

UNIVERSIDAD DE CHILE  
FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS Y MATEMÁTICAS  
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA

# AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR CON GENERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINALES EN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS OVALADOS Y ALETAS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

DANIEL ALEJANDRO DÍAZ TRONCOSO

PROFESOR GUÍA:  
ALVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ  
VIVIANA MERUANE NARANJO

SANTIAGO DE CHILE  
2015

## **RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL**

**TÍTULO DE:** Ingeniero Civil Mecánico

**POR:** Daniel Alejandro Díaz Troncoso

**FECHA:** Santiago, 2015

**PROFESOR GUÍA:** Alvaro Valencia Musalem

# **AUMENTO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR CON GENERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINALES EN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE TUBOS OVALADOS Y ALETAS**

El presente trabajo consiste en simular, mediante Ansys Fluent, el fenómeno de transferencia de calor entre un flujo de aire y la superficie externa de un intercambiador de calor con aletas (ICA) y generadores de vórtices longitudinales (GVL). Los GVL, al aumentar la transferencia de calor, permiten disminuir costos a través de ahorro de material o consumo energético.

El objetivo de este trabajo es evaluar térmicamente un flujo de aire externo en un ICA con y sin GVL mediante un modelo computacional. Para esto, el trabajo se divide en 5 etapas sucesivas: (1) definición del modelo a estudiar, (2) validación del modelo e independencia del mallado, (3) simulación de 8 casos en un ICA variando la geometría y posición del GVL para los Reynolds 180, 360, 540 y 720, (4) análisis de los resultados de las simulaciones y (5) conclusiones. Los 8 casos tienen el nombre según la geometría del GVL: Delta, Rectangular, Cucharón, Elipse 1, 2, 3, 4 y 5.

A partir de los resultados, se confirma la validación del mallado: las simulaciones con respecto al estudio previo, muestran diferencias máximas de 5 y 6% en  $f$  y  $Nu$  respectivamente. Se concreta la independencia del mallado, el mallado medio con respecto al mallado fino tiene diferencias de 1 y 0,2% en  $j$  y  $f$  respectivamente.

En todos los casos con GVL, excepto en el caso Cucharón, la principal característica del flujo es la presencia de un vórtice longitudinal (VL) que se propaga en dirección del flujo principal. En el caso Cucharón se observan dos VL no simétricos con baja intensidad. Los VL en todos los casos afectan el comportamiento térmico principalmente de dos maneras: mayor mezcla del flujo y adelgazamiento de la capa térmica, ambas provocando un aumento en la transferencia de calor.

El mayor aumento de calor comparado con el caso Base para un mismo  $Re_{dh}$  se da con el caso Delta con un aumento del 14% para  $Re_{dh}$  720. El mayor aumento de caída de presión en comparación con el caso Base para mismo  $Re_{dh}$  se da con el caso Elipse 1 con un aumento del 20% para  $Re_{dh}$  720. La mayor transferencia de calor, comparando los casos bajo una misma potencia de flujo, se da para el caso Delta, para un  $Re_{dh}$  mayor a 360. Para un  $Re_{dh}$  menor a 360 los resultados en la transferencia de calor son similares entre todos los casos. Se concluye que el caso Delta tiene el mejor desempeño en términos de transferencia de calor que el resto de los casos, considerando además sus ventajas en su manufacturación (simpleza en su geometría de GVL y posibilidad de troquelado).

Para los Reynolds de estudio, el aumento de transferencia de calor global tiene concordancia con la intensidad del VL; mayor intensidad indica mayor calor. La intensidad del VL se relaciona a la vez con el área frontal del GVL; al aumentar el área frontal, manteniendo constante la geometría del GVL, la intensidad del VL aumenta. La geometría del GVL también juega un rol importante en la formación del VL y por lo tanto, en el aumento de calor.

*Dedicado a mi madre y padre,  
a quienes les debo gran de parte de lo que he llegado a ser.*

## **Agradecimientos**

A mi gallina Misulbina quien, a pesar de no ver el final de este trabajo, tuvo siempre un profundo interés en él.

## Tabla de contenido

1.	Introducción .....	1
1.1	Antecedentes generales .....	1
1.2	Motivación .....	2
1.3	Objetivos .....	2
1.3.1	Objetivo general .....	2
1.3.2	Objetivos específicos.....	2
1.4	Alcances .....	2
2	Antecedentes específicos.....	3
2.1	Vórtices y generadores de vórtices.....	3
2.2	Flujo laminar y turbulento.....	6
2.3	Ecuaciones gobernantes .....	7
2.4	Ansys Fluent: método numérico .....	8
2.4.1	Ecuación de transporte general: discretización y solución.....	8
2.4.2	Discretización espacial.....	9
2.4.3	Determinación de gradientes .....	10
3	Descripción del modelo.....	13
3.1	Modelo físico .....	13
3.1.1	Intercambiador de calor.....	13
3.1.2	Generadores de vórtices longitudinales.....	14
3.1.3	Casos de estudio .....	18
3.2	Dominio computacional .....	20
3.3	Condiciones de borde.....	21
3.4	Parámetros.....	22
3.4.1	Parámetros de entrada .....	22
3.4.2	Parámetros de salida.....	23
4	Metodología .....	25
5	Resultados .....	27
5.1	Validación del modelo .....	27
5.2	Mallado e independencia del mallado.....	33
5.3	Resultados de las simulaciones .....	35

5.3.1	Caso Base .....	35
5.3.2	Caso Delta .....	39
5.3.3	Caso Rectangular.....	45
5.3.4	Caso Elipse 1, 2, 3, 4 y 5.....	48
5.3.5	Caso Cucharón .....	56
5.3.6	Comparación entre casos.....	61
6	Conclusiones .....	66
7	Bibliografía .....	68
ANEXOS.....		69
ANEXO A: Factor de fricción y Colburn de Chen et al. [4] en función de $Re_H$ .....		69
ANEXO B: Valores de $Nu_{sp}$ en función de $x/H$ de los casos de estudio.....		69
ANEXO C: Valores de potencia y calor para el caso Base.....		70
ANEXO D: Valores de calor y potencia de los casos de estudio.....		71

# 1. Introducción

El trabajo a desarrollar consiste en simular el fenómeno de transferencia de calor entre un flujo de aire y la superficie externa de un intercambiador de calor con aletas (ICA) y generadores de vórtices longitudinales (GVL). Existe un gran incentivo por desarrollar nuevos mecanismos que permitan aumentar la transferencia de calor entre aire e intercambiador de calor, pues permitiría disminuir volúmenes de equipos o ahorrar consumo energético.

## 1.1 Antecedentes generales

Los ICA son ampliamente usados en diversas aplicaciones como refrigeración, ventilación, acondicionamiento de aire, generación de energía, etc. Los esfuerzos por mejorar sus desempeños van enfocados a producir intercambiadores más compactos y/o con menores consumos energéticos, lo cual significarían menores volúmenes y costos. Dentro de estos esfuerzos se encuentra aumentar el coeficiente convectivo en la zona de intercambio entre aire y aletas, el cual es generalmente bajo (siendo la mayor resistencia térmica) por las propiedades termo físicas del aire. Estas mejoras normalmente se basan en cambiar los patrones o formas de las aletas, lo cual sin embargo, puede implicar una alta caída de presión del aire y por lo tanto requerir una mayor potencia de ventiladores. El aumento de transferencia de calor suele balancearse con la caída de presión del fluido involucrado en el intercambiador de calor, pues este último define el consumo energético.

Los GVL en los ICA son otro mecanismo para aumentar la transferencia de calor. Los GVL son protrusiones de la superficie de una aleta del intercambiador que manipulan el flujo mediante la generación de vórtices longitudinales, los cuales aumentan la mezcla del fluido y modifican la capa límite traduciéndose en un aumento de la transferencia. Este mecanismo tiene el atractivo de provocar modestas pérdidas de presión además de un alto aumento en la transferencia, el cual puede traducirse en una reducción del área de las aletas en más de un 50% (Lofti et al. [1]). En la Fig. 1.1 (a) se pueden ver distintas geometrías de GVL que se estudian en un ICA (Chu & He [2]) y en (b) un ejemplo de la disposición de los GVL en un ICA (Lofti et al. [1]). Los GVL son troquelados de la aleta o insertados.

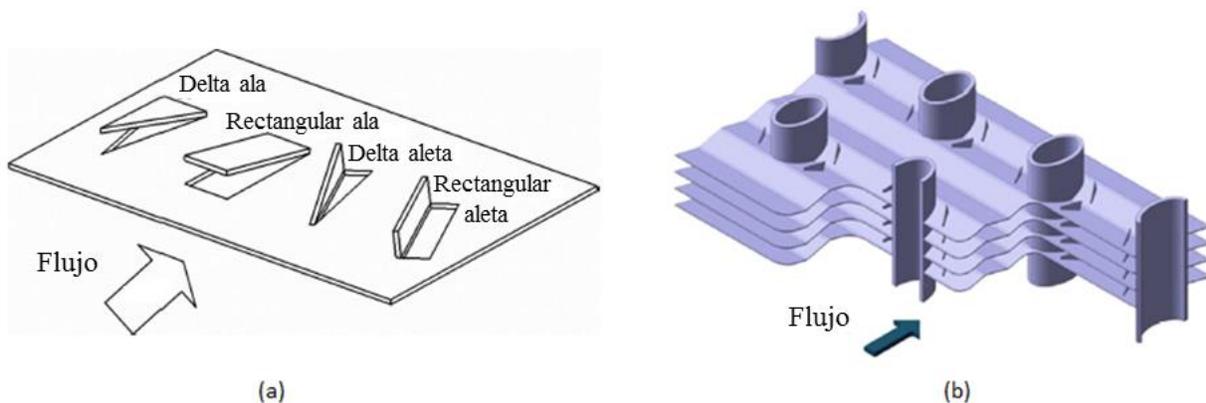


Figura 1.1: (a) Distintos tipos de GVL en una aleta (Chu & He [2]) y (b) intercambiador de calor de aletas onduladas y con GVL insertos (Lofti et al. [1]).

Primeros estudios sobre GVL enfocados al aumento de transferencia de calor se remontan al año 1969, pero es en el año 1982 donde además se considera la caída de presión (Fiebig [3]). A partir de

entonces, se han realizado una gran cantidad de estudios, tanto experimentales como simulaciones, sobre GVL en la transferencia de calor. Estos estudios abarcan situaciones con distintos tipos de aletas (aletas planas, con forma de ola, persianas, etc), de tubos (circulares, elípticos, planos, etc) y formas y disposición de GVL (rectangulares, forma delta, localización en la aleta y ángulo de ataque).

## **1.2 Motivación**

La motivación principal de este trabajo es poder aportar al conocimiento de GVL como mecanismos para el aumento de transferencia de calor, con el fin de ahorrar material (menor superficie de intercambio) o consumo energético, lo que conlleva a menores costos. Si bien existe una extensa bibliografía sobre los GVL, una revisión de los distintos estudios en GVL, muestra que la geometría de este no varía generalmente más allá de los 4 casos presentados en la Fig. 1.1. Probablemente esto es debido a su simpleza en su geometría y manufactura, fundamental para no incrementar los costos de manufactura tal que contrarresten los beneficios del aumento de transferencia de calor. En este estudio, la geometría de los GVL es novedosa.

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo general**

Evaluar térmicamente un flujo de aire externo en un intercambiador de calor con y sin GVL mediante un modelo computacional.

### **1.3.2 Objetivos específicos**

- Validar los resultados de las simulaciones con los resultados numéricos de Chen et al. [4].
- Lograr la independencia del mallado del modelo.
- Identificar los cambios que provocan los GVL sobre el fluido y que aumentan la transferencia de calor.
- Simular el flujo de aire en un intercambiador de calor con distintas geometrías de GVL y compararlas en términos de transferencia de calor y caída de presión.

## **1.4 Alcances**

El trabajo consiste en una simulación computacional con el software Ansys Fluent, sin pruebas experimentales y se limita al estudio de:

- La estructura y comportamiento térmico de un flujo de aire, con condiciones de temperatura y velocidad en la entrada del dominio computacional, que interactúa con la zona exterior de un intercambiador de calor de aletas y tubo ovalado.
- Comportamiento térmico de la zona exterior de un intercambiador de aletas y tubo ovalado que interactúa con un flujo de aire externo. La geometría de tubos y aletas se mantiene constante. El manto del tubo se considera con temperatura constante y las aletas con una conductividad dada, por lo que su distribución de temperatura se debe resolver.

## 2 Antecedentes específicos

### 2.1 Vórtices y generadores de vórtices

Aunque no exista un acuerdo común en definir matemáticamente los vórtices, estos pueden ser entendidos como el movimiento de un flujo en forma de remolino alrededor de un eje (Fiebig [3]). Se pueden distinguir dos tipos de vórtices: transversales y longitudinales.

#### Vórtices transversales

Estos vórtices tienen su eje perpendicular a la dirección del fluido. Un ejemplo de vórtices transversales son los que se generan en la estela detrás de un tubo al pasar un flujo con un Reynolds entre 5 y 47 (Fiebig [3]). Para Reynolds más altos se generan vórtices transversales que siguen patrones periódicos, conocidos como vórtices de Karman (Ver Fig. 2.1).

En términos de transferencia de calor, estos vórtices aportan al aumento de transferencia global principalmente mediante la desestabilización del flujo o intensificación de la turbulencia, pero sólo cuando se crean vórtices oscilatorios. Para vórtices estacionarios, en cambio, aunque se puede dar un gran aumento de transferencia local, en la transferencia global no se reportan cambios notables (Fiebig [3]). El mecanismo, en este caso, se debe al transporte térmico debido a la mezcla entre el fluido cercano a la muralla y el fluido externo a la capa límite. No existen mecanismos que permitan el transporte térmico aguas abajo.

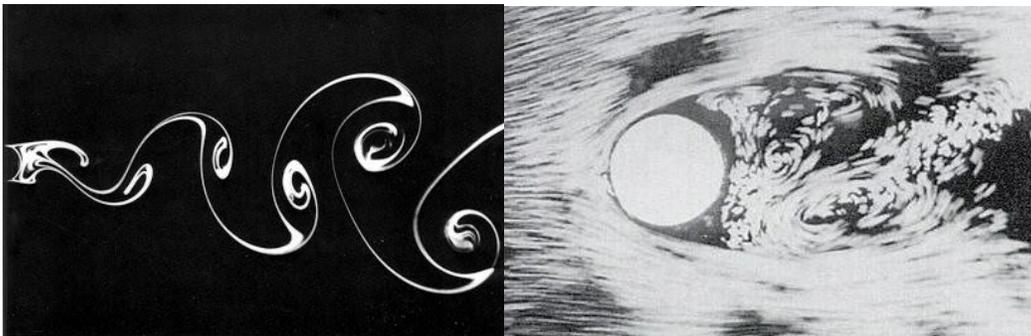


Figura 2.1: Vórtices transversales, a la izquierda vórtices oscilatorios y a la derecha vórtices estacionarios.

#### Vórtices longitudinales

Estos vórtices tienen su eje paralelo a la dirección del flujo implicando campos de velocidades en 3 dimensiones. Ejemplos típicos son los vórtices que se generan en las puntas de las alas o en aletas con forma delta. Un atractivo importante que tienen estos vórtices, es que logran recorrer largas distancias en la dirección del flujo sin decaer. Es por esto que han sido estudiados extensamente en fenómenos aerodinámicos. Por ejemplo, para evitar el desprendimiento de la capa límite en alas de aviones y así lograr una sustentación adecuada, los vórtices longitudinales permiten la re energización de la capa límite mediante la mezcla entre fluido exterior y fluido dentro de la capa límite.

La estructura del flujo comúnmente visualizada en estudios de GVL enfocados al aumento de transferencia de calor se puede ver en la Fig. 2.2 (Biswal et al. [5]). Un vórtice principal se forma por

el desprendimiento del flujo en el borde de ataque del GVL, mientras que un vórtice “de esquina” se forma en el borde de salida del GVL, en la zona de alta presión entre el GVL y la superficie de la aleta. También, en algunas ocasiones, se puede observar vórtices inducidos o transversales formados en la cola del GVL.

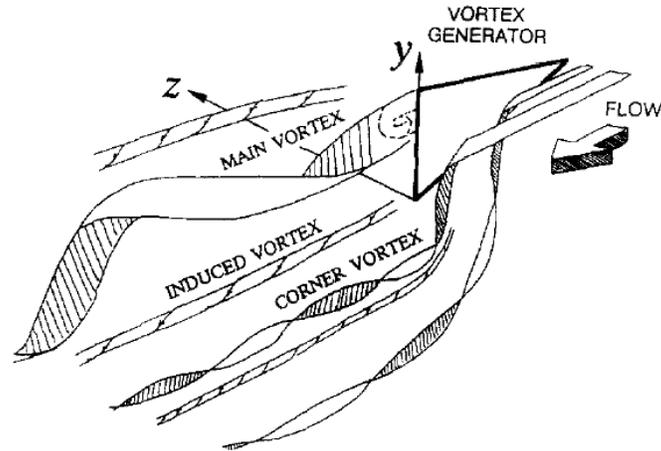


Figura 2.2: Estructura del fluido al pasar por un GVL (Biswal et al. [5]).

En los vórtices longitudinales se han identificado 3 mecanismos que aumentan la transferencia de calor:

**Desarrollo de capas límites:** los GVL generan nuevas capas límites al pasar el flujo por ellos. En flujos internos por canales (lo cual se puede asimilar a un flujo entre dos aletas en un intercambiador), a medida que la razón entre el área del canal y el área de los GVL aumenta, este mecanismo tiene menor relevancia (Fiebig [6]).

**Mezcla del fluido:** en flujos estacionarios este mecanismo resulta ser el más relevante (Fiebig [6]). El movimiento del VL en forma de remolino permite la mezcla entre el flujo cercano y lejano a la pared, lo cual aumenta el coeficiente convectivo. Un ejemplo se puede ver en la Fig. 2.3 donde se muestran los resultados numéricos realizados por Biswas et al. [5]. Este estudio consistió en simular un flujo laminar de aire completamente desarrollado por un canal con un GLV. En la figura se muestran las líneas de velocidad axial (al eje x) constantes en una sección Y-Z (perpendicular al flujo principal) tras pasar el GVL. Al centro de la sección, alrededor de  $z=0$  e  $y=10$ , se encuentra el centro del vórtice principal generado por el GVL, el cual por su magnitud alcanza a afectar tanto la capa límite de la placa superior como la de la inferior del canal, provocando además una estrechez en el grosor de la capa límite lo que promueve la transferencia de calor. Alrededor de  $z=-10$  e  $y=5$ , se encuentra el centro del vórtice de esquina, el cual en este caso presenta menor intensidad que el principal, afectando sólo la placa inferior del canal.

**Desestabilización o intensificación de la turbulencia:** los vórtices también generan desestabilizaciones que en flujos laminares pueden iniciar la transición a turbulencia y en flujos turbulentos aumentar la intensidad de la turbulencia.

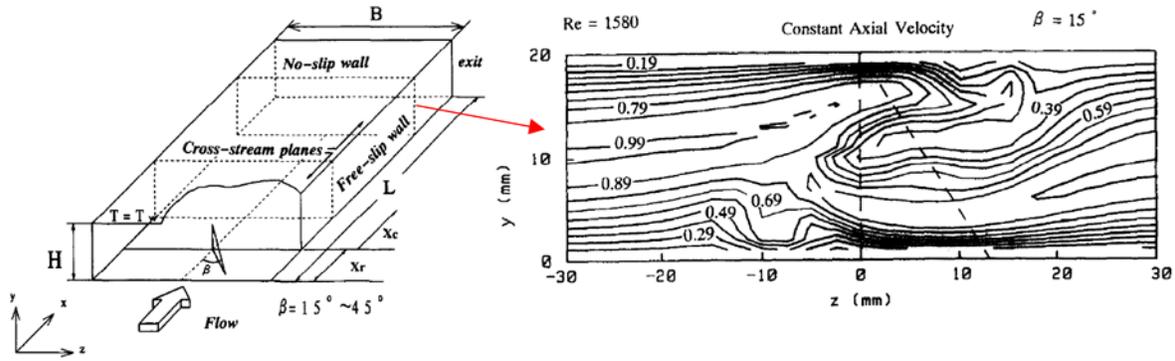


Figura 2.3: Líneas de velocidad axial constantes en una sección perpendicular a un flujo interno en un canal con GVL y  $Re=1580$  (Biswal et al. [5]).

Dado la naturaleza no lineal de las ecuaciones de Navier-Stokes que gobiernan el flujo, las interacciones entre los distintos parámetros que determinan la transferencia de calor y pérdida de presión no se superponen linealmente. Es por esto que resulta difícil relacionar los parámetros, haciendo necesario un procedimiento sistemático de la variación de estos. El flujo entrante, la forma y ángulo de ataque del GVL y su posición dentro del intercambiador pueden ser los parámetros de mayor influencia.

El desempeño de los GVL en un intercambiador de calor para aumentar la transferencia de calor depende de varios factores como el flujo entrante, forma y posición del GVL, forma y disposición de los tubos en el intercambiador, entre otros.

### Flujo entrante

La intensidad del flujo entrante determinará si el flujo es laminar o turbulento. El aumento de la transferencia de calor producto de los GVL es mayor en flujos laminares que en turbulentos según Fiebig [3].

### Forma y posición del GVL

Varios estudios determinan que los GVL con forma de aleta logran un mejor desempeño que con los que con forma de ala (ver Fig. 1.1 para ver las formas). Los GVL de aleta triangular muestran desempeños similares a los GVL de aleta rectangular, manteniendo los mismos parámetros adimensionales según Fiebig [3].

El ángulo de ataque también afecta de forma relevante el desempeño del GVL. En un solo GVL, a medida que aumenta el ángulo de ataque, la transferencia de calor aumenta, alcanzando un máximo para un ángulo de  $45^\circ$  según Fiebig [3].

