



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Evaluación del desempeño térmico y
mecánico de un intercambiador de calor
con varillas deflectoras para aplicaciones
en sistemas de aire acondicionado**

TESIS

Que para obtener el título de
Ingeniera Aeroespacial

P R E S E N T A

Jimena Alanis Rodríguez Pérez

DIRECTOR DE TESIS

Dr. Martín Salinas Vázquez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2026

DEDICATORIA

En honor a mis abuelos, María Francisca Regina Sánchez Márquez, Felipe Pérez Juárez, María Teresa Silva Requelme y Rafael Rodríguez Moreno. Siempre los llevaré en mi corazón, sus enseñanzas continuarán guiándome a lo largo de mi vida.

AGRADECIMIENTOS

A Dios, por mi vida y todas las bendiciones que he recibido, por amarme, acompañarme e iluminarme a lo largo de mi vida.

A mis Padres, por darme todo su amor, apoyo y ser mi inspiración, por brindarme la oportunidad de llegar hasta este punto, por su amor y esfuerzo incondicional, por sus sacrificios, enseñanzas, por mi fe, por dar todo de ellos para sus hijas y su familia.

A mi hermana, por ser mi motivación para seguir esforzándome día con día, por ser mi mejor amiga, confidente y ese motor para salir adelante en mi vida profesional y personal.

A Siloe, por brindarme su amor y acompañamiento incondicional. Siendo aquel que me animó hasta el último momento para poder concluir mis materias y la tesis.

A mi tutor y sinodales, Dr. Martín por su paciencia, acompañamiento y todo el aprendizaje que me compartió desde mi servicio social. Al Dr. William, Dr. Joaquín, Maestro Javier, Maestro Alfonso, Maestro André, por ese apoyo y guía en este proceso de titulación.

A la Facultad de Ingeniería, por brindarme una formación académica y personal, además de momentos increíbles a lo largo de la carrera.

Al Instituto de Ingeniería y el Laboratorio de CFD, por darme esas herramientas para la realización de esta tesis, por esa oportunidad de aprender algo nuevo. Además de permitirme conectar con personas maravillosas, a todos mis compañeros del laboratorio.

A la Universidad Nacional Autónoma de México por darme la oportunidad de conocer a nuevas personas, profesores, amigos, y por vivir nuevas experiencias académicas y personales, por esa oportunidad de estudiar en este campus de Ciudad Universitaria, que se convirtió en mi segundo hogar.

RESUMEN

En el presente trabajo se analizó el comportamiento térmico e hidrodinámico de un intercambiador de calor aplicado a sistemas de aire acondicionado aeronáutico, mediante el uso de herramientas de CFD. Se simularon cuatro configuraciones geométricas, en tres de ellas se incorporan varillas deflectoras, con el objetivo de incrementar la eficiencia del sistema, favoreciendo la transferencia de calor y reduciendo la caída de presión.

En el modelo numérico se establecen las condiciones iniciales y de frontera, así como las ecuaciones gobernantes del fenómeno. Se analizó el comportamiento de los patrones de temperatura, velocidad y presión para las cuatro configuraciones distintas, lo que permite observar la formación de vórtices, estelas, y en general, evaluar el comportamiento del fluido bajo las condiciones establecidas.

Con base en un trabajo experimental se logró la validación de la simulación numérica. Previo a los resultados se muestra cómo es la configuración del dominio computacional, incluyendo las dimensiones y geometrías aplicadas al intercambiador de calor.

Los resultados demuestran que la incorporación de varillas deflectoras favorece el rendimiento térmico del sistema mediante el movimiento del flujo y la intensificación de este en las tres configuraciones con varillas, en el espacio intermedio del tubo medio y de los extremos, sin embargo, surge el impacto en la caída de presión. Finalmente, se identifican las ventajas y desventajas de las configuraciones, sobresaliendo aquellas que presentan mayor viabilidad para las aplicaciones mencionada

MOTIVACIÓN

En la industria aeronáutica todos los sistemas de una aeronave requieren garantizar la seguridad y confort durante el vuelo. De entre ellos, está el sistema de aire acondicionado, desempeñando un papel fundamental, manteniendo el ambiente adecuado para los pasajeros y la tripulación, asegurando el bienestar como el correcto desempeño operativo y así mismo la aeronavegabilidad.

Estos sistemas deben cumplir estrictos criterios de eficiencia energética, debido a las limitaciones de peso, espacio y consumo energético. En ese contexto, el intercambiador de calor representa un componente clave, ya que su desempeño influye en la eficiencia global del sistema.

Desde el punto de vista de mantenimiento, los intercambiadores de calor y los sistemas de conducción de aire, como válvulas y conductos de aire de purga, presentan desafíos debido a su configuración. Por ello, es necesario analizar alternativas de diseño que permitan mejorar el desempeño térmico sin comprometer el desempeño energético.

Esta investigación surge de la necesidad de buscar y proponer configuraciones más eficientes del intercambiador de calor, que contribuyen a la aeronáutica para reducir el consumo energético y buscar una mejor optimización en el funcionamiento del sistema de aire acondicionado manteniendo la compatibilidad con los requerimientos técnicos y normativos de este sector.

OBJETIVO GENERAL

Evaluar mediante simulación numérica el desempeño térmico y mecánico (presión) de un intercambiador de calor de placas y tubos modificado con varillas deflectoras, con el propósito de incrementar la eficiencia del sistema manteniendo la transferencia de calor óptima para su implementación en sistemas de aire acondicionado de uso aeronáutico.

Objetivos particulares

- 1) Analizar el desempeño al incorporar las varillas deflectoras en distintas configuraciones.
- 2) Modelar el proceso de transferencia de calor utilizando herramientas de dinámica de fluidos (CFD) y software de visualización.
- 3) Analizar computacionalmente el comportamiento del intercambiador de calor en condiciones particulares
- 4) Evaluar la eficiencia del intercambiador con diferentes configuraciones con las varillas, tomando como referencia la configuración original.
- 5) Evaluar el funcionamiento e implementación para la aplicación en sistemas de aire acondicionado

Tabla de contenido

DEDICATORIA	I
AGRADECIMIENTOS	II
RESUMEN	III
MOTIVACIÓN	IV
OBJETIVO GENERAL	V
Objetivos particulares.....	V
1 INTRODUCCIÓN	- 8 -
1.1 Parámetros importantes en la Transferencia de calor.....	- 8 -
1.2 Intercambiador de calor, funcionamiento y parámetros relevantes	- 12 -
1.3 Influencia de geometrías en la eficiencia de los intercambiadores de calor	- 16 -
1.4 Sistema de aire acondicionado.....	- 17 -
2 ECUACIONES DE GOBIERNO	- 19 -
2.1 Ecuaciones de flujo externo	- 19 -
2.1.1 Ecuaciones de flujo externo adimensionales.....	- 21 -
2.1.2 Modelo de turbulencia (<i>Large Eddy Simulation, LES</i>)	- 22 -
2.1.3 Coordenadas generalizadas.....	- 23 -
2.1.4 Esquema numérico.	- 25 -
2.2 Ecuaciones de la transferencia de calor en sólidos. Ley de Fourier	- 26 -
2.3 Condiciones de frontera	- 26 -
2.3.1 Navier – Stokes Characteristic Boundary Conditions (NSCBC)	- 26 -
2.3.2 Condiciones de frontera periódicas.....	- 27 -
2.4 Fronteras inmersas.....	- 29 -
3 VALIDACIÓN	- 31 -

4	CONFIGURACIÓN DE SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	- 33 -
4.1	Caso base.....	- 33 -
4.2	Casos particulares	- 36 -
4.3	Características de la malla computacional	- 38 -
4.4	Condiciones iniciales y frontera	- 38 -
5	RESULTADOS	- 39 -
5.1	Resultados del caso base.	- 39 -
5.1.1	Hidrodinámica.....	- 39 -
5.1.2	Transferencia de calor	- 43 -
5.1.3	Eficiencia.....	- 45 -
5.2	Modificación en el comportamiento debido al uso de varilla	- 45 -
5.2.1	Cambios en la caída de presión	- 47 -
5.2.2	Mejoras en la transferencia de calor	- 49 -
5.2.3	Discusión y mejoras futuras al sistema	- 56 -
6	CONCLUSIÓN	- 57 -
7	REFERENCIAS.....	- 59 -

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Parámetros importantes en la Transferencia de calor

La transferencia de calor es un fenómeno fundamental en numerosos procesos industriales y ambientales, ya que su aplicación permite diseñar sistemas más eficientes, han reducido su confiabilidad y complejidad operativa. En el ámbito de la ingeniería aeroespacial, el control térmico resulta particularmente crítico, debido a que los sistemas operan con alta precisión bajo condiciones extremas de presión, vibración y de alta temperatura. Un ejemplo es el sistema de aire acondicionado en aeronaves, donde su eficiencia no solo afecta el confort de los pasajeros, sino también forma parte de la seguridad operativa. Este sistema depende directamente de los intercambiadores de calor, cuyo principio de funcionamiento está basado en los procesos de transferencia de calor.

La transferencia de calor se define como la energía en tránsito debido a una diferencia de temperaturas [8]. Existen tres mecanismos diferentes mediante los cuales se transfiere el calor: conducción, convección y radiación.

La conducción, es causada por una diferencia de temperaturas donde el flujo de calor se transfiere de las partículas más energéticas a las menos energéticas en un medio estático. Se modela bajo la “Ley de Fourier” que, basada en la observación de los fenómenos, implica que el flujo de calor es una cantidad direccional normal al área de una superficie constante que es proporcional a dicha área y al gradiente de temperatura, como se muestra en la siguiente expresión:

$$\dot{Q} \propto A \frac{\Delta T}{\Delta x} \tag{1.1}$$

En el siguiente esquema se muestra el mecanismo de conducción en una superficie:

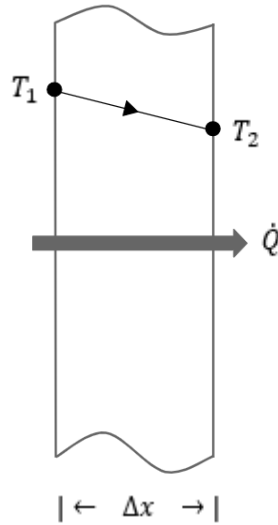


Figura 1.1 Descripción gráfica del fenómeno de conducción, donde el calor pasa de un punto con cierta temperatura 1 a un punto con cierta temperatura 2, a lo largo de una superficie.

Eliminando la proporcionalidad agregamos una constante k , la conductividad térmica, definida como la capacidad del material para poder transferir calor. La ecuación queda de la siguiente forma:

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} [W] \quad (1.2)$$

Donde Q_{cond} es el flujo de calor en $[W]$, k la conductividad térmica del material en $\left[\frac{W}{mK}\right]$, A es el área de la superficie en $[m^2]$, y $\frac{\Delta T}{\Delta x}$ el gradiente de temperatura respecto a la dirección x , con unidades $\left[\frac{K}{m}\right]$.

La convección se compone por dos mecanismos, el movimiento de difusión y el de advección. El primero es el movimiento aleatorio de las partículas y el segundo es el movimiento global del fluido. Es la transferencia de calor entre una superficie y un fluido, donde debe de existir una diferencia de temperatura. Puede ser de forma natural, sin intervención externa o forzada, siendo provocada por bombas, ventiladores o turbinas.

Dicho mecanismo es modelado mediante la “Ley de enfriamiento de Newton” la cual establece que un cuerpo con cierta temperatura pierde calor al estar expuesta a un entorno más frío. Queda descrita por la siguiente expresión:

$$Q_{conv} = hA(T_s - T_{\infty}) \quad (1.3)$$

Siendo h el coeficiente de transferencia de calor por convección $\left[\frac{W}{m^2K}\right]$, A el área superficial $[m^2]$, T_s es la temperatura de la superficie y T_{∞} la temperatura del fluido siendo sus unidades $[K]$.

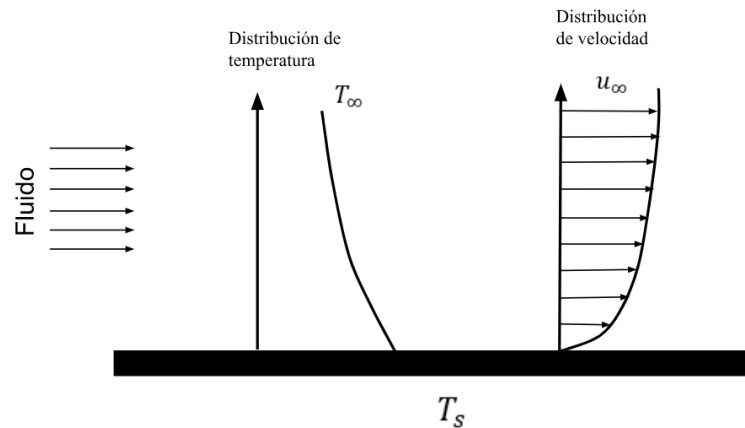


Figura 1.2 Descripción del fenómeno de transferencia de calor por convección en una placa plana, describiendo cómo se comporta la temperatura y la distribución de velocidad en medida que se da el fenómeno.

Por último, la radiación, definida como la energía emitida por la materia que difiere de la convección y la conducción ya que no requiere de un medio para transferir calor, es por ondas electromagnéticas. Se describe por medio de la Ley de Stefan Boltzmann, indicando que la potencia emisiva es proporcional a la temperatura absoluta de la superficie elevada a la cuarta potencia. La potencia emisiva es la energía liberada de la materia contenida por unidad de área.

$$E_b \propto T_s^4$$

(1.4)

$$E_b = \sigma T_s^4$$

(1.5)

Siendo E_b la potencia emisiva con unidades $\left[\frac{W}{m^2}\right]$ para un radiador de calor ideal, σ es la constante de Stefan-Boltzmann equivalente a $5.67 \times 10^{-8} \left[\frac{W}{m^2 K^4}\right]$, y T_s la temperatura absoluta [K] de la superficie. Se considera ε la emisividad, siendo la eficiencia que tiene un cuerpo para emitir calor.

$$E_b = \varepsilon \sigma T_s^4$$

(1.6)

La velocidad con que un cuerpo absorbe el calor se le denomina absorptividad (α). Por lo tanto, existen superficies que pueden absorber calor y solo sí a medida que aumente su temperatura pueden ser capaces de ser una superficie con emisividad.

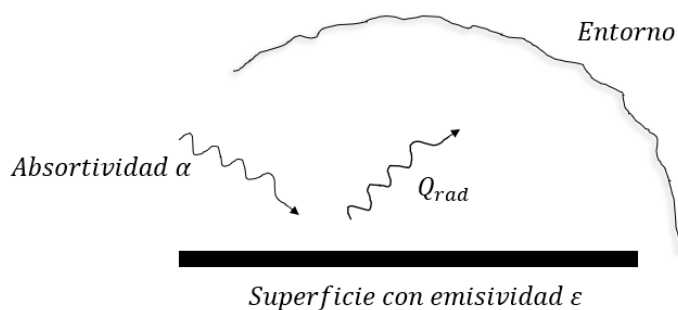


Figura 1.3 Descripción del fenómeno de transferencia de calor por radiación, donde se observa una superficie capaz de absorber calor, y con emisividad capaz de emitir calor al entorno.

Abarcado lo primordial acerca de la transferencia de calor es esencial definir también los parámetros adimensionales que ayudaran con los cálculos, identificación y descripción de los fenómenos que veremos posteriormente.

El Número de Reynolds Re es la razón de fuerzas inerciales y viscosas [8] que identifica el régimen donde se encuentra un fluido.

$$Re = \frac{VL}{\nu} \quad (1.7)$$

El número de Nusselt Nu es el gradiente de temperatura adimensional en la superficie [8] que permite identificar que flujo de calor predomina si el de convección o conducción.

