



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

ANÁLISIS DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA
BANCO DE ALETAS SEGMENTADAS Y LISAS

TESIS

Que para obtener el título de
LICENCIATURA EN INGENIERÍA MECÁNICA

PRESENTA

CELIS HERNÁNDEZ JOSUÉ HUMBERTO

DIRECTOR DE TESIS

MTRO. CERVANTES MARCELINO
LUIS MANUEL



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., Mayo 2018.



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Agradecimientos.

Tengo que agradecer académicamente.

- *A mi alma mater, que me vio crecer desde mi paso en la preparatoria No. 3 “Justo Sierra”, y mi paso por la facultad de Ingeniería.*
- *Dr. William Vicente y Rodríguez, mi mentor y sin lugar a duda su inmenso apoyo, su disposición y humildad para con sus alumnos, así mismo al Mtro. Luis Cervantes Marcelino por brindarme su tiempo, disposición y apoyo.*
- *A mis sinodales por brindarme su tiempo y disposición para formar parte de este trabajo.*

Y por último a mis padres José Luis Celis Haro y Cele Hernández Hernández por mostrarme su apoyo en todo momento, mostrarme sus muestras de cariño y afecto cuando más lo necesite a lo largo de mi vida académica y personal. Mis hermanos que han sido un claro ejemplo para mi vida.

"Serás tan grande como tus sueños y crecerás tanto como tus ganas de hacerlos realidad"

JURADO ASIGNADO:

Presidente: Dr. Vicente Borja Ramírez.

Secretario: Dr. William Vicente y Rodríguez.

Vocal: Mtro. Luis Manuel Cervantes Marcelino.

1^{er}. Suplente: M.C Edgar Isaac Ramírez Díaz.

2^d o. Suplente: Mtro. Osvaldo Ruiz Cervantes.

Lugar o lugares donde se realizó la tesis:

Instituto de Ingeniería UNAM

TUTOR DE TESIS:

Mtro. Luis Manuel Cervantes Marcelino.

FIRMA

Índice general.

1.- Introducción.

1.1 Justificación.....	12
1.2 La eficiencia energética como solución.....	14
1.3 Intercambiadores de calor.....	14
1.4 Intercambiadores de calor según su construcción	15
1.5 Intercambiadores de calor según su operación.....	19
1.6 Intercambiadores de calor de un solo paso o múltiples pasos.....	21

2.- Ecuaciones.

2.1 Ecuaciones de conservación de masa y continuidad.....	24
2.2 Ecuación de cantidad de momento y continuidad.....	25
2.3 Ecuación de conservación de energía.....	27
2.4 Caída de Presiones.....	31
2.5 Diferencia de Temperaturas Medias Logarítmicas. (DTML).....	32
2.6 Correlaciones de temperaturas.....	33
2.7 Flujo turbulento.....	37

3.- Método de solución.

3.1 Método de solución.....	38
3.2 Método de Volúmenes Finitos.....	39
3.3 Características geométricas de las aletas lisas y segmentadas.....	42
3.4 Condiciones de frontera para modelos descritos.....	45
3.5 Características físicas del mallado utilizado para la resolución de los modelos.....	46

4.- Resultados.

4.1 Análisis de Presión para banco de aletas segmentadas.....	48
4.2 Análisis de temperatura para banco de aletas segmentadas y lisas	53

4.3 Análisis del Calor para banco de aletas segmentadas y lisas.....	57
4.4 Análisis de la Velocidad para banco de aletas Segmentadas y lisas.....	58
Referencias.....	62

Resumen.

En el presente estudio se simula el flujo de aire caliente en un intercambiador de calor compacto mediante un modelo numérico para analizar el flujo sobre un tren de tubos aletados segmentados, así como un tren de tubos aletados completamente lisos. Cada uno de los casos fue analizado por separado y posteriormente comparados entre si una vez realizadas las simulaciones. Se analiza los campos de velocidad promedio, temperatura promedio, presión promedio. A continuación se presenta un resumen de cada uno de los capítulos que contiene este trabajo.

Es importante mencionar el funcionamiento, uso, clasificación e importancia dentro del ámbito industrial de equipos llamados intercambiadores de calor por ello como introducción se aborda en este primer capítulo.

Una vez comprendido el concepto teórico del intercambiador de calor es necesario plantear las ecuaciones matemáticas que rigen el comportamiento del flujo sobre los trenes de aletas desde el punto de vista energético. Cabe mencionar que el desarrollo matemático planteado en dicho capítulo se realiza de una manera clara, evitando realizar la deducción para la obtención de las mismas y aterrizando cada ecuación cuando se requiera analizar algún caso en particular. De todo esto se hablará en el capítulo 2.

Para el tercer capítulo los objetivos claves es explicar el método numérico comercial empleado y presentar los parámetros empleados para el tren de aletas segmentadas y el tren de aletas lisas a simular en dicho trabajo.

Al momento de emplear un método numérico dentro de la ingeniería es importante tener en cuenta cual es el objetivo principal; tener claro las condiciones de frontera que se introducirán y a partir de esto se darán los resultados y comparaciones de los dos modelos simulados para realizar las conclusiones de manera individual para cada modelo y tener una conclusión general de ambos casos este estudio detallado se lleva a cabo en el último capítulo (capitulo 4).

Sin más preámbulos se deja al lector disfrute este trabajo y realice sus propias conclusiones dependiendo su caso de estudio y aplicación que necesite.

Introducción.

La transferencia de calor, es un proceso en el que se intercambia energía calórica entre distintos cuerpos o entre diferentes partes de un mismo cuerpo que están a distinta temperatura, este fenómeno también abarca fenómenos físicos como la conducción, convección y radiación, que se deben de comprender antes de proceder a desarrollar metodologías que conduzcan al diseño térmico de los sistemas correspondientes como por ejemplo los que implican procesos de transferencia de calor de un fluido a otro.

Un intercambiador de calor es un dispositivo usado para transferir energía térmica (entalpía) de dos o más fluidos con una superficie sólida y un fluido o existentes partículas sólidas y un fluido a diferentes temperaturas que alcanzarán un equilibrio térmico. Las aplicaciones típicas involucran calentamiento o enfriamiento de una corriente de fluido que puede involucrar evaporación o condensación de corrientes de fluidos simples o multicomponente. En otras aplicaciones, el objetivo podría ser recuperar o rechazar calor para fines de este estudio es donde más nos enfocaremos sin embargo también existen: pasteurizar, destilar, concentrar, cristalizar o controlar un fluido de proceso.

En este trabajo se lleva a cabo la simulación numérica del flujo en dos intercambiadores de calor compacto uno para el caso de banco de aletas lisas y otro para el banco de aletas segmentadas, así como un análisis detallado en la transferencia de calor y la caída de presión en cada uno de ellos, en la industria cada uno de estos equipos son sumamente costosos actualmente antes de proceder a la manufactura se tiene que hacer un estudio del mismo valiéndose de códigos numéricos, por esta razón principalmente en este trabajo se escoge el software PHOENICS . A cada intercambiador de calor se le realiza un corte en la sección transversal de la aleta, a lo largo del tubo aletado, en la parte posterior para estudiar su efecto en la transferencia de calor. Las simulaciones numéricas pueden desarrollarse mediante tres alternativas. Cabe destacar que en la literatura abierta no existen trabajos publicados de una simulación numérica en donde se analicen dos bancos de aletas con estas características planteadas en la tesis.

Nomenclatura empleada.

Símbolos Convencionales

A	factor experimental / Área
A_2	coeficiente experimental para las líneas de tubos
a	coeficiente producto de la discretización
b	coeficiente del término fuente
c_p	calor específico
d	diámetro
D	máxima longitud de la escala local conductancia de difusión
e	energía total del fluido espesor
F	fuerza de convección
\mathbf{F}_v	fuerzas volumétricas
f	factor de fricción
G	flujo másico por unidad de área
h	Entalpia / coeficiente convectivo / coeficiente de transferencia de calor
k	conductividad
L	distancia
l	altura
Ma	número de Mach
\dot{m}	flujo de gases
N_r	número de líneas de tubos
Nu	Número de Nusselt
n	número de iteración / número
Pe	número de Peclet

\dot{Q}	flujo de calor en el módulo
q_T	calor total
r	relación de gradientes
R	constante universal de los gases
R_f	Factor de ensuciamiento
Re	número de Reynolds
S	pitch
s	espaciamiento
T	temperatura
$T_{1\text{máx}}, T_{1'\text{máx}}$	Temperatura máxima de fluidos
$T_{2\text{máx}}, T_{2'\text{máx}}$	Temperatura mínima de fluidos
t	espesor
U_o	coeficiente global de transferencia de calor
u_{med}	perfil de velocidades inicial
$\bar{u}, \bar{v}, \bar{w}$	componentes medios de la velocidad
\bar{u}^*	campo de velocidades inicial
V_p	volumen de la celda
\bar{v}^*	campo de velocidades inicial
\bar{v}	velocidad instantánea
\bar{v}_i	velocidad en la cara i
W_V	trabajo viscoso
α	factor de relajación
β	variación de la presión promedio en la dirección del flujo
ΔP	caída de presión del un arreglo geométrico de tubos
ΔT_{ML}	diferencia de temperaturas media logarítmica

ε	tasa de disipación turbulenta
φ	variable instantánea
$\overline{\varphi}$	variable media
φ'	variable fluctuante
ρ	tensor de velocidad de deformación
μ	Viscosidad / viscosidad molecular de mezcla
Π_{ij}	correlación presión-tensión
ρ	densidad instantánea
$\overline{\rho}$	densidad media
σ_K	constante del modelo k- ε
σ_ε	constante del modelo k- ε
ρ	tensor de esfuerzos viscosos
θ	distribución de temperaturas adimensional
Γ	coeficiente de difusión
ν_T	viscosidad turbulenta

Subíndices:

b	frontera inicial
f	aleta
g	gases
gp	fase gaseosa
i	interior
l	longitudinal
med	valor medio
num	numérico
o	Exterior / valor de referencia

r	radiación
s	segmento
t	Transversal / total
v	base en diámetro equivalente volumen
w	pared

Capítulo 1.

“En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño.”

Oscar Jaramillo 2007-11-20

1.1 Justificación.

México está entre los 15 principales países emisores de Gases de Efecto Invernadero (GEI), con aproximadamente 643 millones de toneladas de CO₂ anuales. Los efectos adversos que estas emisiones generan en el medio ambiente y en la salud, así como su relación directa con el cambio climático, han puesto de manifiesto la necesidad de contar con mecanismos para ayudar a mitigarlos.

Diversos estudios realizados por SENER, INEGI y INECC en 2016 mencionan que el potencial de reducción de GEI de México, oscila entre 130-320 millones de toneladas de CO₂ anuales, aproximadamente es por ello que se han establecido metas voluntarias de reducción de emisiones de manera periódica hasta 2050. Estas metas serán alcanzadas mediante la implementación de las siguientes acciones:

- *Acciones de eficiencia energética.*
- *Sustitución de combustibles.*
- *Uso de tecnologías bajas en carbono*

La *figura 1* muestra el Inventario Nacional de Emisiones de GEI 1990-2006 de México, el total de las emisiones generadas en este periodo observando que el sector energético es el que más Emisiones de GEI presenta.

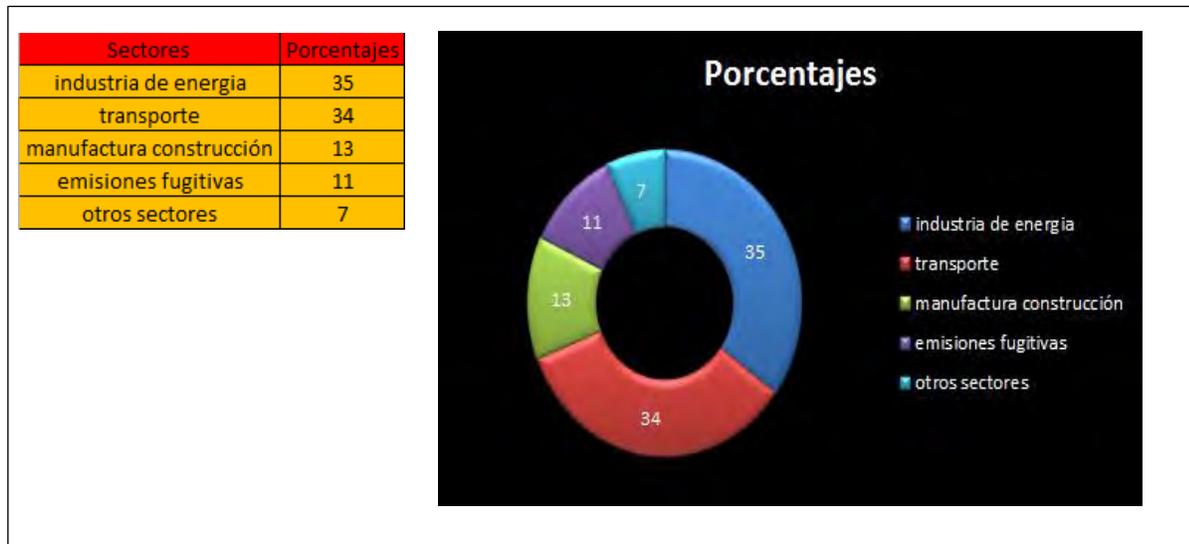


Figura 1. Emisiones generadas periodo 1990-2006(Inventario Nacional de Emisiones de GEI 1990-2006).

Al igual que México, la comunidad mundial tiene como meta la reducción de los gases de efecto invernadero en poco más de 5% en promedio respecto a los niveles que se tenían en 1990 durante el período de 2008-2012 (Protocolo de Kyoto). En la cumbre de Durban (COP17)* se acordó reducir las emisiones para limitar el calentamiento global a 2 grados centígrados, existen diversos mecanismos para minimizar las emisiones de GEI como:

- 1) La sustitución de combustibles fósiles por fuentes alternas de energía (solar, eólica, etc.).
- 2) El uso de combustibles con nulo contenido de carbono como el hidrógeno.
- 3) El desarrollo de tecnologías nucleares como la fusión nuclear.
- 4) La disminución en el consumo de combustibles fósiles mediante procesos de generación de energía más eficientes.

1.2 La eficiencia energética como solución.

La eficiencia energética se considera la más fácil de las acciones que pueden adoptarse para ahorrar energía. Suele ser el método menos caro para que las empresas reduzcan los costos operacionales mientras disminuyen sus emisiones de CO₂. Adicionalmente, la globalización de la economía en la que se encuentra inmerso el mundo que nos rodea, requiere que las industrias sean altamente competitivas, por lo que se necesitan mejores procesos de producción y de consumo. Uno de los factores para poder mantener ese nivel de competitividad, es el ahorro y uso eficiente de la energía térmica, así como la disminución del consumo de agua en sus procesos de producción. Una opción de efecto inmediato que no requiere de cambios importantes en la infraestructura, en el sector industrial es el realizar proyectos de recuperación de energía térmica.

El uso eficiente de la energía que se puede realizar mediante el uso de intercambiadores de calor conlleva a la reducción directamente proporcional del costo de la misma y si dicho ahorro compensa el costo adicional de la inversión en tecnología eficiente también se reduce el costo para el consumidor.

**(COP17) Cumbre del Clima de la ONU que se está desarrollando en Durban (Sudáfrica) 28 de noviembre al 9 de diciembre de 2011.*

1.3 Intercambiadores de calor.

El objetivo de esta sección es presentar los intercambiadores de calor como dispositivos que permiten remover calor de un punto a otro de manera específica en una determinada aplicación, analizar los tipos de intercambiadores de calor con base en su construcción: tubo y carcaza; placas, y se comparan estos. Se presentan también los intercambiadores de paso simple, de múltiples pasos, intercambiador de calor regenerativo e intercambiador de calor no regenerativo. Al final se incluyen algunas de las posibles aplicaciones de los intercambiadores de calor.

En los procesos industriales ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro, los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño.

Como hemos mencionado, un intercambiador de calor es equipo que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro. Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

Se debe tener en mente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos con las paredes metálicas que los separan.

1.4 Intercambiadores de calor según su construcción.

Si bien los intercambiadores de calor se presentan en una inimaginable variedad de formas y tamaños, la construcción de los intercambiadores está incluida en alguna de las dos siguientes categorías:

- a) Carcasa y tubo.
- b) Intercambiadores compactos y no compactos.
- c) Intercambiador de plato.

Como en cualquier dispositivo mecánico, cada uno de estos presenta ventajas o desventajas en su aplicación.

a) Carcasa y tubo.

Este tipo de intercambiador consiste en un conjunto de tubos en un contenedor llamado carcasa. El flujo de fluido dentro de los tubos se le denomina comúnmente flujo interno y aquel que fluye en el exterior de los tubos como fluido de carcasa o fluido externo, en los extremos de los tubos el fluido interno es separado del fluido externo de la carcasa por la(s) placa(s) del tubo (s) que se sujetan o se soldan a una placa para proporcionar un sello adecuado. En sistemas donde los dos fluidos presentan una gran diferencia entre sus presiones, el líquido con mayor presión se hace circular típicamente a través de los tubos y el líquido con una presión más baja se circula del lado de la cáscara. Esto es debido a los costos en materiales, los tubos del intercambiador de calor se pueden fabricar para soportar presiones más altas que la cáscara con un costo mucho más bajo.