### Forma y disposición de los tubos en el intercambiador

Un ejemplo de cómo la forma y disposición de los tubos afectan el desempeño de los GVL se puede ver en el trabajo realizado por Fiebig et al. [7]. Este trabajo consistió en un estudio experimental para determinar la transferencia de calor y caída de presión en un ICA con tubos planos con y sin GVL, usando una configuración escalonada de los tubos, la cual se muestra en la Fig. 2.4. Los resultados se compararon con experimentos previos en un ICA con tubos redondos.

La estructura del flujo en un ICA se caracteriza, en parte, por un vórtice de herradura que se genera en frente de los tubos, en la zona de estancamiento. Este vórtice provoca un aumento en la transferencia de calor, el cual muestra ser más pronunciado en tubos redondos que en planos o elípticos. La configuración de los tubos repercute en la formación de estos vórtices. Por ejemplo, en tubos alineados, el segundo tubo no genera un vórtice de esquina pues éste está detrás de la estela del primer tubo. En tubos escalonados, en cambio, se generan estos vórtices en cada tubo, por lo que la transferencia de calor es mayor. Sin embargo, al insertar GVL en las configuraciones alineadas y escalonadas, la transferencia de calor resulta similar para ambas (siendo antes mayor en la escalonada), lo que implica un bajo desempeño del GVL en los tubos escalonados. Esto se debe principalmente a que los vórtices longitudinales generados por el GVL, recorren una corta distancia hasta chocar con el próximo tubo (provocando su destrucción), por lo que tiene un área de influencia pequeña. Esta situación cambia al usar tubos planos en vez de redondos, pues estos permiten una mayor trayectoria de los vórtices longitudinales (ver Fig. 2.4), aumentando así, el área de influencia. Efectivamente, el trabajo de Fiebig et al. [7] muestra que, mientras el aumento de transferencia de calor de tubos redondos escalonados con GVL es de un 10%, el aumento con tubos planos escalonados es de 80-120%. Por otro lado, el factor de fricción en los tubos redondos con GVL aumenta despreciablemente y en tubos planos aumenta sustancialmente. Aun así, el factor de fricción en tubos planos es casi 50% menor que en tubos redondos.

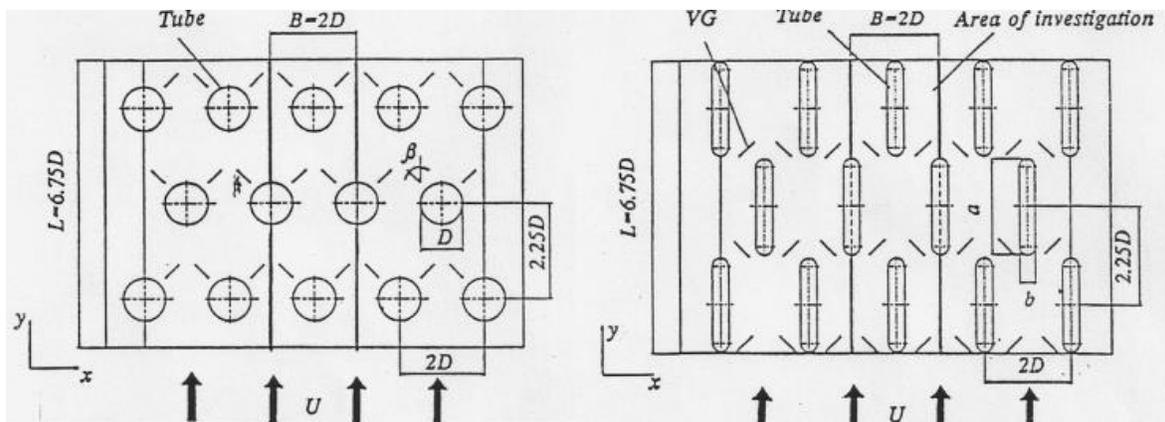


Figura 2.4: Aleta de un intercambiador de calor con tubos redondos escalonados (izquierda) y tubos planos escalonados (derecha) de Fiebig et al. [7].

## 2.2 Flujo laminar y turbulento

Es importante para una simulación determinar correctamente el tipo de flujo (laminar, de transición o turbulento) que se da en el intercambiador. La diferenciación entre laminar y turbulento se determina comúnmente cuando el flujo alcanza un cierto valor de Reynolds, es decir, si el Reynolds es mayor a este valor significa un flujo turbulento, mientras que un Reynolds menor implica un flujo laminar. Determinar este valor, donde se generan pequeñas perturbaciones en el flujo que provocan una desestabilización desencadenando la transición de laminar a turbulento, es complicado, pues no resulta ser igual para cualquier situación, si no que varía según el tipo de fluido y el entorno donde fluye, considerando además que existe un flujo de transición entre laminar y turbulento.

En el caso de flujos con GVL, el Re crítico varía según la forma y ángulo de ataque que este tenga. El GVL causa desestabilizaciones que para ciertos Re alcanzan amplitudes suficientes para desencadenar la transición. El Re crítico con GVL resulta menor (1 o 2 órdenes de magnitud menor) que el caso sin GVL. Por ejemplo, para un flujo completamente desarrollado en un canal, el Re crítico basado en el diámetro hidráulico es de 15.392 (Fiebig [6]). Sin embargo, al situar un par de GVL rectangulares con un ángulo de ataque de 45° en el canal descrito en Fiebig [6], ya con Re=350 se presenta un flujo transitorio. En la simulación numérica de Lofti et al. [1] de un intercambiador de aletas onduladas y GVL con formas triangulares, se usa un modelo de turbulencia para Re entre 500 y 3000 (Re basado en el diámetro hidráulico). La simulación se comparó con ensayos experimentales de otra investigación, lo cual arrojó diferencias entre simulación y ensayos del 9% y 12% en el factor de fricción y Colburn respectivamente. En Chu y He [2] se simuló un modelo laminar para Re entre 500 y 880 (Re basado en el diámetro hidráulico) en un intercambiador de aletas planas y tubos con GVL rectangulares. Se comparó con ensayos experimentales y la diferencia en las pérdidas de presión y el coeficiente convectivo fueron menores al 11% y 5% respectivamente. En He et al. [8] se simuló un modelo laminar para Re entre 600 y 2600 en un intercambiador de aletas planas y tubos con GVL en forma de pares de aletas triangulares. La comparación con un ensayo experimental mostró diferencias en el factor de fricción y Colburn de 10% y 9,5% respectivamente.

### 2.3 Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones que gobiernan este fenómeno son la de continuidad, momentum y energía. Se asume un flujo incompresible y con propiedades constantes.

**Ecuación de continuidad:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho v}{\partial y} + \frac{\partial \rho w}{\partial z} = 0 \quad (2.1)$$

Donde  $\rho$  es la densidad [ $kg/m^3$ ] y  $u$ ,  $v$  y  $w$  las velocidades [ $m/s$ ] en los ejes  $x$ ,  $y$  y  $z$  respectivamente.  $t$  corresponde al tiempo.

**Ecuación de momentum**, sin considerar el efecto de la gravedad:

En eje x:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \nabla^2 u \quad (2.2)$$

En eje y:

$$\rho \left( \frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \mu \nabla^2 v \quad (2.3)$$

En eje z:

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \mu \nabla^2 w \quad (2.4)$$

Con  $p$  la presión [ $Pa$ ] del fluido y  $\mu$  la viscosidad dinámica [ $Pa \cdot s$ ] del fluido.

**Ecuación de energía**, despreciando la disipación viscosa:

$$C_p \rho \left( \frac{\partial uT}{\partial x} + \frac{\partial vT}{\partial y} + \frac{\partial wT}{\partial z} \right) = k_{aire} \nabla^2 T \quad (2.5)$$

Con  $C_p$  el calor específico [ $J/kgK$ ] del fluido,  $T$  la temperatura [ $K$ ] del fluido y  $k_{aire}$  la conductividad térmica [ $W/mK$ ] del aire.

## 2.4 Ansys Fluent: método numérico

La información sobre la teoría de Ansys Fluent se encuentra en la guía teórica de Ansys Fluent a través de [9].

Ansys Fluent utiliza dos métodos numéricos para resolver las ecuaciones (continuidad, momentum y energía para este trabajo) que rigen un fenómeno:

- Solucionador basado en la presión
- Solucionador basado en la densidad

En ambos métodos, el campo de velocidad se obtiene a partir de la ecuación de momentum. En el método de densidad, la ecuación de continuidad se emplea para obtener el campo de densidad mientras que en el método de presión, el campo de presión se obtiene resolviendo una ecuación de presión que se crea a partir de la ecuación de continuidad y momentum.

Ambos métodos resuelven las ecuaciones gobernantes para la conservación de la masa, momentum y energía. Para esto se emplea una técnica de volúmenes de control que consiste en:

- División del dominio en volúmenes de control discretos utilizando una malla computacional.
- Integración de las ecuaciones gobernantes en cada control de volumen para construir ecuaciones algebraicas para las variables dependientes como la velocidad, presión, temperatura, etc.
- Linealización de las ecuaciones discretizadas para luego resolverlas y entregar los valores de las variables dependientes.

Los dos métodos numéricos emplean procesos similares de discretización, pero se diferencian en el enfoque usado para linealizar y resolver las ecuaciones discretizadas.

Mayores detalles sobre la discretización y solución de las ecuaciones y variables se muestran a continuación.

### 2.4.1 Ecuación de transporte general: discretización y solución

Ansys Fluent emplea una técnica basada en volumen de control para convertir una ecuación general de transporte (de variables escalares) en una ecuación algebraica que pueda ser resuelta numéricamente.

La discretización de las ecuaciones gobernantes puede ilustrarse mediante la ecuación de transporte de una variable escalar  $\phi$ . Esta ecuación, en forma de integral para un volumen de control (VC) de volumen  $V$ , es:

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \oint \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \oint \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (2.6)$$

Donde  $\vec{v}$  es el vector de velocidad ( $u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{z}$ ),  $A$  el área que encierra  $V$ ,  $\Gamma_\phi$  es el coeficiente de difusión de  $\phi$ ,  $\nabla \phi$  gradiente de  $\phi : (\frac{\partial \phi}{\partial x}\hat{i} + \frac{\partial \phi}{\partial y}\hat{j} + \frac{\partial \phi}{\partial z}\hat{z})$  y  $S_\phi$  fuente de  $\phi$  por unidad de volumen.

La ec. (2.6) se aplica a cada VC en el dominio computacional. La discretización de esta ecuación es:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{caras}} \rho_f \phi_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{caras}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (2.7)$$

Donde,  $\phi_f$  es el valor de  $\phi$  en la cara  $f$  (una de las caras del VC),  $\rho_f \phi_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$  es el flujo de masa por la cara  $f$ ,  $\vec{A}_f$  es el vector de área ( $A_x\hat{i} + A_y\hat{j} + A_z\hat{z}$ ),  $\nabla \phi_f$  es el gradiente de  $\phi$  en la cara  $f$  y  $\frac{\partial \rho \phi}{\partial t}$  está en forma discretizada.

La ec. (2.7) contiene la variable desconocida  $\phi$  en el centro del VC, además de valores desconocidos en sus caras. Esta ecuación es, en general, no lineal. Una forma lineal de la ec. (2.7) para un VC se puede escribir como:

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (2.8)$$

Donde el subíndice “nb” se refiere a los VC vecinos al correspondiente a  $\phi$ ,  $a_p$  y  $a_{nb}$  son coeficientes linealizados para  $\phi$  y  $\phi_{nb}$  respectivamente y  $b$  está relacionado con la fuente de  $\phi$ . La ec. (2.8) se aplica a cada VC del dominio. Esto resulta en un conjunto de ecuaciones algebraicas con una matriz de coeficientes. Para ecuaciones escalares, Ansys fluent resuelve este sistema lineal usando un solucionador de la ecuación lineal (Gauss-Seidel) en conjunto con el método algebraico de multimallado (AMG).

## 2.4.2 Discretización espacial

Los valores de  $\phi_f$  requeridos para los términos convectivos de la ec. (2.7) se obtienen mediante la interpolación de los centros de los VC. Esto se lleva a cabo mediante un esquema de interpolación, donde  $\phi_f$  es derivada por los valores de los VC vecinos. Algunos de los métodos que emplea Ansys Fluent son: esquema de aguas arriba de primer orden, de aguas arriba de segundo orden y de ley de potencia. Para términos difusivos de la ec. (2.7) se emplea un esquema de diferencias centrales de segundo orden.

### Esquema de aguas arriba de primer orden:

Los valores en las caras del VC son determinados asumiendo que los valores en el centro de este mismo, de cualquier variable, representan un valor promedio que se extiende por todo el VC, por lo que los valores en las caras son idénticos que en el centro. El valor de  $\phi_f$  es igual al valor del centro del VC aguas arriba.

### Esquema de ley de potencia:

Este esquema interpola  $\phi_f$  usando la solución exacta de la ecuación unidimensional de convección y difusión:

$$\frac{\partial}{\partial x}(\rho u \phi) = \frac{\partial}{\partial x} \Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \quad (2.9)$$

Donde  $\Gamma$  y  $\rho u$  son constantes en el intervalo  $\partial x$ .

### Esquema de aguas arriba de segundo orden

En este esquema, una precisión de mayor orden se consigue en las caras del VC mediante una expansión de las series de Taylor de  $\phi$  en el centro del VC.  $\phi_f$  se obtiene mediante:

$$\phi_f = \phi_1 + \nabla \phi_1 \cdot \vec{r} \quad (2.10)$$

Donde  $\phi_1$  y  $\nabla \phi_1$  son el valor de la variable y del gradiente en el centro del VC vecino respectivamente y  $\vec{r}$  es el vector de distancia desde el centro del VC vecino y el centro de la cara  $f$ .  $\nabla \phi_1$  debe determinarse previamente.

### Esquema de diferencias centrales de segundo orden

El valor de  $\phi_f$  se obtiene mediante:

$$\phi_f = \frac{1}{2}(\phi_0 + \phi_1) + \frac{1}{2}(\nabla \phi_0 \cdot \vec{r}_0 + \nabla \phi_1 \cdot \vec{r}_1) \quad (2.11)$$

Donde los subíndices 0 y 1 se refieren a un VC y su vecino aguas arriba respectivamente y que comparten la cara  $f$ . El vector  $\vec{r}$  es el vector de distancia desde el centro del VC y el centro de la cara  $f$ . Este esquema se puede emplear para la interpolación de la presión.

#### 2.4.3 Determinación de gradientes

Los gradientes de las variables dependientes son necesarias para construir los valores escalares de las caras de los VC. Además, el gradiente  $\nabla \phi$  de una variable  $\phi$  es usado para la discretización de los términos de convección y difusión en las ecuaciones conservativas. Ansys Fluent da la opción de 3 métodos para obtener los gradientes: Green-Gauss basado en la celda, Green-Gauss basado en el nodo y evaluación de gradiente basado en los mínimos cuadrados de celda.

### Teorema de Green-Gauss

Este teorema establece que la integral de superficie de una función escalar es igual a la integral de volumen (volumen encerrado por la superficie) del gradiente de la función escalar [10]:

$$\int_{\Omega} \nabla \phi d\Omega = \int_A \phi \hat{n} dA \quad (2.12)$$

Donde  $\hat{n}$  es la normal a la superficie A apuntando fuera del volumen  $\Omega$ . La forma discretizada de esta ecuación en un VC<sub>0</sub> se puede escribir como:

$$\nabla \phi_o = \frac{1}{\Omega} \sum_f^{N_{caras}} \bar{\phi}_f \vec{A}_f \quad (2.13)$$

El valor de  $\bar{\phi}_f$  se calcula mediante los métodos descritos a continuación.

### Método de Green-Gauss basado en la celda

El valor de  $\bar{\phi}_f$  de la ec. (2.13) se obtiene mediante el promedio aritmético entre los valores de la variable de dos VC vecinos:

$$\bar{\phi}_f = \frac{\phi_0 + \phi_1}{2} \quad (2.14)$$

Donde los subíndice 0 y 1 se refieren a cada VC.

### Método de Green-Gauss basado en el nodo

El valor de  $\bar{\phi}_f$  de la ec. (2.13) se obtiene mediante el promedio aritmético entre los valores de la variable de los nodos de una cara  $f$ :

$$\bar{\phi}_f = \frac{1}{N_f} \sum_n^{N_f} \bar{\phi}_n \quad (2.15)$$

Donde  $N_f$  es el número de nodos en la cara y  $\bar{\phi}_n$  los valores de la variable en cada nodo “n”.  $\bar{\phi}_n$  se construye mediante un promedio ponderado por el peso del valor de la variable en cada VC rodeando el nodo “n”.

### Método de evaluación de gradiente basado en los mínimos cuadrados de la celda

En este método se asume que la solución es lineal. El gradiente entre dos VC vecinos (con una distancia  $\Delta r_i$  entre sus centros  $c_0$  y  $c_i$ , como muestra la Fig. 2.5, se expresa como:

$$(\nabla \phi)_{c_0} \cdot \Delta r_i = (\phi_{c_i} - \phi_{c_0}) \quad (2.16)$$

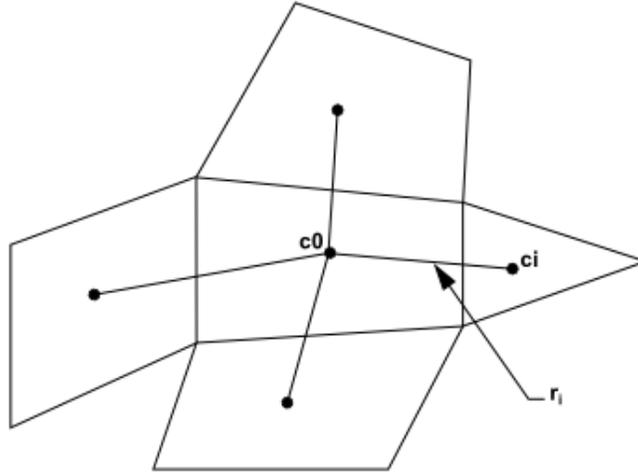


Figura 2.5: Ejemplo de 2 VC vecinos ( $c_0$  y  $c_i$ ) y su distancia entre centros [9].

Si se escribe esta ecuación para cada VC vecino a  $c_0$  se obtiene:

$$[J](\nabla\phi)_{c_0} = \Delta\phi \quad (2.17)$$

Donde  $[J]$  es una matriz con las distancias entre centros. El gradiente  $(\nabla\phi)_{c_0}$  se obtiene resolviendo esta ecuación.

### 3 Descripción del modelo

#### 3.1 Modelo físico

##### 3.1.1 Intercambiador de calor

El intercambiador de calor que se estudió en este trabajo, es un intercambiador de tubos ovalados y aletas planas, como muestra la Fig. 3.1, que se obtuvo de Chen et al. [4]. El material del tubo y aletas es de aluminio ( $K= 202,4 \text{ W/mK}$ ).

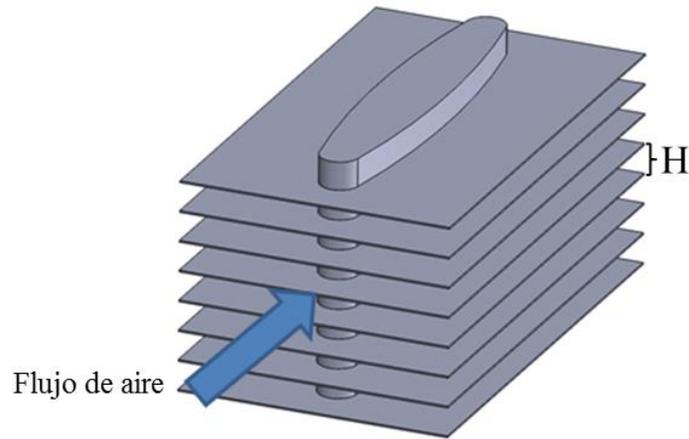


Figura 3.1: Intercambiador de calor de tubos ovalados que se estudió en este trabajo.

Las dimensiones del intercambiador, en razón con la separación entre las aletas ( $H$ ), se muestran en la Fig. 3.2. Posee un largo transversal de  $9,1H$ , largo longitudinal de  $15,4H$  y un espesor de las aletas de  $0,06H$ . La geometría de la sección del tubo ovalado está compuesta por 4 arcos (ver Fig. 3.3), con el fin de aproximar la forma de una elipse. En la unión entre los arcos, la tangente es igual entre ellos para tener una continuidad en la forma. La sección del tubo tiene un largo transversal de  $2,33H$  y largo longitudinal de  $12,8H$ . Se ocupó un valor de  $H$  igual a  $10\text{mm}$ .

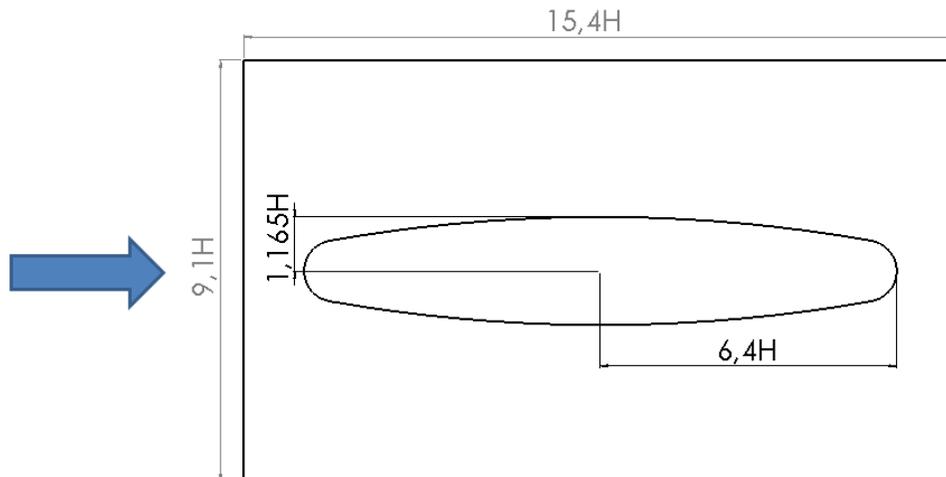


Figura 3.2: Dimensiones del ICA que se estudió en este trabajo.