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (1.8)$$

El número de Prandtl Pr Razón de las difusividades de momento y térmica [8] determinando la razón de las velocidades moleculares de cantidad de movimiento y calor.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\kappa} \quad (1.9)$$

1.2 Intercambiador de calor, funcionamiento y parámetros relevantes

Un intercambiador de calor es un dispositivo utilizado para facilitar el intercambio de calor de un medio a otro, con diferentes temperaturas, el calor siempre se mueve del fluido que tiene mayor nivel de energía térmica a uno que tiene un nivel más bajo. Dentro de los intercambiadores de calor se experimentan los mecanismos de transferencia de calor por convección en cada fluido y el de conducción cuando se involucra una pared de separación [2]. Su amplia gama de aplicaciones se enfoca a calentar, enfriar o cambiar de fase algún fluido, ya

sea por contacto directo de los fluidos dentro del intercambiador o a través de una pared que separa los fluidos con diferente temperatura. Los radiadores, condensadores y evaporadores son ejemplos de intercambiadores de calor.

De acuerdo con Ramesh, K. [13] los intercambiadores de calor pueden clasificarse en diversos tipos según:

- Los procesos de transferencia
- El número de fluidos
- La compacidad de la superficie
- Las características de construcción
- Los arreglos de flujo
- Los mecanismos de transferencia de calor

Para el presente trabajo se toma en cuenta la clasificación de acuerdo con las características de construcción, que a la vez se clasifica en 4 principales: intercambiador de calor tubular, de placas, de superficie extendida y regenerativos [13].

a) Intercambiador de calor tubular

Este tipo de intercambiador se construye con tubos circulares, rectangulares o con otras geometrías para sus aplicaciones. Por la geometría del núcleo llega a ser flexible el diseño del intercambiador, debido al entorno y condiciones en las que va a desempeñar su función. Sea el caso de aplicaciones de transferencia de calor de líquido a líquido o a un cambio de fase, en el caso de los gases variará dependiendo de la presión o temperatura que se manejen. Estos intercambiadores a su vez se clasifican en intercambiadores de carcasa y tubos, de doble tubo y de tubo en espiral.

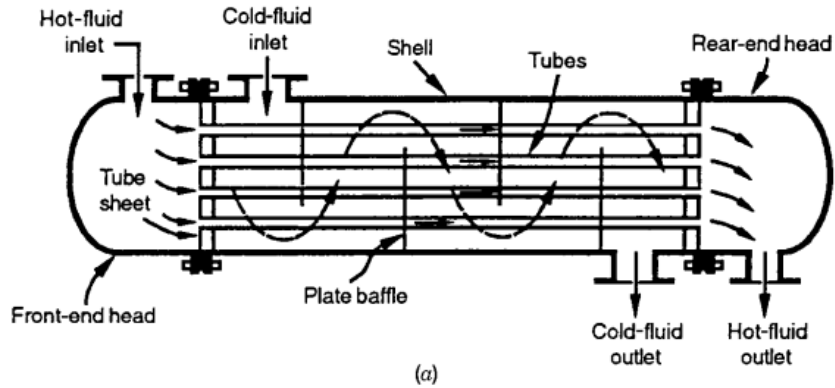


Figura 1.4 Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic (2003) *Fundamentals of heat exchanger design*. Intercambiador de calor de carcasa y tubos, con un paso de carcasa y un paso de tubos [Figura]. John Wiley & Sons, Inc. USA.

b) Intercambiador de calor de placas

También conocido como PHE por sus siglas en inglés: Plate Heat Exchanger, es un intercambiador conformado por un conjunto de placas o láminas con un diseño lizo o corrugado dependiendo el comportamiento deseado para el fluido que abarcará la superficie completa. Cada placa está recubierta y cuenta con aperturas para el paso del fluido.

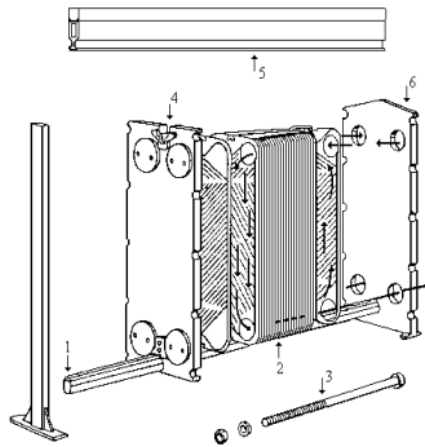


Figura 1.5 González, D. (marzo 2002). *Guía de intercambiadores de calor: tipos generales y aplicaciones*. Intercambiador de calor tipo PHE con sus componentes [Figura].

c) Intercambiador de calor de superficie extendida

Se les considera de superficie extendida cuando se trata de intercambiadores de superficie primaria (tubulares o de tipo placa) y se le adicionan superficies extendidas o aletas, con el fin de aumentar su efectividad. Por lo tanto, la cualidad de estos intercambiadores de calor es aumentar el área de superficie y su compacidad [13]. Se clasifican en dos tipos principalmente, los intercambiadores de calor de placa- aleta y los intercambiadores de calor tubo- aleta.

Los intercambiadores de calor de tubo-aleta se clasifican en convencionales y especializados, que se distinguen por la configuración de los tubos y su mecanismo de transferencia térmica. A lo largo de este trabajo se analizará a detalle cómo se comporta bajo condiciones específicas para un escenario enfocado a la aeronáutica ya que es el modelo base para nuestro intercambiador de calor.

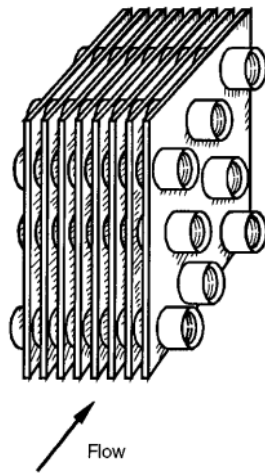


Figura 1.6 Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic (2003) *Fundamentals of heat exchanger design*. Tuberas con aletas planas simples (continuas) en un conjunto de tuberías [Figura]. John Wiley & Sons, Inc. USA.

d) Intercambiador de calor regenerativo

El regenerador es un intercambiador de calor de tipo almacenamiento, la superficie o elementos de transferencia de calor trabajan bajo operación continua debido a que existen dos corrientes de fluidos que se transportan por una única vía de forma alterna con un movimiento periódico.

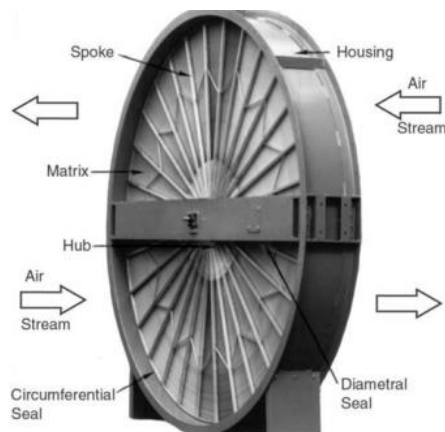


Figura 1.7 Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic (2003) *Fundamentals of heat exchanger design*. Rueda de calor o un regenerador rotativo hecho de una película de poliéster. [Figura]. John Wiley & Sons, Inc. USA.

1.3 Influencia de geometrías en la eficiencia de los intercambiadores de calor

Dentro de los intercambiadores de calor existen diversos factores que pueden afectar su eficiencia. Por ello, en el ámbito de la ingeniería se han propuesto diversas modificaciones para poder mejorarla sin comprometer otros aspectos. Dentro de estas, se encuentran el aumento de área de superficie y ciertos ajustes operacionales involucrados con la energía de ingreso; sin embargo, estas soluciones pueden implicar un aumento en el costo de fabricación [11].

Una alternativa recomendada es el uso de geometrías que favorezcan el comportamiento del fluido ayudando a conservar su energía al ingreso al intercambiador, minimizando las caídas de presión y aumentando su eficiencia.

Con la incorporación de geometrías que se conocen como LVGs (*Longitudinal vortex generators*, por sus siglas en inglés) se resuelven los problemas de incrementar áreas, tener ajustes operacionales e incrementar costos. Según Yidie Luo [11] estos dispositivos facilitan la

mezcla del fluido introduciendo un flujo de alta energía en la capa límite lo que evita su desprendimiento, en otras palabras, mantiene el flujo adherido a las paredes del tubo/aleta y mantiene las zonas con una buena transferencia del calor.

Para poder simular recurrimos a un análisis de Dinámica de Fluidos Computacional (CFD) para poder visualizar su comportamiento bajo las condiciones de operación específicas junto con sus parámetros, esto nos proporcionará un entorno operativo al modelo físico y así obtener los resultados de temperatura y presión observando si aumenta la eficiencia.

1.4 Sistema de aire acondicionado

En el ámbito aeronáutico se reconoce que, para llevar a cabo un vuelo, especialmente comercial, se deben cumplir con ciertos requerimientos para garantizar la seguridad de los pasajeros y de la tripulación antes, durante y al finalizar el vuelo. Existen diversos sistemas que garantizan la aeronavegabilidad como el confort de los pasajeros. Entre ellos, el sistema de aire acondicionado, encargándose de controlar el ambiente interior del avión para la tripulación, los pasajeros y el equipo, garantizando un ambiente cómodo para viajar.

El sistema de aire acondicionado se divide en seis subsistemas:

- Distribución
- Presurización
- Enfriamiento de equipos
- Calefacción
- Refrigeración
- Control de temperatura

El sistema neumático es el encargado de suministrar aire al sistema de aire acondicionado. Este aire proviene específicamente de los compresores del motor principal, del compresor de la Unidad de Potencia Auxiliar (APU) y una unidad de suministro de aire de alta presión desde tierra. Una vez extraído se conduce hacia al fuselaje y la cabina de forma regulada. El sistema de aire acondicionado se encuentra compactado físicamente en lo que se denomina

“pack” y funcionan de la siguiente manera: a través de una válvula de control, ingresa el aire caliente en el *pack*, donde el aire es enfriado por las etapas dentro del mismo hasta alcanzar las condiciones adecuadas para su distribución dentro de la cabina y el fuselaje.

La etapa de enfriamiento del aire es la más relevante para este estudio, el intercambiador de calor, encargado de reducir la temperatura del aire caliente de purga o derivación mediante el uso del aire ambiente que fluye por el sistema. El aire de salida tiene una temperatura regulada por medio de una válvula de derivación que controla la cantidad de aire que pasa por el intercambiador y como resultado su transferencia de calor.

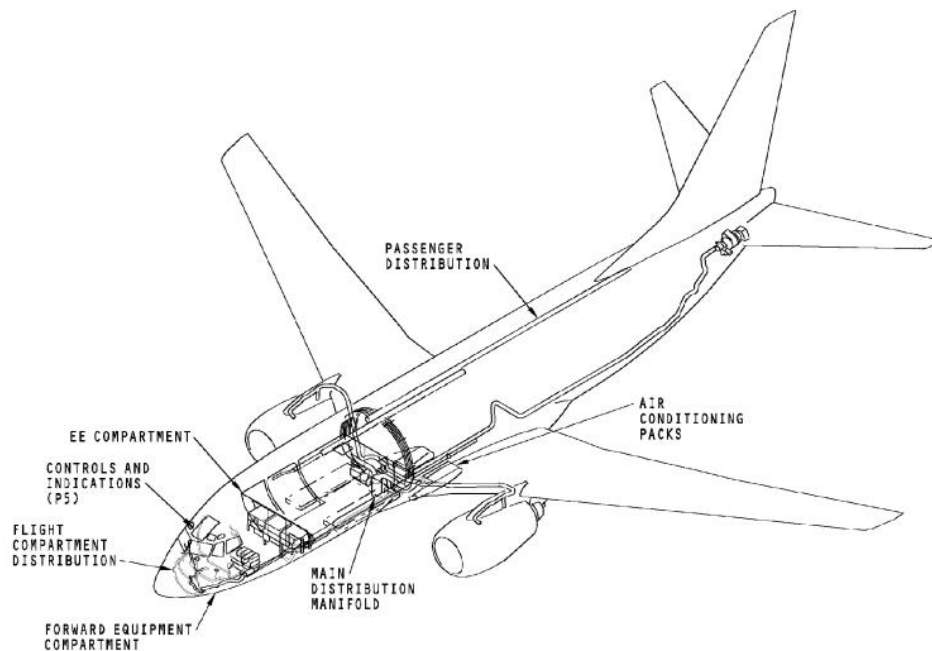


Figura 1.8 Esquema de la distribución del sistema de aire acondicionado en un modelo Boeing 737-600. Air conditioning- Component location. 737-600/700/800/900 AIRCRAFT MAINTENANCE MANUAL

El número de intercambiadores de calor instalados depende del tipo de aeronave. En el caso la aeronave Boeing 737, por ejemplo, se emplean de dos intercambiadores de calor [737-600/700/800/900 aircraft maintenance manual].

El primero de ellos recibe el aire de derivación y a medida que pasa por el intercambiador, este se encarga de enfriar el aire de impulsión que entra del ambiente. Posteriormente, el aire se dirige a un compresor de la máquina de ciclo de aire, después el aire

comprimido pasa a un segundo intercambiador de calor donde a medida que pasa por el mismo, el aire de impulsión elimina calor y finalmente el aire pasa a un conducto extractor regresando a la máquina de ciclo de aire.

2 ECUACIONES DE GOBIERNO

En este capítulo se presentan las ecuaciones que describen el movimiento del flujo dentro del dominio que estamos simulando a través del intercambiador de calor. Las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y conservación de la energía.

2.1 Ecuaciones de flujo externo

Las ecuaciones de flujo externo son las que rigen el flujo de aire alrededor del intercambiador, para presentarlas es necesario modelar las ecuaciones de Navier Stokes.

En un marco de referencia cartesiano $x_i = (x, y, z)$ las ecuaciones de Navier-Stokes compresibles pueden reescribirse de la siguiente manera [10]:

$$\frac{\partial \mathbf{U}}{\partial t} + \frac{\partial \mathbf{F}_i}{\partial x_i} = \mathbf{S}_F \quad (2.1)$$

Donde t es el tiempo, y \mathbf{U} es un vector de cinco componentes (variables de flujo), representado de la siguiente forma:

$$\mathbf{U} = (p, \rho u_1, \rho u_2, \rho u_3, \rho T)^T \quad (2.2)$$

Donde $u_i = \{u, v, w\}$ son las tres componentes del vector velocidad y ρ la densidad. Y el término T se refiere a la transferencia de calor por convección.

F_i es el vector de flujos con coordenadas espaciales x_i para todo $i \in \{1, 2, 3\}$, en el caso de un fluido Newtoniano está dado por:

$$F_i = \begin{bmatrix} \rho u_i + \frac{1}{M^2} \rho u_i - \frac{\nu}{Re} \frac{\partial p}{\partial x_i} \\ \rho u_i u_1 + p \delta_{i1} + \frac{\mu}{Re} S_{i1} \\ \rho u_i u_2 + p \delta_{i2} + \frac{\mu}{Re} S_{i2} \\ \rho u_i u_3 + p \delta_{i3} + \frac{\mu}{Re} S_{i3} \\ \rho u_i T - \frac{\kappa}{Re Pr} \frac{\partial T}{\partial x_i} \end{bmatrix} \quad (2.3)$$

Siendo P , presión; T , temperatura; μ , viscosidad; k , la conductividad térmica; S_{ij} , el tensor de velocidad de deformación; δ_{ij} , la delta de Kronecker. El término S_F es el vector de términos fuente, siendo en este estudio un vector cero debido a la ausencia de términos fuente.

$$\mathbf{S}_F = (0,0,0,0,0)^T \quad (2.4)$$

La conductividad térmica está definida por la siguiente ecuación:

$$k = \rho C_p \kappa \quad (2.5)$$

Despreciando la viscosidad volumétrica, considerando que el fluido no cambia de volumen, S_{ij} se escribe de la siguiente manera:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} (\nabla \cdot u) \delta_{ij} \right) \quad (2.6)$$

La conductividad térmica se obtiene asumiendo que el número de Prandtl molecular es:

$$Pr = \frac{\nu}{\kappa} = \frac{C_p \mu(T)}{k(T)} \quad (2.7)$$

La matriz $S_F = (0, f(t), 0, 0, U_b f(t))$ siendo $f(t)$ la fuerza corporal uniforme, función del tiempo, debe introducirse para imponer un flujo de masa constante en la dirección del flujo x , la dirección principal del flujo [10].