Las placas de soporte (support plates) situadas de manera perpendicular a los tubings también actúan como baffles para dirigir el flujo del líquido dentro de la cáscara hacia

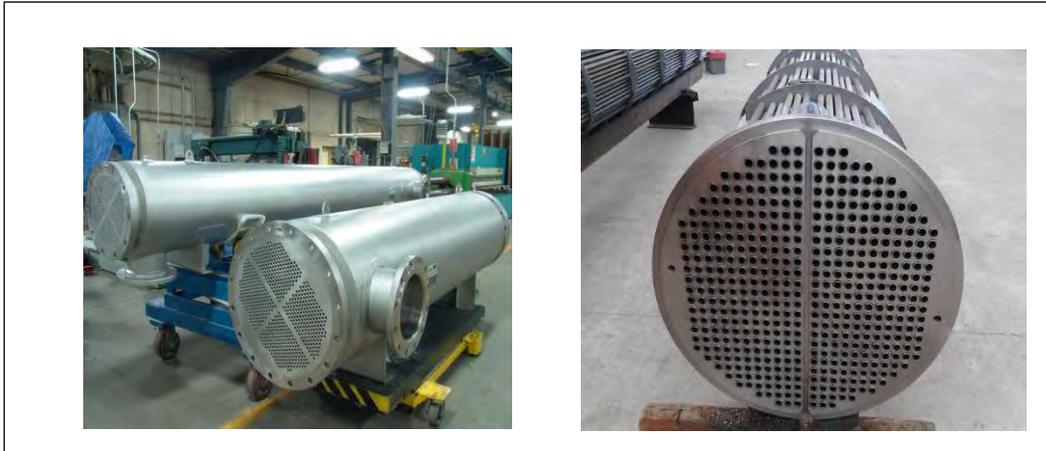


Figura 2. Intercambiador carcasa y tubos (Productora MECANZ S.A de C.V).

adelante y hacia atrás a través de los tubos. En la *figura (2)* se tiene un intercambiador de calor tipo carcasa y tubos.

b) Intercambiador de plato

El intercambiador de calor de tipo plato, como se muestra en la *figura (3)*, consiste en arreglo de placas en lugar de tubos para separar a los dos fluidos caliente y frío. Los líquidos calientes y fríos se alternan entre cada una de las placas y los deflectores dirigen el flujo del líquido entre ellas; tienen un área superficial muy grande y proveen un área extremadamente grande de transferencia de térmica a cada uno de los líquidos por lo tanto, un intercambiador de placa es capaz de transferir mucho más calor con respecto a un intercambiador de carcasa y tubos con volumen semejante, esto es debido a que sus elementos internos proporcionan una mayor área que la de los tubos.

El intercambiador de calor tipo plato debido a la alta eficacia en la transferencia de calor, es mucho más pequeño que el de carcasa y tubos para la misma capacidad de intercambio de calor.

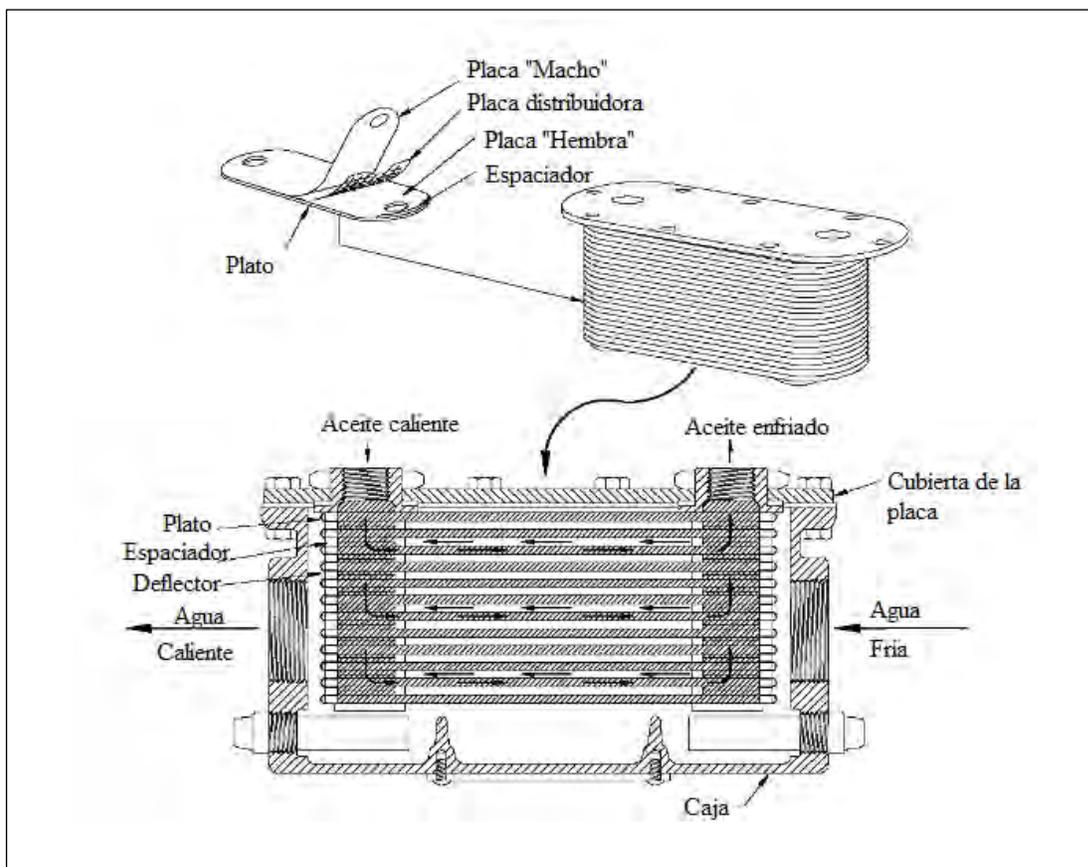


Figura 3. Intercambiador de plato (Productora MECANZ S.A de C.V).

Sin embargo, el tipo de intercambiadores de placa no se utiliza extensamente debido a la inhabilidad de sellar confiablemente las juntas entre cada una de las placas. Debido a este problema, el tipo intercambiador de la placa se ha utilizado solamente para aplicaciones donde la presión es pequeña, por ejemplo en los refrigeradores de aceite para máquinas. Actualmente se cuentan importantes avances que han mejorado el diseño de las juntas y sellos, así como el diseño total del intercambiador de placa, esto ha permitido algunos usos a gran escala de este tipo de intercambiador de calor así es más común que cuando se renuevan viejas instalaciones o se construyen nuevas instalaciones el intercambiador de la placa está substituyendo paulatinamente a los intercambiadores de carcasa y tubo.

c) Intercambiadores compactos y no compactos

Para el caso del intercambiador compacto en el interior de los tubos circula un fluido que va a intercambiar energía con el fluido exterior y para incrementar la transferencia de calor entre ambos, se aumenta el área de contacto mediante superficies extendidas, denominadas *aletas*. Generalmente estos intercambiadores de calor tienen una configuración de flujo cruzado. El intercambiador de calor compacto incorpora una superficie de transferencia de calor elevada, teniendo una alta densidad de área. Dentro de las ventajas que presentan los intercambiadores de calor compactos son:

- a) Mucha superficie disponible, teniendo diferentes órdenes de magnitud de la densidad de superficie área.
- b) Flexibilidad en las superficies sobre los lados calientes y fríos como una garantía por las condiciones de diseño.
- c) Generalmente ahorros considerables de costo, peso y volumen.

Los tubos aletados helicoidalmente se han utilizado para obtener diseños de recuperadores de calor compactos porque la turbulencia y transferencia de calor de un flujo de gases calientes se incrementa; debido a la adición de las aletas. Sin embargo, la caída de presión de los gases también aumenta y puede presentarse un problema de contra presión. Por lo tanto, el uso de modelos predictivos adecuados permitirá la obtención de diseños más eficientes y con menor riesgo de que se presenten problemas operativos. El intercambiador de calor compacto es el que se va a analizar en la presente tesis y se muestra esquemáticamente en la *figura 4*.

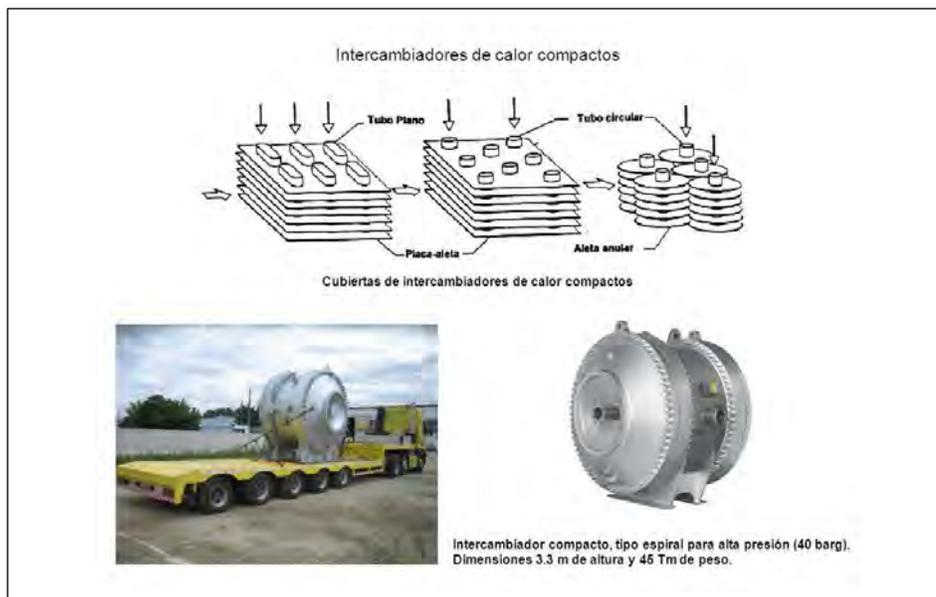


Figura 4. Intercambiador de calor compacto.

1.5 Intercambiadores de calor según su operación.

Ya que los intercambiadores de calor se presentan en muchas formas, tamaños, materiales de manufactura y modelos, estos son clasificados de acuerdo con características comunes. Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son:

- a) Flujo paralelo.
- b) Contraflujo
- c) Flujo cruzado.

a) Flujo paralelo

Como se ilustra en la *Figura 5*, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa. Como el calor se transfiere del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura, la temperatura de los fluidos se aproximan la una a la otra, es decir que uno disminuye su temperatura y el otro la aumenta alcanzando el equilibrio térmico entre ellos.

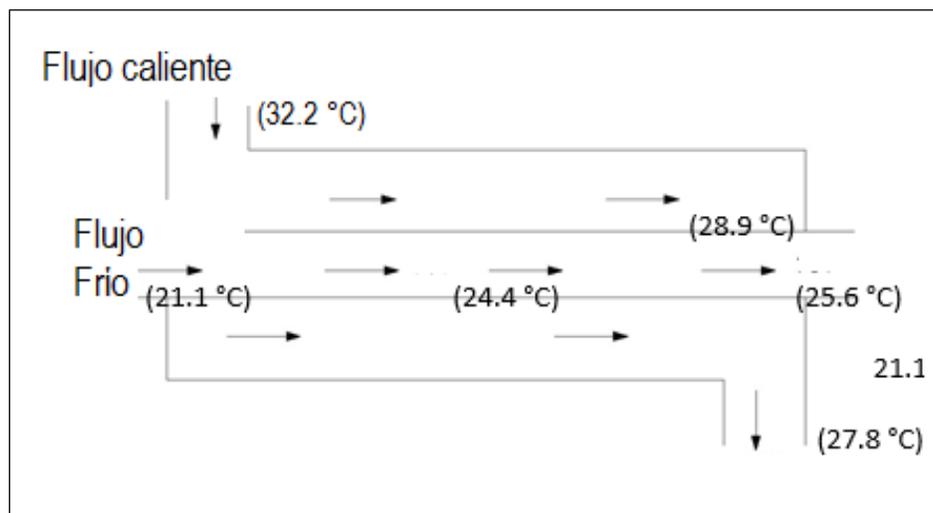


Figura 5. Flujo paralelo en un intercambiador de calor.

b) Contraflujo.

Se presenta un contra flujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos ya que el fluido con menor temperatura sale en contra flujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura. Este tipo de intercambiador resulta ser más eficiente que los otros dos tipos mencionados anteriormente.

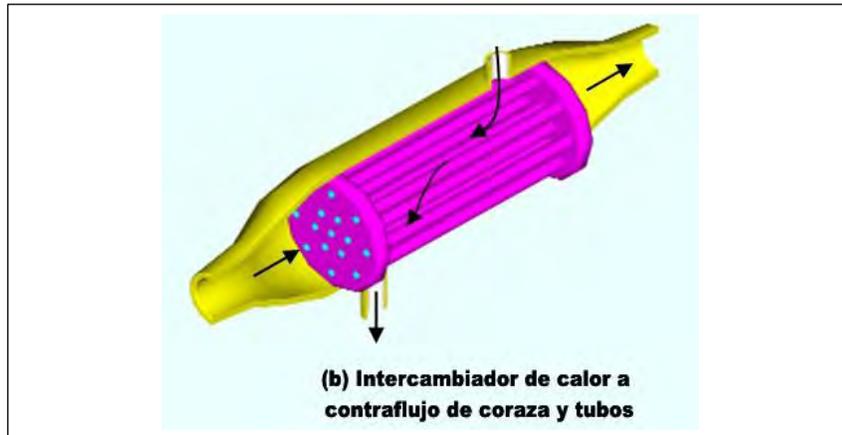


Figura 6. Intercambiador de calor a contraflujo.

c) Flujo cruzado

Su característica principal es que uno de los fluidos se desplaza de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90° . Los intercambiadores de flujo cruzado son comúnmente usado donde uno de los fluidos presenta cambio de fase y por tanto se tiene una mezcla pasado por el intercambiador en dos fases. Un ejemplo típico de este tipo de intercambiador es en los sistemas de condensación de vapor, donde el vapor que sale de una turbina entra como flujo externo a la carcasa del condensador y el agua fría que fluye por los tubos absorbe el calor del vapor y éste se condensa y forma agua líquida. Se pueden condensar grandes volúmenes de vapor de agua al utiliza este tipo de intercambiador de calor. En la *figura 6* se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado.

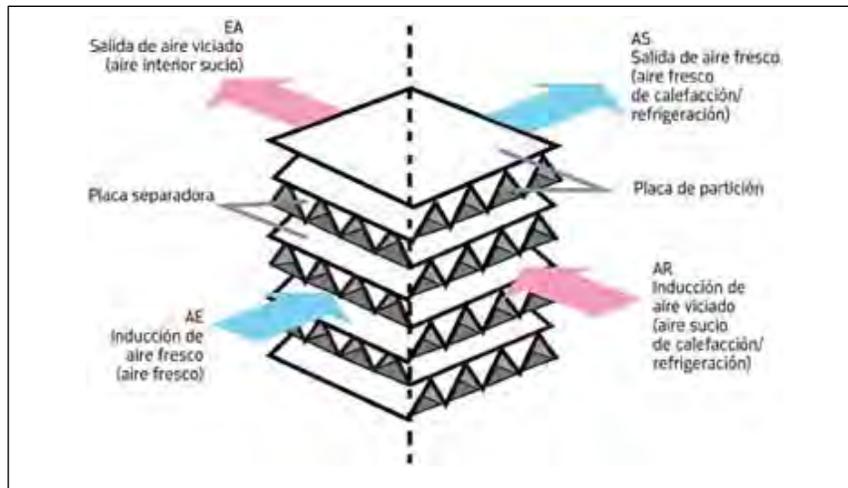


Figura 7. Flujo cruzado.

Desde luego, un intercambiador de calor real que incluye dos, o los tres casos de intercambio descritos anteriormente, resulta muy complicado de analizar. La razón de incluir la combinación de varios tipos en uno solo, es maximizar la eficacia del intercambiador dentro de las restricciones propias del diseño, que son: tamaño, costo, peso, eficacia requerida, tipo de fluidos, temperaturas y presiones de operación, que permiten establecer la complejidad del intercambiador.

En la actualidad, la mayoría de los intercambiadores de calor no son puramente de flujo paralelo, contra flujo, o flujo cruzado; estos son comúnmente una combinación de los dos o tres tipos de intercambiador.

1.6 Intercambiadores de calor de un solo paso y múltiples pasos.

Un método que combina las características de dos o más intercambiadores y permite mejorar el desempeño de un intercambiador de calor es tener que pasar los dos fluidos varias veces dentro de un intercambiador de paso simple. Cuando ocurre se denomina intercambiador de múltiples pasos. Si el fluido sólo intercambia calor en una sola vez, se denomina intercambiador de calor de paso simple o de un solo paso. En la *figura 7* se muestra un ejemplo de estos intercambiadores. Comúnmente el intercambiador de múltiples pasos invierte el sentido del flujo en los tubos al utilizar dobleces en forma de "U" en los extremos, es decir, el doblez en forma de "U" permite al fluido fluir de regreso e incrementar el área de transferencia del intercambiador. Un segundo método para llevar a cabo múltiples pasos es insertar baffles o platos dentro del intercambiador.

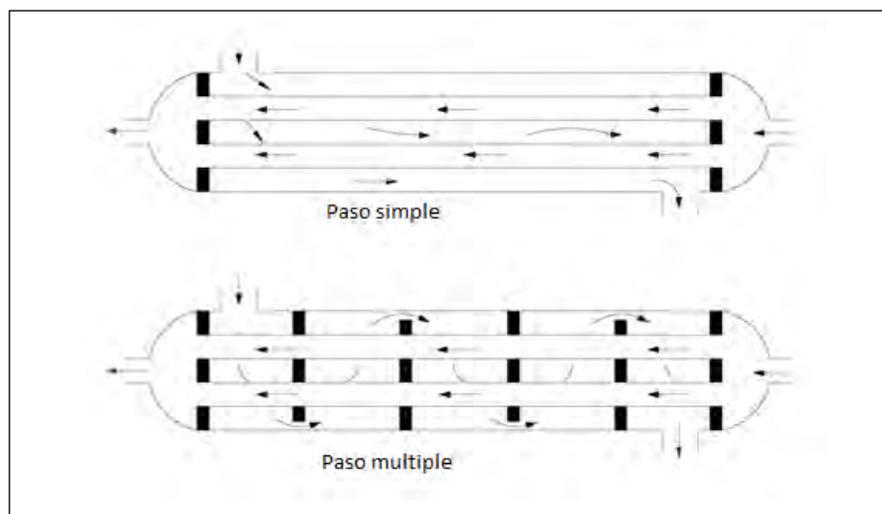


Figura 8. Intercambiador de un solo paso y múltiples pasos

Existen algunos trabajos que se han enfocado al análisis de tubos aletados helicoidalmente o de recuperadores de calor compactos en donde la mayoría de los estudios, se han enfocado al análisis de tubos con aletas segmentadas sólidas como el trabajo desarrollado por Genic ref. [1]. Existen pocos trabajos enfocados al análisis de tubos con aletas segmentadas y segmentadas y por consiguiente hay pocos modelos para evaluar la transferencia de calor y caída de presión. Entre los estudios más utilizados para el análisis de tubos con aletas segmentadas segmentadas, se encuentra el trabajo desarrollado por Weierman [2, 3], quien desarrolló correlaciones para la transferencia de calor y factor de fricción de arreglos de tubos en línea y estratificados. Estas correlaciones fueron modificadas por la empresa ESCOA [4, 5] (Extended Surface Corporation of America) para obtener mejores modelos predictivos. Posteriormente, Nir [5] presentó correlaciones de fácil aplicación pero con desviaciones del orden de 10%. Finalmente, Kawaguchi y ref. [6] presentaron modelos más recientes pero que no han sido validados experimentalmente aún. Actualmente, algunos

autores como Martínez [7, 8] ha tratado de utilizar la ecuación generalizada de Lévêque [9] para geometrías complejas. Sin embargo, los resultados todavía no han sido concluyentes.