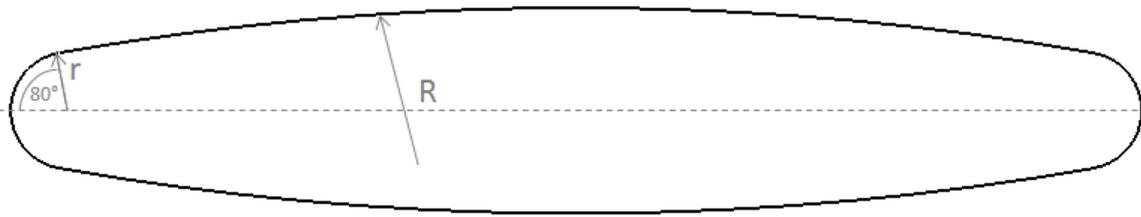


Figura 3.3: Tubo ovalado de 4 arcos. En este estudio, los arcos más pequeños tienen un radio  $r \approx 0,663H$  y se extienden  $80^\circ$ , mientras que los arcos más grandes tienen un radio  $R \approx 33,7H$  y se extienden  $20^\circ$ .

### 3.1.2 Generadores de vórtices longitudinales

Se estudiaron 4 geometrías distintas de GVL: con forma delta, rectangular, de elipse y de “cucharón”. A continuación se muestran las dimensiones de cada GVL.

#### GVL forma delta:

La Fig. 3.4 muestra las dimensiones del GVL con forma delta y su posición con respecto al flujo principal (flecha). Posee un largo de  $2H$ , alto de  $1H$  y un ángulo de  $30^\circ$  con respecto al flujo principal. La geometría en forma delta se extrajo de Chen et al. [4], el cual realizó simulaciones en un ICA con este GVL, siendo esta geometría y disposición en el ICA ( $30^\circ$ ) la que obtuvo mejor rendimiento en términos de  $j/f$  (razón entre el factor de Colburn y el de fricción).

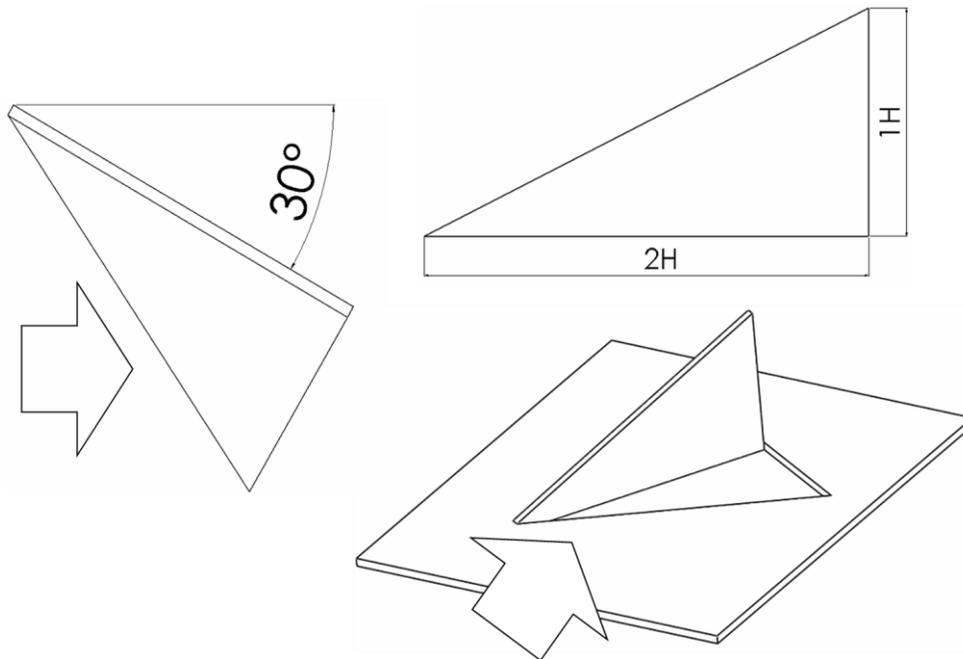


Figura 3.4: Distintas vistas del GVL forma delta. El GVL es troquelado a partir de la aleta, por lo que queda un agujero en esta última. Presenta un ángulo de  $30^\circ$  con respecto al flujo principal (la flecha representa el sentido del flujo principal y que choca con el GVL).

### GVL forma rectangular

La Fig. 3.5 muestra las dimensiones del GVL con forma rectangular y su posición con respecto al flujo principal (flecha). Posee un largo de  $2H$ , alto de  $0,5H$  y un ángulo de  $30^\circ$  con respecto al flujo principal.

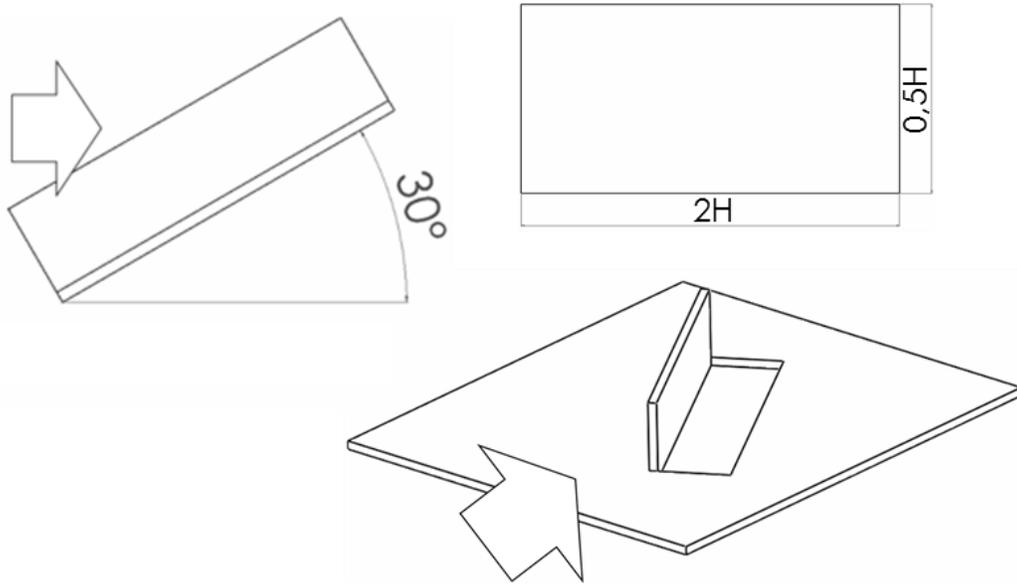


Figura 3.5: Distintas vistas del GVL forma rectangular. El GVL es troquelado a partir de la aleta, por lo que queda un agujero en esta última. Presenta un ángulo de  $30^\circ$  con respecto al flujo principal (la flecha representa el sentido del flujo principal y que choca con el GVL).

### GVL forma de elipse

La Fig. 3.6 muestra las dimensiones del GVL con forma de elipse y su posición con respecto al flujo principal (flecha). Se estudiaron 5 casos con esta geometría, variando: radio menor “ $b$ ” de la elipse, la altura “ $h$ ” y el ángulo con respecto al flujo principal  $\beta$ . El diámetro mayor “ $a$ ” se mantiene constante para todos los casos, con un valor de  $20H$ . La Tabla 3.1 detalla los 5 casos con los valores de  $b$ ,  $h$  y  $\beta$  respectivos. El caso 2 es similar al 1 pero con una altura de  $0,8H$ , el caso 3 tiene forma circular (el diámetro menor es igual al mayor) y una altura  $0,8H$ , el caso 4 tiene la misma forma que el caso 1 pero se varió el ángulo  $\beta$  y el caso 5 es el mismo caso que el 2 pero con un agujero de diámetro  $0,15H$ . La posición del agujero del caso 5 (ver Fig 3.7) está a una altura de  $1/4H$  desde la base de la aleta inferior y al medio de la elipse. La geometría en forma de elipse se extrajo de Zhou & Feng [12] que realizó ensayos experimentales en un canal con este tipo de GVL. Según éste, para Reynolds bajos (flujo laminar) la geometría elipse/delta mostró mejores desempeños según el criterio de evaluación que empleó. La posición del agujero, para el caso 5, es la óptima comparándola con las otras posiciones que se estudiaron en Zhou & Feng [12].

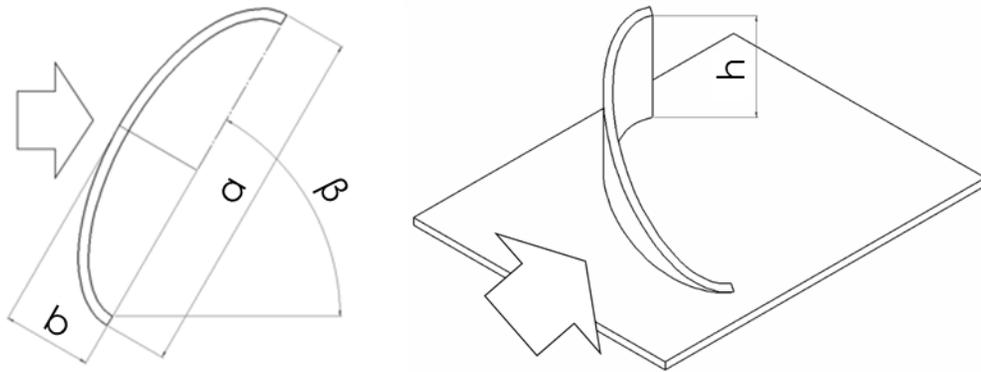


Figura 3.6: Distintas vistas del GVL forma de elipse. El GVL es insertado en la aleta, por lo que no existe un agujero en la aleta. Presenta un diámetro mayor “a”, un radio menor “b”, una altura “h” y un ángulo  $\beta$  con respecto al flujo principal. La flecha representa el sentido del flujo principal y que choca con el GVL.

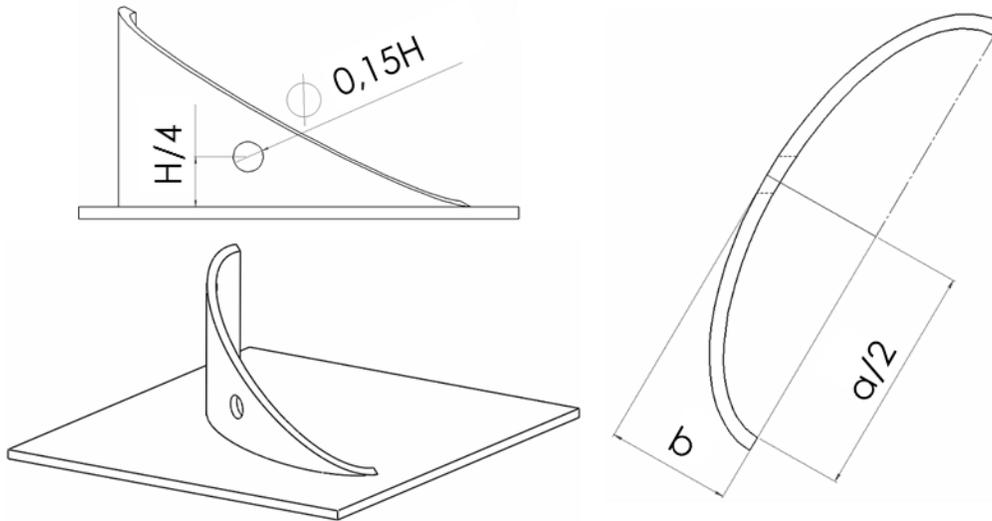


Figura 3.7: GVL en forma de elipse y con un agujero (caso 5). El agujero tiene un diámetro de 0,15H y se encuentra en el medio de la elipse y a 1/4 H sobre la aleta inferior.

Tabla 3.1: Parámetros de los casos de estudio del GVL con forma de elipse.

Caso	b	h	$\beta$
1	5H	1,0H	60°
2	5H	0,8H	60°
3	10H	0,8H	60°
4	5H	1,0H	30°
5 (agujero)	5H	0,8H	60°

### GVL forma “cucharón”

La Fig. 3.8 muestra las dimensiones del GVL con forma de “cucharón” y su posición con respecto al flujo principal (flecha). La geometría con forma de “cucharón” se extrajo de Behle [13] que realizó ensayos experimentales en un ICA con este tipo de GVL.

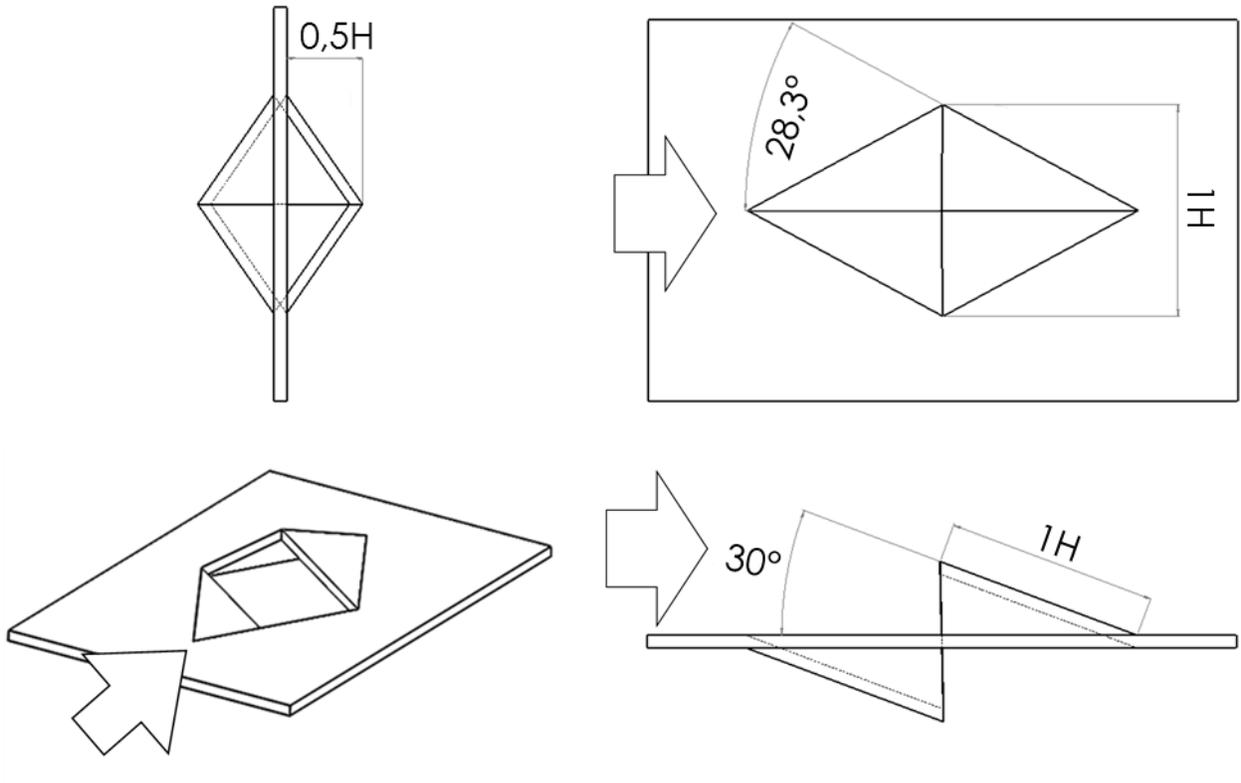


Figura 3.8: Distintas vistas del GVL con forma de cucharón. La flecha representa el sentido del flujo principal y que choca con el GVL.

### Áreas de los GVL

En la Tabla 3.2 se muestra el área de choque y área frontal de las distintas geometrías de GVL. El área de choque corresponde al área en la cual el flujo principal choca. Por ejemplo, en el GVL forma delta, el área de choque corresponde a  $2H \times H/2 = H^2$  (área de un triángulo). El área frontal corresponde a la proyección del área de choque en el plano perpendicular al flujo principal. En el GVL forma delta el área frontal corresponde a:  $\text{área de choque} \times \sin(30^\circ) = H^2/2$ . El parámetro del área frontal ha mostrado ser importante en la formación de vórtices longitudinales: entre mayor el área, el vórtice es más grande (mayor aumento de calor y mayor pérdida de presión).

Tabla 3.2: Área de choque y frontal de los GVL.

GVL	Área de choque	Área frontal
Delta	$1,00H^2$	$0,50H^2$
Rectangular	$1,00H^2$	$0,50H^2$
Elipse 1	$1,21 H^2$	$0,74 H^2$
Elipse 2	$0,97 H^2$	$0,59 H^2$
Elipse 3	$1,26 H^2$	$0,54 H^2$
Elipse 4	$0,61 H^2$	$0,41 H^2$
Elipse 5	$0,95 H^2$	$0,57 H^2$
Cucharón	$1,36 H^2$	$0,50H^2$

### 3.1.3 Casos de estudio

La geometría de los casos de estudio que se simularon corresponden al ICA con las geometrías de los GVL (descritas en el subcapítulo 3.1.2) insertos en este y el ICA sin GVL. En las Fig. 3.9, 3.10 y 3.11 se muestran la geometría de los casos. Se identifican los casos como: Caso Base, Delta, Rectangular, Elipse 1, Elipse 2, Elipse 3, Elipse 4, Elipse 5 y Cucharón.

**Caso Base:** ICA sin GVL.

**Caso Delta y Rectangular:** ICA con el GVL forma delta y rectangular respectivamente. El GVL tiene un ángulo de  $30^\circ$  con respecto a la dirección del flujo entrante y el inicio del borde de ataque se encuentra a  $0.63H$  desde la entrada del intercambiador y  $2.19H$  desde el costado de la aleta.

**Caso elipse:** ICA con los 5 casos de GVL forma elipse. El centro de la elipse se encuentra, para el caso 1, 2, 3 y 5 a  $1.496H$  desde la entrada del intercambiador y  $2.056H$  desde el costado de la aleta (ángulo con respecto al aire de  $60^\circ$ ) y para el caso 4 a  $1.496H$  desde la entrada y  $1.69H$  desde el costado.

**Caso Cucharón:** ICA con GVL forma “cucharón”. La punta del GVL más cercana a la entrada del intercambiador se encuentra a  $0.63H$  desde la entrada y  $1.69H$  desde el costado de la aleta.

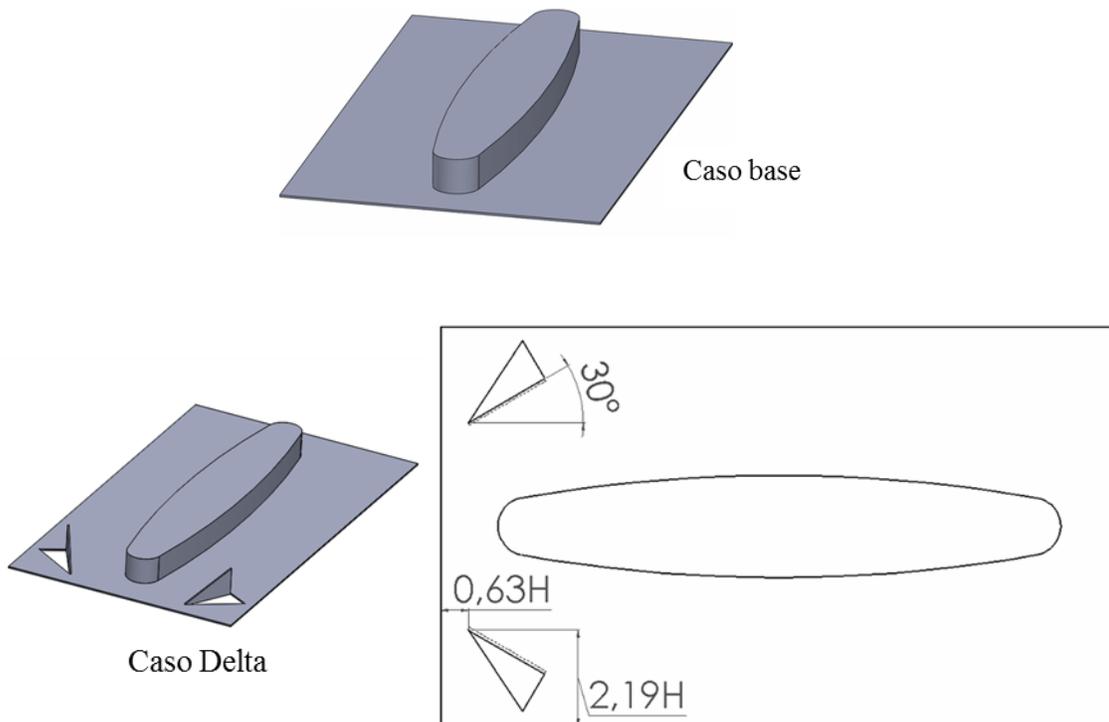


Figura 3.9: Caso Base y Delta.