2.1.1 Ecuaciones de flujo externo adimensionales

Para hacer las simulaciones más generales, se adimensionalizan las ecuaciones. Esto ayuda a comparar resultados con otros estudios sin depender de unidades específicas. En el presente trabajo es importante definir un número de Reynolds para catalogar el fluido dentro de los rangos de nuestro campo de estudio ($Re = 1155$) y el número de Mach que dentro del campo de estudio es ($Mach = 0.3$).

$$\begin{aligned} L_{ref} &= D_{tub} \\ V_{ref} &= V_{ent} \\ T_{ref} &= \frac{D_{tub}}{V_{ref}} \\ P_{ref} &= P_{atm} \\ Re &= \frac{\rho V_{ent} D_{tub}}{\mu} \end{aligned} \quad (2.8)$$

2.1.2 Modelo de turbulencia (*Large Eddy Simulation, LES*)

Para modelar la turbulencia se emplea la técnica de simulación de grandes remolinos (*LES, por sus siglas en ingles*), que consiste en una simulación directa de escalas mayores respecto al tamaño de la malla local [10]. En otras palabras, esta simulación resuelve directamente los remolinos grandes influenciados por la geometría del flujo y filtra únicamente los pequeños, siendo su efecto sobre el movimiento modelado basado en un modelo sub-malla.

La operación de filtrado de *Large Eddy Simulation* se expresa bajo la integral de convolución de alguna cantidad $f(x, t)$ del flujo por la función del filtrado $G_{\Delta}(x)$ en la forma:

$$\bar{f}(x, t) = \int f(y, t) G_{\Delta}(x - y) dy \quad (2.9)$$

En cuanto al filtrado, la parte de la sub-malla es la desviación del flujo actual respecto del campo filtrado:

$$f = \bar{f} + f' \quad (2.10)$$

A las ecuaciones de Navier. Stokes se les aplica un filtro dando como resultado la siguiente ecuación:

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}_1}{\partial x_1} + \frac{\partial \bar{F}_2}{\partial x_2} + \frac{\partial \bar{F}_3}{\partial x_3} = \bar{S}_o \quad (2.11)$$

El tensor de esfuerzo sub-malla $\bar{\mathfrak{S}}$, se puede define como:

$$\bar{\mathfrak{S}}_{ij} = -\bar{u}_i u_j + \rho \bar{u}_i \bar{u}_j \quad (2.12)$$

Finalmente, para ser leídas se denota de la siguiente forma:

$$\bar{F}_i = \begin{pmatrix} \bar{\rho}\bar{u}_i \\ \frac{\bar{\rho}\bar{u}_1 u_i + \bar{\omega}\delta_{i1} - \tau_{i1} - \frac{2\mu S_{i1}}{2}}{\bar{\rho}\bar{u}_2 u_i + \bar{\omega}\delta_{i2} - \tau_{i2} - \frac{2\mu S_{i2}}{2}} \\ \frac{\bar{\rho}\bar{u}_3 u_i + \bar{\omega}\delta_{i3} - \tau_{i3} - \frac{2\mu S_{i3}}{2}}{\bar{\rho}\bar{u}_3 u_i + \bar{\omega}\delta_{i3} - \tau_{i3} - \frac{2\mu S_{i3}}{2}} \end{pmatrix} \quad (2.13)$$

Esta técnica nos ayudará a visualizar el desprendimiento de vórtices alrededor de los tubos del intercambiador de calor, la transferrina de calor y cómo las aletas alteran el flujo.

El tensor de esfuerzos sub-malla $\tau_{ij} = -2\mu_t \tilde{S}_{ij}$ permite capturar vórtices y estructuras del flujo que son relevantes, porque las varillas inducen turbulencia controlada para mejorar la mezcla y la transferencia de calor.

2.1.3 Coordenadas generalizadas.

Cuando la geometría es compleja se usa un sistema de coordenadas curvilíneas o generalizadas para adaptar la malla al contorno. Se ocupa un sistema de coordenadas específico para una mejor manipulación de números complejos. Esto significa que las ecuaciones se transforman de un sistema de coordenadas cartesianas (x, y, z) a un sistema de coordenadas generalizadas (ξ, η, ς) para convertir la malla irregular en una malla regular, en la cual aumenta la calidad en superficies curvas.

- Sistema de coordenadas cartesiano (x, y, z)
- Sistema de coordenadas generalizadas (ξ, η, ς)

Donde,

$$\xi = \xi(x, y, z); \quad \eta = \eta(x, y, z); \quad \varsigma = \varsigma(x, y, z)$$

[8].

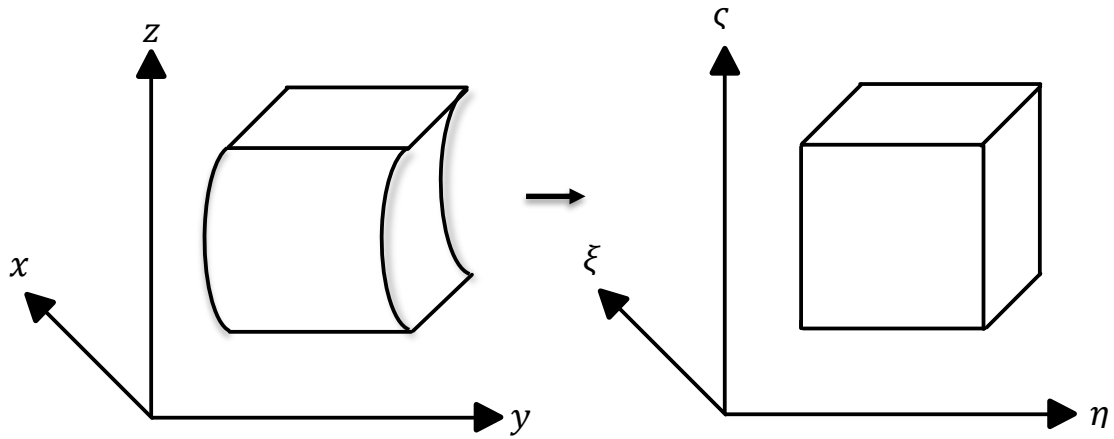


Figura 2.1 Imagen representa cómo es que se transforman las geometrías pasando de un plano cartesiano a un plano en coordenadas generalizadas, mejorando notablemente la geometría.

$$\frac{\partial \bar{U}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{F}_1}{\partial x} + \frac{\partial \bar{F}_2}{\partial y} + \frac{\partial \bar{F}_3}{\partial z} \quad (2.14)$$

Para cada uno de los flujos vamos a definir un término, en este caso: F, G y H y así reescribir la ecuación de la siguiente manera:

$$\frac{\partial \hat{U}}{\partial t} + \frac{\partial \hat{F}}{\partial \xi} + \frac{\partial \hat{G}}{\partial \eta} + \frac{\partial \hat{H}}{\partial \zeta} = \hat{S} \quad (2.15)$$

$$\hat{F} = \frac{1}{J} \left[\left(\frac{\partial \xi}{\partial x} F \right) + \left(\frac{\partial \xi}{\partial y} G \right) + \left(\frac{\partial \xi}{\partial z} H \right) \right] \quad (2.16)$$

$$\hat{G} = \frac{1}{J} \left[\left(\frac{\partial \eta}{\partial x} F \right) + \left(\frac{\partial \eta}{\partial y} G \right) + \left(\frac{\partial \eta}{\partial z} H \right) \right]$$

(2.17)

$$\hat{H} = \frac{1}{J} \left[\left(\frac{\partial \zeta}{\partial x} F \right) + \left(\frac{\partial \zeta}{\partial y} G \right) + \left(\frac{\partial \zeta}{\partial z} H \right) \right]$$

(2.18)

De esta forma, J es la determinante de la matriz Jacobiana $\frac{\partial x_i}{\partial \xi_j}$ que es una derivada parcial con respecto a las coordenadas generalizadas.

2.1.4 Esquema numérico.

En este apartado desglosamos el método numérico con el cual se resuelven las ecuaciones de gobierno. Mediante el esquema de McCormack, que nos ayuda a modelar fenómenos transitorios, trabaja aplicando dos etapas de aproximación por medio de diferencias finitas, las dos etapas son: predictor y corrector [15]. Siendo de segundo orden en el tiempo y de cuarto orden en el espacio [4]

Predictor

$$U_j^{(1)} = U_j^{(n)} + \frac{1}{6} \lambda \left(-f_{j+2}^{(n)} + 8 f_{j+1}^{(n)} - 7 f_j^{(n)} \right) + (\delta t) S_j^{(n)}$$

(2.19)

Corrector

$$U_j^{(n+1)} = \frac{1}{2} \left(U_j^{(1)} + U_j^{(n)} \right) + \frac{1}{12} \lambda \left(7 f_{j-2}^{(1)} - 8 f_{j-1}^{(1)} + f_j^{(1)} \right) \frac{(\delta t)}{2} S_j^{(1)}$$

(2.20)

El objetivo del esquema numérico es asegurar estabilidad, precisión y convergencia del método.

2.2 Ecuaciones de la transferencia de calor en sólidos. Ley de Fourier

Para poder describir la transferencia de calor en las partes sólidas del intercambiador (paredes, tubos, varillas), retomamos el término de transferencia de calor por conducción.

La ecuación básica es la Ley de Fourier:

$$q = -k\nabla T \tag{2.21}$$

Y su forma diferencial (ecuación de conducción transitoria):

$$\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} = \nabla \cdot (k\nabla T) \tag{2.22}$$

Esta ecuación se acopla con el flujo externo a través de las condiciones de frontera en la interfaz sólido-fluido (continuidad de temperatura y flujo de calor).

2.3 Condiciones de frontera

Las condiciones de frontera permiten definir una geometría estable que cumpla con los requerimientos para la simulación que deseada. En este caso existe simetría, permitiendo la correcta identificación de cada geometría dentro del dominio computacional, además se establece una condición de adiabática que impide el intercambio de calor del intercambiador con el entorno.

2.3.1 Navier – Stokes Characteristic Boundary Conditions (NSCBC)

Las condiciones de frontera características de Navier-Stokes (NSCBS por sus siglas en inglés) se usa para evitar reflexiones no físicas de ondas de presión o velocidad en las fronteras

del dominio, ondas espurias [3]. Este método descompone las variables en ondas características que entran o salen del dominio, asegurando que las condiciones de frontera sean estables o físicamente coherentes.

En otras palabras: permite que la información fluya naturalmente hacia dentro o fuera del dominio sin generar ruido numérico y evitando reflexiones en las fronteras del dominio.

Para poder resolver las ecuaciones de Navier Stokes en la frontera, se deben descomponer por medio de un análisis característico, esto ayudará a ver cómo viaja la información e identificar ondas que se muevan en ciertas direcciones y velocidades, como resultado de las cinco ecuaciones iniciales (continuidad, tres de momento y transferencia de calor) obtenemos cinco amplitudes de onda característica \mathcal{L}_i con su respectiva velocidad característica λ_i .

A la entrada se imponen las variables termodinámicas, las velocidades, y con ellas la presión o la densidad, así con ellas se establece el régimen del fluido, en este caso flujo turbulento. Mientras tanto a la salida, estableciendo las condiciones de NSCBC el flujo saldrá libremente con una captura de la caída de presión total, como variables del campo interno.

Se van a ocupar las Relaciones Locales Unidimensionales no Viscosas (LODI, por sus siglas en ingles). Con ello se hará un enfoque en un punto del borde del dominio considerando una sola dirección, la normal a la frontera, además de corresponder a las restricciones lineales entre las variables de entrada y sus valores prescritos.

2.3.2 Condiciones de frontera periódicas

Para la simulación del intercambiador de calor, el dominio computacional se modela en tres dimensiones $\{x, y, z\}$. Se contempla un sistema que presenta una longitud considerablemente mayor, asumiéndola como “infinita”, por lo que se selecciona únicamente un segmento representativo del arreglo. En la figura 2.2 muestra como la parte media se interpreta como el dominio computacional, los extremos se seguirán repitiendo a su respectiva dirección de forma “infinita”.

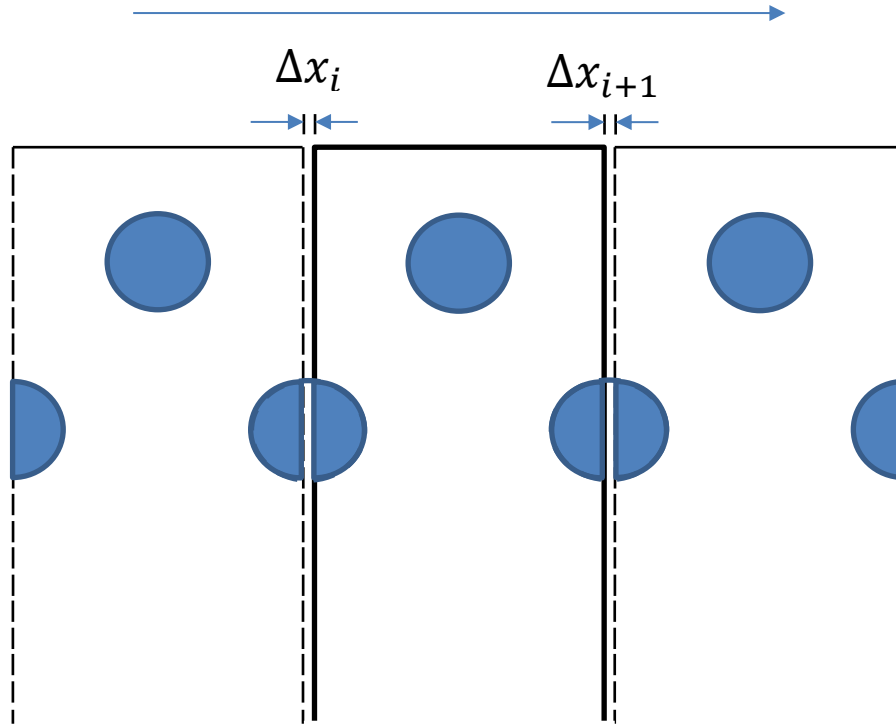


Figura 2.2 Representación simplificada del intercambiador tomando como referencia tres segmentos.

Para la simulación del intercambiador, el dominio computacional se modela en tres dimensiones largo, ancho y altura. El segmento seleccionado corresponde a una región donde el fenómeno de transferencia de calor se encuentre plenamente desarrollado y presenta un comportamiento estacionario.

Para modelar ese comportamiento, se emplean condiciones de frontera periódicas, asumiendo que las direcciones longitudinales del dominio no se ven afectadas por los límites o paredes impuestas, ya que el flujo y las variables térmicas se repiten de manera continua más allá de los extremos del dominio computacional. De esa forma solo se modela una fracción del arreglo representando de forma adecuada el comportamiento global del sistema.