Algunos de los modelos descritos anteriormente han sido validados experimentales en equipos e instalaciones académicas como lo muestran los trabajos desarrollados por Hoffmann [10], quienes validaron las correlaciones de Weierman [2, 3] y Lévêque [9]. Otros autores como Naess [11, 12] han validado experimentalmente el modelo de Weierman [2, 3] y Nir [5] con mejores resultados en las correlaciones de Weierman [2, 3].

En la parte interna el coeficiente convectivo se utiliza el modelo de Dumont y Heyen [13], este modelo considera el cálculo de los coeficientes convectivos por separado para cada una de las fases. Para evaluar cada una de las fases se empleó el modelo de Geniliski, que de acuerdo con Bejan [14] es el mejor modelo disponible en la literatura abierta. Para la caída de presión interna el modelo de Beattie-Whalley corregido por Friedel, de acuerdo a Ghiaasiaan [15] es uno de los métodos más precisos disponible hasta hoy en día. Esta correlación se basa en un banco de datos muy amplio y es aplicable para flujos de dos fases en uno o dos componentes.

Los modelos de Kaguaguchi y Weierman son empleados comúnmente para el cálculo de la parte externa, que de acuerdo con Martínez [16] son los que tienen los mejores resultados. El modelo de Kaguaguchi es el que se adapta a las condiciones planteadas en el presente trabajo, por lo tanto es el que se utilizara. La caída de presión externa se calculó con el modelo de Weierman [2,3].

Capítulo 2

“Los sucesos turbulentos se describen mediante ecuaciones no lineales. Son difíciles de resolver...De hecho, habitualmente es imposible resolverlos. Así que la física nunca entendió toda esta clase de sucesos. Hasta hace unos diez años. La teoría que los describe se denomina teoría del caos.”

Michael Critchton.

Introducción.

En este capítulo se presentan las ecuaciones que rigen el estudio de la hidrodinámica de flujo de aire alrededor de las dos aletas en estudio y las ecuaciones de transferencia de energía que rigen dicho comportamiento; ecuación de cantidad de movimiento, ecuación de continuidad y conservación de energía.

2.1 Ecuaciones de conservación de masa y continuidad

Aplicando el teorema de transporte de Reynolds, se puede llegar a la siguiente ecuación de conservación de masa que es aplicado a un Volumen de Control (VC):

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{SC} \rho \vec{V} \cdot (\vec{n}) dA = 0 \quad Ec(2.1.1)$$

Analizando el primer término de la ecuación se dice que la razón neta de cambio de masa dentro de un Volumen de Control es igual a la razón a la que fluye la masa hacia el volumen de control menos la razón a la que fluye la masa afuera del volumen de control como se muestra a continuación.

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV = \sum_{entrada} \dot{m} - \sum_{salida} \dot{m} \quad Ec(2.1.2)$$

Analizando el segundo término de la ecuación (2.1.1), se observa que es una integral de superficie, esta expresión puede ser reducida auxiliándonos del teorema de la divergencia o también conocido como teorema de Gauss, el cual permite transportar una integral de volumen en una integral de área sobre la superficie que define el volumen. El Teorema de Gauss se puede escribir como:

$$\int_{VC} \vec{\nabla} \cdot \vec{G} dV = \oint_A \vec{G} \cdot \vec{n} dA \quad Ec (2.1.3)$$

En donde $\vec{G} = \nabla \cdot \vec{G}$ es la divergencia del vector \vec{G} . A continuación procedemos a sustituir la ecuación (2.1.3) Teorema de Gauss en la ecuación de conservación de masa (2.1.1) y realizando a $\vec{G} = \rho \vec{V}$ con ello garantizamos que la integral de superficie que tenemos inicialmente se convierta en una ecuación de volumen, por lo cual para casos prácticos es más fácil poder resolver, quedando de la siguiente manera:

$$\int_{VC} \frac{\partial \rho}{\partial t} dV + \int_{VC} \nabla \cdot (\rho \vec{V}) dV = 0 \quad Ec (2.1.4)$$

de la ecuación 2.1.4 se observa que ambos integrandos presentan como límite inferior el Volumen de Control (VC), por lo cual podemos reescribir de la siguiente manera:

$$\int_{VC} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right] dV = 0 \quad Ec (2.1.5)$$

con esta ecuación (2.1.5) se puede plantear como volumen de control cualquier elemento sin importar sus dimensiones sin embargo cabe mencionar que si el integrando se convierte en cero la ecuación se puede reescribir de la siguiente manera.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0 \quad Ec (2.1.6)$$

de esta manera llegamos a la ecuación de continuidad en su forma diferencial, en donde ρ es la densidad, \vec{V} es el vector velocidad.

2.2 Ecuación de cantidad de momento y continuidad.

De la ecuación 2.1.1 de Transporte de Reynolds, se tiene una expresión generalizada para la conservación de movimiento lineal aplicada a un volumen de control como se expresa a continuación.

$$\sum \vec{F} = \int_{VC} \rho \vec{g} dV + \int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} \vec{V} dV + \int_{VC} (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad \text{Ec. 2.2.1}$$

Se menciona al lector que para tener una ecuación más sencilla desde el punto de vista matemático se procede como fue llevado a cabo en la ecuación de conservación de masa ecuación 2.1.3 (Teorema de Divergencia), obteniendo la Ec. 2.2.2.

$$\int_{SC} (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) dV \quad \text{Ec. 2.2.2}$$

Del lado derecho de la ecuación $\vec{V} \vec{V}$ es el producto vectorial conocido como producto exterior del vector velocidad. El teorema de la divergencia extendido con el tensor de esfuerzos (σ_{ij}) se traduce en la ecuación 2.2.3.

$$\int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} dV \quad \text{Ec. 2.2.3}$$

Una vez definidas estas dos últimas ecuaciones (2.2.2 y 2.2.3) se aplican en la primera ecuación que se definió en este apartado (2.2.1) convirtiéndose en una ecuación integral de volumen de control presentada en a continuación (Ec. 2.2.4);

$$\int_{VC} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) - \rho \vec{g} - \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \right] dV = 0 \quad \text{Ec. 2.2.4}$$

Debemos mencionar que esta ecuación (2.2.4) va a ser válida para cualquier volumen de control que se quiera aplicar ya sea pequeño o grande. Para poder llevar esta expresión a una ecuación diferencial se menciona al lector que siempre tendrá que ser iguala a cero lo cual nos lleva a la ecuación de Cauchy (Ec. 2.2.5).

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad \text{Ec. 2.2.5}$$

Para eliminar el tensor del lado izquierdo ($\vec{V}\vec{V}$) basta con aplicar la regla de derivación del quedando de la siguiente manera Ec. 2.2.6

$$\vec{V} \cdot (\rho \vec{V}\vec{V}) = \vec{V}\vec{V} \cdot (\rho \vec{V}) + \rho (\vec{V} \cdot \vec{V})\vec{V} \quad \text{Ec. 2.2.6}$$

Por lo tanto la ecuación definitiva de movimiento se puede expresar como Ec. 2.2.7

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right] + \rho \cdot (\vec{V} \cdot \nabla) \vec{V} = \rho g + \nabla \cdot \sigma_{ij} \quad \text{Ec. 2.2.7}$$

2.3 Ecuación de conservación de energía.

El teorema de Reynolds se aplica la primera ley de la termodinámica, estableciendo que la propiedad extensiva N es igual a E y $\eta = \frac{E}{m} = e$, donde $E = U + EC + EP$, se obtiene:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \left(\frac{dE}{dt} \right)_{sist} = \frac{d}{dt} (N)_{sist} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} e \rho dV + \int_{svc} e \rho \vec{V} \cdot dA \quad \text{Ec. 2.3.1}$$

El teorema nos representa el cambio de la energía del sistema con respecto al tiempo. La primera ley de la termodinámica relaciona el cambio de la energía del sistema y establece el siguiente postulado: “la velocidad de cambio de la energía almacenada es igual a la suma de la tasa de trabajo realizado y la tasa de adición de calor a una masa”.

Como en el análisis anterior de la ecuación de continuidad se obtiene que:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} e \rho dV = \frac{\partial}{\partial t} (e \rho) dV = dV \frac{\partial}{\partial t} (e \rho) + (e \rho) \frac{\partial}{\partial t} (dV) \quad \text{Ec. 2.3.2}$$

El término $\rho e \frac{\partial}{\partial t} (dV) = 0$, el cual se refiere al diferencial del volumen con respecto al tiempo en el dominio. De la ecuación (2.3.1) se analiza en primer lugar el trabajo realizado en el sistema, existiendo tres trabajos principales que son: el trabajo de flecha, trabajo de flujo y trabajo viscoso:

$$\dot{W} = \dot{W}_M + \dot{W}_f + \dot{W}_\vartheta \quad \text{Ec. 2.3.3}$$

El trabajo de flujo se define por la ecuación 2.3.4:

$$W_f = Fdl = - \int PAdl = - \int PdV \Rightarrow \frac{W_f}{dt} = \dot{W}_f = - \int PdA \frac{dl}{dt} = - \int P\vec{V} \cdot dA \quad \text{Ec.2.3.4}$$

De esta última ecuación (2.3.4) al reducirla y sustituirla dentro de la ecuación (2.3.3), llegamos a la expresión de trabajo de flujo. (Ec. 2.3.5)

$$\dot{Q} + \dot{W}_M + \dot{W}_\theta = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} e\rho dV + \int_{svc} \rho \left(e + \frac{P}{\rho} \right) \vec{V} \cdot dA \quad \text{Ec.2.3.5}$$

Consideramos el trabajo de flecha como un volumen infinitesimal por lo cual podemos decir que el valor es cero ($\dot{W}_M = 0$). Aplicando el teorema de Gauss en la ecuación (2.3.5) se quitan las integrales debido a que no varían en el volumen.

$$\dot{Q} + \dot{W}_\theta = \frac{\partial}{\partial t} (e\rho) dV + \nabla \cdot \left[\left(e + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} \right] dV \quad \text{Ec.2.3.6}$$

El \dot{W}_θ se define como:

$$\dot{W}_\theta = F \cdot \vec{V} ; F = (\bar{\tau})(dA) \Rightarrow \dot{W}_\theta = (\bar{\tau})(dA)(\vec{V}) = (\bar{\tau} \cdot \vec{V})dA ; \vec{w} = \bar{\tau} \cdot \vec{V} \quad \text{Ec.2.3.7}$$

El flujo de calor por unidad de área está constituido por tres componentes que se muestran en la ecuación de Fourier (Ec. 2.3.8):

$$\vec{q} = -k\nabla T ; \vec{q} = q_x i + q_y j + q_z k ; \dot{q}_x = -k \frac{\partial}{\partial x} (T), \dot{q}_y = -k \frac{\partial}{\partial y} (T), \dot{q}_z = -k \frac{\partial}{\partial z} (T) \quad \text{Ec.2.3.8}$$

Considerando que la conductividad térmica es constante ($k = cte$) y desglosando las componentes de la ecuación de Fourier se tiene la ecuación 2.3.9 y 2.3.9.1:

$$\begin{aligned} \dot{Q} = & (\dot{q}_x) dydz - \left(\dot{q}_x + \frac{\partial}{\partial x} (\dot{q}_x) dx \right) dydz + \dot{q}_y dx dz - \left(\dot{q}_y + \frac{\partial}{\partial y} (\dot{q}_y) dy \right) dx dz + \dot{q}_z dx dy \\ & - \left(\dot{q}_z + \frac{\partial}{\partial z} (\dot{q}_z) dz \right) \end{aligned}$$

$$\dot{Q} = - \left[\frac{\partial}{\partial x} (\dot{q}_x) + \frac{\partial}{\partial y} (\dot{q}_y) + \frac{\partial}{\partial z} (\dot{q}_z) \right] dV \quad \text{Ec.2.3.9}$$

$$\dot{Q} = - \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(-k \frac{\partial}{\partial x} (T) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(-k \frac{\partial}{\partial y} (T) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(-k \frac{\partial}{\partial z} (T) \right) \right] dV$$

$$\dot{Q} = \nabla \cdot k \nabla T dV = k \nabla^2 T dV \quad \text{Ec.2.3.10}$$

Sustituyendo las ecuaciones (2.3.9) en la ecuación (2.3.7) y dividiendo todo entre el diferencial de volumen, se obtiene:

$$k \nabla^2 T - \nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{V}) = \rho \frac{D}{Dt} (e) + \vec{V} \cdot \nabla P + P \nabla \cdot \vec{V} \quad \text{Ec.2.3.11}$$

Si se define que $e = i + \frac{1}{2} \|\vec{V}\|^2$ y si éste se aplica en la ecuación obtenida (2.3.11) se obtiene:

$$k \nabla^2 T - \nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{V}) = \rho \frac{D}{Dt} \left(i + \frac{1}{2} \|\vec{V}\|^2 \right) + \vec{V} \cdot \nabla P + P \nabla \cdot \vec{V} \quad \text{Ec.2.3.12}$$

En el apartado anterior se presentaron las ecuaciones de Cauchy (2.2.5), al multiplicarse por el vector velocidad y desarrollándola para sus componentes, se tiene la ecuación Ec. 2.3.13

$$\frac{1}{2} \frac{D}{Dt} (\|\vec{V}\|^2) = \frac{1}{\rho} [-\vec{V} \cdot \nabla P + \vec{V} \cdot (\nabla \cdot \bar{\tau})] + \vec{g} \cdot \vec{V} \quad \text{Ec.2.3.13}$$

Si la ecuación (2.3.13) se sustituye en la ecuación (2.3.12), se tiene:

$$k \nabla^2 T + \nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{V}) = \rho \frac{D}{Dt} (i) - \vec{V} \cdot \nabla P + \vec{V} \cdot (\nabla \cdot \bar{\tau}) + \rho \vec{g} \cdot \vec{V} + \vec{V} \cdot \nabla P + P \nabla \cdot \vec{V}$$

$$k \nabla^2 T + \nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{V}) = \rho \frac{D}{Dt} (i) + \vec{V} \cdot (\nabla \cdot \bar{\tau}) + \rho \vec{g} \cdot \vec{V} + P \nabla \cdot \vec{V} \quad \text{Ec.2.3.14}$$

La expresión $\nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{V})$ puede ser descompuesta en una manera conveniente, esta expresión se presenta en ecuación (2.3.15):

$$\nabla \cdot (\bar{\tau} \cdot \vec{V}) = \vec{V} \cdot (\nabla \cdot \bar{\tau}) + \bar{\tau} \cdot \nabla \cdot (\vec{V}) \quad \text{Ec.2.3.15}$$

La ecuación (2.3.15) se sustituye en la ecuación (2.3.14), resultando:

$$k\nabla^2 T + \vec{V} \cdot (\nabla \cdot \vec{\tau}) + \vec{\tau} \cdot \nabla \cdot (\vec{V}) = \rho \frac{D}{Dt}(i) + \vec{V} \cdot (\nabla \cdot \vec{\tau}) + \rho \vec{g} \cdot \vec{V} + P\nabla \cdot \vec{V}$$

Ec.2.3.16

Desarrollando el término de la disipación viscosa $\vec{V} \cdot (\nabla \cdot \vec{\tau})$ y haciendo las adiciones pertinentes, sin considerar la presión ya que se ocupa desde las ecuaciones de Cauchy, así como despejando la derivada material de la energía interna:

$$\rho \frac{D}{Dt}(i) = -P\nabla \cdot \vec{V} + \left[\sigma_{xx} \frac{\partial}{\partial x}(u) + \tau_{xy} \frac{\partial}{\partial x}(v) + \tau_{xz} \frac{\partial}{\partial x}(w) \right] + \left[\tau_{yx} \frac{\partial}{\partial y}(u) + \sigma_{yy} \frac{\partial}{\partial y}(v) + \tau_{yz} \frac{\partial}{\partial y}(w) \right] + \left[\tau_{zx} \frac{\partial}{\partial z}(u) + \tau_{zy} \frac{\partial}{\partial z}(v) + \sigma_{zz} \frac{\partial}{\partial z}(w) \right] + k\nabla^2 T + \rho \vec{g} \cdot \vec{V}$$

Ec.2.3.17

La ecuación de la energía en su forma conservativa queda:

$$\rho \frac{D}{Dt}(i) = -P\nabla \cdot \vec{V} + k\nabla^2 T + \rho \vec{g} \cdot \vec{V} + \mu u$$