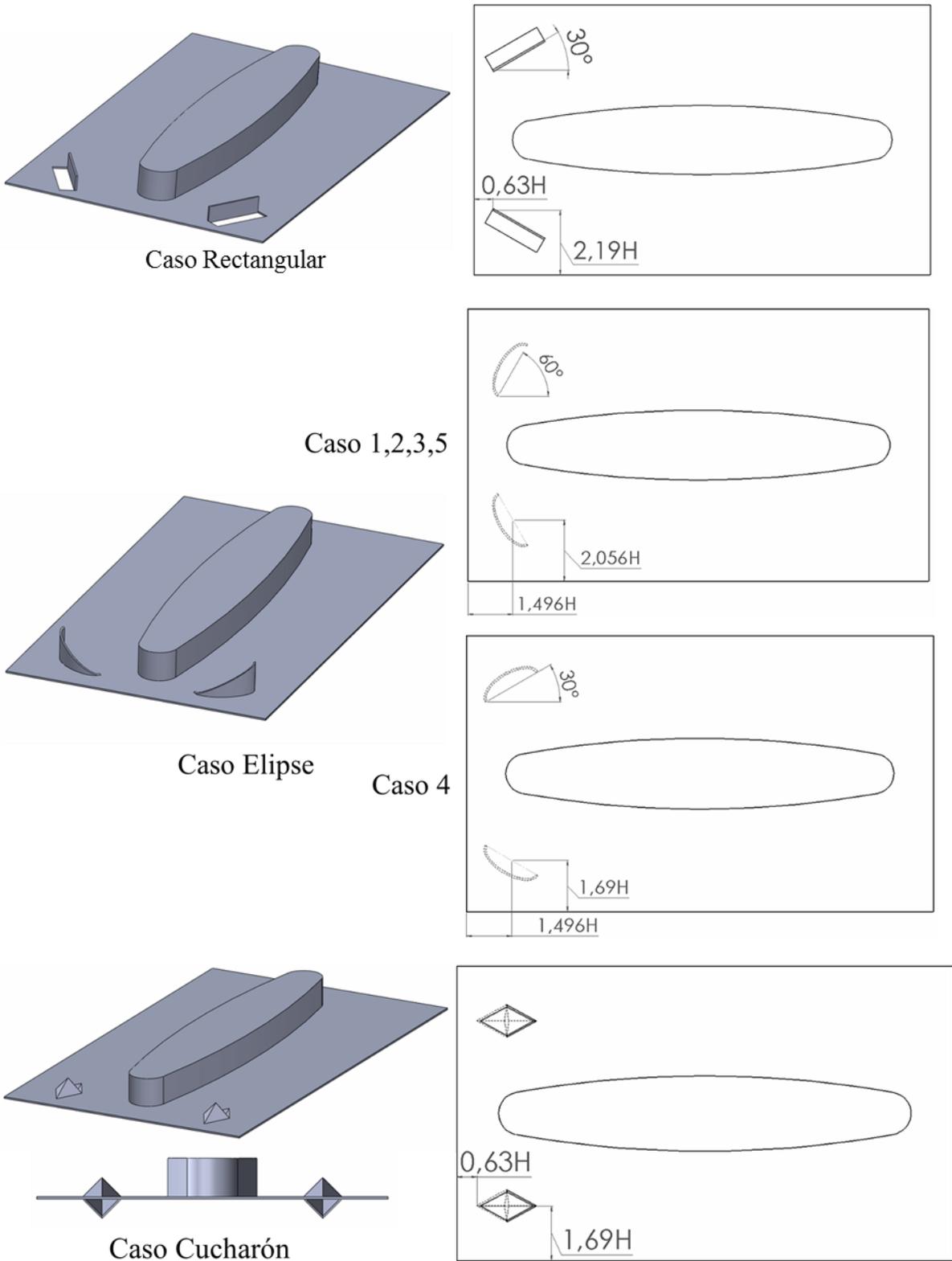


Figura 3.10: Posición de los GVL en el ICA del caso Rectangular, Elipse y Cucharón.

### 3.2 Dominio computacional

El dominio computacional se muestra en la Fig. 3.12. El origen de las coordenadas cartesianas que se usa como referencia para todo el trabajo, se encuentra en un extremo de una aleta, a la entrada del flujo de aire al intercambiador. Para estudiar el fenómeno de transferencia de calor y estructura del flujo, el dominio computacional se reduce a la zona entre dos aletas, asumiendo que el comportamiento es igual entre todas las aletas del intercambiador. El dominio, además, se extiende por fuera del intercambiador una distancia de  $5H$  en la entrada del aire al intercambiador, para poder establecer la condición de flujo uniforme, y  $30H$  en la salida del flujo, para asegurar un flujo desarrollado y poder establecer la condición de borde de no gradientes (ver subcapítulo 3.3). El dominio (para todos los casos de estudio) se construyó con el software Solidworks v14.

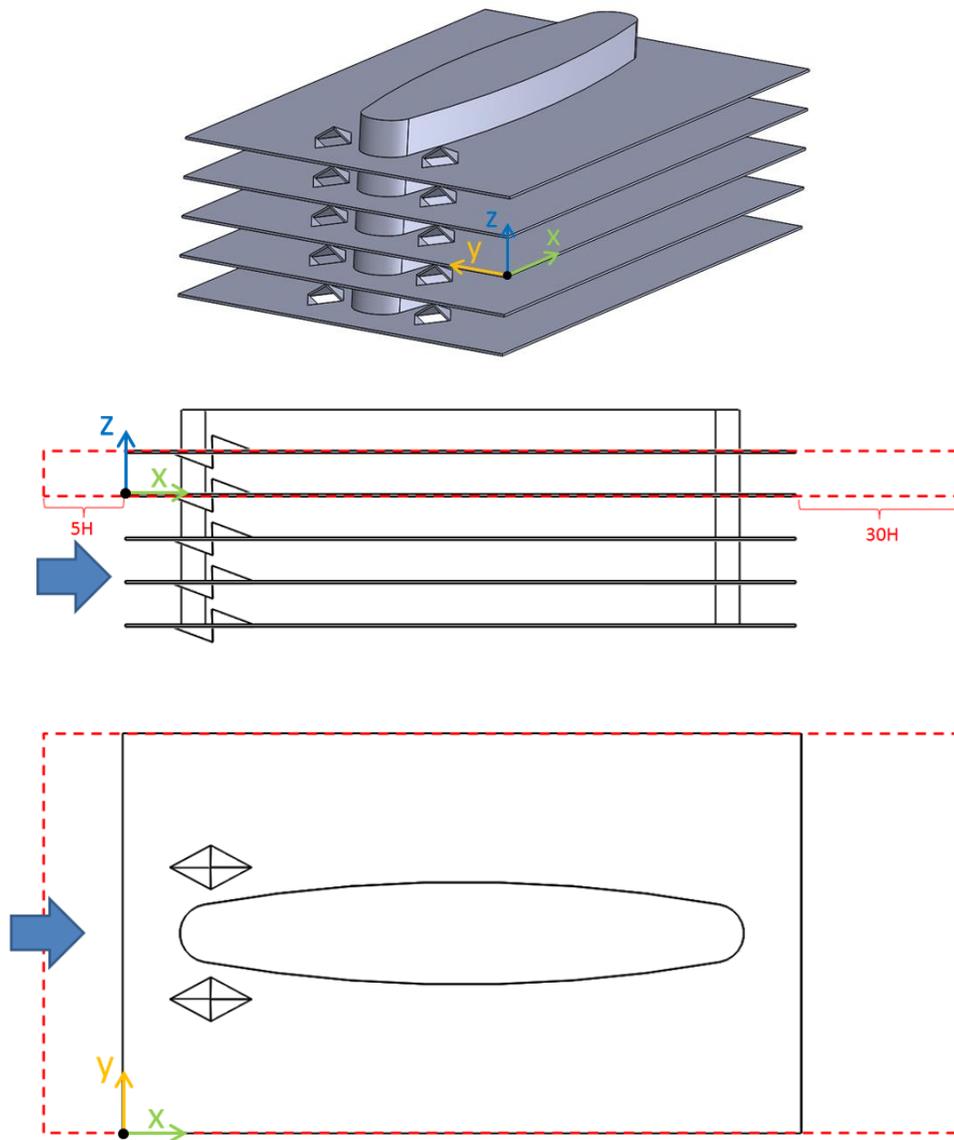


Figura 3.11: Dominio computacional. Se simuló la zona entre dos aletas del intercambiador. El dominio se extiende sobre el intercambiador una distancia de  $5H$  a la entrada del aire y  $30H$  a la salida.

### 3.3 Condiciones de borde

Las condiciones de borde en el dominio computacional se muestran en la Fig. 3.13. Estas se pueden dividir en 3 regiones:

- **Región extendida aguas arriba**

En la entrada se impuso un flujo de aire uniforme de velocidad  $u_{\infty}$  [m/s]:

$$u = u_{\infty} = \text{constante}, \quad v = w = 0, \quad T = T_{\infty} = 293K$$

Donde  $T_{\infty}$  es la temperatura [K] del flujo. La magnitud de  $u_{\infty}$  depende del valor de  $Re_{dh}$  en estudio (definido en la ec. (3.1)). En este caso se estudiaron 4 valores de  $Re_{dh}$ : 180, 360, 540 y 720.

En las zonas superior e inferior se impuso simetría:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

En las zonas a los costados se impuso simetría:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

- **Región extendida aguas abajo**

En la salida se impuso condición de borde de no gradientes en la dirección del flujo principal:

$$\frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\partial v}{\partial x} = \frac{\partial w}{\partial x} = \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

En las zonas superior e inferior se impuso simetría:

$$\frac{\partial u}{\partial z} = \frac{\partial v}{\partial z} = 0, \quad w = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0$$

En las zonas a los costados se impuso simetría:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial w}{\partial y} = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

- **Región del intercambiador de calor**

Las zonas superior e inferior corresponden a la aleta superior e inferior respectivamente. El material de las aletas es aluminio ( $k_{aleta}=202,4$  W/mK). La modelación de la conducción de calor y temperatura en las aletas se simuló mediante la activación de la conducción por capa en Ansys Fluent (Shell Conduction en inglés). El grosor de la capa es de  $0,03H$  (la mitad del grosor de la aleta) y en la superficie exterior de esta capa (en el espesor medio de la aleta) se impuso calor cero. Esta asunción se justifica al suponer que la conducción en la aleta en el eje  $z$  es despreciable (no así la conducción en el plano  $x$ - $y$ ). Además, se impuso condición de borde de no deslizamiento (muralla):

$$u = v = w = 0$$

En las zonas a los costados se impuso simetría:

$$\frac{\partial u}{\partial y} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0, \quad v = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0$$

En los agujeros producto del troquelado de los GVL se impuso condición periódica.

En el tubo se asumió una temperatura constante ( $T_T=361\text{K}$ ) en todo el manto, dado a la alta conductividad y el pequeño espacio entre las aletas. Además, se impuso condiciones de no deslizamiento (muralla).

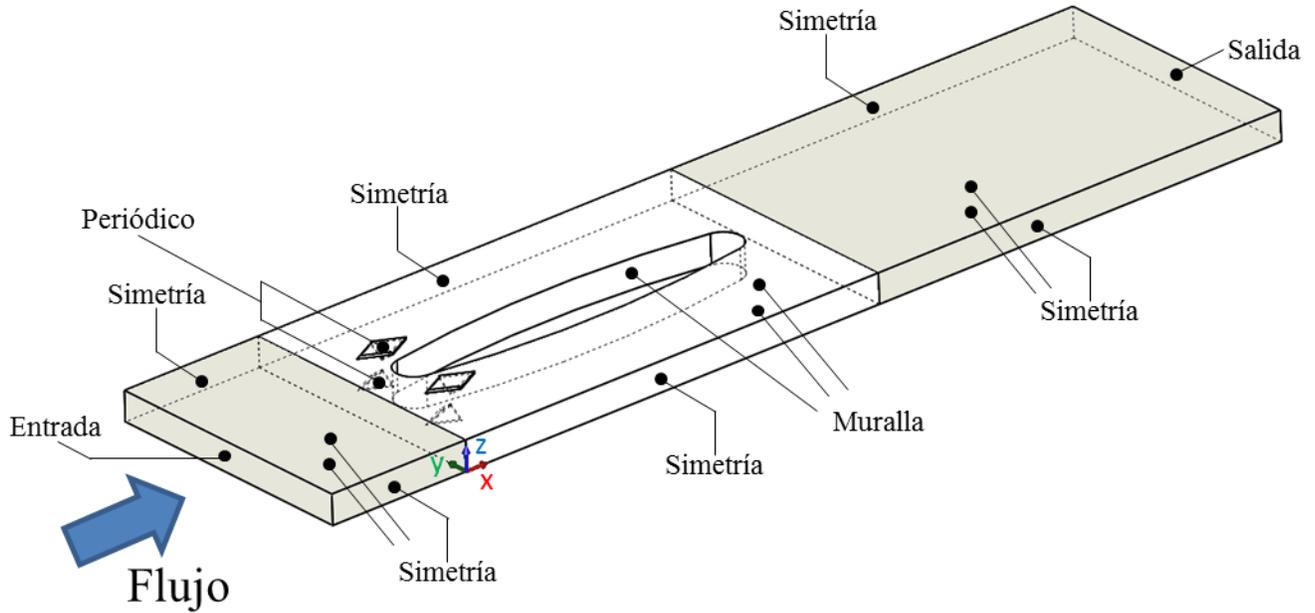


Figura 3.12: Dominio computacional y condiciones de borde del estudio.

### 3.4 Parámetros

A continuación se muestran los parámetros usados para estudiar los resultados de las simulaciones. Para la validación del modelo se emplearon los mismos parámetros que utilizó Chen et al [4].

#### 3.4.1 Parámetros de entrada

##### Número de Reynolds

$$Re_{dh} = \frac{u_{\infty} D_h}{\nu} \quad (3.1)$$

Donde  $D_h$  es el diámetro hidráulico [m] y  $\nu$  la viscosidad cinemática [ $m^2/s$ ] del aire. El diámetro hidráulico está dado por la sección transversal al flujo entrante  $D_h = 4A/P \approx 1,8H$ , con A y P el área y perímetro de la sección transversal respectivamente. Se simuló con 4  $Re_{dh}$  distintos para cada configuración: 180, 360, 540 y 720.

Para comparar las simulaciones con la investigación de Chen et al. [4] se empleó:

$$Re_H = \frac{u_\infty H}{\nu} \quad (3.2)$$

Donde H es la separación entre las aletas del intercambiador de calor.

### Número de Prandtl

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_{aire}} = 0,7 \quad (3.3)$$

### 3.4.2 Parámetros de salida

#### Presión promedio de sección transversal

$$p_{st}(x) = \frac{\iint p(x, y, z) dy dz}{\iint dy dz} \approx \frac{\sum P_{ij}(x, y_j, z_k) \Delta y \Delta z}{\sum \Delta y \Delta z} [Pa] \quad (3.4)$$

#### Número de Nusselt local

$$Nu(x, y) = \frac{(h(x, y)|_{z=0} + h(x, y)|_{z=H}) D_h}{2 k_{aire}} \quad (3.5)$$

$$= \left( \frac{\dot{q}(x, y)|_{z=0}}{(T_{aleta}(x, y)|_{z=0} - T_m(x))} + \frac{\dot{q}(x, y)|_{z=H}}{(T_{aleta}(x, y)|_{z=H} - T_m(x))} \right) \frac{D_h}{2 k_{aire}}$$

Donde  $h(x, y)|_{z=0}$  y  $h(x, y)|_{z=H}$  son el coeficiente convectivo [ $W/m^2K$ ] en la aleta inferior ( $z=0$ ) y aleta superior ( $z=H$ ) respectivamente.  $D_h$  es el diámetro hidráulico [m],  $\dot{q}$  es el calor [ $W/m^2$ ],  $T_{aleta}$  es la temperatura [K] de la aleta y  $T_m(x)$  es la temperatura [K] media en el plano transversal en x.  $T_m$  se define como:

$$T_m(x) = \frac{\iint |u(x, y, z)| T(x, y, z) dy dz}{\iint |u(x, y, z)| dy dz} \approx \frac{\sum |u(x, y_j, z_k)| T(x, y_j, z_k) \Delta y \Delta z}{\sum |u(x, y_j, z_k)| \Delta y \Delta z} \quad (3.6)$$

Para comparar los resultados de Nu con Chen et al [4], en la ec. (3.5) se reemplaza  $D_h$  por H.

#### Número de Nusselt promedio transversal

$$Nu_{sp}(x) = \frac{1}{b(x)} \int_0^{b(x)} Nu(x, y) dy \approx \frac{1}{b(x)} \sum_{j=0} Nu(x, y_j) \Delta y \quad (3.7)$$

Donde b es el ancho [m] de la aleta (en dirección y) a una distancia x desde el origen.

#### Número de Nusselt promedio

$$Nu_m = \iint Nu(x, y) dx dy \approx \frac{\sum Nu_{sp}(x_i) b(x_i) \Delta x}{A_{aleta}} \quad (3.8)$$

Donde  $A_{aleta}$  es el área [ $m^2$ ] de una aleta.

### Factor de fricción

$$f = \frac{2\Delta p}{\rho_{aire} u_{\infty}^2} \frac{A_c}{A_t} \quad (3.9)$$

Donde  $\Delta p$  es la caída de presión [Pa] de sección transversal entre la entrada ( $x=0$ ) y salida ( $x=15,4H$ ) del flujo,  $A_c$  el área [m<sup>2</sup>] de la sección transversal mínima en el intercambiador de calor y  $A_t$  el área [m<sup>2</sup>] total de transferencia de calor (área de las aletas y tubo).  $f$  se obtiene de Chent et al. [4], el cual difiere de la definición tradicional  $f_{app}$ :

$$f_{app} = \frac{2\Delta p}{\rho_{aire} u_{\infty}^2} \frac{D_h}{L} = \frac{2\Delta p}{\rho_{aire} u_{\infty}^2} \frac{4A_{st}}{A_t} \quad (3.10)$$

Donde  $L$  es el largo de la aleta del intercambiador en la dirección del eje  $x$  y  $A_{st}$  es la sección transversal de entrada del intercambiador.

### Factor de Colburn

$$j = \frac{Nu_m}{Re * Pr^{1/3}} \quad (3.11)$$

### Potencia del flujo [W]

$$\dot{P} = u_{\infty} \cdot A_{st} \cdot \Delta p \quad (3.12)$$

### Vorticidad [s<sup>-1</sup>]

$$\omega_x = \frac{\partial w}{\partial y} - \frac{\partial v}{\partial z} \quad (3.13)$$

## 4 Metodología

En la Fig. 4.1 se muestra el diagrama de bloque que resume el método de trabajo. En primer lugar, se define el modelo a estudiar, luego se trabaja en la validación del modelo y la independencia del mallado, lo que puede conllevar a una redefinición del modelo para lograr estas. Posteriormente, se llevan a cabo las simulaciones de los fenómenos de interés y se analizan los resultados, reiterando las simulaciones si es necesario. Finalmente, se hacen las conclusiones finales del trabajo. A continuación se muestra en mayor detalle cada etapa de la metodología. Las simulaciones se realizaron con el software Ansys Fluent.

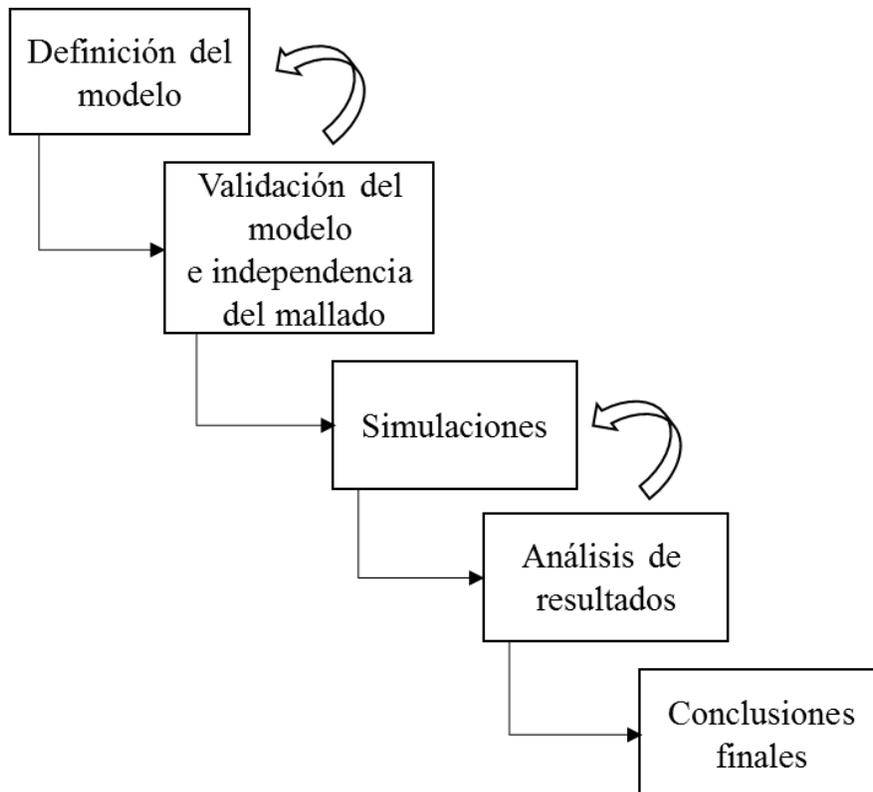


Figura 4.1: Diagrama de bloques de la metodología de trabajo.

**Definición del modelo:** La características del modelo final seleccionado se muestran en el capítulo 3. El dominio computacional se construye mediante el software SolidWorks.

**Validación del modelo:** El proceso de validación se ilustra en la Fig. 4.2. En primera instancia, se configura Ansys mediante la elección de una geometría, un tipo de mallado y los parámetros de Ansys Fluent. Posteriormente, se simula y se comparan los resultados de la simulación con Chen et al. [4] mediante los parámetros de  $f$ ,  $Nu_m$  y  $Nu_{sp}$  (definidos en el subcapítulo 3.4). Los resultados se consideran concordantes si la diferencia de  $Nu_m$  y  $f$  entre la simulación y Chen et al [4] es menor al 10% y si el comportamiento de  $Nu_{sp}$  a lo largo del eje x (dirección del flujo principal) son similares.

Chen et al. [4] construyó correlaciones del factor de fricción ( $f_{chen}$ ) y Colburn ( $j_{chen}$ ) en función de Reynolds de los casos que estudió (ver Anexos A), pero para el caso del  $j_{chen}$  no es claro la forma en

que se obtuvo, lo que dificulta su comparación. Para obtener los valores de  $Nu_m$  de Chen et al [4] se llevó a cabo lo siguiente. Chen et al. [4] obtuvo la curva de  $Nu_{sp}$  (ec. (3.7)) a lo largo del eje x para  $Re_H$  300. Con esta curva se puede calcular  $Nu_{m, ReH300}$  (ec. (3.8)) y  $j_{ReH300}$  (ec. (3.11)), donde el subíndice indica en qué  $Re_H$  se evalúa. Para el resto de los  $Re_H$  (100, 200 y 400) se divide el  $j_{ReH300}$  por el  $j_{chenReH300}$  de la correlación de Chen et al. [4]. Esto entrega un coeficiente de corrección que se multiplica con los  $j_{chenReH100}$ ,  $j_{chenReH200}$  y  $j_{chenReH400}$  de la correlación de Chen et al. [4] para obtener los  $Nu_m$  respectivos a cada  $Re_H$ . Este procedimiento se aplica a los casos Base y Delta, que corresponden a los que Chen et al. [4] estudió.