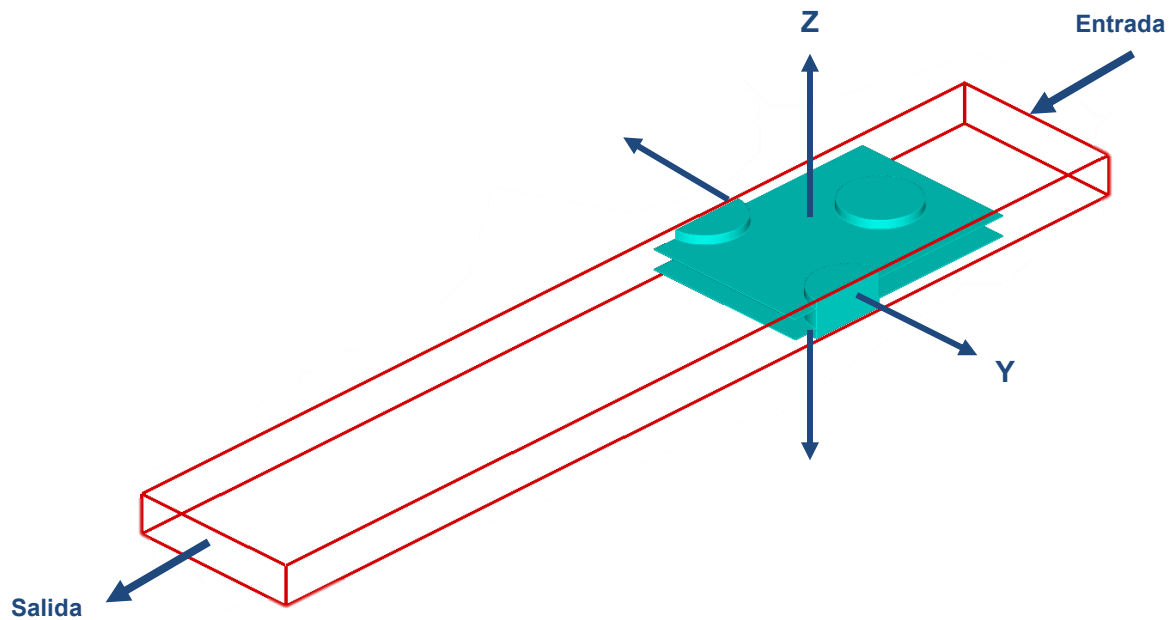


Figura 2.3 Dominio computacional para el presente trabajo, donde se observa una geometría tubular en el centro con las dos a sus extremos. Se aprecian además sus ejes periódicos y la indicación de entrada y salida del flujo a la geometría.

2.4 Fronteras inmersas

Para la simulación se emplean mallas cartesianas, por lo que es necesario utilizar esquemas de alto orden para representar adecuadamente la geometría de los tubos del intercambiador de calor. Aun cuando es posible trabajar con ese tipo de esquemas para permitir la simulación, estos incrementan el tiempo computacional y la precisión de los resultados. [10]

Dado que se maneja un flujo compresible, se requieren tratar los efectos acústicos para evitar la reflexión o generación de ondas que alteren la simulación. Para ello, se definen condiciones de frontera en el cuerpo inmerso, es decir, velocidad nula ($u = 0$) y temperatura fija.

Debido a que tenemos como referencia inicial una entrada escalonada, para poder transformarla en la geometría circular que requerimos para este trabajo se realiza un refinamiento a base de interpolaciones bidimensionales. El procedimiento consiste en realizar el refinamiento en la malla a base de bloquear los nodos que se encuentran dentro del cuerpo sólido, mientras que los nodos “fantasmas” [10] o externos, se utilizan para definir la geometría deseada sin formar parte del sólido.

Para obtener valores en las variables de los nodos fantasmas se emplean dos plantillas de interpolación: la primera se utiliza para calcular la densidad y la presión; y la segunda para determinar la velocidad.

Ambas plantillas tienen la forma:

$$\phi = b_1 + b_2x + b_3y \tag{2.23}$$

Donde ϕ es el valor de la variable en el nodo fantasma, b_i son los coeficientes de interpolación, $\{x, y\}$ son las coordenadas espaciales del nodo fantasma. Dentro de la simulación, los nodos se identifican como $\phi = 1$, fluido y $\phi = 0$, sólido. Los coeficientes se obtienen a partir de las coordenadas de los puntos de la plantilla ($x_i - y_i$) y los valores de sus variables (ϕ_i), obteniendo la siguiente expresión:

$$\begin{bmatrix} b_1 \\ b_2 \\ b_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & x_1 & y_1 \\ 1 & x_2 & y_2 \\ 1 & x_3 & y_3 \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_3 \end{bmatrix} \tag{2.24}$$

3 VALIDACIÓN

Para confirmar la validez de esta configuración en su aplicación a sistemas de transferencia de calor, se tomó como referencia el estudio experimental de M. Nacer-bey [12]. En dicho trabajo se analiza, mediante un sistema PIV (*Particle Image Velocimetry*, por sus siglas en inglés) la influencia del espaciamiento de las aletas y la velocidad del flujo sobre la formación de vórtices en la región formada entre tubos y aletas.

En cuanto al método experimental se describe la configuración del sistema, así como el procedimiento seguido para la obtención de las mediciones mostradas en la *Tabla 3.1*. Entre los resultados obtenidos se encuentre al comportamiento del flujo mostrado en la *Figura 3.1* donde se visualiza el impacto del fluido a la entrada con el primer y segundo tubo, respectivamente.

En estas imágenes se aprecia que el vortice es más prominente en la *Figura 3.1 (b)*, mientras que en la *Figura 3.1 (a)* se observa una atenuación. Este comportamiento se debe al aumento del grosor de la capa límite al aproximarse a la segunda fila de tubos, lo que indica un incremento en la región del fluido cercana a la superficie sólida.

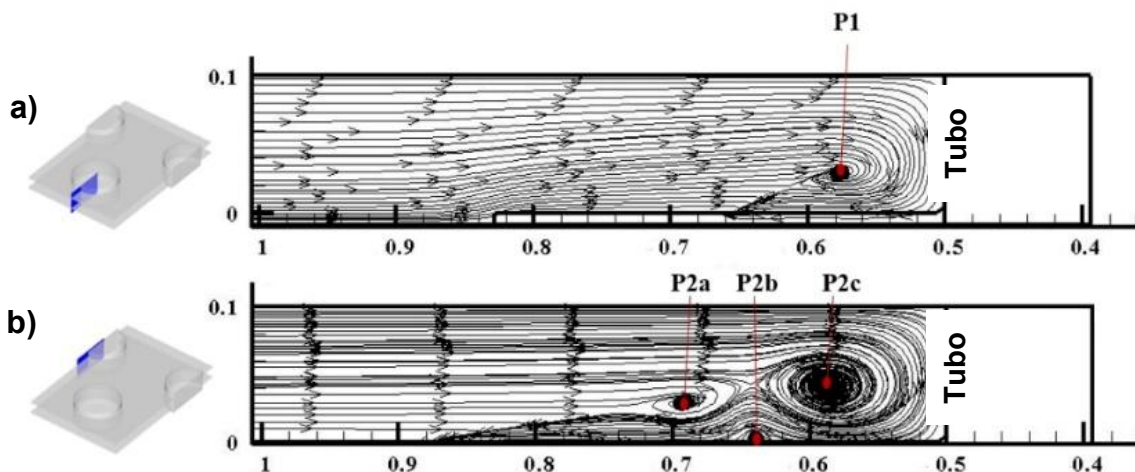


Figura 3.1 Vortices formados a la entrada en el momento en que impactan con un tubo. a) se trata del choque con el tubo central de la entrada. b) se trata del choque con el tubo segmentado a la mitad.

La siguiente tabla muestra, la posición del centro del vórtice principal de herradura formado frente al tubo (*Num*), después la posición del centro del vortice obtenida experimentalmente mediante PIV (*Exp*), la diferencia porcentual entre los resultados siendo el Error, y finalmente el número de Nusselt promedio en la superficie del tubo Nu_b . Siendo D el diámetro externo del tubo del intercambiador; r es la coordenada radial medida desde el centro del tubo; z es la coordenada axial en la dirección del flujo principal; $\frac{r}{D}$ es la posición radial adimensional del centro al vórtice y $\frac{z}{D}$ la posición axial adimensional del centro al vórtice.

Vórtice de herradura	<i>Num</i> $(\frac{r}{D}, \frac{z}{D})$	<i>Exp</i> $(\frac{r}{D}, \frac{z}{D})$	<i>Error</i>
<i>P1</i>	(0.537, 0.0304)	(0.567, 0.0312)	(1%, 2.5%)
<i>P2_a</i>	(0.684, 0.0232)	(0.678, 0.02269)	(0.8%, 2.2%)
<i>P2_b</i>	(0.634, 0.0048)	(0.627, 0.0054)	(1%, 3.5%)
<i>P2_c</i>	(0.589, 0.0353)	(0.584, 0.0356)	(0.8%, 0.7%)
<i>Nu_b</i>	16.37	16.93	3.5%

Tabla 3.1 Medición de los valores dentro de los vórtices de herradura presentados durante la fase experimental.

Así mismo en el estudio experimental se observa que en los puntos *P1* y *P2* (*a, b, c*) aumentan la vorticidad, lo cual favorece una mayor transferencia de calor. Este comportamiento concuerda con lo reportado por P. Herrera Hernández [7], quien indica que la eficiencia del intercambiador mejora al incorporar como hilos o varillas, particularmente a partir de la segunda fila de tubos. Esto puede apreciarse con mayor claridad en la *Figura 3.2*.

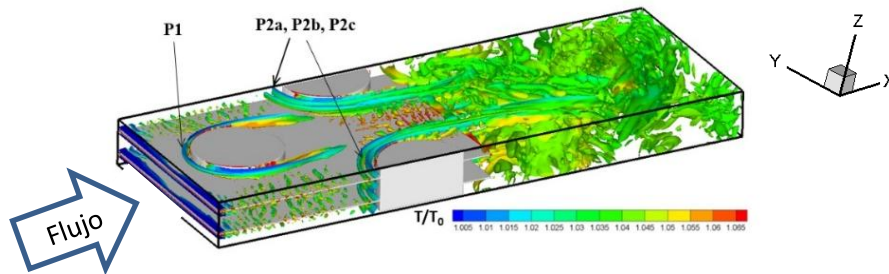


Figura 3.2 Contorno de temperaturas con el sólido (intercambiador de calor) y los puntos indicados en el estudio experimental de los vórtices

4 CONFIGURACIÓN DE SIMULACIÓN NUMÉRICA

4.1 Caso base

La configuración de simulación numérica se basa en las dimensiones establecidas en el código, con el fin de representar las geometrías dentro del dominio computacional. Para el caso general, se considera la geometría original presentada previamente, la cual consiste en un tubo ubicado en el centro del intercambiador y dos tubos adicionales divididos a la mitad. Esta configuración del caso sin varillas se toma como referencia para el análisis y el desarrollo de las configuraciones posteriores, como se muestra en la *Figura 4.1*.

En una primera visualización del dominio computacional se identifica la región de entrada del fluido en dirección del flujo hacia el intercambiador de calor. En la *Figura 4.2*, se aprecian las dimensiones generales del dominio computacional incluyendo la extensión del intercambiador de calor.

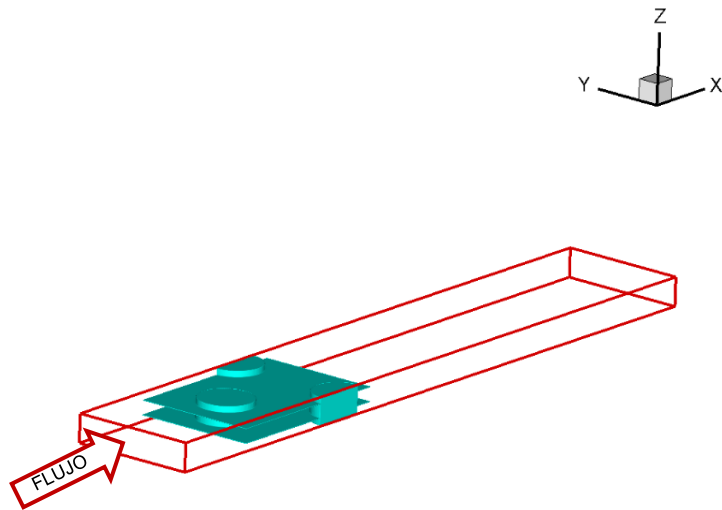


Figura 4.1 Simulación del intercambiador de calor con su dominio computacional establecido.

Con una vista superior correspondiente al plano YX apreciamos la geometría junto con las dimensiones de la entrada hasta la región del intercambiador conformado por placas y tubos. En esta vista se ilustra también la distancia del resto del dominio computacional y las fronteras periódicas, donde se aprecia la división de los tubos; recordando que estos durante la simulación se comportan como si continuaran más allá de la frontera periódica sin afectar el desarrollo del flujo y los resultados.

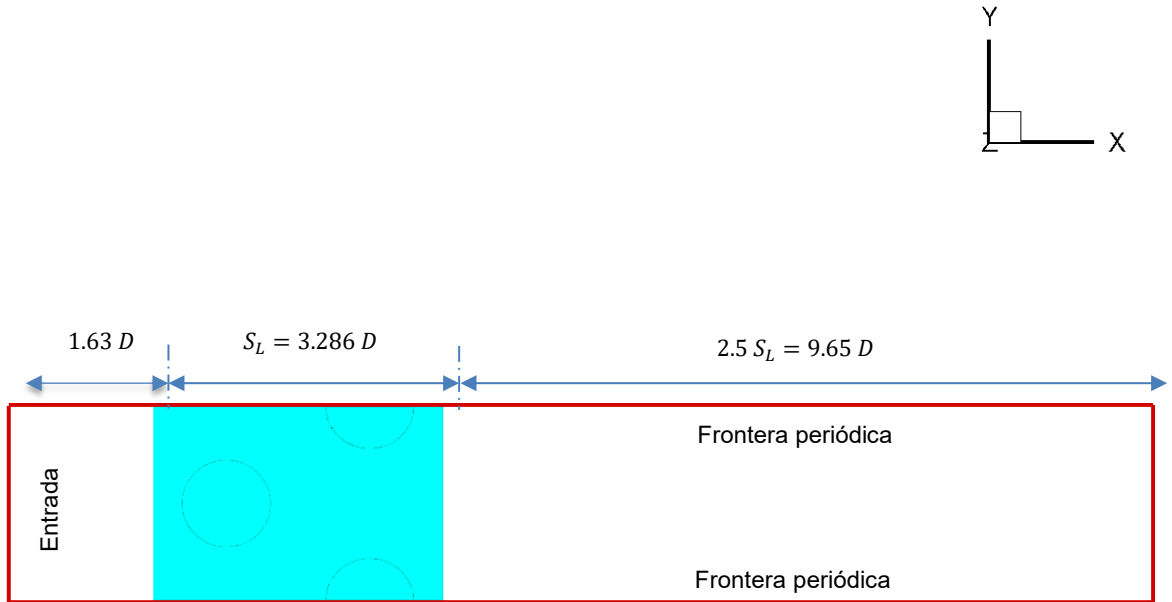


Figura 4.2 Geometría general para todas las configuraciones posteriores, donde se observan las dimensiones de todo el dominio computacional.

Finalmente, en la vista lateral correspondiente al plano ZX mostrada en la Figura 4.3, se detallan las dimensiones de la geometría observada de forma paralela a las placas y los tubos. Estas longitudes sirven como base para la definición de dimensiones en las varillas que se incorporan en las configuraciones particulares, ya que dichas varillas se introducen en el dominio computacional mediante el código a través de la definición de sus modos específicos.