Ec.2.3.18

La energía interna se necesita que este en función de la temperatura, entonces se requiere primero definir la entalpía, posteriormente, se lleva a cabo la derivada material a la entalpía y multiplicándola por la densidad se obtiene:

$$h = i + \frac{P}{\rho} \Rightarrow \frac{D}{Dt}(h) = \frac{D}{Dt}(i) + \frac{1}{\rho} \frac{D}{Dt}(P) - \frac{P}{\rho^2} \frac{D}{Dt}(\rho) \\ \Rightarrow \frac{D}{Dt}(h) - \frac{1}{\rho} \frac{D}{Dt}(P) + \frac{P}{\rho^2} \frac{D}{Dt}(\rho) = \frac{D}{Dt}(i)$$

Ec.2.3.19

Al sustituir la expresión (2.3.19) en la (2.3.18) y agrupando términos semejantes:

$$\rho \frac{D}{Dt}(h) - \frac{D}{Dt}(P) + \frac{P}{\rho} \frac{D}{Dt}(\rho) + P\nabla \cdot \vec{V} - k\nabla^2 T - \rho \vec{g} \cdot \vec{V} - \mu u = 0$$

$$\rho \frac{D}{Dt}(h) - \frac{D}{Dt}(P) = -\frac{P}{\rho} \left[\frac{D}{Dt}(\rho) + \rho\nabla \cdot \vec{V} \right] + k\nabla^2 T + \rho \vec{g} \cdot \vec{V} + \mu u \quad \text{Ec.2.3.20}$$

El primer término de lado derecho de la ecuación (2.3.20) y la ecuación de continuidad por lo tanto vale cero, se despeja, expresamos ($h = C_p T$), y además se considera que el calor específico a presión constante ($C_p = cte$), obtenemos:

$$\rho \frac{D}{Dt} (C_p T) = \frac{D}{Dt} (P) k \nabla^2 T + \rho \vec{g} \cdot \vec{V} + \mu u$$

$$\frac{D}{Dt} (T) = \frac{1}{\rho C_p} \frac{D}{Dt} (P) + \alpha \nabla^2 T + \frac{1}{C_p} \vec{g} \cdot \vec{V} + \frac{\mu}{\rho C_p} u \quad \text{Ec. 2.3.21}$$

Si la escala de velocidad del flujo U es pequeña y la transferencia de calor importante, la energía cinética del fluido U^2 se volverá eventualmente mucho más pequeña que el cambio en la entalpía $C_p dT$. Dado que $\frac{D}{Dt}(P)$ es de orden de U^2 , el límite de baja velocidad (número de Mach $\ll 1$) o flujo incompresible permitirá que la ecuación (2.3.22) se muestre como:

$$\frac{D}{Dt} (T) = \alpha \nabla^2 T \quad \text{Ec.2.3.22}$$

2.4 Caída de Presiones.

Para el cálculo debido a la caída de presiones en el banco de tubos con aletas segmentadas y lisas, se utiliza el modelo propuesto por Weierman (2, 3), Nir (5) así como Kawaguchi(6). Uno de los mejores modelos para el cálculo del factor de fricción y por consecuencia, de la caída de presión es el desarrollado por Weierman (2,3) así como el propuesto por Martínez (16). Este modelo evalúa la caída de presión mediante la siguiente ecuación experimental.

$$\Delta P = \frac{[f + A]G^2 N_r}{1.083 \times 10^9 \rho_{gp}} \quad \text{Ec 2.4.1}$$

Donde:

f = Factor de fricción.

A = Factor experimental

G = Flujo másico por unidad de área.

N_r = Número de líneas de tubos

ρ_{gp} = Densidad de la fase gaseosa

Para poder obtener el factor experimental se plantea la siguiente ecuación

$$A = \frac{(1 + B^2)\rho_{gp}}{4N_r} \quad \text{Ec 2.4.2}$$

Donde B está definido como el cuadrado de la relación entre el área libre de la superficie exterior del tubo y el área exterior total de calentamiento. Para poder definir el factor de fricción se utiliza el modelo propuesto por Weierman (2,3).

$$f = [0.07 + 8\text{Re}^{-0.45}]0.11 \left[\frac{0.05S_T}{d_0} \right]^{-0.7(l_f/s_f)^{0.23}} [1.1 + (1.8 - 2.1e^{-0.15N_f^2})e^{-2(S_L/S_T)} - (0.7 - 0.8e^{-0.15N_f^2})e^{-0.6(S_L/S_T)}] \left(\frac{d_f}{d_0} \right)^{1/2}$$

Ec 2.4.3

S_t = Pitch transversal.

S_l = Pitch longitudinal.

d_0 = diámetro exterior del tubo liso

d_f = diámetro exterior del tubo aletado.

l_f = altura de la aleta

S_f = Claro entre aletas.

2.5 Diferencia de Temperaturas Medias Logarítmicas. (DTML)

Dentro del modelo analítico que rige el comportamiento del banco de aletas lisas y segmentadas se emplea el cálculo Diferencia de Temperaturas Medias Logarítmicas (DTML), que es descrita en la ecuación 2.5.1

$$Q' = A \cdot U_0 \cdot \Delta T \quad \text{Ec. 2.5.1}$$

Donde Q' es el flujo de calor A se define como el área transversal que se encuentra en contacto con el flujo de calor U_0 representa la energía y ΔT el incremento de temperatura.

Uno de los objetivos principales que se desarrollan en los capítulos en el código numérico es obtener las temperaturas promedio que a partir de la ecuación 2.5.2. Se describe esta ecuación como Temperatura Media Logarítmica la cual funciona para intercambiadores de calor que es nuestro caso:

$$T_m = \frac{T_{\text{máx}} - T_{\text{mín}}}{\ln \left(\frac{T_{\text{máx}}}{T_{\text{mín}}} \right)} \quad \text{Ec. 2.5.2}$$

Donde:

$$T_{m\acute{a}x} = T_{1m\acute{a}x} - T_{2min} \quad \text{Ec 2.5.3}$$

$$T_{m\acute{a}x} = T_{1'm\acute{a}x} - T_{2'min} \quad \text{Ec 2.5.4}$$

De la ecuaci3n 2.5.3 descrita $T_{1m\acute{a}x}$, T_{2min} es la Temperatura caliente y fr3a respectivamente del primer fluido mientras que de la ecuaci3n 2.5.4 $T_{1'm\acute{a}x}$, $T_{2'min}$ es la Temperatura caliente y fr3a respectivamente del segundo fluido. Cabe mencionar que un intercambiador de calor trabaja a partir de la diferencia de Temperaturas de donde las Leyes de la Termodin3mica nos mencionan que “la energ3a siempre fluye del cuerpo de mayor energ3a al cuerpo de menor energ3a”. Finalmente reescribiendo la ecuaci3n 2.5.2 pero en este caso sustituyendo las ecuaciones 2.5.3 y 2.5.4 respectivamente obtenemos la ecuaci3n 2.5.5.

$$T_m = \frac{(T_{1'm\acute{a}x} - T_{2'min}) - (T_{1m\acute{a}x} - T_{2min})}{\ln \left(\frac{T_{1'm\acute{a}x} - T_{2'min}}{T_{1m\acute{a}x} - T_{2min}} \right)} \quad \text{Ec 2.5.5}$$

El m3todo DTML considera la evaluaci3n de los coeficientes convectivos de transferencia de calor al interior y exterior de la tuber3a aletada, factores de ensuciamiento t3picos dependientes de los materiales utilizados, geometr3a de la tuber3a y la resistencia t3rmica para la evaluaci3n del Coeficiente Global de Transferencia de Calor (U_0).

$$U = \frac{1}{\frac{A_0 + A_0 R_{f0}(h_0 + h_r)}{(h_0 + h_r)(n_f A_f + A_r)} + \frac{e_w + A_0}{k_w + A_i} + \frac{A_0 + A_0 R_{fi}}{A_i h_i}} \quad \text{Ec 2.5.6}$$

h_0 = Coeficiente convectivo externo

h_f = Coeficiente convectivo

h_r = Coeficiente de transferencia de radiaci3n

h_i = Coeficiente convectivo interno

A_0 = 3rea exterior total del tubo aletado

A_i = 3rea interior del tubo

A_f = 3rea de la aleta

e_w = espesor del tubo

Rf_o = Factor de ensuciamiento externo

Rf_i = Factor de ensuciamiento interno

2.6 Correlaciones de temperaturas.

Uno de los mejores modelos para el cálculo del Número de Nusselt y por consecuencia, el coeficiente convectivo es el desarrollado por Kawaguchi (6), de acuerdo con Martin (7,8) Este modelo evalúa el número de Nusselt con la siguiente expresión:

$$Nu = A_2 Re_v^{0.784} Pr^{1/3} \left[\frac{s_f}{d_v} \right]^{-0.062} = \frac{h_0 d_v}{k_g} \quad \text{Ec 2.6.1}$$

donde Re_v es el número de Reynolds basado en el diámetro equivalente base volumen. Los términos:

A_2 = coeficiente experimental para las líneas de tubos

s_f = espaciado entre aletas

d_v = diámetro equivalente base volumen.

k_g = conductividad térmica de los gases.

El número de Reynolds equivalente en volumen es:

$$Re_v = \frac{G d_v}{\rho_g \nu_g} \quad \text{Ec 2.6.2}$$

Donde:

G = flujo másico del aire por unidad de área,

ρ = densidad

ν = viscosidad cinemática del aire

d_v = diámetro equivalente en un volumen

El diámetro equivalente en base al volumen d_v queda definido con la siguiente ecuación:

$$d_v = \left[t_f n_f \left\{ (d_0 + 2l_f)^2 - d_0^2 \right\} + d_0^2 \right]^{1/2} \quad \text{Ec 2.6.3}$$

Donde:

t_f = espesor de la aleta

n_f = densidad de la aleta

l_f = altura de la aleta

d_0 = diámetro exterior del tubo liso

2.7 Flujo turbulento

La turbulencia se caracteriza por las fluctuaciones aleatorias que se superpone al valor medio. En la aproximación RANS se introduce un promediado temporal a las variables con el objeto de separar el valor medio de la parte fluctuante. Para que esta operación tenga sentido físico, el tiempo de promedio tiene que ser mucho más grande que el período característico de las fluctuaciones turbulentas de la escala integral. Con esta aproximación, los flujos turbulentos se resuelven a partir de las ecuaciones promediadas en el tiempo. Las variables instantáneas (φ) están definidas por un término medio ($\bar{\varphi}$) y otro fluctuante (φ') que se utilizan en las ecuaciones de transporte.

El promediado de Reynolds, no considera una ponderación con la densidad (promedio convencional) el cual describe el valor promedio de la propiedad instantánea:

$$\bar{\varphi} = \lim_{n_e \rightarrow \infty} \frac{1}{n_e} \sum_{i=1}^{n_e} \varphi^{(i)} \quad \text{Ec.(2.7.1)}$$

El promediado de Favre, considera una ponderación con la densidad (promedio masa-peso) y es utilizado para flujos con densidad variable.

$$\tilde{\varphi} = \frac{1}{\bar{\rho}} \lim_{n_e \rightarrow \infty} \frac{1}{n_e} \sum_{i=1}^{n_e} \rho^{(i)} \varphi^{(i)} \quad \text{o} \quad \tilde{\varphi} = \frac{\overline{(\rho)\varphi}}{\bar{\rho}} \quad \text{Ec. (2.7.2)}$$

Se cumplen las siguientes relaciones aritméticas:

$$\text{Reynolds} \quad \overline{\varphi'} = 0 \text{ y } \overline{\rho\varphi'} \neq 0 \quad \text{ec. (2.7.3)}$$

$$\text{Favre} \quad \overline{\varphi''} \neq 0 \text{ y } \overline{\rho\varphi''} = 0 \quad \text{ec. (2.7.4)}$$

$$\text{Además} \quad \overline{\varphi_1'\varphi_2'} \neq 0 \text{ y } \overline{\varphi_1\varphi_2} = \overline{\varphi_1}\overline{\varphi_2} + \overline{\varphi_1'\varphi_2'} \quad \text{ec. (2.7.5)}$$

$$\overline{\overline{\varphi}} = \overline{\varphi} \text{ y } \overline{\varphi_1 + \varphi_2} = \overline{\varphi_1} + \overline{\varphi_2} \quad \text{ec. (2.7.6)}$$

$$\overline{\overline{\rho}} = \overline{\rho} \text{ y } \overline{\overline{\rho\varphi}} = \overline{\rho}\overline{\varphi} + \overline{\varphi'\rho'} \quad \text{ec. (2.7.7)}$$

El promediado de Favre ec. (2.7.4) aplicado a las ecuaciones instantáneas de continuidad (2.7.8), cantidad de movimiento (2.7.9) y energía (2.7.8) implica la obtención de modelos más sencillos que los promediados simples porque no incluyen correlaciones con fluctuación de densidad.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho}) + \nabla \cdot \overline{\rho\vec{V}} = 0 \quad (2.7.8.)$$

$$-\nabla \cdot \overline{P} + \mu(\nabla^2 \cdot \overline{\vec{V}}) + \rho\overline{g} = \rho \left[\frac{D}{Dt}(\overline{\vec{V}}) \right] \quad (2.7.9.)$$

$$\frac{D}{Dt}(T) = \frac{1}{\rho C_P} \frac{D}{Dt}(P) + \alpha \nabla^2 T + \frac{1}{C_P} \overline{g} \cdot \overline{\vec{V}} + \frac{\mu}{\rho C_P} U \quad (2.7.10)$$

Por lo tanto, las ecuaciones de transporte quedan definidas de la siguiente manera:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\overline{\rho\vec{V}}) + \nabla \cdot (\overline{\rho\vec{V}\otimes\vec{V}}) = -\nabla \cdot \overline{P} + \mu(\nabla^2 \overline{\vec{V}}) - \nabla \cdot (\overline{\rho\vec{V}'' \cdot \vec{V}''}) + \overline{\rho}\overline{g} \quad (2.7.11)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{h}) + \nabla \cdot (\bar{\rho}\vec{V}\tilde{h}) = -\nabla\vec{J}_h - \nabla \cdot (\bar{\rho}\vec{V}'' \cdot \widetilde{h''}) \quad (2.7.12)$$

Donde $\bar{\rho}\vec{V}'' \cdot \widetilde{V}''$ es el tensor de esfuerzos aparentes de Reynolds, denominado con este nombre por sus dimensiones aunque es un término proveniente de la aceleración convectiva. El término $\bar{\rho}\vec{V}'' \cdot \widetilde{h''}$ es el vector de flujo turbulento de calor. Las ecuaciones anteriores son muy similares en forma a las correspondientes ecuaciones instantáneas, pero con un término adicional, el cual involucra las fluctuaciones de la velocidad y del escalar que representa físicamente el transporte convectivo de por movimientos turbulentos.

Capítulo 3.

“La esencia de las matemáticas no es hacer las cosas simples complicadas, sino hacer las cosas complicadas simples.”

S. Gudder.

3.1 Método de solución.

Para describir el movimiento tridimensional de flujos es necesario recurrir a las ecuaciones de Navier-Stokes descrita en el capítulo dos las cuales son ecuaciones diferenciales no lineales y carecen de una solución analítica por lo cual es necesario el uso de métodos numéricos para obtener soluciones.

La simulación de un flujo puede realizarse básicamente mediante tres alternativas: simulación numérica directa (DNS), simulación de las grandes escalas (LES) y de ecuaciones promediadas (RANS). En general, se usa la palabra simulación para indicar la solución numérica de las leyes que gobiernan el movimiento de los fluidos por medio de recursos computacionales. La estrategia utilizada en la Dinámica de Fluidos Computacional es la de reemplazar un problema definido sobre un dominio continuo por un dominio discreto definido a partir de una malla, obteniendo una ecuación algebraica del sistema y dándole solución.

Simulación Numérica Directa (DNS).

La DNS es un método de solución numérica que consiste en discretizar directamente las ecuaciones instantáneas que gobiernan el movimiento del flujo. Al discretizar las ecuaciones resuelve todas las escalas espaciales y temporales de las variables del flujo y por lo tanto no requiere de ningún modelo adicional. En un flujo turbulento no reactivo para capturar todas las escalas, el número de puntos de la desratización es función del Número de Reynolds elevado al cubo que es un valor aproximado de número de nodos que necesitará nuestro modelo para ser analizado en un software lo cual nos lleva un tiempo de cálculo considerable. Esta situación ocasiona que la DNS se limite a flujos con Reynolds bajos y geometrías sencillas.

Simulación de las Grandes Escalas.

Este tipo de simulación LES resuelve las ecuaciones instantáneas para las escalas de mayor tamaño que son más efectivas en el transporte de propiedades en comparación con las escalas menores que son más débiles y de menor capacidad de transporte. Las pequeñas escalas son filtradas y el efecto sobre el movimiento de las grandes escalas es modelado. Aunque esta técnica es menos exigente que la DNS requiere de medios de computación considerables debido a que los tiempos de cálculo son exigentes por ser siempre un cálculo tridimensional y temporal.

Ecuaciones Promediadas.

La simulación con RANS extensamente utilizada en casos prácticos de interés industrial, tiene una aproximación estadística para que el análisis de la turbulencia sea promediada en el tiempo, sus propiedades no cambien y sean determinadas por condiciones de frontera por lo cual para los fines de estudio en este trabajo es el método que se considera. Esta técnica consiste en promediar todas las escalas espaciales y temporales de las fluctuaciones turbulentas, así como resolver las ecuaciones de transporte integrales en términos de variables medias del sistema. Las ecuaciones no son cerradas y por consecuencia, se requieren modelos adicionales (modelos de turbulencia) para cerrar el sistema. La alternativa RANS es de menor exigencia computacional en comparación con DNS y LES está es otra de las razones por la cual fue considerada para este trabajo.