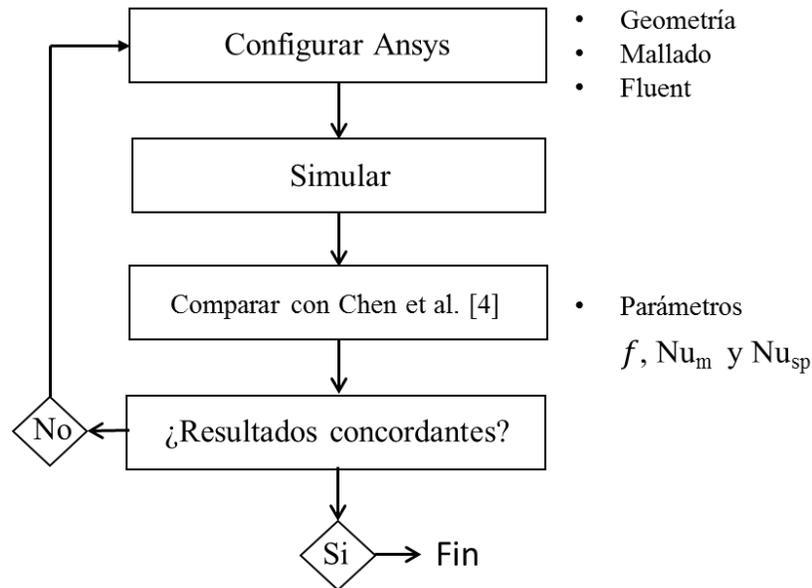


Figura 4.2: Diagrama de bloques del proceso de validación del modelo

**Independencia del mallado:** Se simulan 3 casos de la configuración Delta variando solo el tamaño del mallado y manteniendo el resto de las condiciones ( $Re_{dh}$ , configuración en Ansys Fluent, etc) iguales entre los 3 casos. Se evalúa el cambio en los resultados del factor de Colburn y fricción (ec. (3.11) y (3.9)) entre el caso de mallado más fino y el resto. Finalmente se escoge el mallado que cumpla con un cambio aceptable de  $j$  y  $f$  (con respecto al mallado más fino) y el menor tiempo de simulación. Este mallado se emplea para el resto de las simulaciones.

**Simulaciones:** Se llevan a cabo las simulaciones con la configuración de Ansys Fluent establecidas por la validación e independencia del mallado. Se simulan los 8 casos descritos en el subcapítulo 3.1.3 para los  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720. Para el caso Base en particular, se simulan los  $Re_{dh}$  90, 180, 270, 360, 450, 540, 630, 720, 810.

**Análisis de resultados:** Se analizan los resultados mediante los parámetros definidos en el subcapítulo 3.4 y con las herramientas del post procesador de resultados de Ansys, como vectores de velocidad, líneas de flujo y contornos de temperatura o calor.

**Conclusiones finales:** Sobre el trabajo y según los objetivos establecidos.

## 5 Resultados

### 5.1 Validación del modelo

Los resultados que confirmaron la validación del modelo se detallan a continuación.

Se simularon 4 configuraciones de Ansys Fluent, los detalles de cada configuración se muestran en la Tabla 5.1. Los parámetros que se variaron fueron: tipo de flujo (estacionario o transiente), discretización espacial de la presión, momentúm y energía, esquema de determinación de gradientes y discretización temporal (solo para flujo transiente). La teoría de estos parámetros se explica en el capítulo 2.4. Otras características de las configuraciones, como mallado, condiciones de borde, etc, se mantienen iguales entre ellas. Para el acoplamiento entre el campo de la velocidad y presión (que resuelven la ec. (2.1), (2.2), (2.3) y (2.4)), se empleó el algoritmo SIMPLEC.

Se comparó las configuraciones 1 y 2 del caso Delta con los resultados de Chen et al. [4] y las configuraciones 3 y 4 del caso Elipse 1 con la configuración 1 del caso Elipse 1 también.

Tabla 5.1: Parámetros de Ansys Fluent de las configuraciones.

	<b>Flujo</b>	<b>Presión</b>	<b>Momentum</b>	<b>Energía</b>	<b>Método de gradientes</b>	<b>Tiempo</b>
<b>Configuración 1</b>	Estacionario	Segundo orden	Segundo orden	Segundo orden	Mínimos cuadrado de celda	-
<b>Configuración 2</b>	Estacionario	Presto!	Segundo orden	Segundo orden	Green-Gauss nodo	-
<b>Configuración 3</b>	Transiente	Segundo orden	Segundo orden	Segundo orden	Mínimos cuadrado de celda	Primer orden
<b>Configuración 4</b>	Transiente	Segundo orden	Segundo orden	Segundo orden	Mínimos cuadrado de celda	Segundo orden

En la Fig. 5.1 y 5.2 se muestran los valores de Nusselt promedio transversal ( $Nu_{sp}$ ) a lo largo del eje  $x$  de la configuración 1 y de Chen et al. [4] para un  $Re_H$  100 y 300, para el caso Base. Se puede observar, para ambos  $Re_H$ , que los valores de  $Nu_{sp}$  de la configuración 1 tienen un valor similar a los de Chen et al. [4] en la zona posterior a la entrada del flujo, cuando el flujo se encuentra más desarrollado ( $x/H > 1$  para  $Re_H = 100$  y  $x/H > 3$  en  $Re_H = 300$ ). En la zona de entrada del flujo, donde  $Nu_{sp}$  tiene un gran valor pero decae rápidamente a medida que aumenta  $x$ , existe la mayor discrepancia entre la configuración 1 y Chen et al. [4]. Una posible explicación a estas discrepancias son las distintas condiciones de borde que se impusieron en la entrada del flujo. En el caso de Chen et al. [4] se utilizaron condiciones de borde de entrada de flujo en  $x=0$ , lo que impone un flujo uniforme en  $x=0$ . Esta condición no es real, pues el flujo comienza a desarrollarse antes de entrar al intercambiador ( $x < 0$ ) por lo que no se obtiene un flujo uniforme en  $x=0$ . En las simulaciones de este trabajo se extendió el dominio en la entrada para poder detectar este fenómeno, lo que explicaría los valores de  $Nu_{sp}$  más bajos.

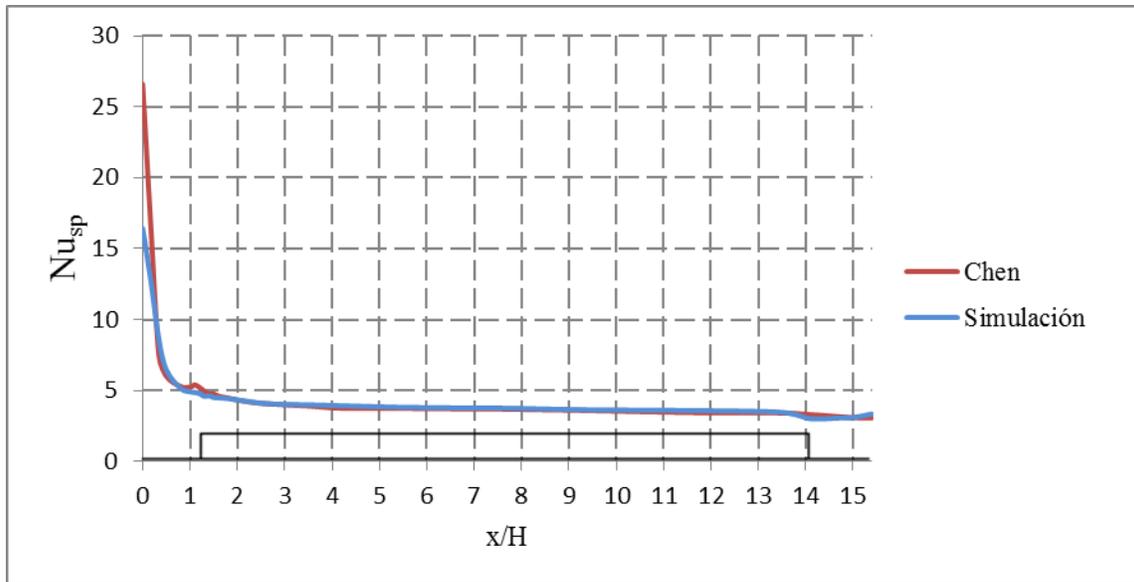


Figura 5.1: Nusselt promedio transversal ( $Re_H=100$ ) de Chen et al. [4] y de la configuración 1, caso Base.

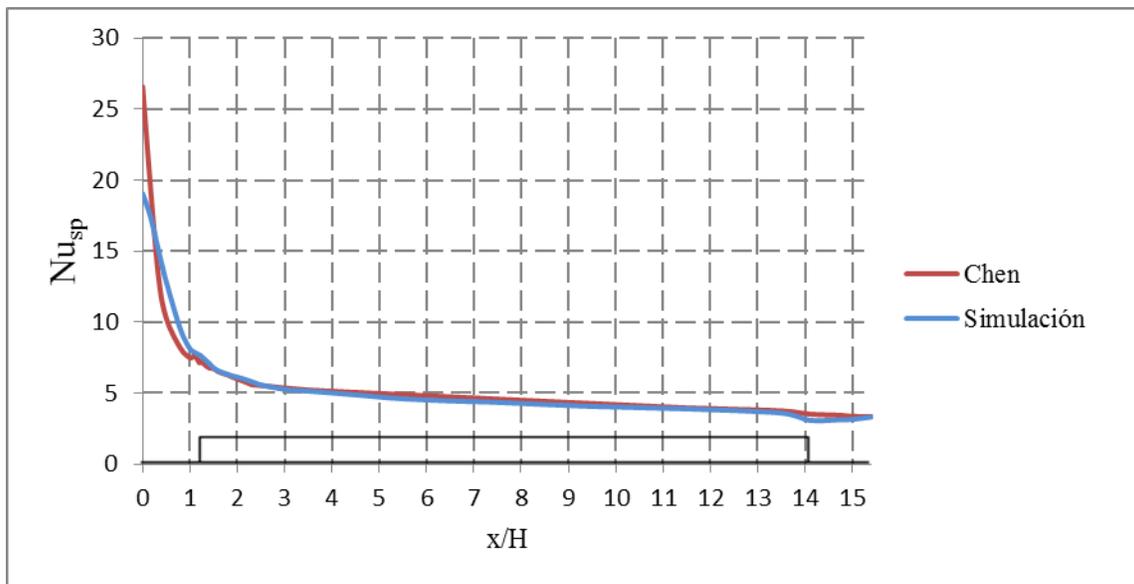


Figura 5.2: Nusselt promedio transversal ( $Re_H=300$ ) de Chen et al. [4] y de la configuración 1, caso Base.

En la Fig. 5.3 se muestran los valores de Nusselt promedio transversal ( $Nu_{sp}$ ) a lo largo del eje  $x$  de la configuración 1 y Chen et al. [4] para un  $Re_H$  300, para el caso Delta. El aumento de la transferencia de calor producto de los vórtices longitudinales (VL) generados por los GVL se puede observar en ambos casos, sin embargo, en Chen et al. [4] ocurre antes, pudiendo verse un máximo en  $x \approx 1,7$  (Chen) y en  $x \approx 2,3$  para la configuración 1. Posterior a la generación del VL, el comportamiento de Nusselt es similar entre ellos.

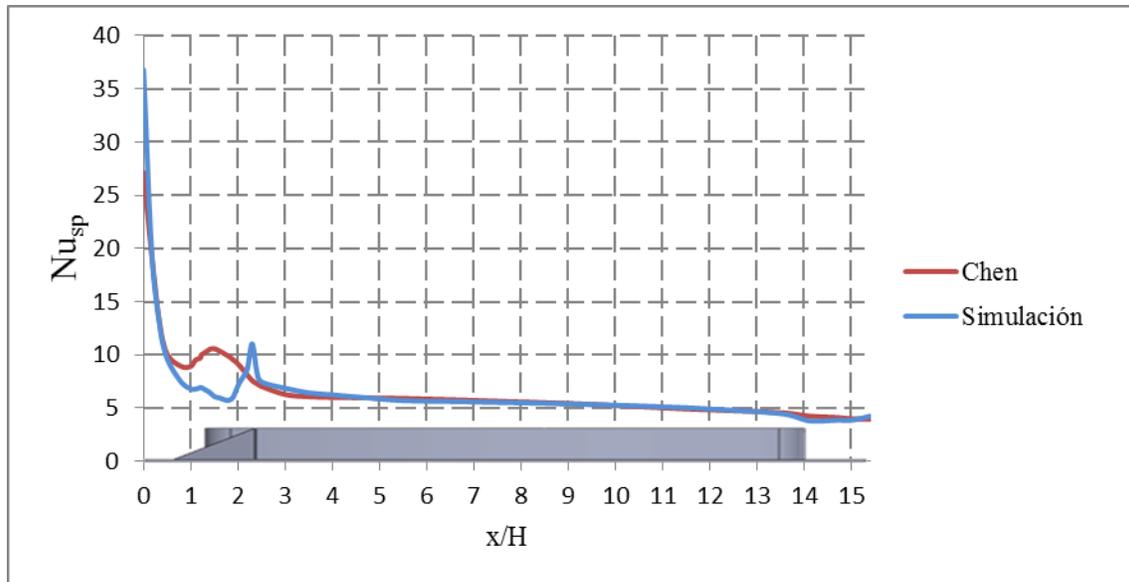


Figura 5.3: Nusselt promedio transversal ( $Re_H=300$ ) de Chen et al. [4] y de la configuración 1, Caso Delta.

En la Tabla 5.2 se muestran los resultados de  $f$  y  $Nu_m$  del caso Base y Delta para las configuraciones 1 y 2, y Chen et al. [4], además de las diferencias porcentuales entre las configuraciones y Chen et al. [4]. Para el caso Base configuración 1, se puede observar que las diferencias tanto de  $f$  y  $Nu_m$  son aceptables (menores al 10%). En el caso Delta, se simuló la configuración 1 y 2. Ambas configuraciones muestran resultados aceptables con respecto a Chen et al. [4]. Con respecto a los valores de  $f$ , la configuración 1 muestra diferencias menores que la configuración 2, para todo los  $Re_H$ . Con respecto a los valores de  $Nu_m$ , la configuración 2 muestra en promedio diferencias menores que la configuración 1. Para comparar mejor las configuraciones 1 y 2, se muestra en la Fig. 5.4 los vectores de velocidad (sólo las componentes  $v$  y  $w$ ) en varios planos perpendiculares al flujo principal de Chen et al. [4] y las configuraciones 1 y 2. Se puede observar la similitud de las configuraciones con Chen et al. [4] con respecto al vórtice longitudinal que se genera. La configuración 1 muestra una mayor similitud, pues se puede ver que en la salida del intercambiador (en el plano Y-Z con  $x=15,4H$ ) el vórtice es más similar a Chen et al. [4] que en la configuración 2, donde el vórtice parece tener menor intensidad. Debido a estos resultados, se escogió la configuración 1 sobre la configuración 2.

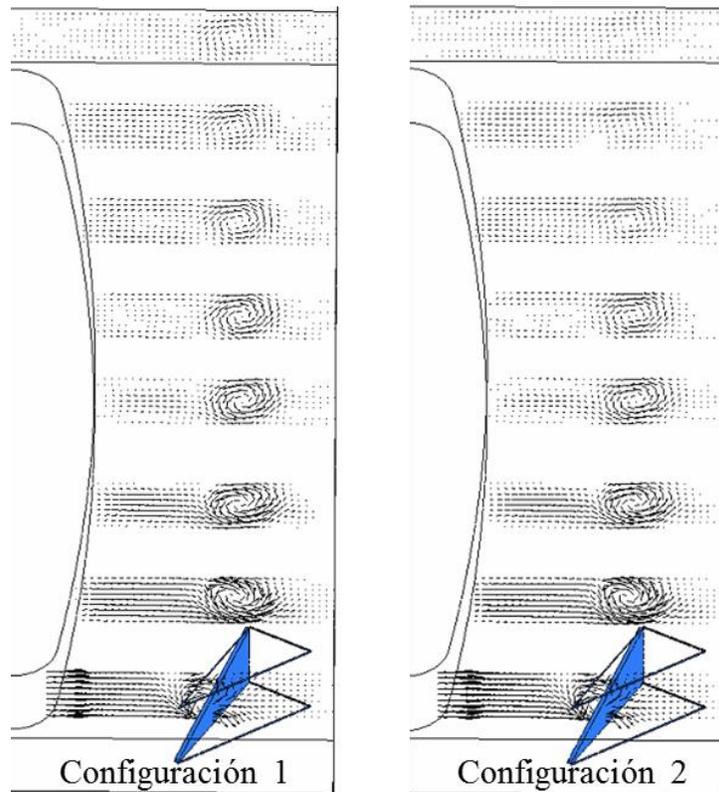
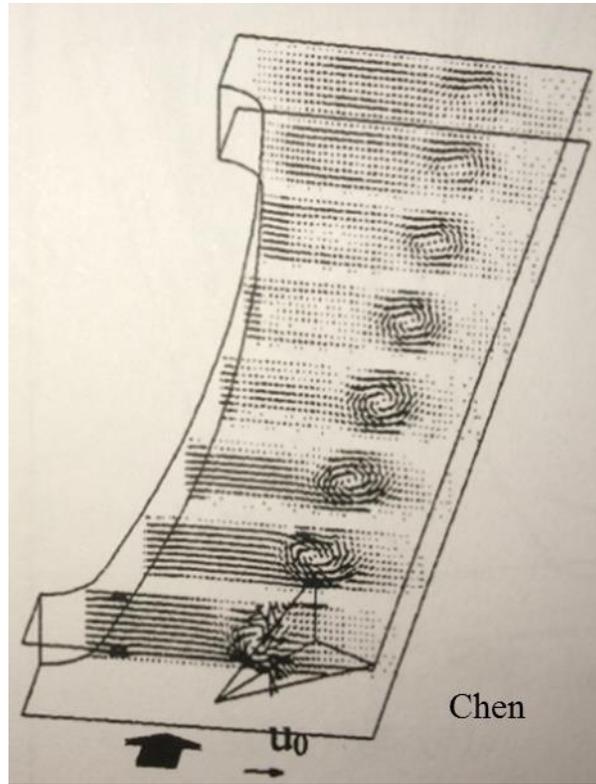


Figura 5.4: Vectores de velocidad (tangenciales) en los planos Y-Z con  $x/H= 1.5, 3.5, 5.6, 7.7, 9.7, 11.8, 13.8$  y  $15.4$  para Chen et al [4] y planos Y-Z con  $x/H 1.5, 3.5, 5.5, 7.7, 9.5, 11.5, 13.5$  y  $15.4$  para la Configuración 1 y 2.

Tabla 5.2: Valores de  $f$  y  $Nu_m$  de las configuraciones 1 y 2 de los casos Base y Delta, y Chen et al [4]. Se muestran además las diferencias porcentuales de  $f$  y  $Nu_m$  con respecto a Chen et al. [4].

	$Re_H$	$f$	$Nu_m$	Diferencia $f$ (%)	Diferencia $Nu_m$ (%)
Caso Base, Chen	100	0,1680	2,545	-	-
	200	0,1138	2,897	-	-
	300	0,0906	3,196	-	-
	400	0,0771	3,427	-	-
Caso Base, configuración 1	100	0,1654	2,460	1,5	3,3
	200	0,1065	2,802	6,4	3,3
	300	0,0859	3,113	5,3	2,6
	400	0,0750	3,397	2,7	0,9
Caso Delta, Chen	100	0,1726	2,772	-	-
	200	0,1206	3,430	-	-
	300	0,0978	3,885	-	-
	400	0,0842	4,244	-	-
Caso Delta, configuración 1	100	0,1820	2,638	5,5	4,8
	200	0,1215	3,235	0,8	5,7
	300	0,0997	3,798	2,0	2,2
	400	0,0881	4,310	4,6	1,6
Caso Delta, configuración 2	100	0,1856	2,793	7,5	0,8
	200	0,1237	3,448	2,6	0,6
	300	0,1017	4,037	4,0	3,9
	400	0,0899	4,564	6,7	7,5

Un problema que surge con las simulaciones en estacionario en este tipo de intercambiador, bajo los  $Re_H$  entre 100 y 400, es que los residuos son altos, lo que pone en duda la convergencia de las simulaciones. Una explicación a esto es por la estela que se genera detrás del tubo, posterior al intercambiador, la cual puede caracterizarse por un flujo oscilatorio, por lo que una simulación en estado estacionario no resolvería correctamente. Como ejemplo, se muestra el flujo posterior al intercambiador de calor del Caso elipse 1 (configuración 1 con  $Re_H$  400) en las Fig. 5.5 y 5.6. Estas figuras muestran los vectores y contornos de velocidad en el plano Y-X a una altura  $z=0,5H$  posterior al intercambiador ( $x>15,4H$ ). Aún con este problema, las simulaciones se muestran acorde a las simulaciones de Chen et al. [4] (estas últimas resueltas suponiendo flujo laminar transiente) lo que hace suponer que el flujo posterior al intercambiador no afecta en los resultados dentro del intercambiador (la zona de interés de estudio). Con el fin de reforzar esta suposición, se llevó a cabo simulaciones en estado transiente, las que corresponden a las configuraciones 3 y 4 de la Tabla 5.1. Las características de cada configuración son:

- Configuración 1: se utilizó un paso de tiempo de 0,001 segundos con un máximo de 20 iteraciones por cada paso de tiempo. El criterio de convergencia de cada paso de tiempo se obtiene al tener un valor de residuos de  $10^{-3}$  para la velocidad y continuidad, y  $10^{-6}$  para la energía. Posterior a los 1,2 segundos se utilizó un paso de tiempo de 0,03 segundos hasta los 5,1 segundos y luego un paso de tiempo de 0,5 segundos hasta los 22,6 segundos, cuando la temperatura y el calor de las aletas ya convergió.
- Configuración 2: se utilizó un paso de tiempo de 0,0005 segundos con un máximo de 20 iteraciones por cada paso de tiempo. El criterio de convergencia de cada paso de tiempo se obtiene

al tener un valor de residuos de  $10^{-3}$  para la velocidad y continuidad, y  $10^{-6}$  para la energía. Posterior a los 3 segundos (cuando la velocidad del flujo dentro del intercambiador converge) se utilizó un paso de tiempo de 0,05 segundos hasta los 25 seg, cuando la temperatura y el calor de las aletas ya convergió.

