del tipo tri-diagonal como el siguiente.

$$\begin{bmatrix} b_1 & c_1 & & & 0 \\ a_2 & b_2 & c_2 & & \\ & a_3 & b_3 & \ddots & \\ & & \ddots & \ddots & c_{n-1} \\ 0 & & & a_n & b_n \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ \vdots \\ x_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{bmatrix}$$

También se puede representar de la siguiente manera.

$$a_i x_i + b_i x_{i+1} + c_i x_{i-1} = d_i \quad (\text{A.44})$$

En la ecuación el subíndice i indica el número de nodo, siendo 1 y n las fronteras, se puede notar la relación que existe entre la variable del nodo actual y sus vecinos, en el coeficiente d se agruparan términos de la transferencia de calor por convección entre las placas y los fluidos.

La solución por medio del algoritmo de Thomas es de la siguiente manera:

Calcular los valores de P_i y Q_i desde $i = 1$ hasta $i = n$.

$$P_i = \frac{b_i}{a_i - c_i P_{i-1}} \quad (\text{A.45})$$

$$Q_i = \frac{d_i + c_i Q_{i-1}}{a_i - c_i P_{i-1}} \quad (\text{A.46})$$

Ya que para los nodos 1 y n los valores de c y b son cero respectivamente.

$$\begin{aligned} P_1 &= \frac{b_1}{a_1} & \text{y} & & Q_1 &= \frac{d_1}{a_1} \\ P_n &= 0 & \therefore & & x_n &= Q_n \end{aligned}$$

Una vez obtenidos los valores de P_i y Q_i se calcula x_i partiendo desde $i = n$ hasta $i = 1$.

$$x_i = P_i x_{i+1} + Q_i \quad (\text{A.47})$$

Apéndice B

Correlaciones empíricas

B.1. Coeficiente de transferencia de calor

B.1.1. Correlación de Yan y Lin

La correlación de Lin y Yan[4] es empleada para los casos en que el número de Reynolds es menor a 600 en flujo monofásico de agua.

$$\alpha = 0.2092 \left(\frac{\lambda}{D_h} \right) Re^{0.78} Pr^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

donde α esta dado en $W/m^2 \circ C$

B.1.2. Correlación de Muley y Manglik

Esta correlación propuesta por Muley y Manglik[6] se utiliza cuando el número de Reynolds es mayor o igual a 600 en flujo monofásico de agua.

$$\begin{aligned} Nu = & [0.2668 - 0.006967(90 - \beta) + 7.244 \times 10^{-5}(90 - \beta)^2] \\ & \times [20.78 - 50.94\phi + 41.16\phi^2 - 10.51\phi^3] \\ & \times Re^a Pr^{1/3} (\mu/\mu_w)^{0.14} \end{aligned}$$

$$\alpha = \frac{\lambda Nu}{l}$$

donde

$$a = 0.728 + 0.0543 \sin[(\pi(90 - \beta)/45) + 3.7]$$

B.1.3. Correlación de Zahid

La correlación de Zahid[3] es propuesta para calcular el coeficiente de transferencia de calor por convección en flujos con cambio de fase de amoniaco.

$$\alpha_{tp} = C(\lambda_l/D_h)[Re_l^2 h_{fg}/L]^{0.4124} (P/P_{cr})^{0.12} (65/\beta)^{0.35}$$

donde

C=0.1121 para inundados y termosifón
y C=0.0675 para expansión directa.

Esta correlación es dimensional y los valores de λ , D_h , h_{fg} y L , deben ser introducidos en Btu/hr-°F, ft, Btu/lb y ft respectivamente.

B.2. Fracción Volumétrica de Vapor

B.2.1. Correlación de Premoli

La fracción volumétrica de vapor es calculada mediante la correlación propuesta por Premoli[12].

$$\varepsilon_g = \frac{1}{1 + \left(\frac{1-x_g}{x_g}\right) \left(\frac{\rho_g}{\rho_l}\right) S}$$

donde S se calcula de la siguiente manera

$$S = 1 + F_1 \sqrt{\frac{y}{1 + yF_2} - yF_2}$$

con

$$F_1 = 1.578 Re_l^{-0.19} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{0.22} \quad y \quad F_2 = 0.0273 We_l Re_l^{-0.51} \left(\frac{\rho_l}{\rho_g}\right)^{-0.08}$$

B.3. Factor de Fricción

B.3.1. Ecuación de Poiseuille

La ecuación de Poiseuille[16] se emplea cuando el número de Reynolds es menor a 600 (flujo laminar).

$$f = \frac{64}{Re}$$

B.3.2. Correlación de Muley

La correlación propuesta por Muley[6] se emplea en los casos que el número de Reynolds es mayor o igual a 600.

$$f = [2.917 - 0.1277(90 - \beta) + 2.016 \times 10^{-3}(90 - \beta)^2] \\ \times [5.474 - 19.02\phi + 18.93\phi^2 - 5.341\phi^3] \\ \times Re^a$$

donde

$$a = -(0.2 + 0.0577 \sin[\pi(90 - \beta)/45 + 2.1])$$

B.3.3. Correlación de Zahid

Para el cálculo del factor de fricción en flujos con cambio de fase de amoniaco se propone utilizar la correlación de Zahid[3].

$$f = (n/Re^m)(-1.89 + 6.56R - 3.69R^2)$$

para $(30 \leq \beta \leq 65)$

donde

$$\begin{array}{lll}
 R = (\beta/30) & & \\
 m = 0.137 & n = 2.99 & Re \leq 4000 \\
 m = 0.172 & n = 2.99 & 4000 < Re \leq 8000 \\
 m = 0.161 & n = 3.15 & 8000 < Re \leq 16000 \\
 m = 0.195 & n = 2.99 & Re > 16000
 \end{array}$$

B.4. Correlaciones Para Pérdidas de Calor y Caída de Presión en Accesorios

B.4.1. Convección natural en placa plana vertical de Churchill

Para el cálculo de coeficiente de transferencia de calor por convección natural el cual se presenta en las caras del intercambiador que transfieren calor al ambiente se utiliza la correlación de Churchill[15].

$$Nu^{1/2} = 0.825 + \frac{0.387Ra^{1/6}}{[1 - (0.492/Pr)^{9/16}]^{8/27}}$$

B.4.2. Caída de presión en los puertos de entrada

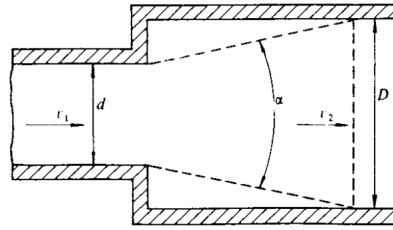
Para el cálculo del factor de fricción en los puertos de entrada de las placas se utiliza la siguiente ecuación presentada por Kakac[1].

$$\Delta P = 1.5N_p \frac{v_{port}^2}{2}$$

B.4.3. Caída de presión en ensanchamiento brusco

La caída de presión en contracción brusca se calcula según el método presentado por Mataix[16].

$$\Delta P = m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 \frac{v_1^2}{2g}$$



donde

$$m \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right]^2 = \zeta$$

α°	2.5	5	7.5	10	15	20	25	30
m	0.18	0.13	0.14	0.16	0.27	0.43	0.62	0.81

Si $\alpha = 180^\circ$ tomar $m=1$.

La caída de presión esta dada en metros de columna de agua.

B.4.4. Caída de presión en contracción brusca

En este caso se aplican las mismas ecuaciones que para los ensanchamientos pero el valor de ζ se obtiene de la siguiente gráfica presentada por Mataix[16].