Debido a lo anterior, la simulación numérica tridimensional de la transferencia de calor y la aerodinámica del flujo turbulento de gases que circulan alrededor de tubos con aletas segmentadas y segmentadas (geometría compleja), mediante la alternativa DNS es inviable por la potencia y tiempo de cálculo elevado, que son requeridos. Por otra parte, debido a las dimensiones industriales del equipo y la geometría compleja del banco de tubos aletados la técnica LES requiere aún de tiempos de cálculo elevados. Por lo tanto, la mejor opción para un análisis numérico de un banco de tubos aletados en geometría compleja a escala industrial es la alternativa RANS que se presenta con detalle en el siguiente capítulo.

Sistemas completos como calderas, intercambiadores de calor, evaporadores, etc, antes de ser fabricados se analizan sus propiedades (velocidad, densidad, temperatura, presión...) lo cual conlleva a un ahorro económico y predicción de posibles errores en diseños antes de ser manufacturados.

El código PHOENICS (Partial Hiperbolic Or Eliptic Numerical Integrated Equations Solver) que para efectos de este trabajo utiliza la alternativa RANS (numerical solution of the Reynolds averaged Navier-Stokes) por lo cual es el software empleado para la solución de nuestros casos previamente descritos.

3.2 Método de Volúmenes Finitos.

El método de los volúmenes de control finitos permite discretizar y resolver numéricamente ecuaciones diferenciales, es un método alternativo a los de diferencias finitas y elementos finitos considerando una malla de discretización del espacio fluido, (figura 9).

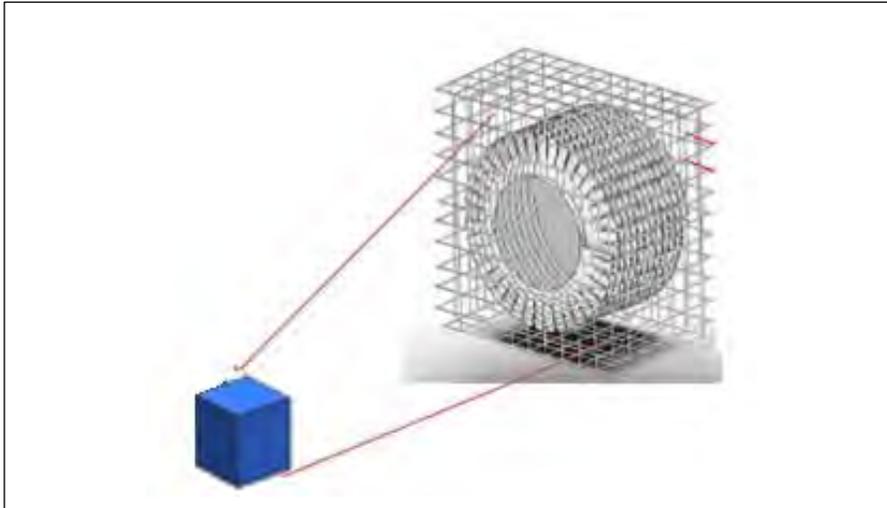


Figura 9. Representación del sistema discretizado en volúmenes finitos.

A cada elemento de la malla se ha asignado un punto o nodo. De esta forma el volumen total de fluido resulta ser igual a la suma de los volúmenes de control considerados como se muestran en las figuras 10 y 11 respectivamente.

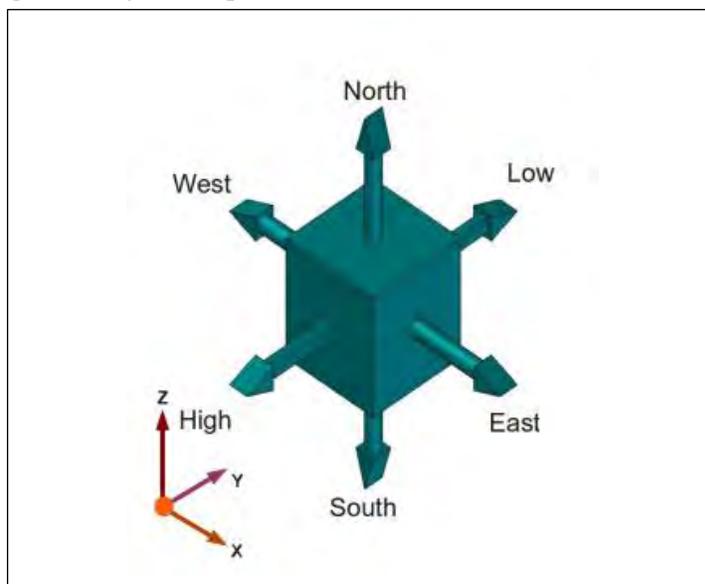


Figura 10. Diagrama de una celda con su consecutiva.

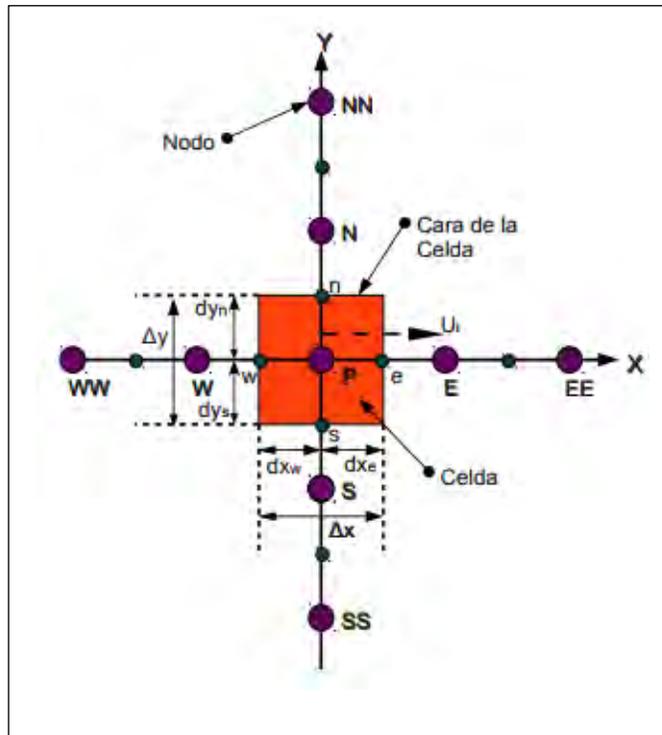


Figura 11. Diagrama de una celda bidimensional.

Las ecuaciones diferenciales del capítulo dos cantidad de movimiento, conservación de masa y energía se integran sobre cada volumen de control lo cual entrega como resultado una versión discretizada de dicha ecuación. La principal propiedad del sistema de ecuaciones resultantes es que la solución obtenida satisface en forma exacta las ecuaciones de conservación consideradas independientemente del tamaño de la malla.

Según Patankar (1980), existen estas reglas básicas para interacción entre el volumen de control y sus vecinas. Para consistencia en los flujos a través de los volúmenes de control:

“El flujo de cualquier propiedad que sale de un volumen de control debe igualar al que entra al volumen de control siguiente.”

Una función de interpolación cuadrática, que considere tres puntos de la malla para su evaluación, conduce a que los flujos estimados en un punto de referencia (dependientes de la pendiente de la curva de interpolación) son distintos si la aproximación se hace desde la izquierda o desde la derecha. La función de interpolación utilizada debe evitar este problema.

- a) Coeficientes positivos o ponderados en donde uno de los valores obtiene mayor importancia que el resto para desarrollar iteraciones únicamente con este valor.
- b) Como principal característica los procesos convectivos y difusivos tienden a ser únicamente valores mayores que cero.

El resultado final que obtenemos es aquel que una vez realizado estos procedimientos anteriores nos generó.

3.3 Características geométricas de las aletas lisas y segmentadas.

Es importante ver a detalle las características geométricas planteadas en este trabajo, para ello se empezará a describir los dos modelos planteados, aletas lisas y aletas segmentadas, por lo cual se presentan a continuación:

Características geométricas de los bancos de tubos de Aletas Segmentadas.

Haciendo referencia al tren de tubos segmentadas se tiene las siguientes medidas (figura 12):

- a) Ancho = 0.8465 [m]
- b) Altura = 0.057150 [m]
- c) Largo = 0.012985[m].

El banco de aletas que contiene a las aletas lisas y segmentadas tiene que soportar temperaturas por debajo de los 500 °C por lo cual se sugiere acero A36 por el grado comercial que es empleado actualmente, precio y conveniencia.

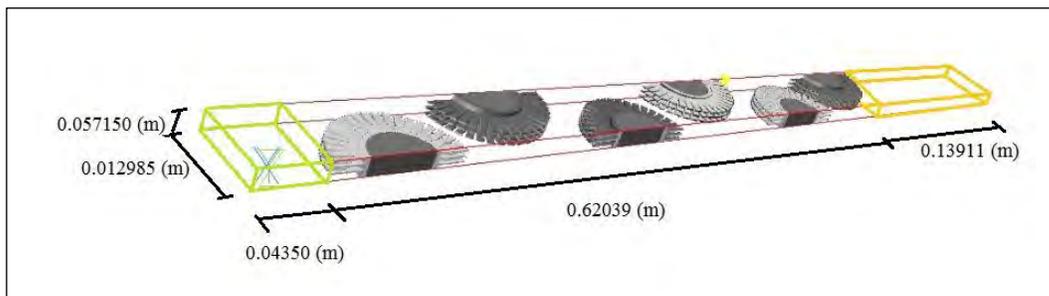


Figura 12. Diseño de banco de aletas segmentadas.

Como análisis principal en el presente trabajo se definen las dimensiones que tendrán las aletas segmentadas a lo largo del banco. A continuación se presenta de manera detalla las dimensiones consideradas.

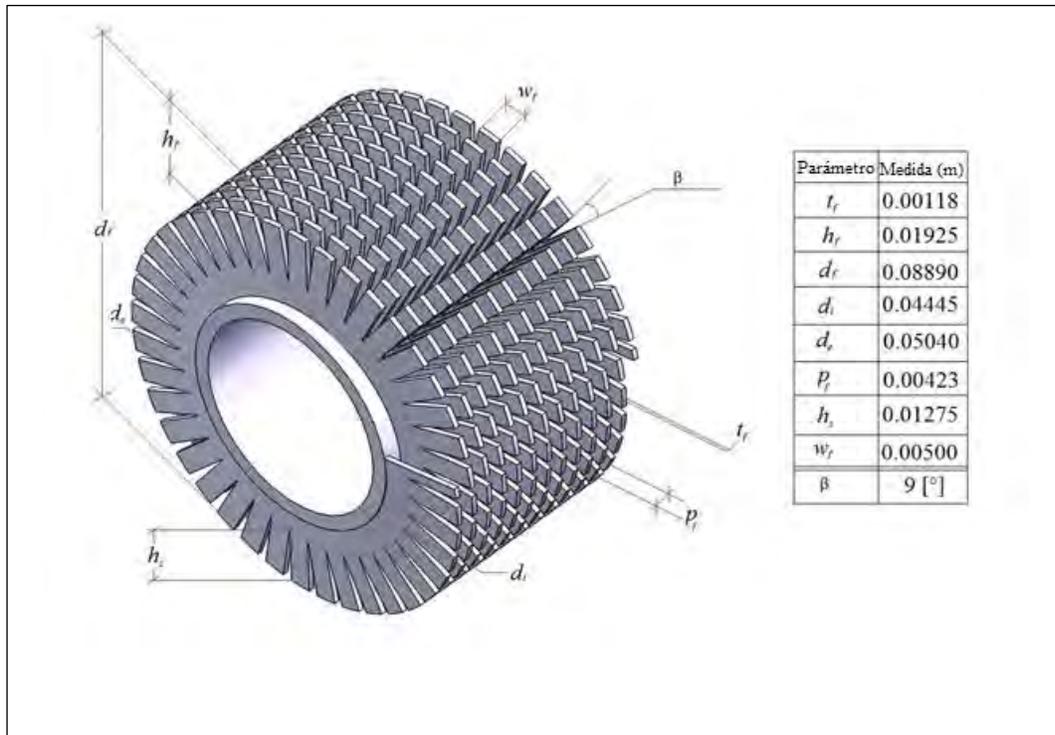


Figura 13. Diseño propuesto de las aletas segmentadas.

Para realizar una comparación entre los dos modelos y obtener las mejores conclusiones, es importante considerar modelos similares para ambas aletas helicoidales, por lo cual abajo se describe físicamente las aletas lisas propuestas.

Características geométricas de los bancos de tubos de Aletas Lisas.

Haciendo referencia al tren de aletas lisas se tiene las siguientes medidas (figura 14):

- a) Ancho = 0.8465 [m]
- b) Altura = 0.057150 [m]
- c) Largo = 0.012985[m]

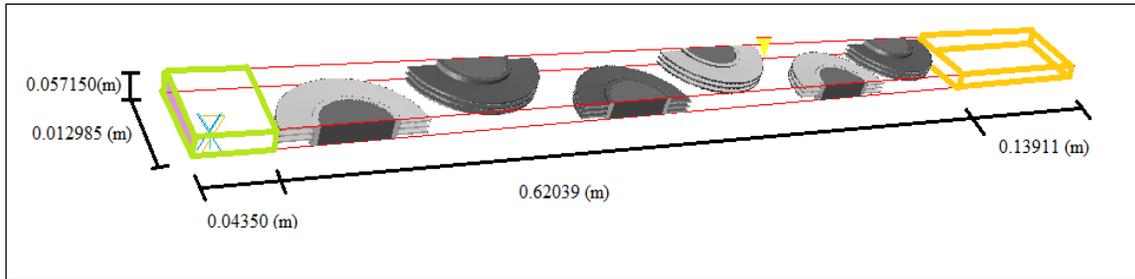


Figura 14. Diseño de banco de aletas lisas.

Al igual que en el caso de las aletas segmentadas en la figura 15 se muestra detalladamente las dimensiones de las aletas lisas así como su geometría.

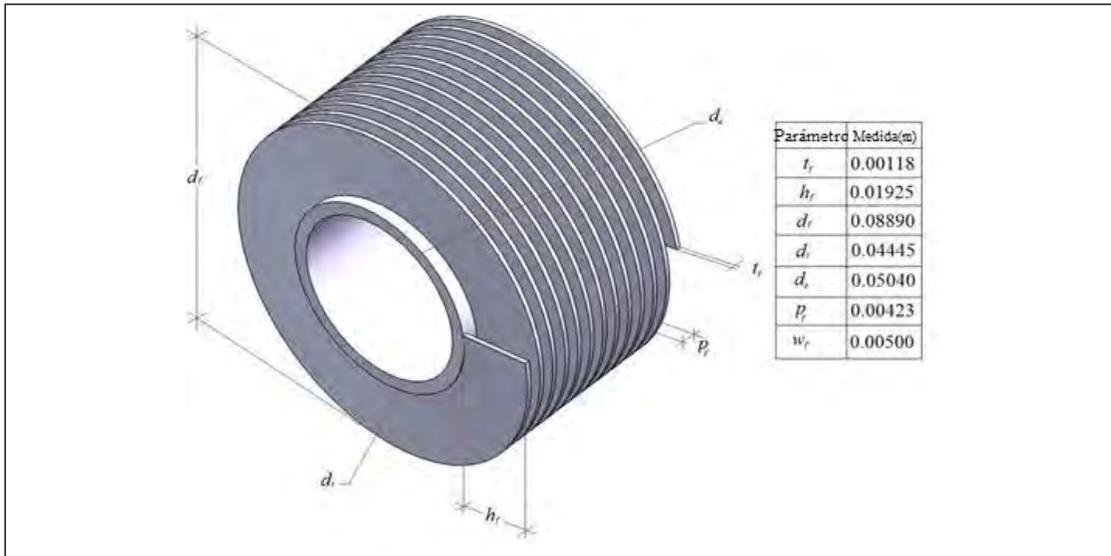


Figura 15. Diseño propuesto de las aletas lisas.

3.4 Condiciones de frontera para los modelos descritos.

Una vez definido el número de celdas que se utilizó en los modelos se procede a definir las condiciones de frontera las cuales son basadas en trabajos realizados previamente por Martínez [16] los cuales han demostrado una aproximación aceptable. En la figura 16 se muestran dichas condiciones.

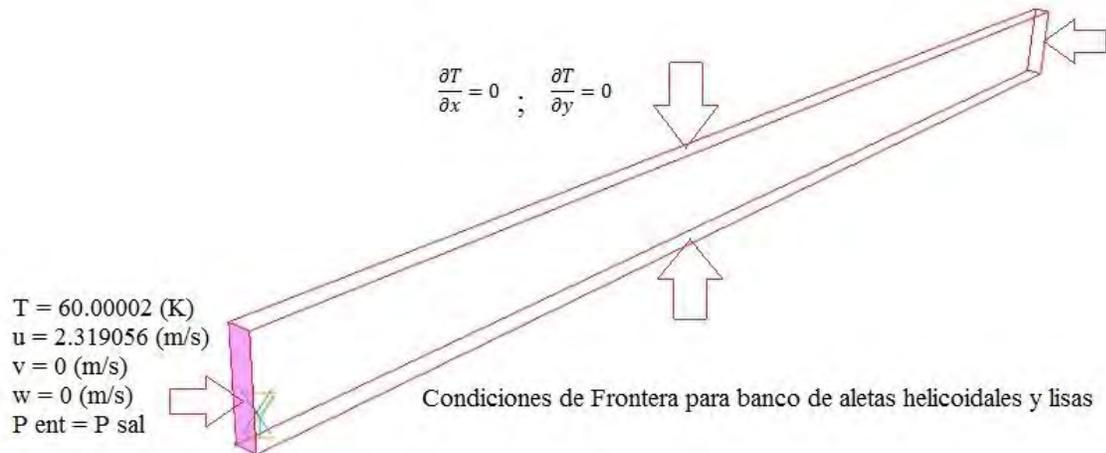


Figura 16. Condiciones de frontera para banco de aletas lisas y segmentadas.

Las condiciones a la entrada para ambos casos refiere a una temperatura 60.00002 (K), velocidad en el plano “x” del fluido de 2.319056 (m/s) la presión de entrada y la salida iguales.