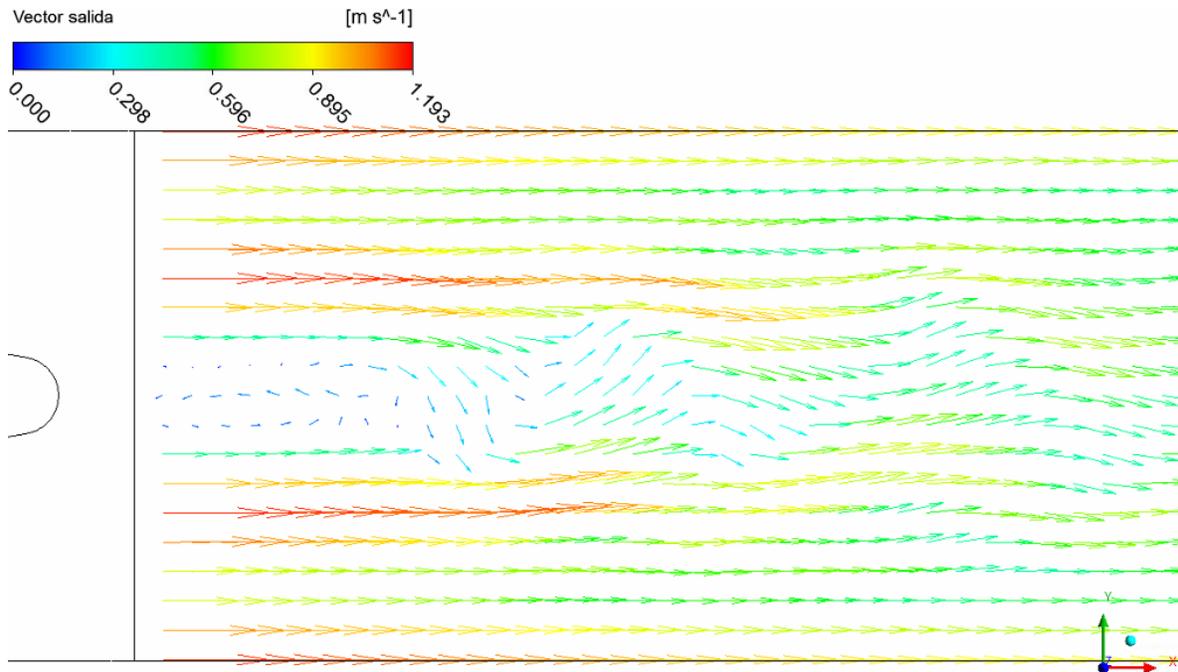


Figura 5.5: Vectores de velocidad en plano X-Y con  $z=0,5H$  posterior al intercambiador de calor ( $x>15,4H$ ) para el caso Elipse 1 configuración 1,  $Re_H 400$ .

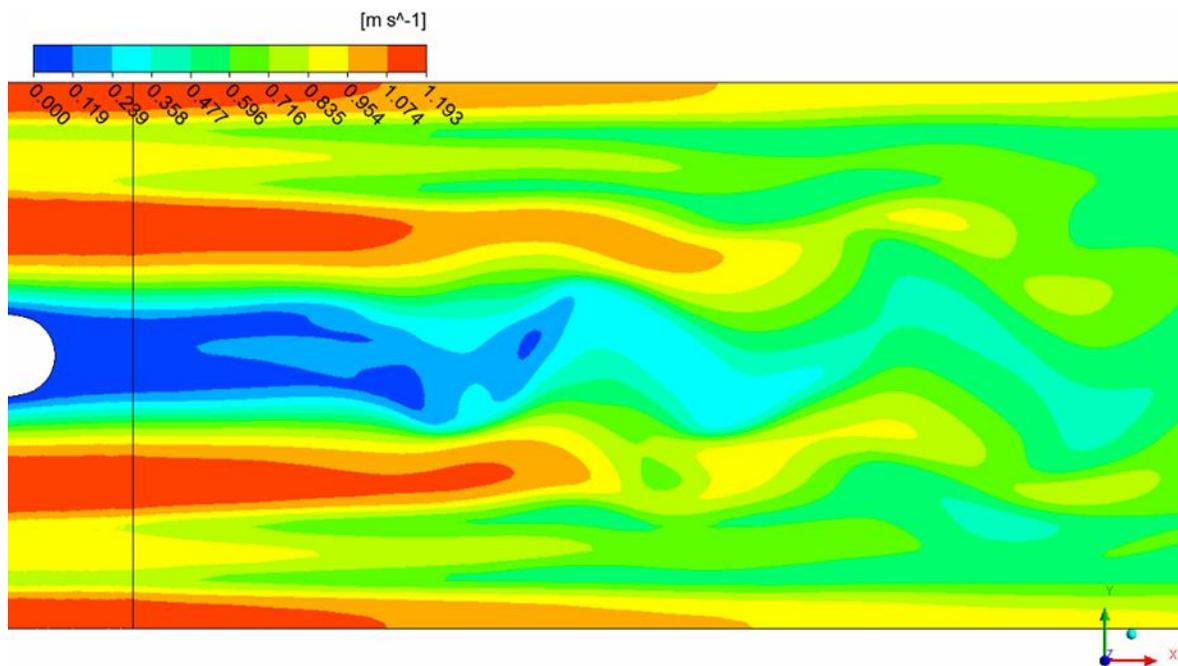


Figura 5.6: Contornos de velocidad en plano X-Y con  $z=0,5H$  posterior al intercambiador de calor ( $x>15,4H$ ) para el caso Elipse 1 configuración 1.

En la Tabla 5.3 se muestran los valores de  $f$  y  $Nu_m$  para las configuraciones 1, 3 y 4. Se puede ver que las diferencias de las configuraciones 3 y 4 con respecto a la 1 son bajas, con un máximo de 0,2% para el valor de  $f$  y 0,03% para  $Nu_m$  en la configuración 3, lo que justifica el uso de un método estacionario. Dado que el tiempo de simulación en estado estacionario es menor que en transiente, se decidió utilizar la configuración 1 para el resto de las simulaciones. La convergencia de las simulaciones se determina cuando las velocidades, temperatura y calor se mantienen constantes tras iteración.

Tabla 5.3: Valores de  $f$  y  $Nu_m$  de las configuraciones 1, 3 y 4 del caso Elipse 1. Se muestran además las diferencias porcentuales de  $f$  y  $Nu_m$  con respecto a la configuración 1.

	<b>Re</b>	<b>f</b>	<b><math>Nu_m</math></b>	<b>Diferencia f (%)</b>	<b>Diferencia <math>Nu_m</math> (%)</b>
Caso Elipse 1, configuración 1	400	0,0886	4,128	-	-
Caso Elipse 1, configuración 3	400	0,0887	4,129	0,2	0,03
Caso Elipse 1, configuración 4	400	0,0887	4,129	0,1	0,02

## 5.2 Mallado e independencia del mallado

### Configuración del mallado

El mallado del dominio computacional se dividió en 3 sub dominios: extensión en la entrada, intercambiador de calor, extensión a la salida. En las extensiones se empleó un mallado estructurado hexaédrico, mientras que en el intercambiador, un mallado no estructurado tetraédrico (excepto en el caso Base, donde se emplea un mallado estructurado hexaédrico). Se empleó la función avanzada de tamaño: Proximidad y curvatura (Proximity and curvature en inglés) para realizar el mallado. En la Fig. 5.7 se muestra el mallado empleado para el caso Rectangular. El mallado contiene 1.290.000 elementos aproximadamente. El criterio para un mallado aceptable es que tenga un Sesgo (Skewness en inglés) menor a 0,9 en todos los elementos.

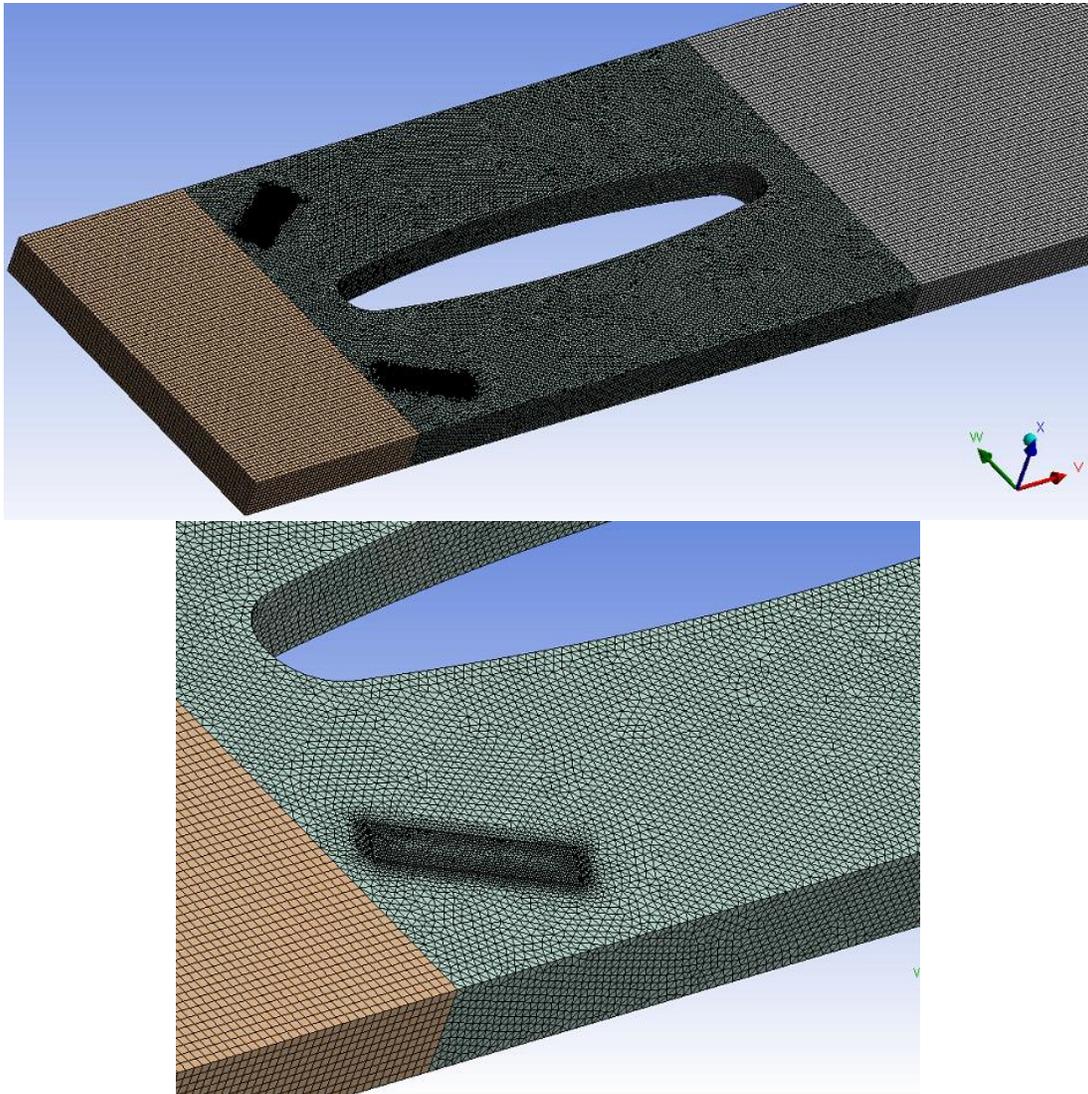


Figura 5.7: Mallado del caso Rectangular. El dominio se divide en 3 subdominios, con mallado hexaédrico en las extensiones y tetraédrico en el intercambiador. El mallado tiene 1.290.000 elementos aproximadamente.

### Independencia del mallado

Se simularon 3 mallados del caso Delta variando la cantidad de elementos. La Tabla 5.4 muestra las características de los 3 mallados: grueso, medio y fino. Para aumentar o disminuir los elementos se varió el tamaño máximo de cara (Max Face size en inglés) y el tamaño máximo (Max size). El mallado grueso tiene la menor cantidad de elementos (865.188), el medio tiene 1.282.704 y el fino 1.767.581.

Tabla 5.4: Características de los mallados del caso Delta.

	<b>Mallado grueso</b>	<b>Mallado medio</b>	<b>Mallado fino</b>
Tamaño máximo de cara [m]	1,3E-03	1,0E-03	9,0E-04
Tamaño máximo [m]	1,3E-03	1,2E-03	1,0E-03
Número de elementos	865.188	1.282.704	1.767.581
Máximo Sesgo	0,826	0,844	0,841

La Tabla 5.5 muestra los resultados del calor  $\dot{q}$ ,  $j$  y  $f$  de los 3 mallados y las diferencias porcentuales de los mallados grueso y medio con respecto al mallado fino. Se puede observar que el mallado grueso presenta una mayor diferencia del valor de  $j$  con el mallado fino que el mallado medio (2,7% mallado grueso y 1,2% medio), y al revés en el valor de  $f$  (0,1% mallado grueso y 0,2% medio), aunque para el valor de  $f$ , las dos diferencias son despreciables. Se escoge el mallado medio para las simulaciones por su menor tiempo de simulación que el mallado fino, dado que las diferencias en los resultados con el mallado fino son pequeñas.

Tabla 5.5: Valores de calor  $\dot{q}$ ,  $j$  y  $f$  de los mallados grueso, medio y fino. Se muestran las diferencias porcentuales con respecto al mallado fino.

	<b>Grueso</b>	<b>Medio</b>	<b>Fino</b>
$\dot{q}$ [W/m <sup>2</sup> ]	18,60	18,32	18,23
Diferencia $\dot{q}$ (%)	2,0	0,5	-
$j$	0,01232	0,01213	0,01199
Diferencia $j$ (%)	2,7	1,2	-
$f$	0,08834	0,08814	0,08829
Diferencia $f$ (%)	0,1	0,2	-

### 5.3 Resultados de las simulaciones

A continuación se muestran los resultados de las simulaciones de los casos Base, Delta, Rectangular, Elipse y Cucharón para los  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720.

#### 5.3.1 Caso Base

##### Estructura del flujo:

En un intercambiador de aletas con un tubo se puede esperar ver 2 características del flujo:

- La generación de un vórtice de herradura que inicia en la zona de estancamiento del tubo: En la Fig. 5.8 se muestran las líneas de corriente y vectores de velocidad en el plano Y-X ( $z/H=0,1$ ) a lo largo del intercambiador para un  $Re_{dh}$  de 540. Se puede observar el desvío del flujo producto del bloqueo frontal del tubo ovalado, el cual es probablemente menor comparado a un tubo redondo. El flujo lejano al tubo, en cambio, tiene menores cambios en su dirección. En la Fig. 5.9 se muestran los vectores de velocidad en el plano X-Z ( $y/H=4,55$ ) entre la entrada del flujo ( $x=0$ ) y el inicio del tubo ( $x/H=13$ ) para un  $Re_{dh}$  de 540. Se puede observar como los vectores cercanos al tubo cambian de dirección dirigiéndose a las aletas, lo que podría indicar el inicio del vórtice de herradura. La Fig 5.10, sin embargo, muestra que no se desarrolla este vórtice, pues las líneas de flujo que entran al intercambiador y chocan con el tubo, no forman un flujo en forma de remolino. La presencia de un vórtice de herradura va a depender, en parte, del valor de Reynolds y la separación entre aletas, como indica Romero et al. [14], el cual realizó ensayos experimentales en un tubo y aletas variando el Reynolds y la separación entre aletas. Luego, para los Reynolds de estudio y las características de este intercambiador, el vórtice de herradura no se forma.

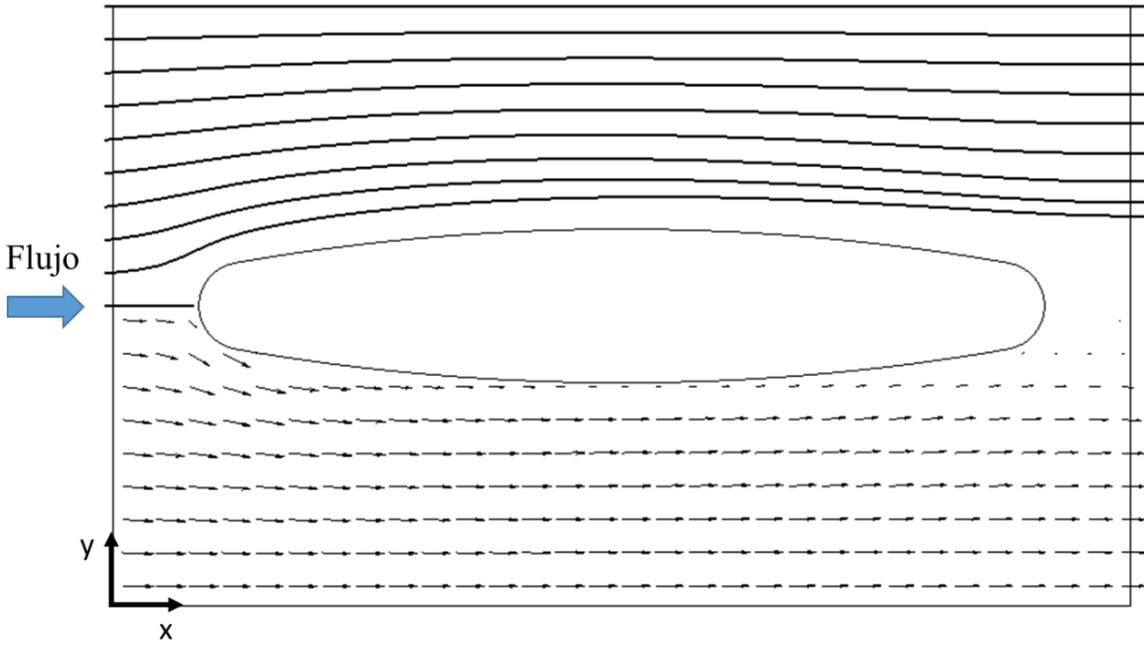


Figura 5.8: Líneas de flujo y vectores de velocidad del caso Base en plano X-Y en  $z/H=0,1$  ( $Re_{dh}=540$ ).

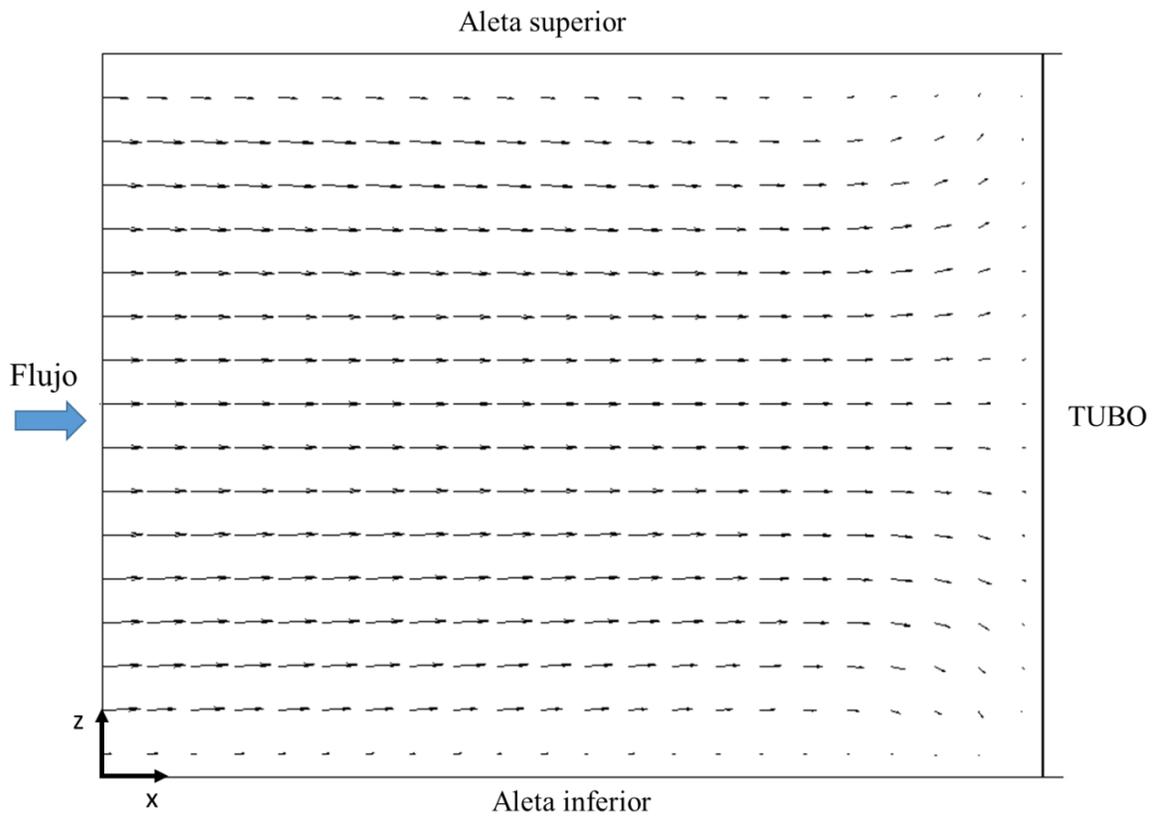


Figura 5.9: Vectores de velocidad del caso Base en plano Z-X en  $y/H=4,55$  ( $Re_{dh}=540$ ) entre la entrada del flujo y el inicio del tubo.