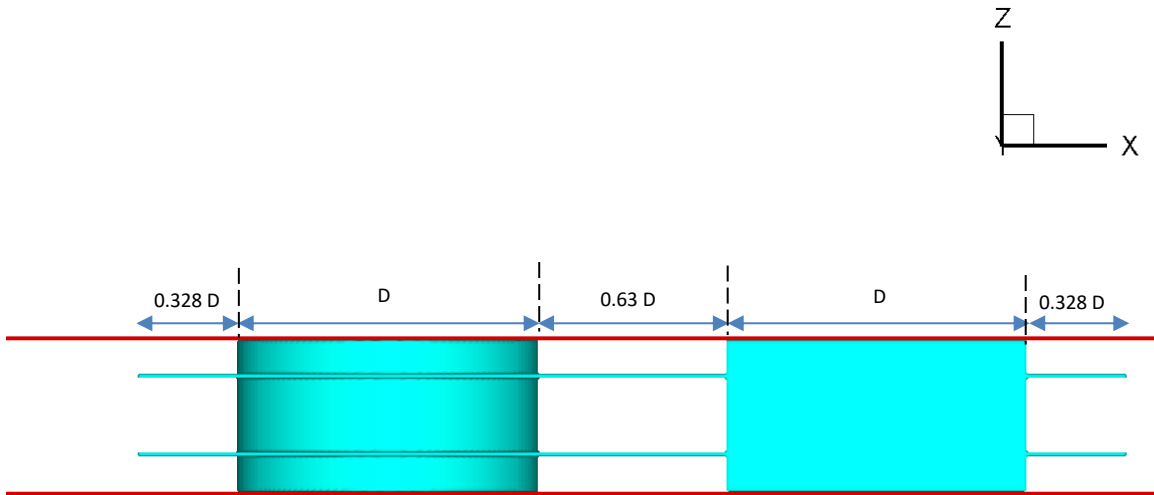


Figura 4.3 Geometría general para todas las configuraciones posteriores, parte lateral donde se observan sus dimensiones, en la sección de las geometrías tubulares.

4.2 Casos particulares

En este apartado se resumen las dimensiones de tres configuraciones con tres varillas agregadas a la simulación, estas se emplean para ver el comportamiento del intercambiador y con ello obtener resultados de temperatura y presión. Estos se integraron al código computacional por medio de nodos, examinando la geometría general y sus resultados, así en las zonas donde se observa un comportamiento característico se agregaron las varillas.

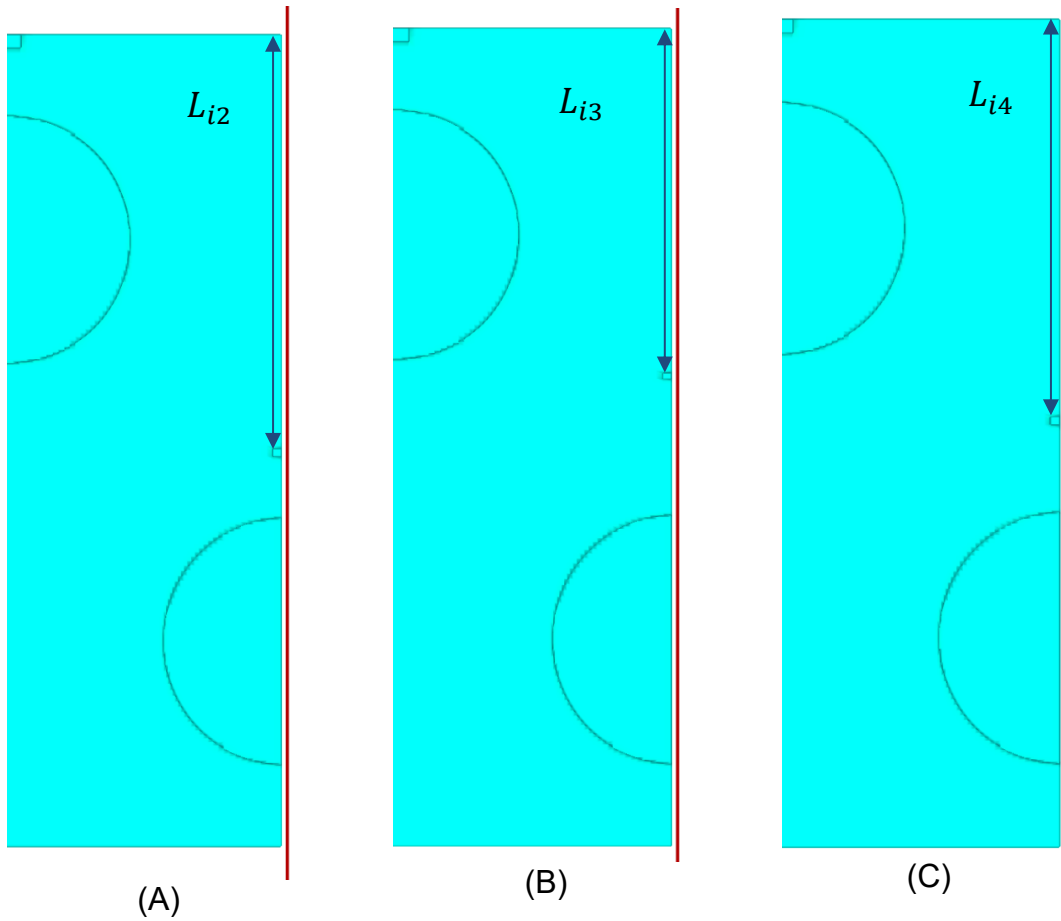
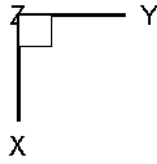


Figura 4.4 Conjunto de las tres geometrías con las varillas incluidas en diferentes posiciones en el eje X. (A) se trata de la geometría 2 con las varillas más próximas a los tubos segmentados a la mitad. (B) se trata de la geometría 3 con las varillas más próximas al tubo central. Finalmente (C) se trata de la geometría 4, la cual tiene las varillas justo en medio de ambas configuraciones tubulares.

En el caso de la varilla ubicada a la entrada, se ocuparon las mismas dimensiones para las tres geometrías con varillas, en el centro de la entrada del fluido: $x = 0.0527 D$; $y = 0.126 D$. Se encuentra a una distancia de $0.26 D$ entre la entrada y el tubo central.

Geometría	Dimensión en x	Dimensión en y	Distancia de la entrada L_i
Caso base	-	-	-
Caso A	0.036	0.036	1.67 D
Caso B	0.018	0.036	1.39 D
Caso C	0.036	0.036	1.58 D

Tabla 4.1 Dimensiones de las varillas y su distancia a los tubos laterales.

4.3 Características de la malla computacional

Dentro de la malla debe de existir una delimitación del dominio computacional con una selección de nodos, esto mediante un estudio de independencia de malla, según el trabajo de Celik et al. [11]. Se propone una resolución base a partir de la cual se obtuvieron los primeros resultados numéricos. Posteriormente se mejoró la resolución y observándose una diferencia despreciable en los resultados, se concluye que la malla seleccionada es la adecuada para el análisis de las variables de interés.

Esta malla tanto para la geometría de referencia como para las particulares está delimitada por los nodos $N_x = 570$; $N_y = 137$; $N_z = 63$.

4.4 Condiciones iniciales y frontera

En el caso referencia y los casos particulares a, b y c, se describen las mismas condiciones iniciales y de frontera. En la frontera de entrada son, una velocidad con perfil uniforme, número de Reynolds y temperatura establecidos para el fluido. A la frontera de salida se impone una condición de gradiente nulo para permitir una salida libre al fluido.

En las paredes sólidas hay una condición de no deslizamiento $\vec{u} = 0$ y una temperatura fija. En las fronteras periódicas hay simetría (*ejes* = y, z) que permiten la simulación de un segmento de la geometría favoreciendo su correcta simulación, también estableciendo una pared adiabática para impedir el intercambio de calor con el entorno.

5 RESULTADOS

5.1 Resultados del caso base.

El caso base hace referencia al intercambiador de calor sin ninguna varilla. Los resultados obtenidos después de la simulación corresponden a patrones de velocidad, presión y temperatura. En base a ellos con ayuda de planos dentro de la simulación obtuvimos los nodos para poder sacar posteriormente los datos o valores en esa línea de nodos, con los cuales después generamos gráficas

5.1.1 Hidrodinámica

En la hidrodinámica encargada del estudio del fluido en movimiento abarcaremos el estudio de la velocidad y la presión del fluido. Analizamos el caso base inicialmente donde se observa el comportamiento únicamente con los tres tubos, sin implementación de varillas.

En la *Figura 5.1* se muestra el patrón de velocidad del flujo, en este se observa una disminución de la velocidad en la región frontal del tubo central obteniendo un valor prácticamente nulo. Inmediatamente después, el flujo se acelera al rodear una parte del contorno del tubo, generando regiones de mayor velocidad en la parte media del intercambiador.

Previo al impacto con los tubos ubicados en los extremos y después de su impacto, se identifica una disminución local de la velocidad, llevando a valores negativos; sin embargo, nuevamente se produce una aceleración en el contorno inicial de los tubos debido a la reducción del área. De igual forma se aprecia el desprendimiento del flujo en la parte media del cilindro, formando estelas que indican aumento de velocidad, así finalmente el flujo adquiere un comportamiento más uniforme manteniendo una velocidad a la salida del dominio computacional.

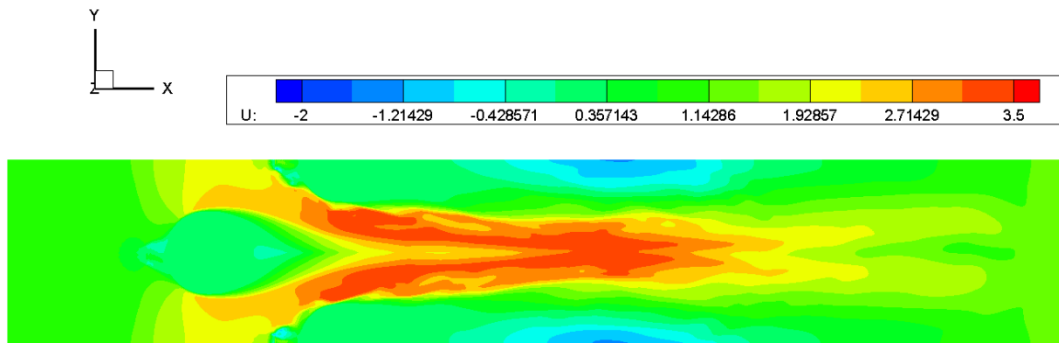
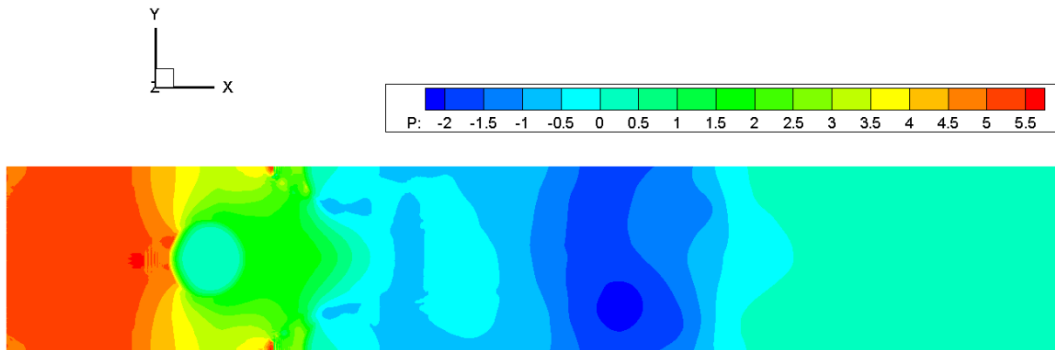


Figura 5.1 Patrón de velocidades en la geometría del caso base, en este plano se observan zonas donde aumenta la velocidad después de haber pasado por los tubos del intercambiador, en la zona de salida llega a un estado estacionario.

En el caso de la presión, la *Figura 5.2* muestra la distribución de presión a lo largo del dominio computacional. Se observa una presión en la entrada que va disminuyendo ligeramente, cuando el fluido choca con el tubo central se observa la zona donde comienza a descender la presión, alrededor del tubo central se aprecia más la disminución de presión a excepción de una zona diminuta antes de que el fluido impacte con los tubos a los extremos, alcanzando un punto máximo. Posteriormente al avanzar el flujo y rodear dichos tubos, se presenta una disminución de presión en sus fronteras, relacionada con la aceleración del fluido alrededor del contorno de la geometría.

Después de pasar los tubos, se evidencia una caída de presión en la región de la estela por la formación de vórtices. Finalmente, hacia la parte final se muestra una recuperación de la presión demostrando la estabilización del flujo.



*Figura 5.2 Patrón de presión en la geometría del caso base, donde se observa la escala y de acuerdo con *ella las zonas donde existen caídas de presión.*

En la *Figura 5.3* se observan tres curvas en distintas posiciones del intercambiador en la dirección “j”, indicando una caída de presión en el centro de la geometría como se observa en la *Figura 5.2* . Mientras que el comportamiento a los extremos se observa cómo es similar con una caída de presión posterior a la primera caída en el centro.

Presión en Configuración 1

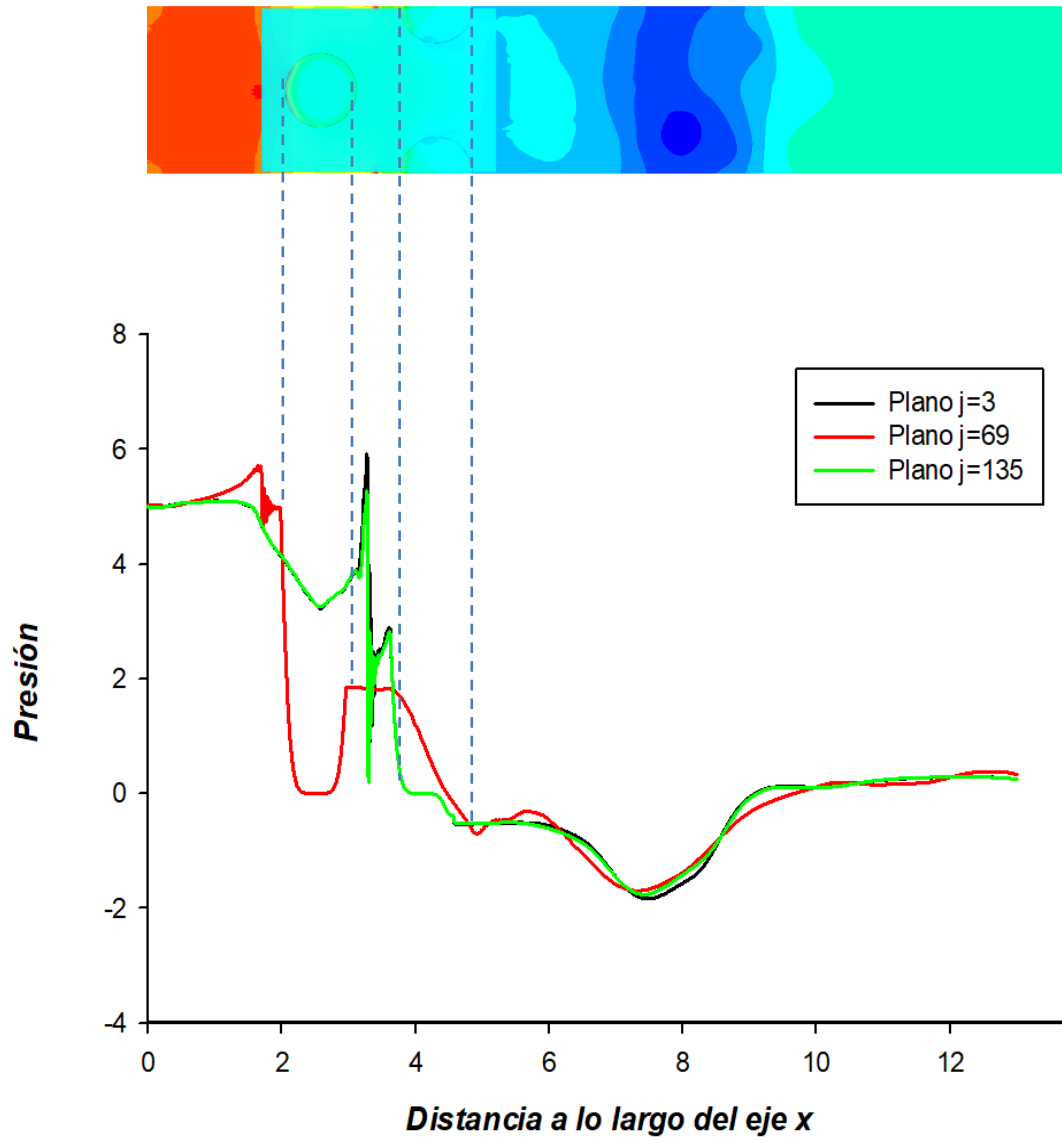


Figura 5.3 Comportamiento de presión en función de la distancia a lo largo del eje "x" en los planos, central (j=69) y extremos de la geometría original (j=3 y j=135), con su correspondiente en la geometría.