En la figura 17 que abajo se ilustra se muestran los dos modelos que se consideran. En la parte superior de la figura 17 se muestra el banco de aletas lisas que consta de 6 tubos con un diámetro interior (di) a temperatura ambiente para intercambiar energía con el exterior (banco de aletas). En la parte inferior de la figura 17 se encuentra el banco de aletas segmentadas para ambos casos se tiene un arreglo de tren de aletas escalonado y la tercera aleta de cada uno de los bancos es la que se considera de análisis para conclusiones posteriores.

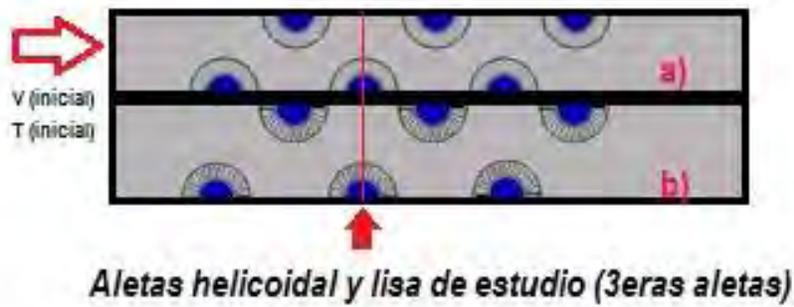


Figura 17. Configuración del banco de aletas; a) Banco de aletas lisas (superior); b) Banco de aletas segmentadas (inferior).

Es considerable mencionar que el número de Reynolds para los casos es de 2758.12 por lo cual podríamos definir que se encuentra en una zona de flujo laminar.

3.5 Características físicas del mallado utilizado para la resolución de los modelos.

Al momento de realizar un mallado para un análisis debemos considerar que mientras mayor número de celdas se asignen al análisis mayor será el tiempo de cálculo que necesite nuestro ordenador y el tener mayor celdas o nodos en muchas ocasiones garantiza un análisis más fino o detallado entre cada nodo para nuestros modelos que a continuación se presentan se tomaron las siguientes consideraciones mostradas en la figura 18.

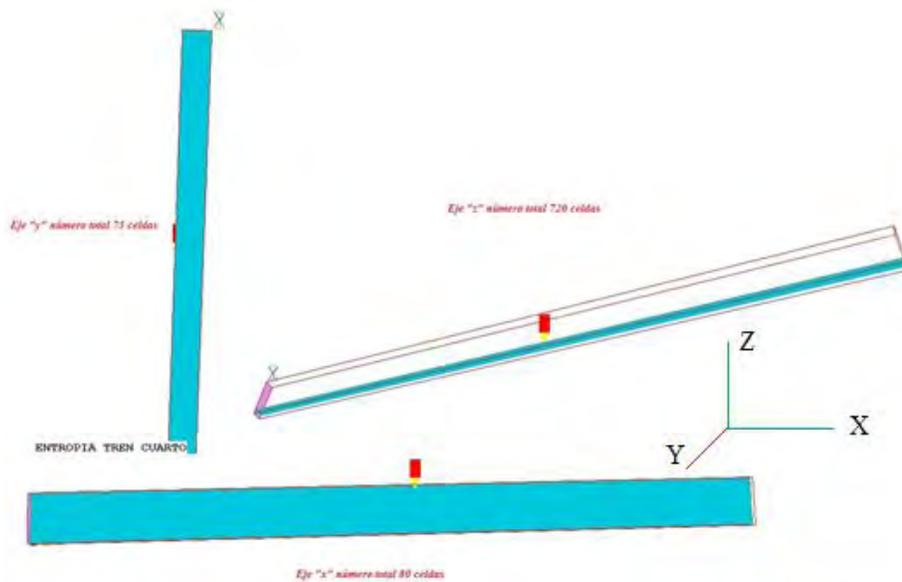


Figura 18. Configuración del mallado en los ejes cartesianos para los bancos de aletas lisas y segmentadas

El discretizado de la malla en coordenadas cartesianas se asignó para los dos casos (lisas y segmentadas) de la siguiente manera:

- a) Una tolerancia de 1.00×10^{-4} (m).
- b) Número de celdas en la dirección “x” de 80.
- c) Número de celdas en la dirección “y” de 75.
- d) Número de celdas en la dirección “z” de 720.

Por último paso para poder analizar los dos modelos tenemos que considerar los valores o condiciones de frontera a los cuales fueron sometidos ambos modelos. Con esto queda definido la configuración y condiciones de frontera que se emplea; en el capítulo 4 que a continuación se presenta emplea el software PHOENICS para analizar el flujo de aire en intercambiadores de calor compactos, la simulación se lleva a cabo en estado estacionario al final de cada estudio se comparan ambos modelos con gráficas y figuras descritas.

Capítulo 4

Resultados y Conclusiones.

En este último capítulo se presentan los resultados gráficos y conclusiones generales del trabajo.

4.1 Análisis de presión para banco de aletas segmentadas y lisas.

El flujo de Presión generado en todo el banco de aletas segmentadas (a) y el banco de aletas lisas (b) se observa en la figura 19. Partiremos para todos los análisis que se presentaran en este presente capítulo de dos líneas trazadas en cada banco de aletas (LMA y LMB) que divide la sección superior e inferior para cada banco de aletas como se muestra en la figura 19.

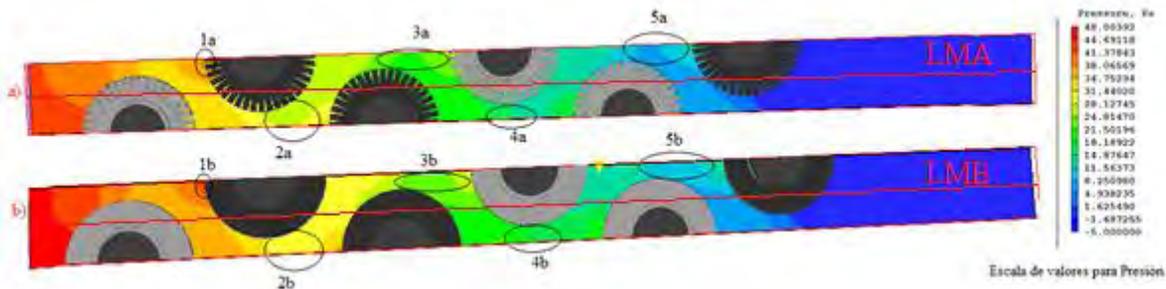


Figura 19. Simulación de Presión para el banco de aletas segmentadas(a) y banco de aletas lisas(b)

Para los dos casos presentados en la figura 19, los valores promedio del flujo de aire de presión registrados de la lectura del software es 44.69 (Pa). El flujo de aire apreciable en la segunda aleta segmentada, por encima de la sección de análisis, (LMA) para el punto (1a) la presión media es de 38.06569 (Pa); si comparamos el mismo punto para la aleta lisa en la Línea Media B (LMB) en el punto (1b), la presión generada corresponde a 41.37843 (Pa). La diferencia cualitativa del flujo de aire existente entre las segundas aletas de los bancos **3.31275 (Pa)**. Conforme analizamos el flujo de aire en la tercera aleta segmentada en el punto (2a) por debajo de (LMA) la presión media es de 24.8147 (Pa) y para la entrada del flujo de aire en la tercera aleta lisa (2b) por debajo de (LMB) la presión media es 31.44020 (Pa) por lo cual se deduce que la diferencia entre ambos casos es de **6.6255 (Pa)**. En la tabla 1 se realiza un resumen de los resultados obtenidos para cada caso. Continuando con el análisis en el banco de aletas segmentadas para el punto (3a) arriba de (LMA) la presión promedio del flujo de aire tiene un valor de 21.50196 (Pa); con respecto al punto (3b) por encima de (LMB) la presión promedio del flujo de aire para la aleta lisa es de 24.8147 (Pa)

existiendo una diferencia de 3.31275 (Pa). Para el penúltimo punto de análisis en la sección (4a) por debajo de (LMA) en la aleta segmentada se tiene una presión media del flujo de aire de 14.87647 (Pa) mientras que para la aleta lisa en el punto (4b) la presión media del flujo de aire corresponde a 18.18922 (Pa) existiendo una diferencia de 3.31275 (Pa) y para el último punto de análisis para el caso del punto (5a) por encima de (LMA) la presión media característica es de 8.250980 (Pa) y para el caso de la aleta lisa la presión media es de 14.87674 (Pa), todos estos valores son registrados en la figura 20.

Para este primer análisis se observa una diferencia máxima para las terceras aletas (6.6255 Pa), se observa que para el resto de los puntos de análisis el cambio es prácticamente constante (figura 20).

	Aletas Lisas	Aletas Segmentadas	Gradiente de presión(Presión aleta lisa - Presión aleta helicoidal)
No de aleta	Presión Media Característica (Pa)	Presión media Característica (Pa)	Diferencia de Presión (Pa)
1	44,69	44,69	0
2	41,37843	38,06569	3,31275
3	31.44020	24,8147	6,6255
4	24,8147	21,50196	3,31274
5	18,18922	14,87647	3,31275
6	9,907355	8,25098	1,656375

Figura 20. Diferencia de presiones en los bancos de aletas.

De este análisis descrito podemos observar cuantitativamente que la aleta de mayor impacto para ambos casos es la tercera, lo que se hará llevar a este punto para establecer el análisis de temperatura, calor y velocidad.

Adicional a estos resultados es importante mencionar que el software PHOENICS nos ofrece la opción de analizar las superficies de contorno que se genera al interior de los objetos y nos permite verlos de manera visual y cuantitativa de escalas de presiones. Para nuestro caso particular se realiza el siguiente estudio.

En la figura 21 se muestra la superficie de contorno después de la tercera aleta para cada banco.

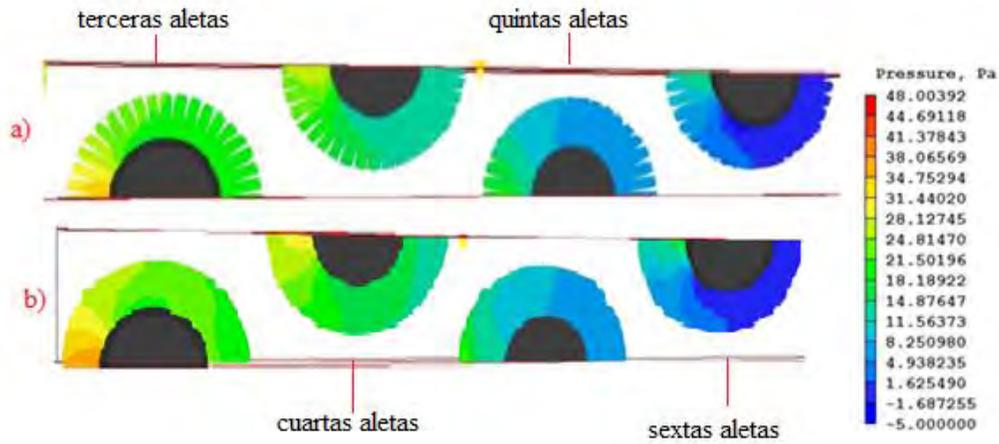


Figura 21. Superficies de contorno para banco de aletas segmentadas (a) y banco de aletas lisas (b) a partir de las terceras aletas.

En la figura 22 se realiza una impresión de pantalla del comportamiento que se generaría en el interior de la tercera aleta segmentada (a) contra la la tercera aleta lisa (b).

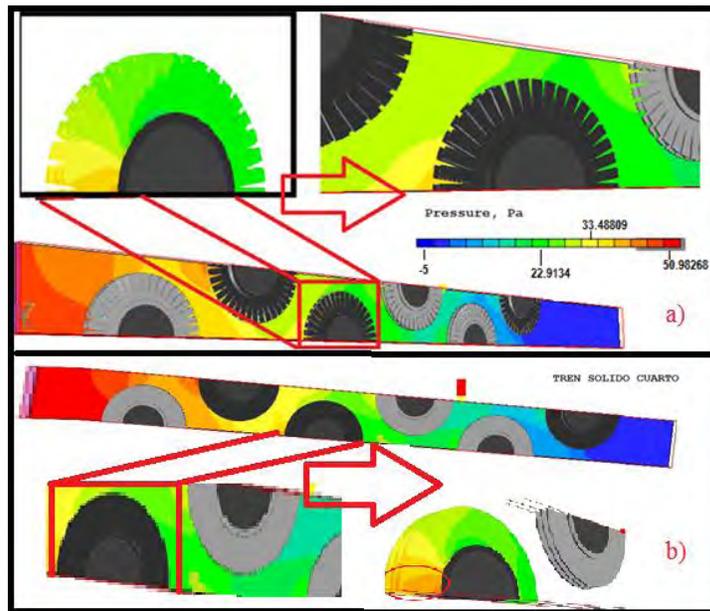
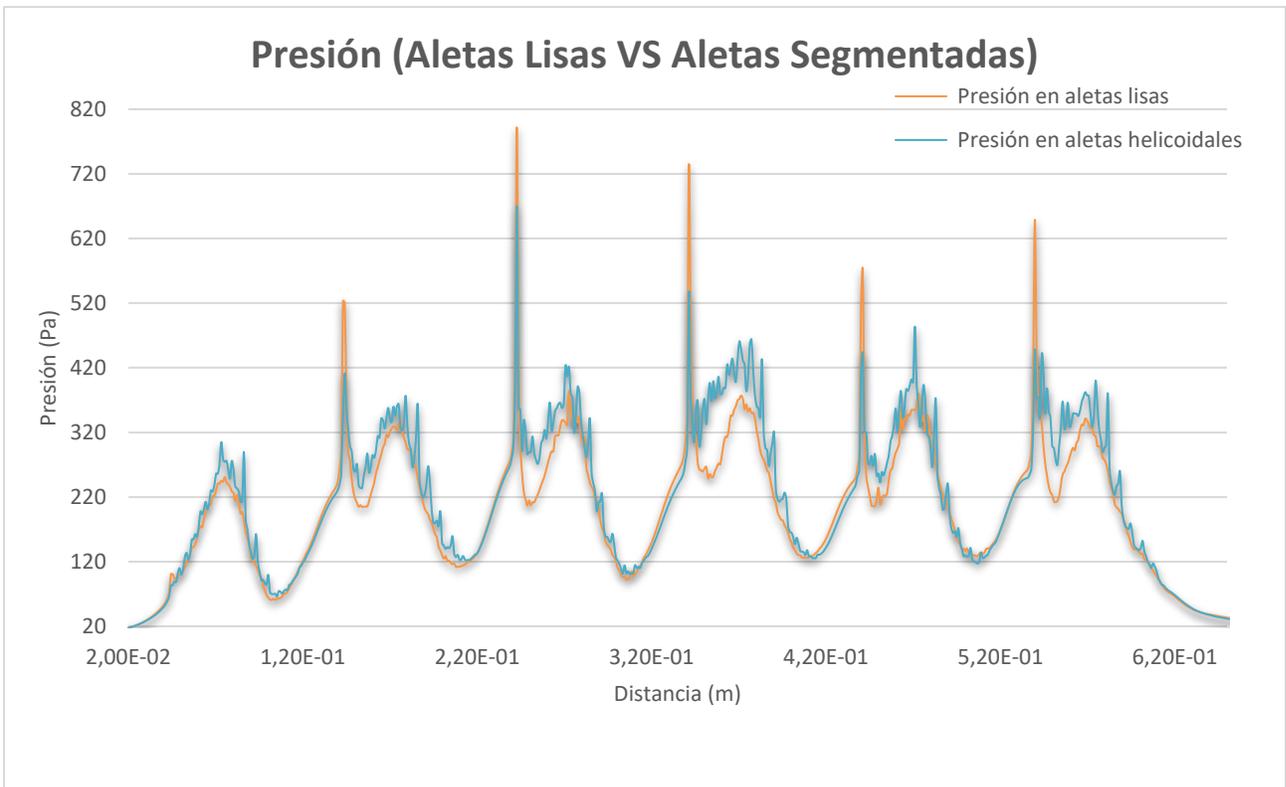


Figura 22. Superficie de contorno para la tercera aleta helicoidal (a) y superficie de contorno para la tercera aleta lisa (b)

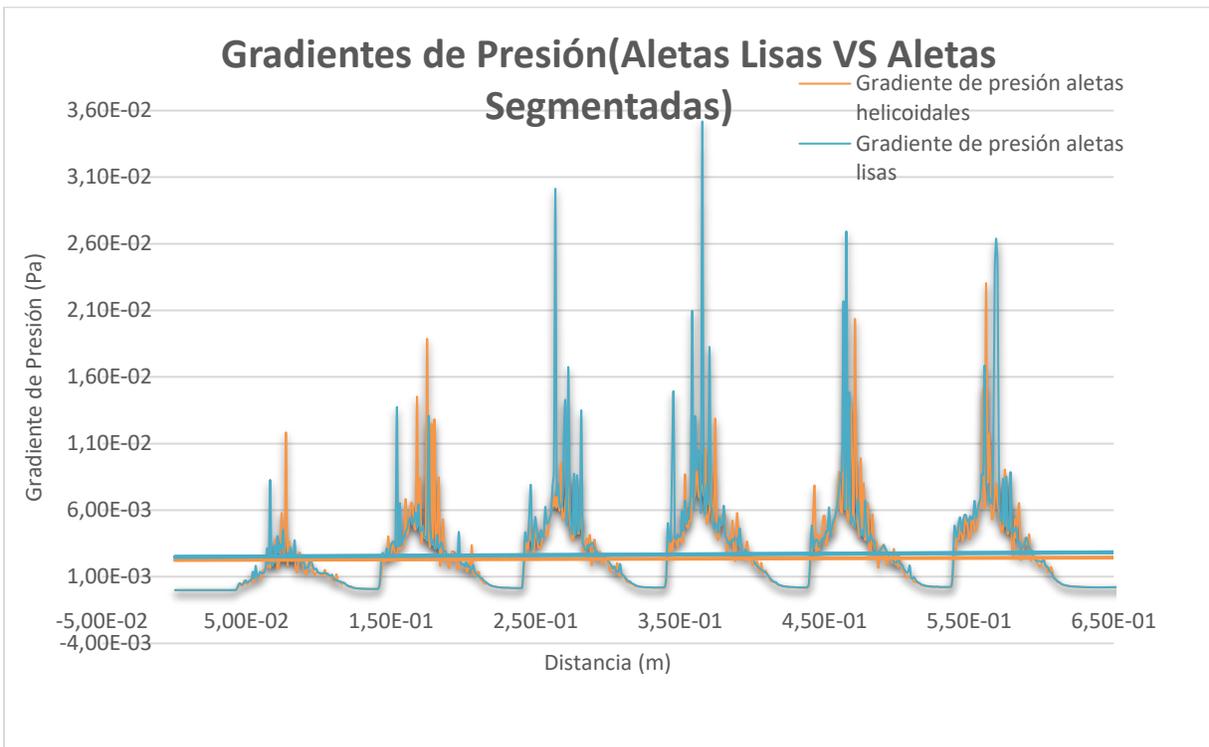
De la figura 21 se observa la superficie de contorno del gradiente de presión en la aleta lisa que cuantitativamente es mayor en un 21.07 %, con respecto a la aleta segmentada, debido a la geometría de esta última.