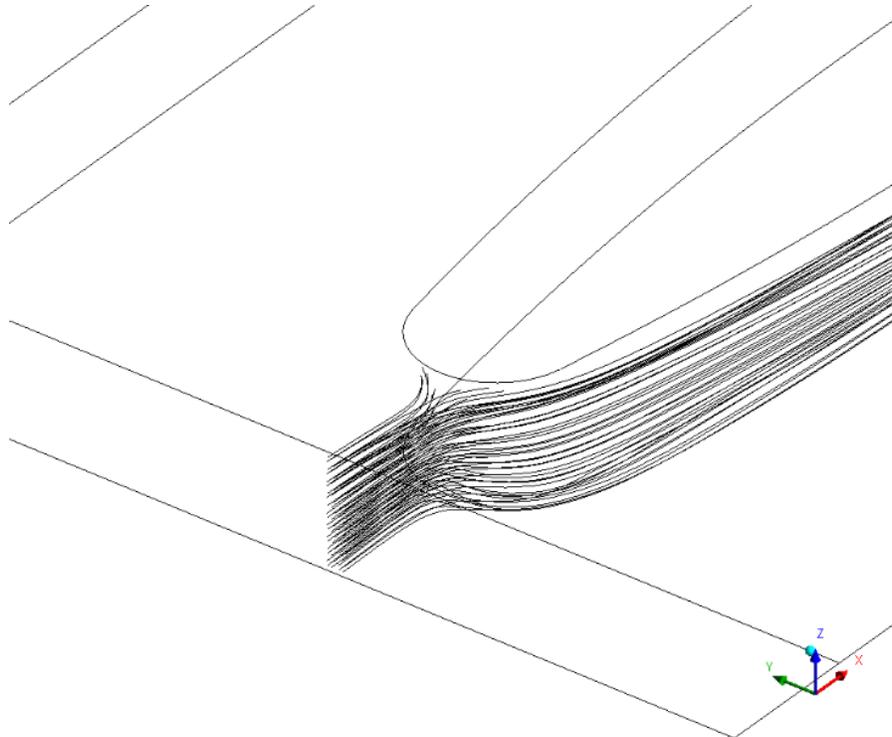


Figura 5.10: Líneas de flujo en la entrada del intercambiador.

- Una zona de recirculación: La Fig. 5.11 muestra las líneas de corriente, para un  $Re_{dh}$  de 540, que parten en un plano Y-Z ( $x/H=13,8$ ) y que forman la zona de recirculación, la cual se extiende posterior al intercambiador. Esta zona está formada por vórtices transversales, donde el flujo recircula, implicando poca renovación de flujo, y por ende una baja transferencia de calor. Dado las características del tubo: ovalado y largo, esta zona de recirculación es pequeña. Como se explicó en el subcapítulo 5.1, las simulaciones en estacionario puede que no resuelvan adecuadamente el flujo posterior al intercambiador, por lo que las líneas de flujo mostradas en la Fig. 5.11 son sólo ilustrativas.

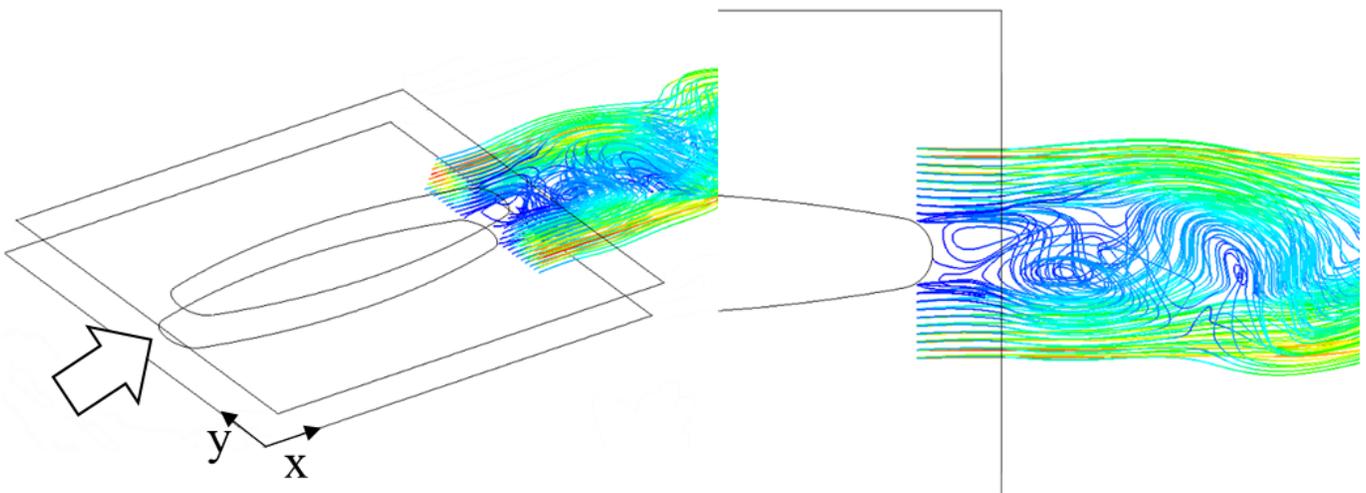


Figura 5.11: Líneas de flujo del caso Base partiendo en plano Y-Z en  $x/H=13,8$  ( $Re_{dh}=540$ ).

### Comportamiento térmico:

En la Fig. 5.12 (a) se pueden observar las isotermas en la aleta inferior para un  $Re_{dh}$  de 540. Se puede observar que el gradiente de temperatura es mayor cercano al tubo, donde además predomina el gradiente de temperatura en el eje  $y$ . Lejos del tubo, en los extremos de las aletas, el gradiente de temperatura predomina en el eje  $x$ . Las mayores temperaturas se encuentran alrededor del tubo, mientras que las más bajas, en los extremos en la entrada del flujo. En la Fig. 5.12 (b) se pueden observar las isolíneas de calor de la aleta inferior, para un  $Re_{dh}$  de 540. El mayor calor se encuentra en la entrada del flujo, donde el flujo tiene menor temperatura y no está desarrollado. En esta zona se encuentra el mayor gradiente de calor en la dirección del eje  $x$ . Posteriormente el gradiente de calor decae rápidamente.

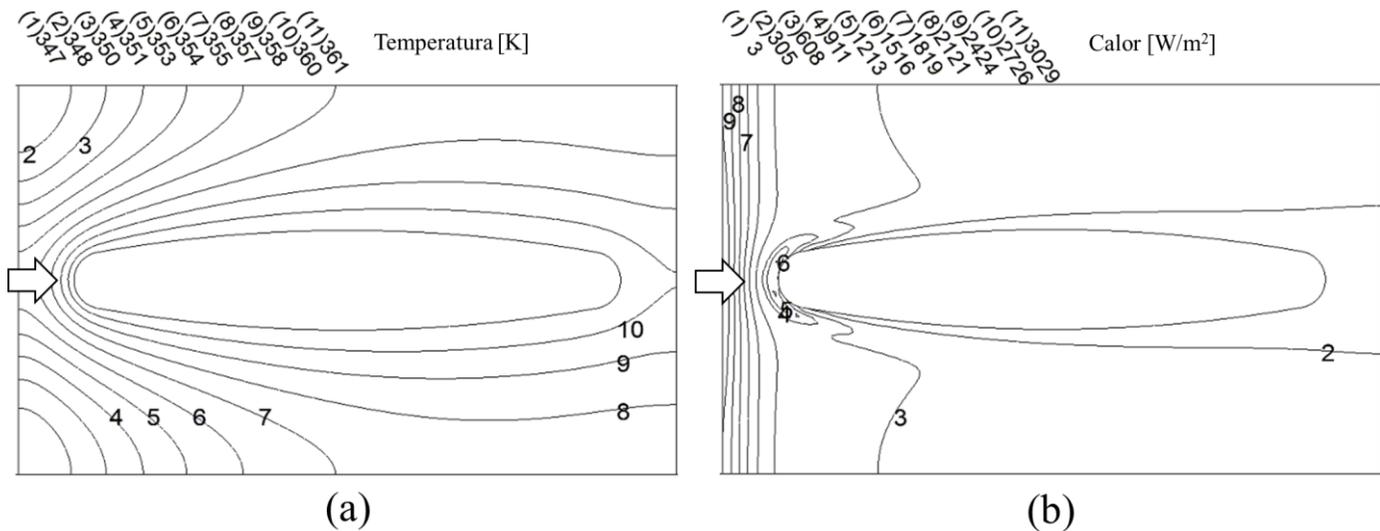


Figura 5.12: (a) Isotermas en la aleta inferior del intercambiador, (b) Isolíneas de calor adimensionales en la aleta inferior ( $Re_{dh}=540$ ).

En la Fig. 5.13 se muestran los contornos de temperatura del fluido en distintos planos Y-Z. Los contornos muestran un perfil en forma de U, donde los mayores gradientes de temperatura se encuentran en la pared del tubo y aletas. Además, no existen mecanismos relevantes que permitan la mezcla del fluido, por lo que la temperatura del flujo entremedio de las aletas se mantiene siempre más frío. En  $x/H=15,4$  y alrededor de  $y/H=45,5$  la temperatura del fluido es alta debido a la zona de recirculación.

En la Fig. 5.14 se muestran los valores de  $Nu_{sp}$  a lo largo del eje  $x$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720. Se puede observar que el Nusselt aumenta, y por lo tanto también la transferencia de calor, a medida que aumenta el Reynolds, lo cual es lo esperable. Se observa un leve aumento del  $Nu$  en el inicio del tubo ( $x/H \approx 13$ ), debido al choque del flujo en el tubo. Para  $x/H > 14$ , el Nusselt decae por la zona de recirculación, sin embargo, esta disminución es baja debido a la geometría del tubo: ovalado y largo, lo que se traduce en una zona de recirculación pequeña.

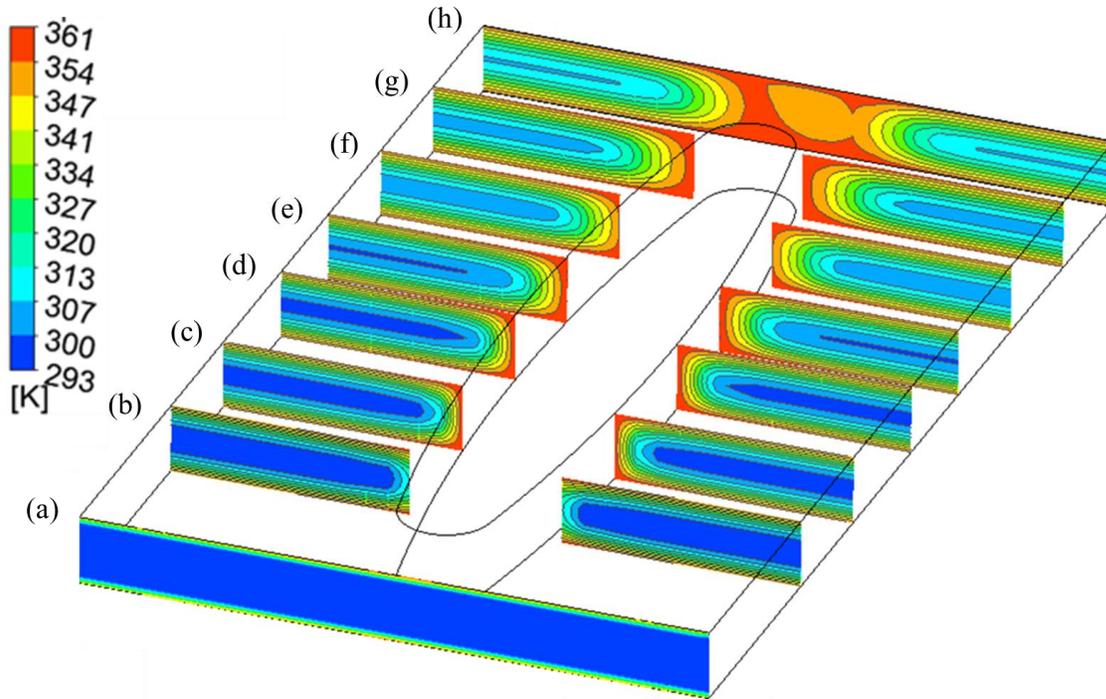


Figura 5.13: Contornos de temperatura del flujo del caso Base para  $Re_{dh} = 540$  en distintos planos Y-Z: (a)  $x/H=0$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$ .

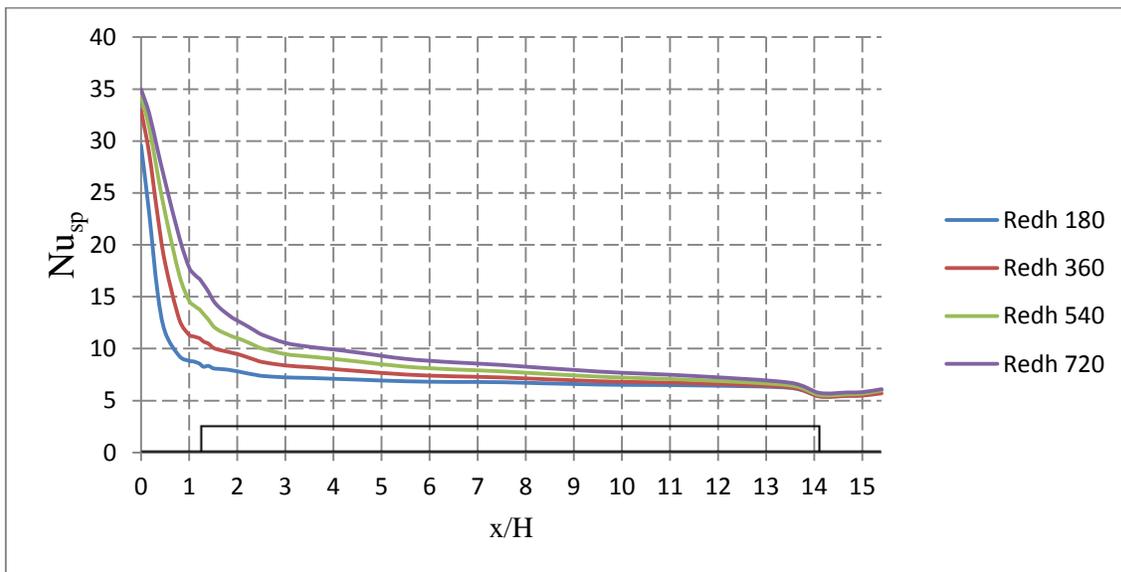


Figura 5.14: Valores de  $Nu_{sp}$  a lo largo del eje  $x$  para  $Re_{dh} = 180, 360, 540$  y  $720$  en el caso Base.

### 5.3.2 Caso Delta

#### Estructura del flujo:

En la Fig. 5.15 se muestran las líneas de flujo de superficie y vectores de velocidad (tangenciales) en distintos planos Y-Z. Se puede observar la presencia de un vórtice longitudinal (VL) con su centro

alrededor de  $y/H \approx 1,5$  y  $z/H \approx 1$ , producto del GVL. Se puede ver, al comparar los vectores de velocidad de los planos en  $x/H=3,5$  y  $x/H=15,4$ , que el VL va perdiendo intensidad a medida que fluye por el intercambiador. La Fig. 5.16 complementa la Fig. 5.15, donde se muestran las líneas de flujo en 3D en una mitad del intercambiador de calor. En negro se muestran las líneas de flujo de superficie para distintos planos Z-Y al igual que en la Fig. 5.15 y en color las líneas de flujo en 3D que inician en distintas partes del GVL. Las líneas de flujo 3D indican la generación del VL producto del GVL. El fluido incidente en el borde de ataque y en el borde de salida del GVL (Fig. 5.16 (a) y (b)) es posteriormente parte del núcleo y cuerpo del VL. Además, se puede observar cómo una parte del flujo entra por el agujero de la aleta superior (Fig. 5.16 (c)) y aporta en el cuerpo del VL. La Fig. 5.15 muestra también la posible presencia de un vórtice longitudinal secundario, el cual inicia en el plano  $x/H=7,7$  a la derecha del vórtice principal en el extremo de las aletas (lejos del tubo). Este vórtice, sin embargo, tiene menor intensidad, pues no se alcanza a ver en los vectores de velocidad.

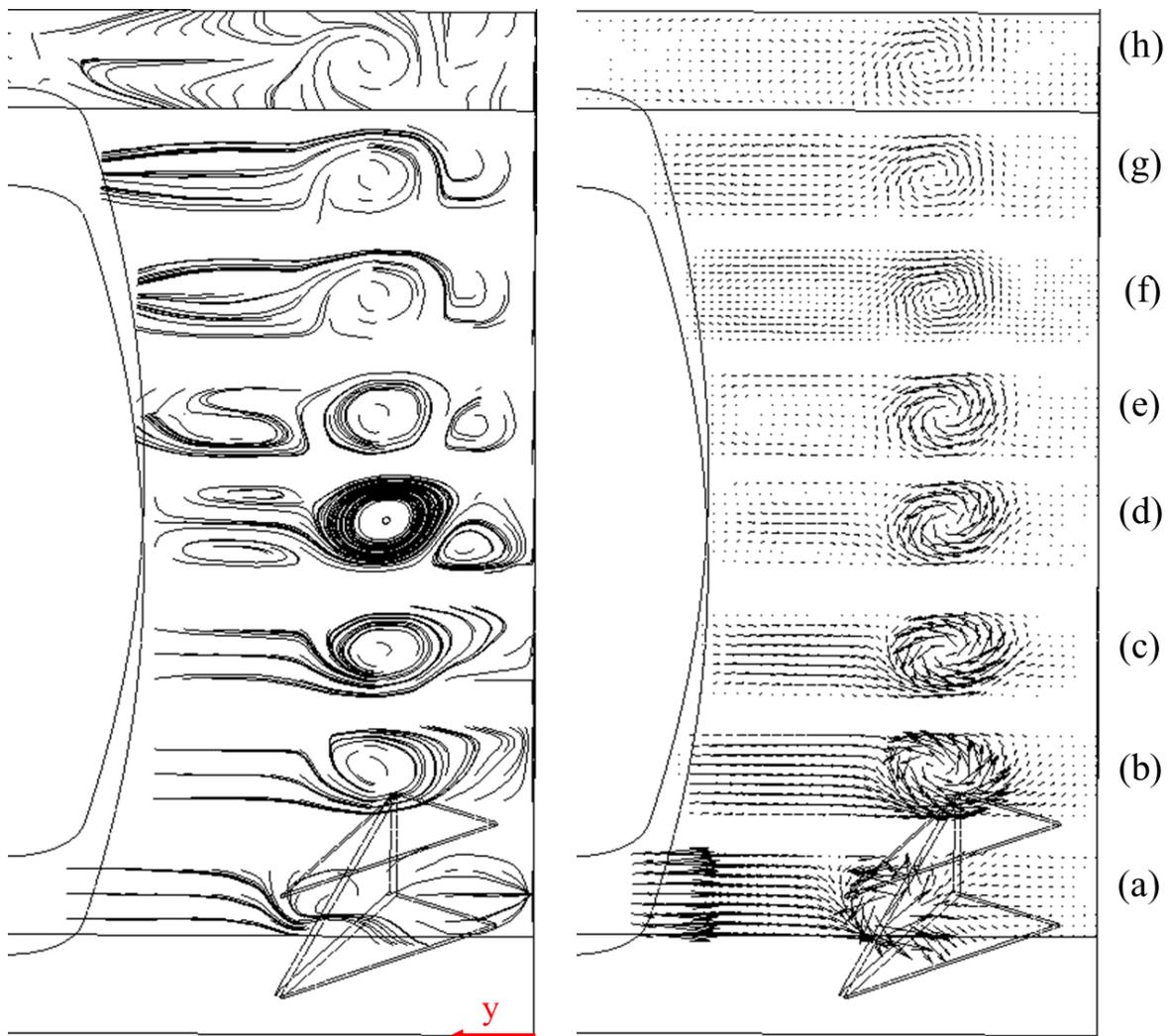


Figura 5.15: Líneas de flujo del flujo y vectores de velocidad tangenciales del caso Delta para  $Re_{ah} = 540$  en los planos Y-Z: (a)  $x/H=1,5$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$ .

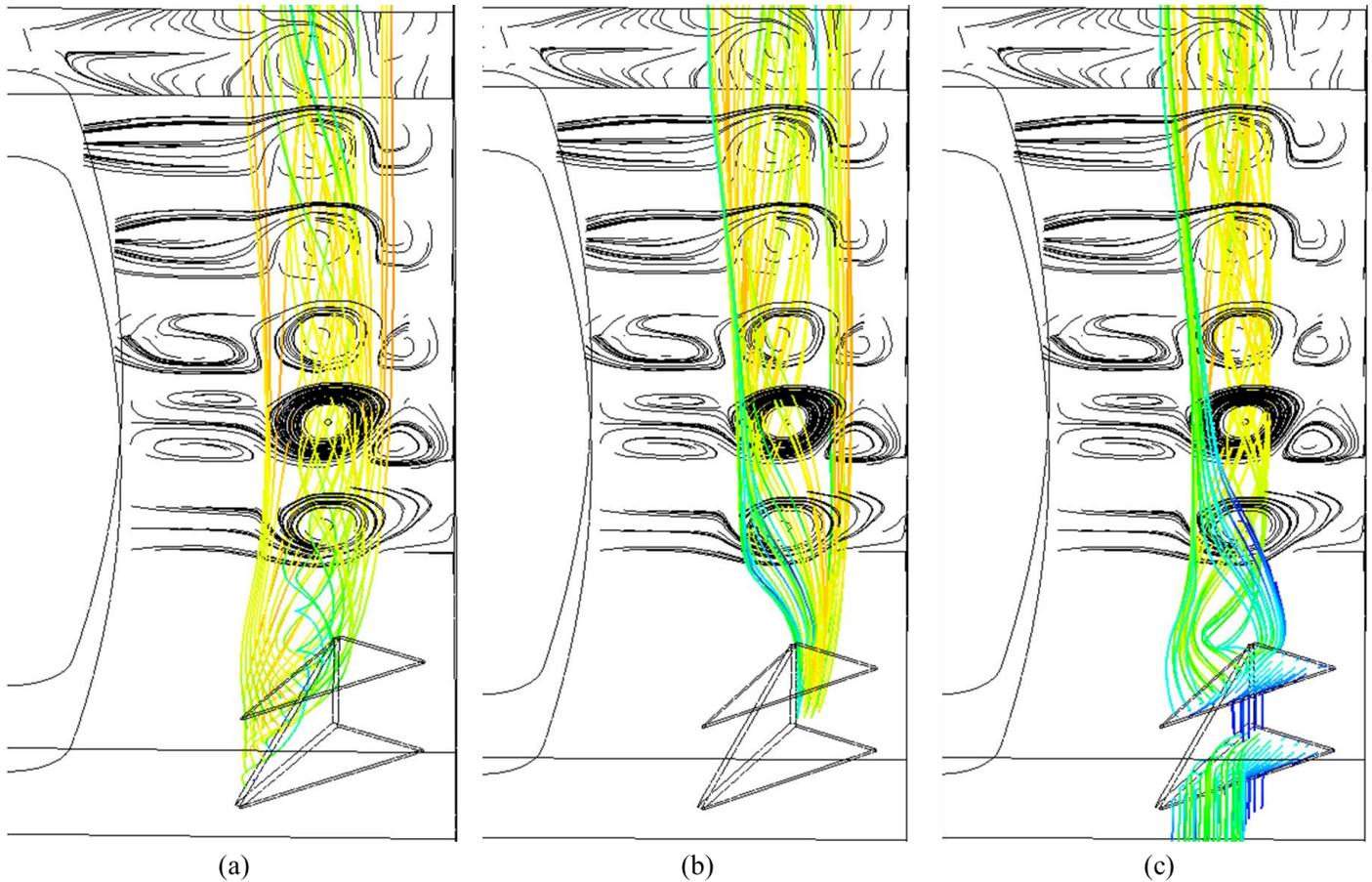


Figura 5.16: Líneas de flujo en una mitad ( $0 < Y/H < 4.55$ ) del intercambiador de calor del caso Delta. En negro se muestran las líneas de flujo de superficie en los planos Z-Y con  $x/H=5,5$ ,  $x/H=7,7$ ,  $x/H=11,5$ ,  $x/H=13,5$  y  $x/H=15,4$  (en orden ascendente). En color se muestran las líneas de flujo que inician en el GVL con forma delta: (a) líneas de flujo que inician en el plano paralelo al borde de ataque del GVL, (b) líneas de flujo que inician en un plano paralelo al borde de salida del GVL y (c) líneas de flujo que inician en los agujeros producto del troquelado de los GVL.