5.1.2 Transferencia de calor

Para la transferencia de calor se analiza principalmente la temperatura dentro de la simulación. En la *Figura 5.4* se presenta la distribución de temperatura a lo largo del dominio en la geometría original, en ella se observa un incremento de temperatura previo al impacto con los tubos. Ese aumento se intensifica en la región de contacto con los tubos tanto en el tubo central como en los ubicados en los extremos.

Posteriormente, conforme el flujo avanza la temperatura comienza a disminuir gradualmente; sin embargo, se mantiene una región con valores intermedios de temperatura indicando presencia de mezcla térmica debido a vórtices o estelas dentro del fluido debido a la velocidad.

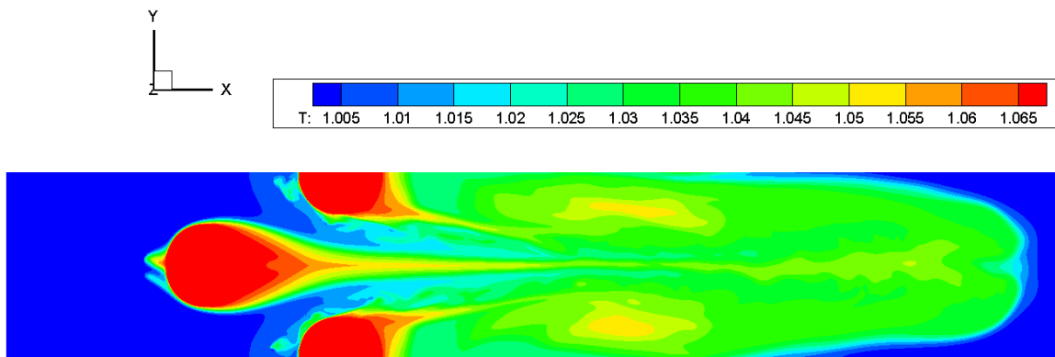


Figura 5.4 Patrón de temperatura en el caso base, donde se observa la escala y de acuerdo a ella las zonas donde existe aumento o disminución de temperatura.

Se aprecia lo mismo en la *Figura 5.5* ya que la temperatura constante solo se conserva en los tres tubos (recta constante con la mayor temperatura, primero la del tubo central y después la de los dos tubos al extremo), posteriormente va disminuyendo gradualmente después de pasar por los tubos al extremo, observando una mejor transferencia en el centro de la configuración.

Temperatura de Configuración 1

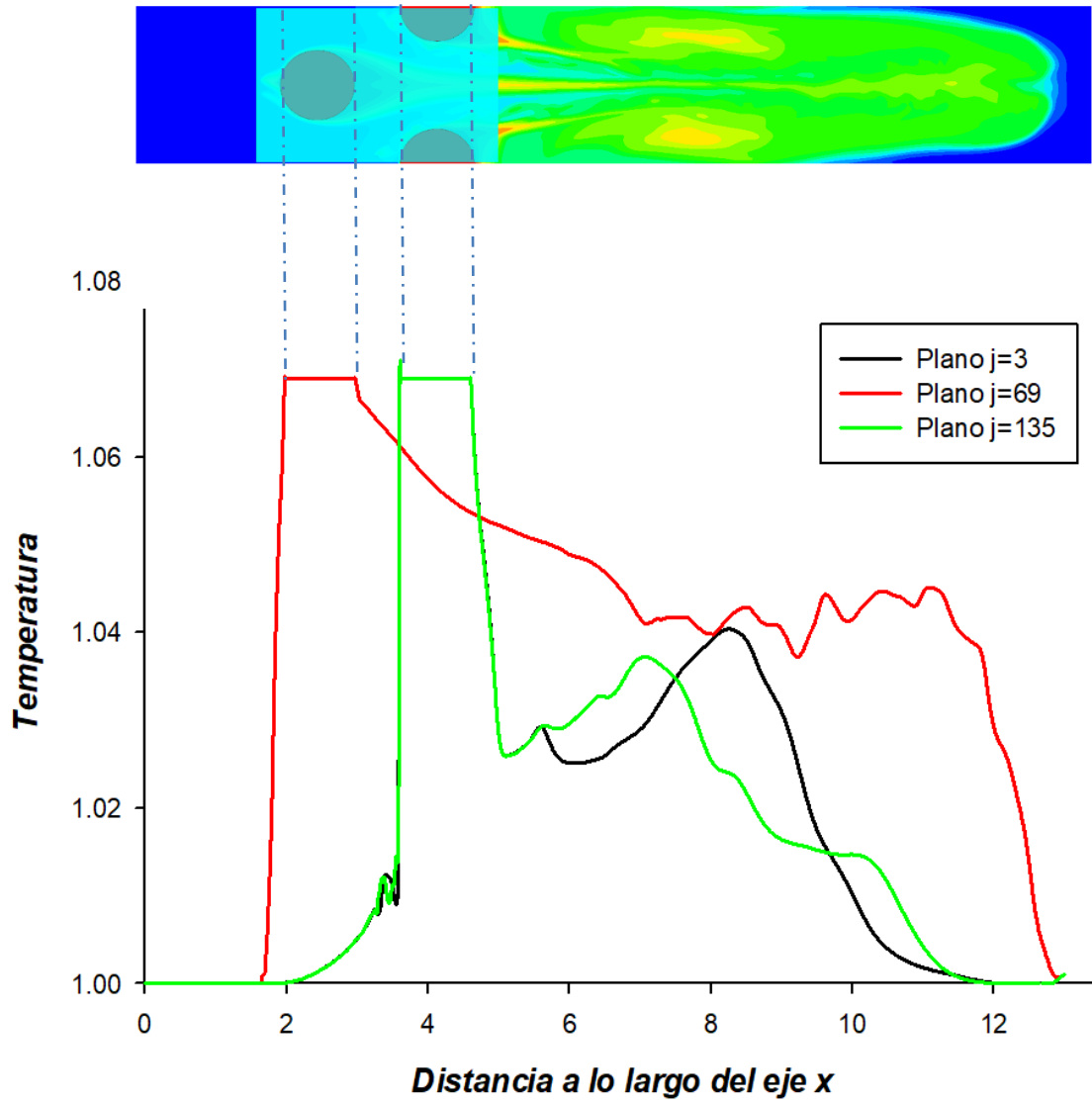


Figura 5.5 Temperatura en función de la distancia en el eje "x" a lo largo de los planos, central y extremos de la geometría original, con su correspondencia en la geometría.

5.1.3 Eficiencia

Con base en el caso original, se identifica la necesidad de optimizar el desempeño del sistema con el objetivo de obtener resultados más eficientes, aprovechando de mejor manera el comportamiento del flujo. Para ello, se evaluó la incorporación de varillas deflectoras que favorezcan el incremento en la transferencia de calor, al tiempo que se busca minimizar la caída de presión y reducir el consumo energético asociado al bombeo para el ingreso del fluido al sistema. En estos tres casos con varillas deflectoras, el propósito principal es mejorar la eficiencia global del sistema.

Posteriormente se evaluarán numéricamente la eficiencia del caso base y del caso con varillas que, por medio de los patrones mostrados a continuación, muestre un mejor comportamiento del flujo favorable para aumentar su eficiencia global.

5.2 Modificación en el comportamiento debido al uso de varilla

Comenzando con los patrones de velocidad en la *Figura 5.6* muestra tres geometrías con varillas deflectoras, cada par en distintas posiciones, pero todas insertadas en la zona de los extremos del intercambiador de calor entre los tubos principales. En este caso la velocidad es evaluada ya que nos da información esencial para interpretar de forma más adecuada la transferencia de calor y la caída de presión, esenciales para determinar si favorece la eficiencia del sistema.

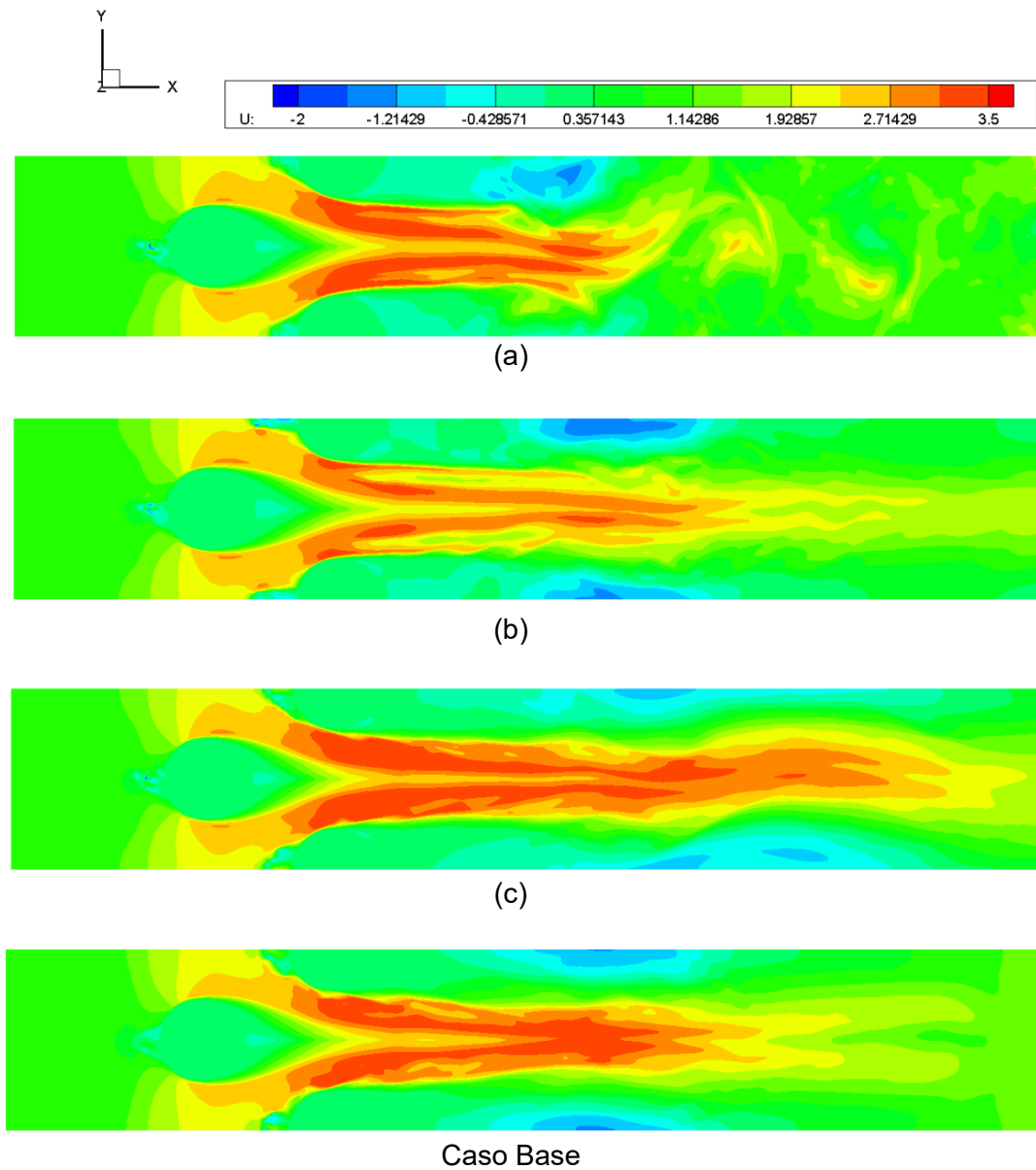


Figura 5.6 Contornos de velocidad vistos desde el plano $K=32$ ubicado entre dos placas del intercambiador, a) Geometría 2, b) Geometría 3, c) Geometría 4. En ellas se observan a la misma escala el patrón de velocidad afectado por las varillas, comparando con el caso base.

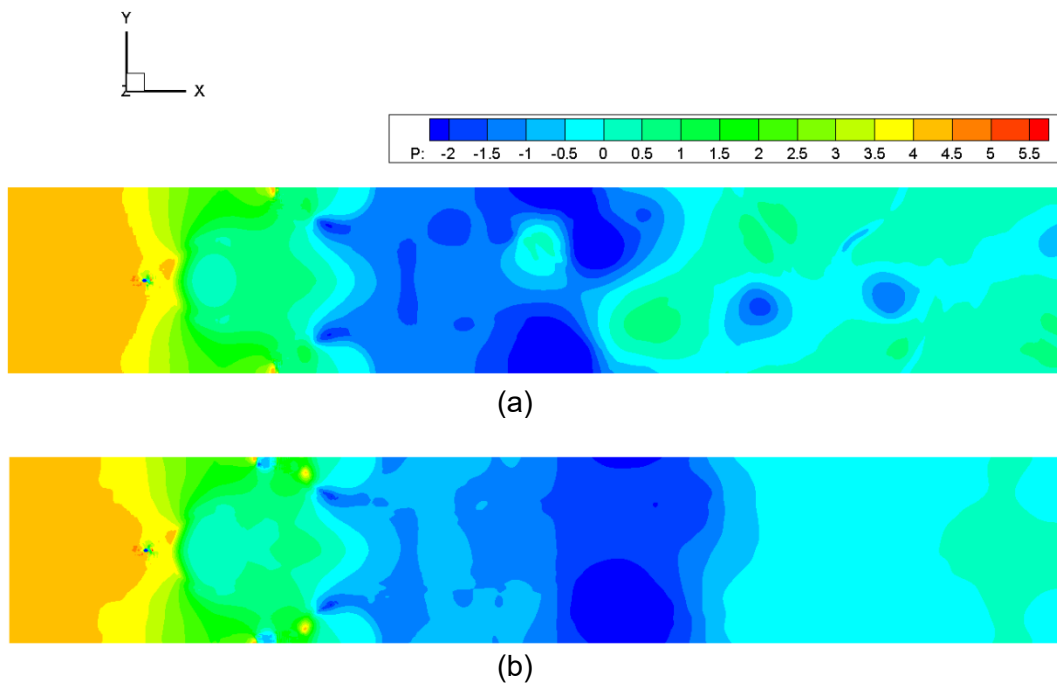
En la figura 5.6 inciso a) se observan dos chorros separados por la estela dejada tras pasar el tubo inicial del centro, esto indica una mezcla inicial y una mayor perturbación local al inicio. Se aprecia también que persisten regiones de baja velocidad conforme avanza en el dominio computacional.

En la figura 5.6 inciso b) el chorro central se extiende lo que provoca una aceleración más distribuida, por lo que la redistribución del flujo es mejor que en el caso a. Sin embargo, se observan regiones de baja velocidad al inicio ocasionadas por la varilla previa al tubo principal.

Finalmente, en la figura 5.6 caso c) se aprecia notablemente que el chorro central es más continuo y uniforme, la estela parece más estable y con ello se nota una separación menor entre chorros. Igualmente, la velocidad a la entrada comienza amentando de mejor manera al inicio a diferencia de los dos casos anteriores. Esta uniformidad en el chorro puede afectar disminuyendo la vorticidad y la mezcla turbulenta que favorece otros factores a evaluar.