A continuación analizaremos la gráfica 1. Se realiza la comparación entre las aletas; en el eje “X” se tiene la longitud del tren de aletas (m) y en el eje “Y” se presenta los valores de Presión (Pa), en color azul la presión generada en el banco de aletas lisas y en color anaranjado el banco de aletas segmentadas. Como se mencionó anteriormente en la descripción individual y en la figura 20 las presiones en los puntos LMB figura (19) los valores correspondientes para las aletas lisas son más grandes que en las aletas segmentadas, sin embargo para fines cuantitativos representa una variación no mayor al 10% entre cada aleta.



Gráfica 1. Gráfica de Presión VS Distancia en bancos de aletas.

El gradiente de presión se presenta en la gráfica 2. De color anaranjado se presenta el gradiente de presión para aletas segmentadas y de color azul el gradiente de presión para aletas lisas. Se observa que para las primeras cuatro aletas lisas se tienen los valores máximos, donde algunos factores importantes a considerar a lo largo del tren de aletas es el flujo másico por unidad de área y el número de líneas de tubos, es por ello los valores significativos en el primer tercio del banco. En la última aleta lisa y helicoidal su gradiente es de 0.01656375 (Pa). En conclusiones generales para el gradiente de presión resulta de manera ingenieril poder escoger entre uno u otro tren de aletas debido a los valores que se obtuvieron para ambos casos son prácticamente cercanos a cero, y para fines industriales podríamos tener como antecedentes para toma de decisiones e inversiones monetarias las conclusiones descritas en este trabajo.



Gráfica 2. Gráfica del gradiente de presión para bancos de aletas.

4.2 Análisis de temperatura para banco de aletas segmentadas y lisas

Para el campo de temperaturas en ambos bancos se realiza un análisis similar al descrito en el campo de presiones por lo cual empezaremos por ver el comportamiento del banco de aletas lisas (a) y segmentadas (b) como se muestra en la figura 23.

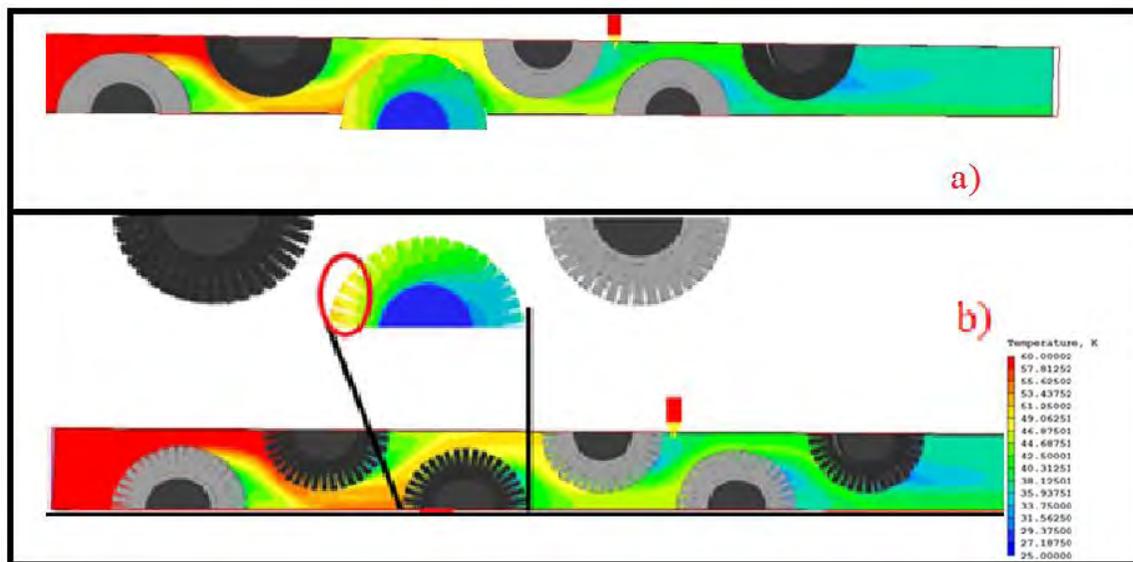


Figura 23. Comportamiento de Temperatura para el banco de aletas lisas (a) y banco de aletas segmentadas (b)

En la sección media del banco de aletas se tienen registros de 49.06251 (K) hasta llegar a la última aleta en donde se tiene una caída de Temperatura de 33.75 (K) para el caso de aletas segmentadas (a). Para la sección media del banco de aletas lisas (b) se tienen registros de 49.06252 (K), hasta llegar a la última aleta helicoidal, en donde se observa una caída de Temperatura es de 31.56251 (K).

En la tabla 2 se describen los cambios producidos entre cada aleta.

	Aletas Lisas	Aletas Segmentadas	Diferencia(Temperatura aleta lisa - Temperatura aleta helicoidal)
No de aleta	Temperatura media Caracteristica (K)	Temperatura media Caracteristica (K)	Diferencia de Temperatura (K)
1	57,8152	57,8152	0
2	53,43	53,79	0,36
3	41,002	41,235	0,233
4	38,875	39,15	0,275
5	37,005	37,258	0,253

Figura 24. Diferencia de Temperaturas entre superficies de contorno de los bancos de aletas.

Como se puede apreciar de la figura 24 los gradientes de temperatura entre una aleta y otra son menores de 1 (K).

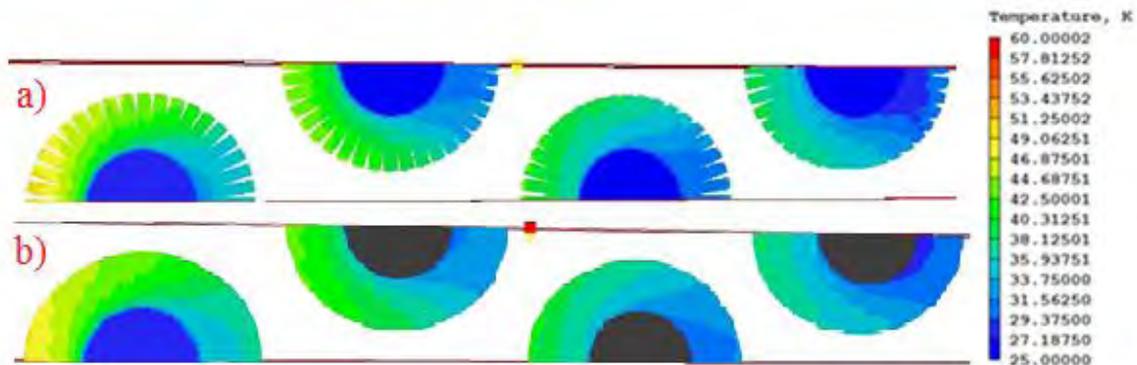
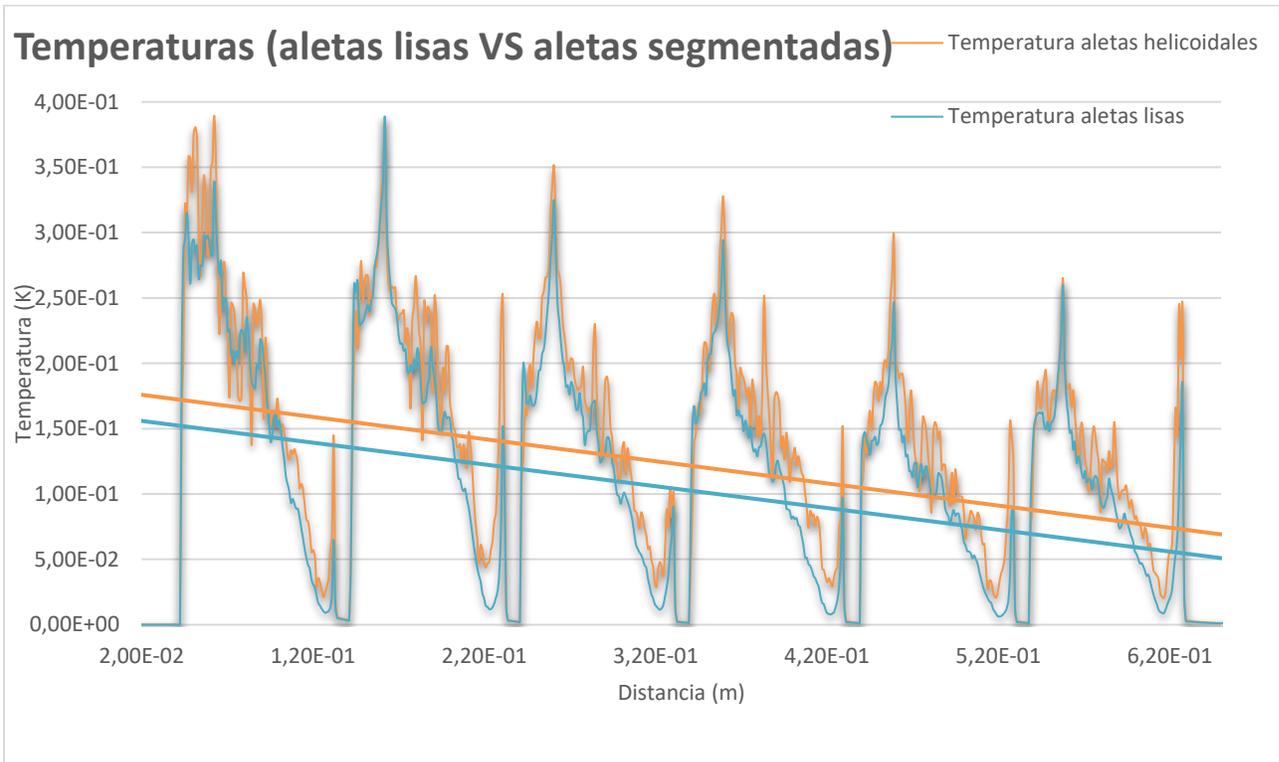


Figura 25. Superficies de contorno de temperaturas para bancos de aletas segmentadas(a) y lisas (b) a partir de las terceras aletas.

De la figura 24 podemos concluir que el cambio de temperatura o disipación de energía por radiación convección y conducción es menor de 1 (K) lo cual para fines de ingeniería no representa gran impacto al momento de tomar una decisión para selección de banco de aletas, y queda reafirmada esta conclusión en la gráfica 3 que se presenta a continuación.

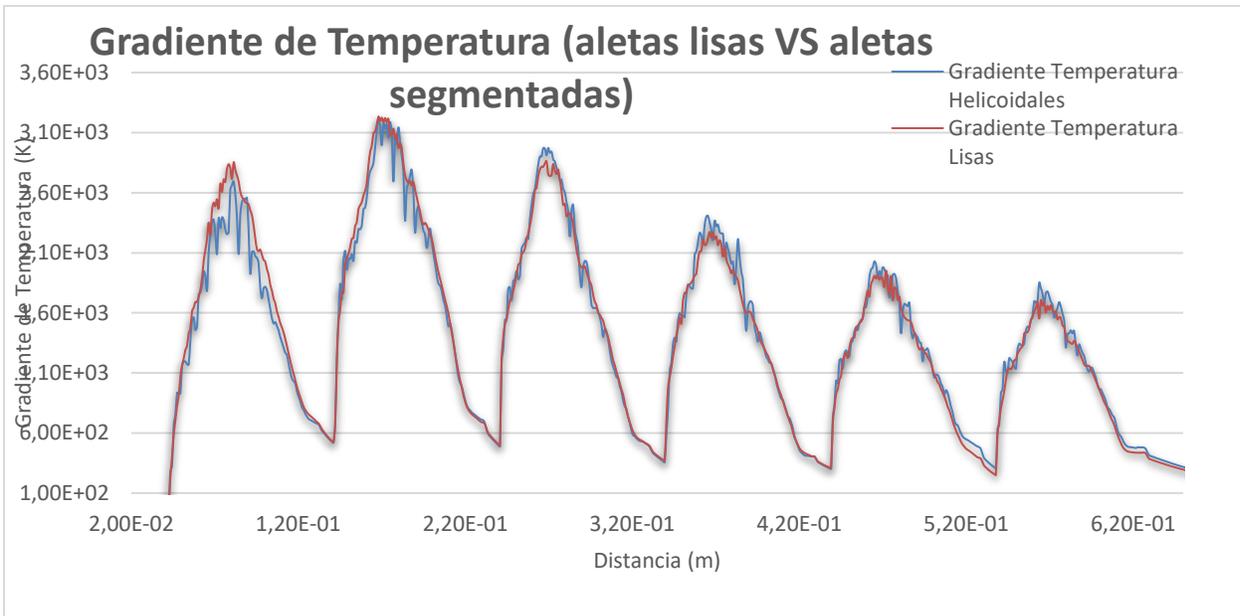


Gráfica 3. Temperatura para bancos de aletas.

Los valores que se obtuvieron de temperatura en los bancos de aletas de la gráfica 3 nos llevan a corroborar que son valores menores a 1 (K).

Es importante mencionar que la eficacia de este tipo de intercambiadores de calor es gracias a la interacción convectiva existente entre el tubo que se encuentra al centro de las aletas a temperatura ambiente y el fluido de trabajo aire. La mayoría de estos intercambiadores de calor manejan agua por los costos que generan son muy bajos en comparación con algún refrigerante (R-134, R22,...) las cantidades industriales de fluido de trabajo que se requieren para el intercambio de calor y por la capacidad térmica que presenta el agua de 4.186 (J/KgK) incrementa la eficiencia de estos dispositivos en la industria, entre otros aspectos favorables del agua.

Para la parte final del análisis de temperatura la se presenta la gráfica 4.

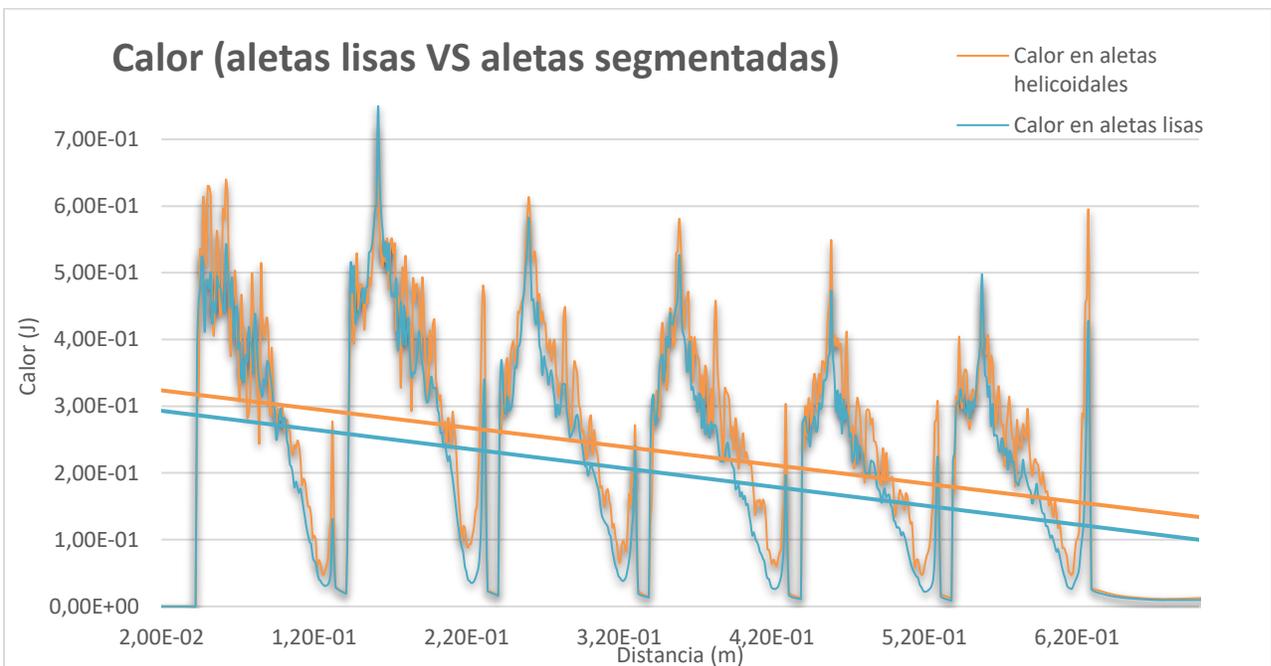


Gráfica 4. Gradiente de Temperatura para bancos de aletas.

4.3 Análisis del Calor para banco de aletas segmentadas y lisas.

En el apartado anterior observamos gráficamente que no existía gran variación en el caso de temperatura, por lo cual nos llevaría a concluir que el calor como medio de propagación de energía no existiría un cambio significativo. Para ello se muestra la gráfica 5. Se observa el calor transferido en color anaranjado las aletas segmentadas y en color azul las aletas lisas. Se observan valores por debajo de 1 (J) por lo cual nos lleva a pensar que es indiferente escoger entre una aleta segmentada y una aleta lisa debido a que sus valores son muy pequeños en cuanto a cambios entre un banco de aletas y otro.