5.2.1 Cambios en la caída de presión

Para la caída de presión se observa en la *Figura 5.7* los patrones de las distintas geometrías con las varillas aplicadas. La caída de presión afecta directamente al sistema ya que representa una reposición de energía que el sistema debe aportar, en consecuencia, afecta a las aplicaciones dirigidas en el presente trabajo, considerando la eficiencia global del sistema de aire acondicionado.





(c)



Caso Base

Figura 5.7 Patrones de presión vistos desde el plano $K=32$ ubicado entre dos placas del intercambiador, a) Geometría 2, b) Geometría 3, c) Geometría 4. En ellas se observan a la misma escala y las tres geometrías con la incorporación de varillas, comparando con el caso base.

Para la figura 5.7 inciso a) la presión disminuye desde la entrada al intercambiador y se nota una mayor perturbación del flujo en comparación con el caso base, lo cual favorece la convección local en el fluido, sin embargo, notamos una caída de presión conforme pasa los tubos del extremo.

Para la figura 5.7 inciso b) la región de baja presión es menos intensa que en el caso anterior, además de que los cambios de presión son menos drásticos en la zona intermedia, mientras que existe una mejor transición entre alta y baja presión. Esto nos lleva a tener gradientes menos abruptos y una mejor distribución, sin embargo, aún existe una zona de caída de presión considerable.

Para la figura 5.7 inciso c) hay una concentración mayor de alta presión en la región de entrada, y la zona de baja presión está más distribuida y menos concentrada, lo cual indica una mejor distribución a los casos anteriores y un mejor balance entre transferencia de calor y caída de presión.

5.2.2 Mejoras en la transferencia de calor

Para la transferencia de calor es importante observar en la *Figura 5.8* como de acuerdo a la escala se aumenta conforme avanza el flujo en el intercambiador de calor. Tomando en cuenta los tres casos con varillas deflectoras por caso se determinan las observaciones, ventajas y deficiencias.

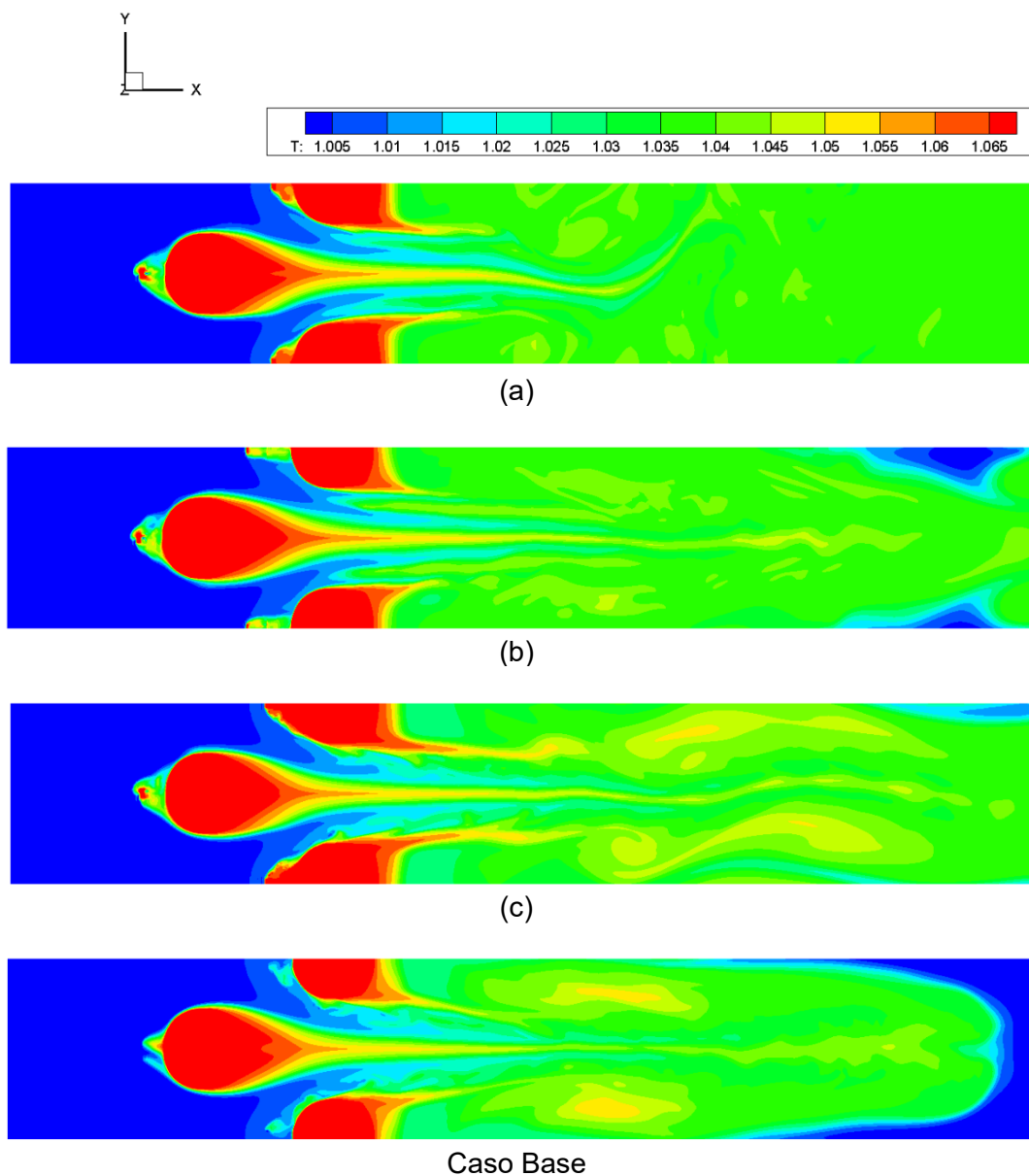


Figura 5.8 Patrones de temperatura vistos desde el plano $K= 32$ ubicado entre dos placas del intercambiador, a) Geometría 2, b) Geometría 3, c) Geometría 4. En ellas se observan a la misma escala los patrones de temperatura afectados por la incorporación de las varillas y así mejorando su eficiencia, comparando con el caso base.

Para la figura 5.8 inciso a) la estela térmica es relativamente delgada y se aprecia una estructura definida del tubo inicial. Existe un alto gradiente de temperatura cerca de los tubos iniciales indicando una buena transferencia de calor, sin embargo, existe una mezcla limitada.

Para el caso de la figura 5.8 inciso b) la estela térmica es más amplia que en el caso anterior, observando más estructuras onduladas a lo largo de la simulación indicando una mejor mezcla. Aunque se observa más adelante en la geometría que existe una zona donde comienza a enfriarse el fluido.

Para la figura 5.8 inciso c) existe una mejor dispersión térmica y gradientes de temperatura mejor distribuidos, esto indica mayor vorticidad, en general una mejor eficiencia térmica global del sistema. Es importante resaltar que a pesar de tener un campo más uniforme el gradiente local cerca de los tubos es ligeramente mejor en comparación con el caso a.

Para una apreciación general de los cuatro casos se realiza una recopilación de datos de temperatura y presión a lo largo de un eje delimitando el dominio o zona con mayor comportamiento característico del fluido. Con ello se obtienen la *Figura 5.9* y *Figura 5.10*, para visualizar de mejor manera tanto las mejoras como las áreas de oportunidad en el desempeño de los cuatro sistemas.

En el caso de la presión, los cuatro casos se representan en la *Figura 5.9*. De acuerdo con lo que se busca, el enfoque es en la caída de presión. En el caso base se aprecia la menor caída de presión a diferencia de los otros tres casos con varillas deflectoras las que se observan por debajo del caso base. Dentro de los casos con varillas el caso c) es el que presenta una menor caída de presión, asemejándose en un inicio al caso base. Conforme avanza el fluido a lo largo del intercambiador se observan caídas de presión en las cuatro geometrías, de ellas el caso a) es el que cae drásticamente después de pasar por los tubos, sin embargo, es el que se recupera mejor que todos incluso que el caso base. A diferencia del caso c), muestra una recuperación, pero no una mejora, haciendo hincapié en que es el más estable en cuanto a la caída de presión.

Presión promedio para las cuatro Configuraciones

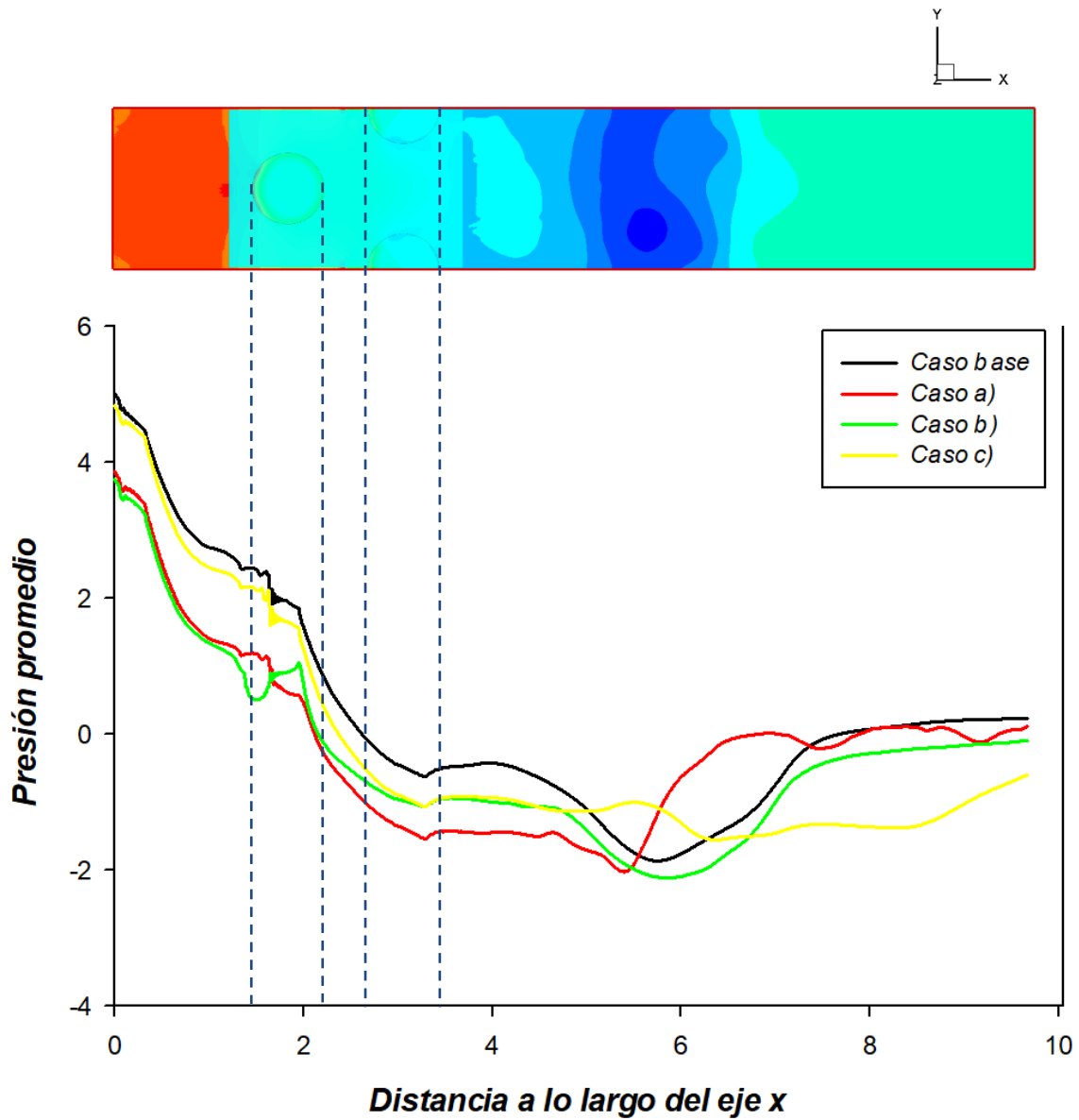


Figura 5.9 Gráfica de las presiones promedio de los puntos a lo largo del eje y en función de la distancia a lo largo del eje x. Con su correspondencia en la geometría.

Ahora se busca identificar la geometría que favorezca más la transferencia de calor y que la aumente o la mantenga lo más favorable posible. En la *Figura 5.10* se distinguen los diferentes comportamientos de la temperatura en las cuatro geometrías. En el caso base se identifica una temperatura estable a la entrada después de pasar por el primer tubo, sin embargo, es la que resulta más baja a la salida. En los casos con las varillas deflectoras, apreciamos que el caso más favorable en cuanto a aumento temperatura resulta ser el c) debido a que muestra picos más altos y estables y decaen menos a la salida, casi contrario del resto de geometrías. En este punto es importante mencionar que el caso a) es el que se muestra más estable por debajo del caso c).

Temperatura promedio para las cuatro Configuraciones

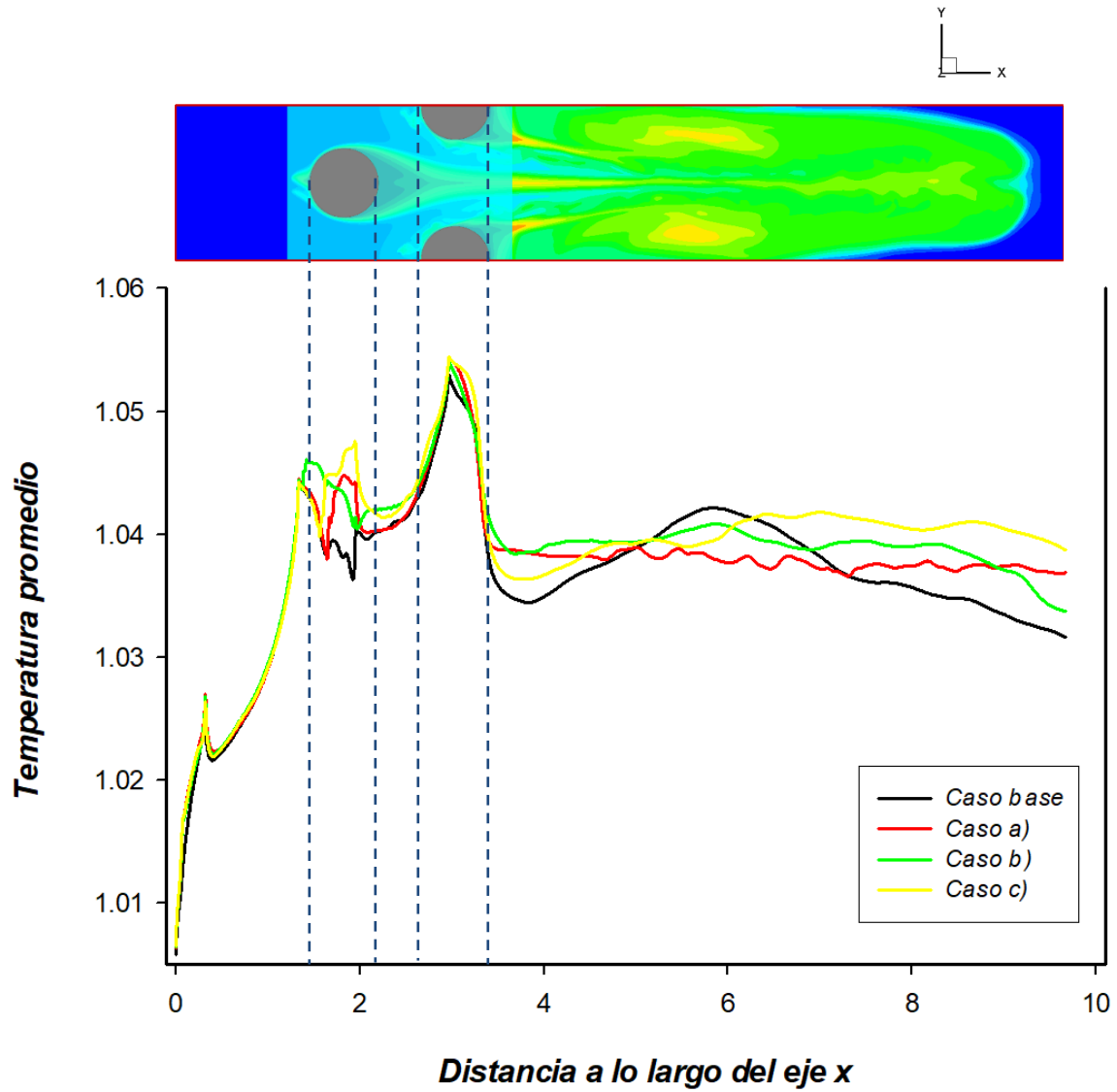


Figura 5.10 Gráfica de la temperatura promedio de los puntos en el eje “y” en función de la distancia a lo largo del eje x. Con su correspondencia en la geometría.