Este análisis para estos casos en particular aletas lisas y aletas segmentadas podría servir como futuros trabajos que se quisieran retomar realizando algunas variables en las aletas, como el hecho de modificar las dimensiones, las geometrías entre aletas, realizar diferentes arreglos en los trenes de aletas, conociendo de antemano que el flujo de aire o el fluido que se desarrollara dentro del banco alcanzara una zona en donde si ponemos 8, 12, “n” cantidad de aletas no esperaríamos tener alguna novedad por el contrario de este trabajo podemos concluir que es más que suficiente con 6 aletas puesto que después de la cuarta aleta los valores de presión, temperatura y calor no cambiarán en absoluto.



Gráfica 5. Transferencia de calor para bancos de aletas lisas y segmentadas.

4.4 Análisis de la Velocidad para banco de aletas Segmentadas y lisas.

En este apartado se realizara un estudio detallado del campo de velocidades que se generan en ambos bancos de aletas (figura 26).

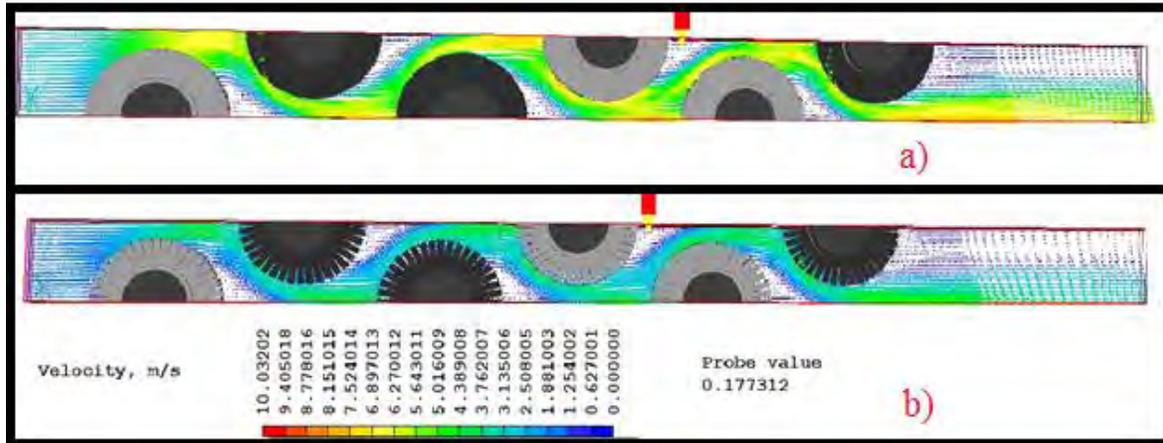


Figura 26. Perfiles de velocidad para el bancos de aletas lisas (a) y segmentadas (b).

Observamos en la figura 26 que los valores que el flujo de aire tiene mayor velocidad en el banco de aletas lisas con respecto al tren de aletas segmentadas debido a la geometría continua de las aletas lisas. Como se ha venido analizando la tercera aleta para cada banco en la figura 25 se puede observar que el flujo de aire alcanza una velocidad promedio de 0.6270 (m/s) para el caso helicoidal justamente a la mitad de la aleta mientras que la aleta lisa el flujo de aire alcanza la misma velocidad en el último tercio de la aleta debido a la geometría de la misma y a la turbulencia.

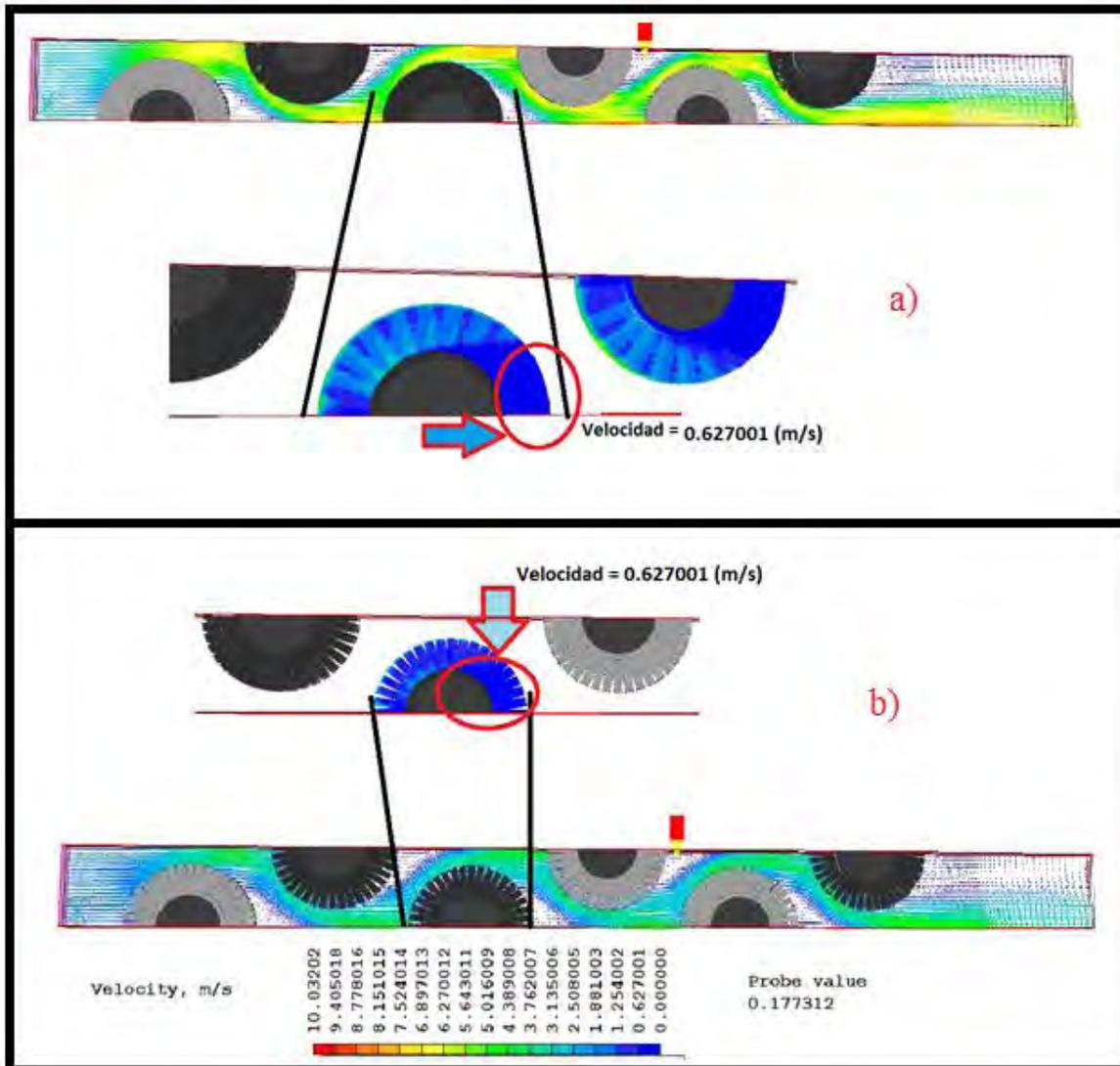


Figura 27. Perfil de velocidad para tercera aleta helicoidal.

Para comprender de cerca el comportamiento vectorial del flujo de aire entre cada aleta a continuación se presenta la tercera aleta de cada banco en la figura 27.

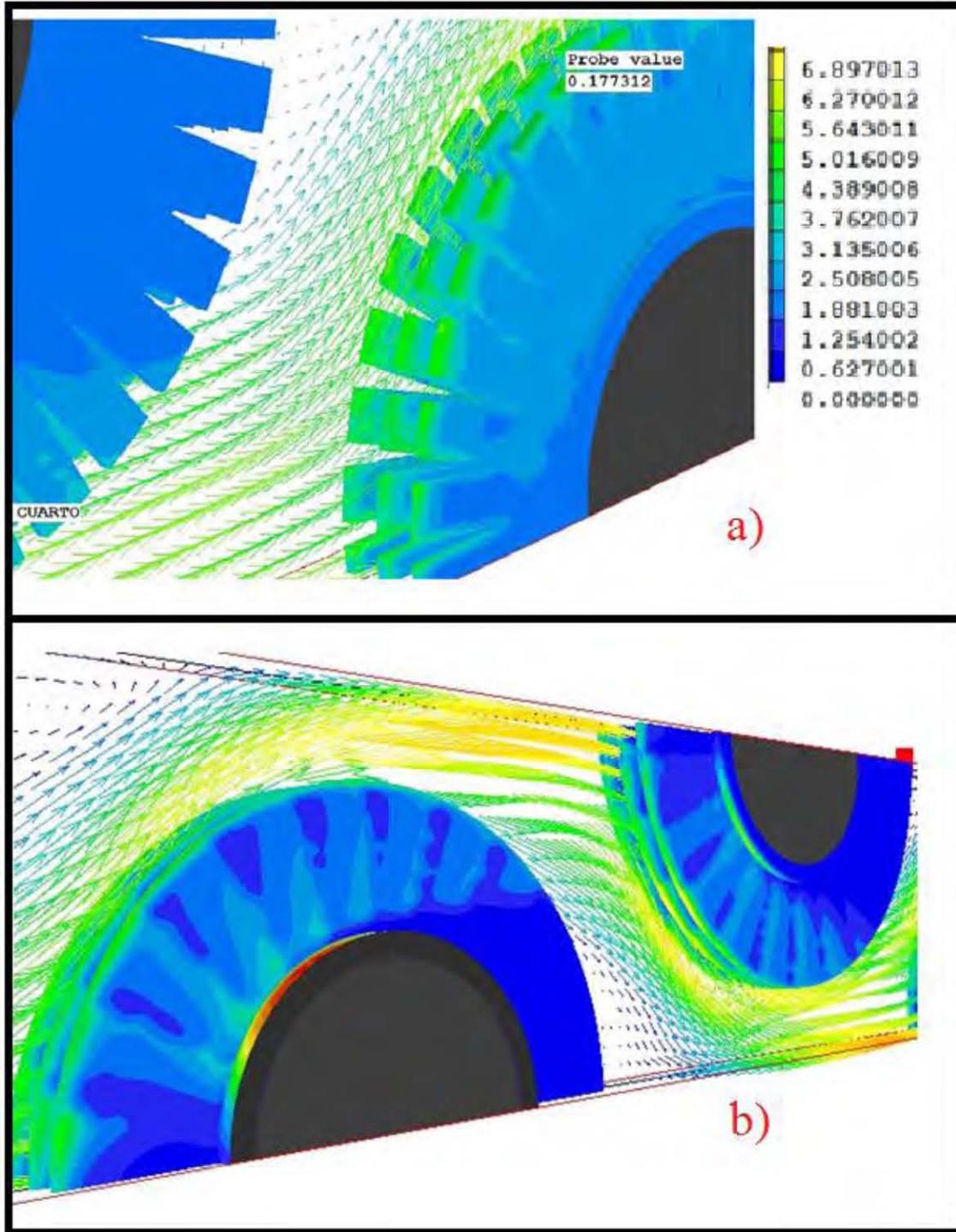
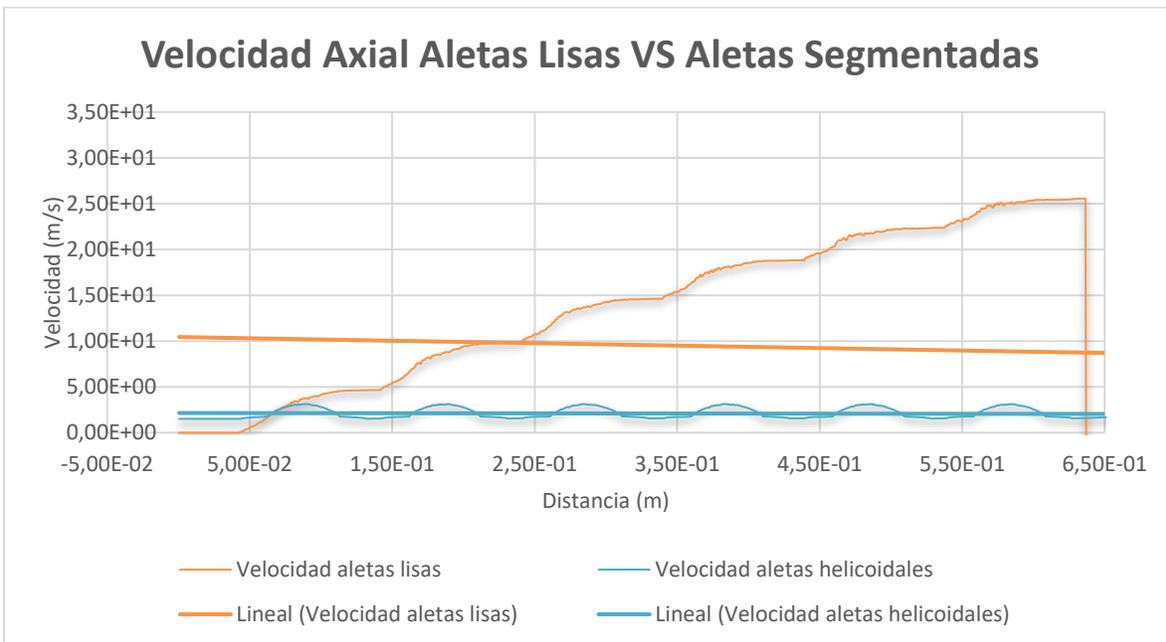


Figura 28. Velocidad axial representada mediante vectores para la tercera aleta helicoidal y lisa.

De la figura 28 se observa que el flujo de aire en la aleta helicoidal tiene menor velocidad a pesar que las condiciones de operación a la entrada son las mismas y vectorialmente observamos que en la aleta lisa el flujo de aire no crea tanta turbulencia como el que se crea entre cada aletado helicoidal traducido en disminución de velocidad.

Por último en este trabajo definiremos a través de una gráfica los perfiles de velocidad para el banco de aletas como se muestra en la figura 27. De color azul se muestra el perfil de velocidades para las aletas segmentadas y de color anaranjado el perfil de velocidades para las aletas lisas. Se observa que mientras el perfil de velocidades va en ascenso mientras se va desarrollando el flujo en las aletas lisas, hasta alcanzar su valor máximo 2.5 (m/s), las aletas segmentadas son muy estables generando el mismo comportamiento a través de todas las aletas oscilando entre valores de .2 a .5 (m/s) como si fuese un comportamiento senoidal. En conclusiones generales para el perfil de velocidades podemos decir que las aletas segmentadas por mucho más estables hasta en un 80% con respecto a las aletas lisas, ya dependerá de la aplicación o instalación para la que se requiera.



Gráfica 6. Velocidad generada en el banco de aletas lisas y segmentadas.

Referencias

[1] Srblisav B. Genic, Branislav M. Jacimovic, Boris R. Latinovic. Research on air pressure drop in helically-finned tube heat exchangers. *Applied Thermal Engineering* 26 (2006) 478-485.

[2] Weierman, C. "Correlations Ease The Selection of Finned Tubes". *Oil and Gas Journal* 74:36 (1976) 94-100.

[3] Weierman C. and Taborek J. Comparison of the performance of in-line and staggered banks of tubes with segmented fins, *Chem. Engineers* 74:174 (1978) 39-46.

[4] ESCOA,

[5] Nir A. Nir. Heat Transfer and Friction Factor Correlations for Crossflow over Staggered Finned Tube Banks. *Heat Transfer Engineering* 12-1 (1991) 43-58.

[6] Kiyoshi Kawaguchi, Kenichi Okui, Takaharu Kashi. Heat transfer and pressure drop characteristics of finned tube banks in forced convection. *Journal of Enhanced Heat Transfer* 12-1 (2005) 1-20.

[7] Martin Holger Martin. The generalized L ev eque equation and its practical use for the prediction of heat and mass transfer rates from pressure drop. *Chemical Engineering Science* 57 (2002) 3217–3223.

[8] Martin Holger Martin. How to Predict Heat and Mass Transfer from Fluid Friction. 4th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics HEFAT 2005. Cairo, Egypt.

[9] L ev eque, A. Les lois de la transmission de chaleur par convection. *Annales des Mines* 13 (1928) 201–299, 305– 362, 381–415.

[10] R. Hofmann, F. Frasz, K. Ponweiser, Performance evaluation of solid and serrated finned-tube bundles with different fin geometries in forced convection, in: *Fifth European Thermal-Sciences Conference*, 2008.

[11] Erling Naess. Heat Transfer in Serrated-Fin Tube Bundles with Staggered Tube Layouts. 9th U.K. National Heat Transfer Conference. Manchester, U.K., 2005.

[12] Erling Naess. Heat Transfer and Pressure Drop in Serrated-Fin Tube Bundles for Waste Heat Recovery Applications. 6th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics, and Thermodynamics, Miyagi, Japan, 2005.

[13] Marie-Noelle Dumont, George Heyen. Mathematical modelling and desing of an advanced once-through heat recovery steam generator. Computers and Chemical and Engineering 28 (2004) 651-660

[14] Bejan, A. Convection Heat Transfer, 2nd ed., Wiley, 1995.

[15] S. Mostafa Giaasiaan, Two Phase Flow Boiling and Condensation in Conventional and Miniature Systems Cambridge 2008

[16] E. Martínez, W. Vicente, M. Salinas, G. Soto. Single-phase experimental analysis of heat transfer in helically finned heat exchangers. Applied Thermal Engineering 29 (2009) 2205-2210

Bibliografía

<http://twenergy.com/a/mexico-y-las-emisiones-de-gei-772>

Artículo O.A Jaramillo Centro de investigación en Energía, UNAM ,20 de noviembre 2007

<http://www.lfp.uba.ar/es/notas%20de%20cursos/notasestructuraljuliogratton/05Flujosideales.pdf>