Con base en los datos recabados para la elaboración de las gráficas, se calcula la eficiencia termo-hidráulica. Recordando que se trata de un promedio a lo largo del eje “y” por lo que existe un valor definido para cada punto a lo largo del eje “x”. Los datos recabados son de los extremos en la siguiente sección de la geometría original y de los casos a) y c).

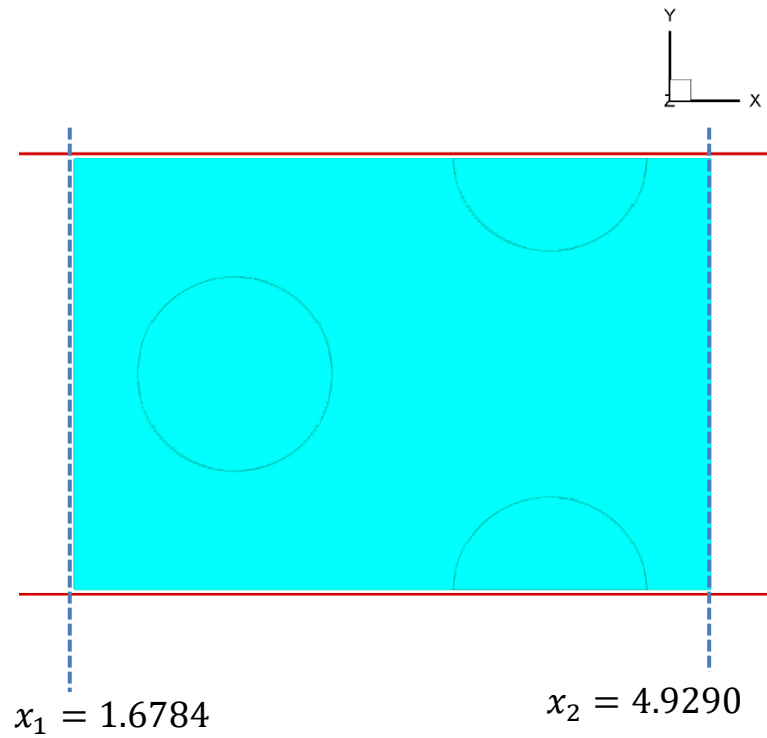


Figura 5.11 Puntos para obtener la eficiencia, ubicados en el plano x.

La eficiencia, considerando la mejora térmica y la penalización hidráulica, se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$\eta = \frac{\Delta T}{\Delta P} \tag{5.1}$$

$$\eta_{base} = \frac{\frac{\Delta T_i}{\Delta T_{base}}}{\frac{\Delta P_i}{\Delta P_{base}}}$$

Con el caso a) respecto al caso base:

$$\eta_{base} = \frac{\frac{(1.0388 - 1.0409)}{(1.0387 - 1.0393)}}{\frac{(-1.6689 - 0.7419)}{(-1.0178 - 1.9225)}} = \frac{3.5}{0.8199} = 4.2688$$

Con el caso b) respecto al caso base:

$$\eta_{base} = \frac{\frac{(1.0394 - 1.0441)}{(1.0387 - 1.0393)}}{\frac{(-1.3223 - 0.8987)}{(-1.0178 - 1.9225)}} = \frac{7.8334}{0.7554} = 10.3699$$

Con el caso c) respecto al caso base:

$$\eta_{base} = \frac{\frac{(1.0392 - 1.0449)}{(1.0387 - 1.0393)}}{\frac{(-1.1295 - 1.6216)}{(-1.0178 - 1.9225)}} = \frac{9.5}{0.9356} = 10.1539$$

Con los resultados obtenidos observando el coeficiente de la transferencia de calor el valor es mejor en el caso c) debido a que $\frac{\Delta T_c}{\Delta T_{base}} > 1$ así respecto al caso base se aprecia un aumento en la transferencia de calor.

En el caso de la presión el valor ideal debe ser $\frac{\Delta P_b}{\Delta P_{base}} < 1$ debido a que se busca la menor caída de presión, en estos casos, el más favorable sería el caso b).

En conjunto, los resultados muestran que el más viable sería el caso b) debido a ser el mayor valor, además de tener una buena transferencia de calor. En un caso puntual de esta zona en el dominio computacional, este caso resulta ser más eficiente en cuanto a transferencia de calor y disminución en la caída de presión.

5.2.3 Discusión y mejoras futuras al sistema

Este trabajo tiene oportunidades de mejoras, sobre todo de trabajos futuros, en base con lo observado en los resultados, lo primero a resaltar es la optimización geométrica de las varillas deflectoras, de ellas se puede mejorar tanto la longitud, ángulos de posición, incluso otras geometrías que sea igual de prácticas al momento de la manufactura, ya que este estudio evaluó configuraciones discretas considerando su aplicación. Igualmente habría que evaluar los resultados con distintas configuraciones axiales entre varillas. Ellas favorecen al sistema para mejorar su eficiencia, sin embargo, es importante detallar la posición de las varillas incluso su geometría para obtener mejores resultados y con ello una eficiencia más real y aplicable al sistema.

Otra forma de mejorarlo sería simulando bajo distintos números de Reynolds, con ello se puede estudiar el comportamiento térmico e hidrodinámico ya que pueden cambiar significativamente bajo distintos números de Reynolds. Igualmente, si enfocamos su aplicación a sistemas aeronáuticos, las condiciones de operación varían con la altitud ya que cambia a su vez la densidad del aire y el número de Reynolds. Evaluar la simulación con otros números permitiría ver de forma más controlada la estabilidad del desempeño del sistema, manteniendo ciertas condiciones de vuelo.

Retomando el campo aeronáutico, es de vital importancia en futuros estudios, el considerar una evaluación estructural. Debido a las vibraciones que pueda ocasionar el flujo debido a las varillas deflectoras, a su vez pueden provocar vibraciones inducidas, esto afectaría la integridad estructural del sistema de aire acondicionado. Es pertinente, por lo tanto, evaluar la fatiga mecánica, los esfuerzos inducidos, y la respuesta dinámica. Con ello los estudios futuros serán más estables y eficientes con una aplicación segura en la aeronáutica. De igual manera, el análisis de peso y manufactura se considera importante y con una valiosa oportunidad de trabajos futuros, debido a la búsqueda del bajo peso en los intercambiadores de calor aeronáuticos, además de la facilidad del mantenimiento y la masa que incluye el acondicionarlo con varillas deflectoras. Para esto es importante considerar los materiales y su adecuada integración estructural.

Finalmente puedo mencionar que a lo largo de la evaluación experimental se tuvieron oportunidades de mejoras en el sistema, inicialmente la simulación, la cual puede ser mejor

aprovechada para la obtención de datos CFD, con ellos visualizar más resultados como promedios y no casos aislados. Además, con ayuda de los visualizadores se pueden comparar más casos de modelos de turbulencia que ayuden a evaluar el comportamiento y así buscar mejoras. De la misma manera no queda fuera un estudio futuro con la validación física del sistema, construyendo un prototipo a escala y así someterlo a condiciones para distintas aplicaciones.

6 CONCLUSIÓN

El presente trabajo evaluó el desempeño térmico y mecánico de un intercambiador de calor, además de valorar su rendimiento al incorporar varillas deflectoras, esto por medio de la simulación numérica. Esto aportó información acerca del comportamiento de un fluido al interactuar con sólidos, en cuyo caso, por medio de la convección favorecer a una mayor transferencia de calor dentro de un sistema. En caso particular se ha buscado mejorar la eficiencia del intercambiador de calor para poder ser aplicado en sistemas de aire acondicionado aeronáutico.

Dentro de los resultados obtenidos se visualizaron suficientes mejoras y también ciertas áreas de oportunidad considerando la aplicación que tendría. Los resultados se obtuvieron con ayuda de simulación numérica (CFD), y por medio de un visualizador se apreciaron las principales características que afectan el comportamiento del fluido incorporando las varillas. Dentro de esas características se encuentran: la generación de vórtices, la mezcla del fluido a lo largo de la simulación, la disminución de la capa límite térmica y su comportamiento en la frontera.

Los resultados evidencian una mejora en la transferencia de calor al incorporar las varillas, pese a ello se presenta una considerable caída de presión en las tres configuraciones, ocasionando un mayor consumo energético. En aplicaciones aeronáuticas, para los sistemas de control ambiental (*ECS*, *Environmental Control System*, por sus siglas en inglés) específicamente en el sistema de aire acondicionado, esta condición de alta caída de presión llevaría a cuestionarse acerca del compromiso entre la eficiencia térmica y el consumo energético.

Entre los casos estudiados, con una visión global de la simulación, el caso a) muestra resultados poco favorables en cuestión de temperatura, comparado con el resto, mientras que en presión es favorable. A diferencia de este, el caso c) muestra resultados superiores al resto en cuestión de temperatura, sin embargo, cuestiones hidrodinámicas, la presión decae aún más que el resto, con la única distinción que es el único que presenta una mejor estabilidad en cuanto a la caída de presión.

Con una visión puntual incluyendo el cálculo de la eficiencia se observa que dentro de los tubos y placas tanto la presión como la temperatura arrojan resultados favorables en el caso b), esto puede deberse a que se trata de una zona particular provocando perturbaciones locales que no afectan mucho en la zona, a diferencia de los resultados globales obtenidos.

Retomando el ámbito aeronáutico, los intercambiadores de calor en ECS, sobre todo en la aviación comercial es importante mantener el intercambiador de calor con la mayor eficiencia posible, priorizando el menor gasto energético ya que esto conlleva a mayor combustible, en consecuencia, mayor carga, lo cual se busca evitar. Por lo tanto, en estos casos a) y c) se considera que ambos diseños funcionan, porque ambos tienen una configuración favorable y ambos optimizan el desempeño global del sistema, no únicamente una variable aislada. El compromiso termo-hidráulico en ambos puede considerarse en distintas aplicaciones sin embargo para la cuestión aeronáutica el caso a) resulta ser más benéfico.

La optimización de intercambiadores de calor es fundamental para la mejorar la eficiencia energética global, reduciendo consumo de combustible, así como costos operativos. Las configuraciones como las que se presentan en este trabajo pueden mejorar el desempeño termo-hidráulico y así diversos aspectos secundarios como, mantenimiento, confiabilidad en la estructura además de una mejor vida útil. Esto eventualmente favorece a lo más importante dentro de la aeronáutica que es la aeronavegabilidad, y siendo parte de la operación aérea segura, el sistema de control ambiental, estas configuraciones para aplicación en los intercambiadores de calor, buscará colaborar en las siguientes mejoras del ECS para ver por la seguridad y el confort dentro de los vuelos comerciales.

7 REFERENCIAS

[1] Çengel, Y. A., & Cimbala, J. M. (2012). *Mecánica de fluidos: Fundamentos y aplicaciones* (2a. ed.). McGraw-Hill Interamericana.

[2] Cengel, Y. A; Turner, R. H. (2008) *Fundamentals of Thermal-Fluid Sciences* (3.a ed.). [Libro impreso]. McGraw-Hill. (ISBN 978-007-126631-4).

[3] Chen Lin and Tang Dengbin. (2010) *Navier-Stokes Characteristic Boundary Conditions for Simulations of Some typical flows*. Applied Mathematical Sciences, Vol 4. 879-893. Nanjing University of Aeronautics and Astronautics. Recuperado de: https://www.researchgate.net/publication/228705699_Navier-Stokes_Characteristic_Boundary_Conditions_for_Simulations_of_Some_Typical_Flows

[4] D. Gottlieb and E. Turkel, "Dissipative two-four methods for time-dependet problems, Mathematics of computation pp 703-723, 1976. Recuperado de: [S0025-5718-1976-0443362-6/S0025-5718-1976-0443362-6.pdf](https://www.ams.org/journals/mcom/1976-30-136/S0025-5718-1976-0443362-6/S0025-5718-1976-0443362-6.pdf)

[5] Fletcher, C. A. J. (1991). *Computational Techniques for Fluid Dynamics* 2. En Scientific computation. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-58239-4>

[6] Gonzalez, D. (marzo 2002). *Guia de intercambiadores de calor: Tipos generales y aplicaciones*. Universidad Simón Bolívar.

[7] Herrera-Hernández, P., Vicente, W., Martínez-Espinosa, E., & Salinas-Vázquez, M. (2024). *Numerical study of the effect of a thin wire on the thermohydraulic performance in a plate fin-and-tube heat exchanger*. Applied Thermal Engineering, 244, 122711. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2024.122711>

[8] Incropera, Frank P. (1999) *Fundamentos de transferencia de calor*. (4ª. Ed.) Prentice Hall, México. [Libro en línea] <https://books.google.com.mx/books?id=QqfJw4tpIjc&lpg=PA25&ots=p4HWvn6BTu&dq=transferencia%20de%20calor&lr&hl=es&pg=PA25#v=onepage&q=transferencia%20de%20calor&f=false>

[9] J. Fluids Eng, Celik, I.B., Ghia, U., Roache, P.J., & Freitas, C.J. (2007). *Procedure for Estimation and Reporting of Uncertainty Due to Discretization in CFD Applications*. <https://doi.org/10.1115/1.2960953>

[10] *Large Eddy Simulation of a flow through circular tube bundle*. M. Salinas-Vázquez. M.A. de la Lama, W. Vicente, E. Martínez Instituto de Ingeniería, Universidad Nacional Autónoma de México. <https://doi.org/10.1016/j.apm.2011.03.003>

[11] Luo, Y., Li, G., Bennett, N. S., Luo, Z., Munir, A., & Islam, M. S. (2025). *Heat Transfer Enhancement in Heat Exchangers by Longitudinal Vortex Generators: A Review of Numerical and Experimental Approaches*. *Energies*, 18(11), 2896. <https://doi.org/10.3390/en18112896>

[12] Moussa Nacer-Bey, Serge Russeil, Bernard Baudoin. (septiembre 2003) *PIV visualizations of the flow structure upstream of the tubes in a two-row plate-fin-and-tube heat exchanger*. 4th; International Conference on Compact Heat Exchangers and Enhancement Technology for the Process Industries, Crete Island, Greece. pp.63-68. (hal-04263592)

[13] Ramesh K. Shah, Dusan P. Sekulic (2003) *Fundamentals of heat exchanger design*. John Wiley & Sons, Inc. USA. [Fundamentals of Heat Exchanger Design | Ramesh K. Shah, Dušan P. Sekulić | download on Z-Library](#)

[14] Romero-Méndez, Ricardo, Adame, Rafael, & Sen, Mihir. (2001). *Estudio de los parámetros que afectan la transferencia de calor conjugada en intercambiador de calor de tubos y placas-aleta*. *Interciencia*, 26(8), 321-326. Recuperado en 21 de octubre de 2025, de http://ve.scielo.org/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0378-18442001000800002&lng=es&tlng=es.

[15] Twyman, J. (28 de abril 2017) *Análisis del golpe de ariete en un sistema de distribución de agua*. Ingenieros Consultores. Recuperado de: <https://riunet.upv.es/server/api/core/bitstreams/ed17fd1f-85b3-4699-b592-87a296c14fc9/content>