### Comportamiento térmico:

En la Fig. 5.17 se muestran los contornos de temperatura del fluido en distintos planos Z-Y. Se puede observar, a diferencia del caso Base, una mayor mezcla entre fluido cercano a la aleta y el fluido entre aletas, lo que se traduce en una temperatura más homogénea en cada plano Y-Z. Esta mezcla se debe al movimiento en forma de remolino del VL, que se traduce en un flujo secundario (componentes  $v$  y  $w$  de la velocidad).

Los VL, además de promover la mezcla del fluido, modifican la capa límite. Esto se puede observar en la Fig. 5.18, donde se comparan los contornos de temperatura en el plano Y-Z con  $x/H=7,7$  del caso Delta (Fig 5.18 (b)) y Base (Fig 5.18 (d)). En ambos casos se puede observar la capa térmica, en el caso Base los contornos tienen un perfil con forma de U, mientras que en el caso Delta, el VL crea modificaciones a este perfil. Comparando el caso Delta con el Base se observa:

- En el caso Delta, el centro del VL principal se encuentra entre las dos aletas ( $z/H=0,5$ ) y tiene una magnitud tal que afecta ambas aletas (Fig 5.18 (a)), generando, en cada aleta, una zona

de adelgazamiento y otra de engrosamiento de la capa térmica. Esto se observa en la Fig. 5.18 (b), en la aleta inferior la capa se adelgaza alrededor de  $y/H \approx 1,8$  y engrosa en  $y/H \approx 0,8$ , mientras que en la aleta superior se invierte ( $y/H \approx 1,8$  engrosa y en  $y/H \approx 0,8$  adelgaza). La modificación de la capa térmica tiene repercusiones en el calor entre la aleta y el fluido, lo cual se puede ver en la Fig. 5.18 (c) donde se muestran la razón del valor Nu de la aleta inferior del caso Delta y Base en función de  $y/H$ . En la zona de adelgazamiento, el valor de Nu del caso Delta aumenta un máximo de 1,9 (en  $y/H \approx 1,8$ ) sobre el caso Base, mientras que en la de engrosamiento disminuye 0,7 veces. Sin embargo, la zona de engrosamiento tiene un rango menor en el eje Y que la de adelgazamiento.

- En las zonas fuera del VL principal, los contornos de temperatura son similares a los del caso Base. La capa térmica que se desarrolla en el manto del tubo se mantiene sin modificaciones. El valor de Nu, sin embargo, es siempre mayor en el caso Delta.
- El posible vórtice secundario se puede ver en la Fig. 5.18 (a), donde es notorio la menor intensidad comparado con el VL principal. El tamaño del vórtice es tal que afecta sólo la aleta inferior, sin embargo, no se aprecia algún cambio notorio en la capa térmica o valor del Nu.

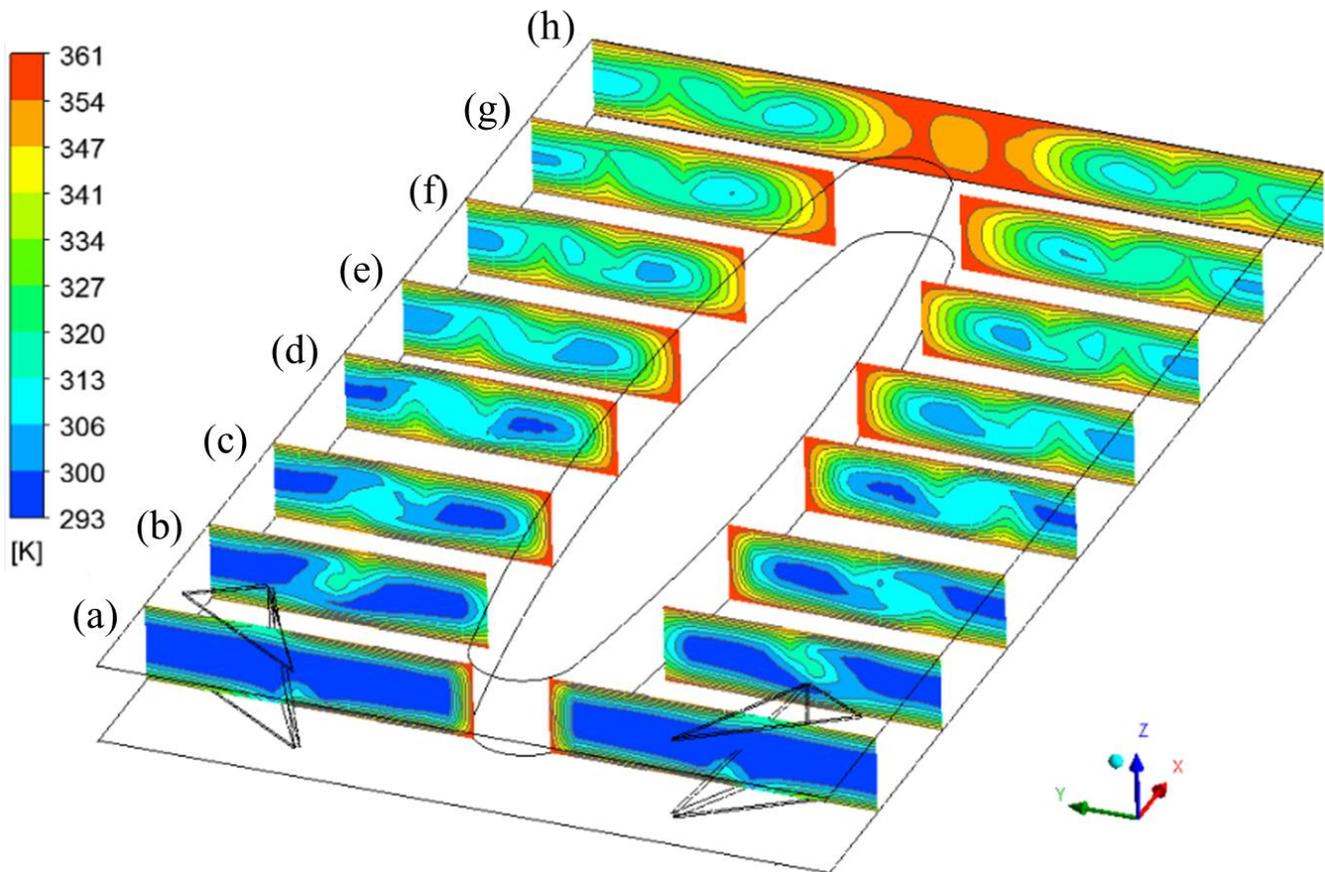


Figura 5.17: Contornos de temperatura del flujo del caso Delta para  $Re_{dh} = 540$  en distintos planos Y-Z: (a)  $x/H=1,5$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$ .

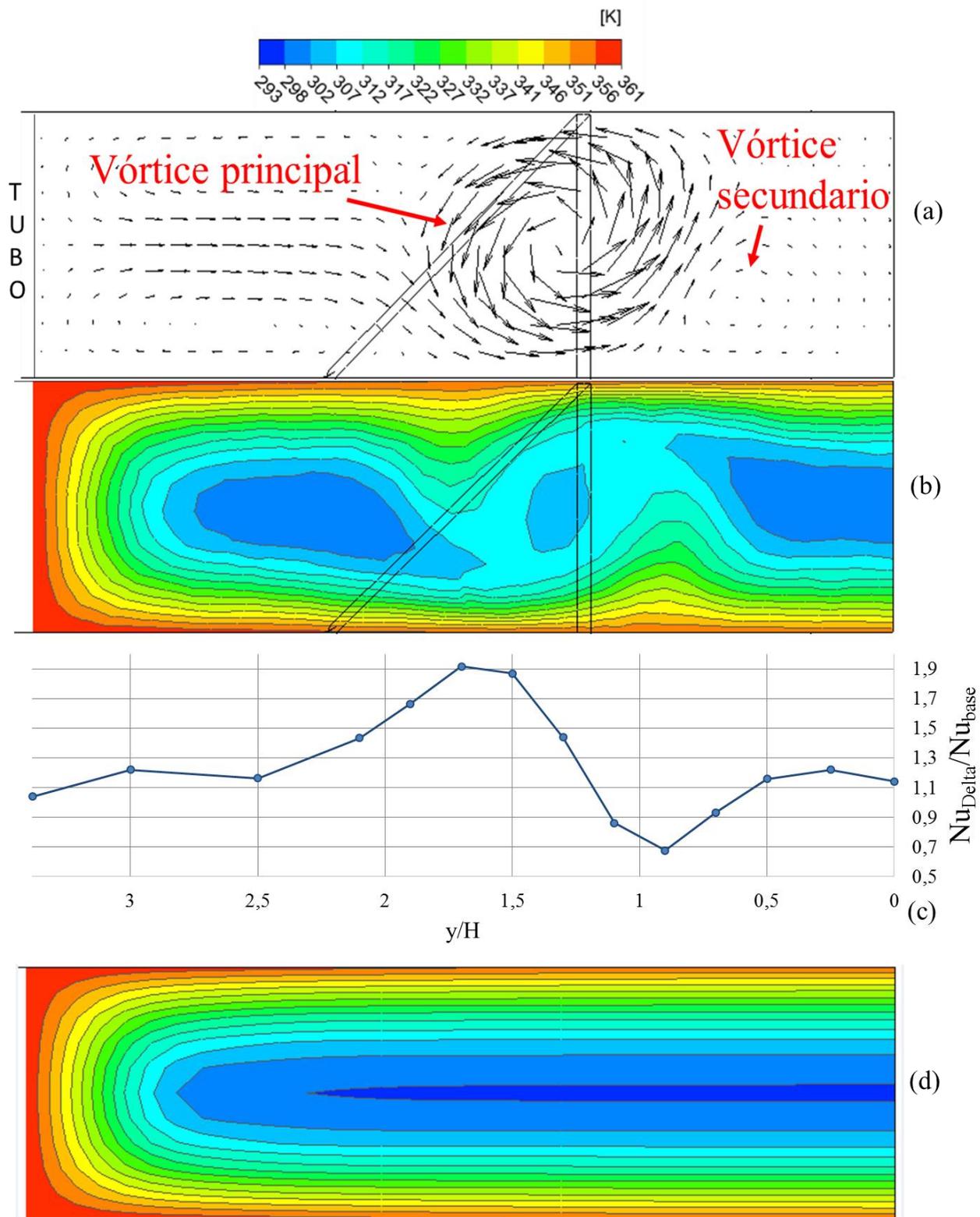


Figura 5.18: (a) y (b) Vectores de velocidad y contornos de temperatura respectivamente, en el plano Y-Z  $x/H=7,7$  para el caso Delta, (c) razón del valor de Nu en la aleta inferior del caso Delta y Base en función de  $y/H$  y (d) contornos de temperatura en el plano Y-Z  $x/H=7,7$  para el caso Base.

El aumento en el valor del Nu se traduce en un mayor calor de las aletas hacia el fluido, lo que se puede ver en la Fig. 5.19 donde se muestran los contornos de calor en la aleta inferior para un  $Re_{dh}$  540. En el trayecto del VL a lo largo de la aleta se ve un aumento del calor.

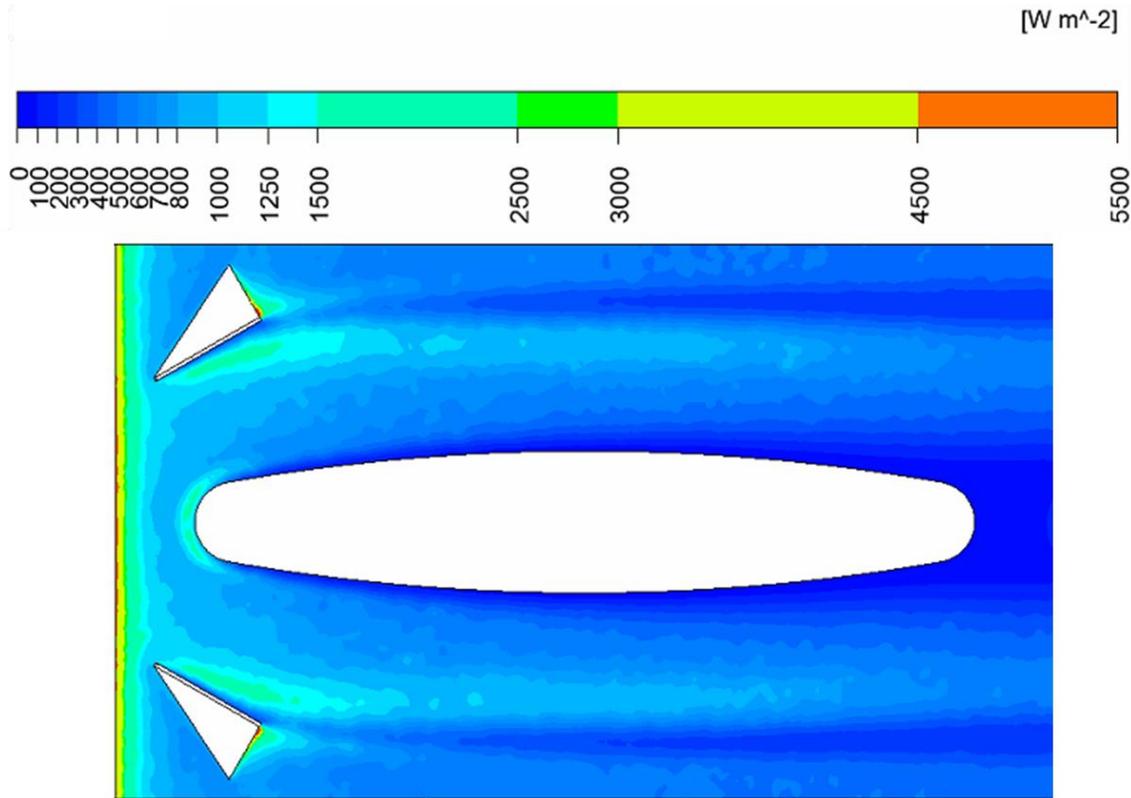


Figura 5.19: Contornos de calor en la aleta inferior caso Delta ( $Re_{dh}=540$ ).

En la Fig. 5.20 se muestra la razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Delta y Base a lo largo de  $x/H$  para distintos  $Re_{dh}$ . Respecto al comportamiento del  $Nu_{sp}$  a lo largo del eje  $x$  se distinguen 3 etapas:

- Entrada del flujo: en el inicio del intercambiador, el caso Delta presenta un mayor valor que el Base (entre 1,5 y 2 veces aproximadamente) pero decae rápidamente. Luego el valor es menor que el caso base, hasta  $x/H \approx 2$ .
- GVL: en  $x/H \approx 2$ , el Caso Delta comienza a tener un valor mayor y que aumenta rápidamente hasta alcanzar un peak en  $x/H \approx 2,3$ . En  $x/H \approx 2$  el VL ya se está formando, como se muestra en la Fig. 5.16, y en  $x/H=2,3$  termina el GVL en el borde de ataque, lo que explica el aumento del  $Nu_{sp}$ .
- Posterior al GVL: posterior al peak del  $Nu_{sp}$  su valor decae rápidamente. Sin embargo, para todos los  $Re_{dh}$ , el valor se mantiene mayor en el caso Delta. Esto se debe a que el VL se mantiene a lo largo de su trayecto sin decaer rápidamente, por lo que la transferencia de calor aumenta en toda la aleta. Esto una característica importante de los vórtices longitudinales.

Se puede observar un aumento en la transferencia de calor a medida que aumenta el Reynolds, y el efecto del GVL sobre el aumento de transferencia de calor se destaca más a medida que aumenta el Reynolds. Los puntos de construcción del gráfico de la Fig. 5.20 se encuentran en el Anexo B.

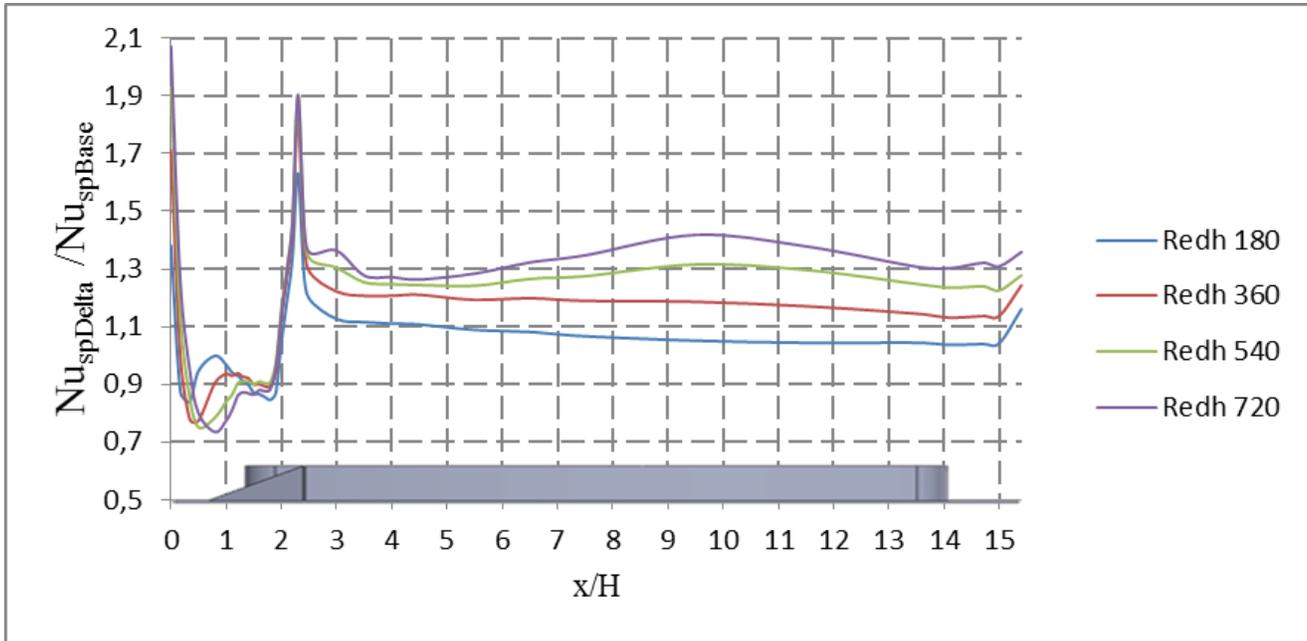


Figura 5.20: Razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Delta y Base a lo largo de  $x/H$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720.

### 5.3.3 Caso Rectangular

#### Estructura del flujo:

La topología del flujo en el caso rectangular se puede observar mediante las líneas de flujo de superficie y vectores de velocidad que muestran la Fig. 5.21. Similar al caso Delta, esta se caracteriza por un VL principal producto del GVL, el cual tiene un centro que se mantiene alrededor de  $z/H=0,5$  y un tamaño tal que afecta a las dos aletas. En la Fig. 5.22 se muestran las líneas de flujo en 3D que inician en el GVL y generan el VL. Al igual que se explicó en la Fig. 5.16, el VL se forma por el desprendimiento del flujo del borde de ataque y borde de salida del GVL, y del flujo que entra por el agujero producto del troquelado. El borde de ataque parece aportar flujo al núcleo del VL, mientras que el borde de salida y agujeros aportan al cuerpo del VL.

#### Comportamiento térmico:

En la Fig. 5.23 se muestran los contornos de temperatura para distintos planos Y-Z. El comportamiento térmico es similar que el caso Delta, donde el VL introduce cambios en el perfil térmico comparado con el caso Base: mayor mezcla entre el fluido caliente (cercano a la aleta) y el frío (entre aletas), y modificación de la capa térmica. Esto se traduce en un mayor calor en las aletas y tubos, como muestra la Fig. 5.24.

En la Fig. 5.25 se muestra la razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Rectangular y Base a lo largo de  $x/H$ . El comportamiento es similar al descrito en el caso Delta, sin embargo, el aumento del  $Nu_{sp}$  es menor que en el caso Delta para  $Re_{dh}$  altos (720 y 540). Para los  $Re_{dh}$  más bajos (180 y 360), el aumento es similar.

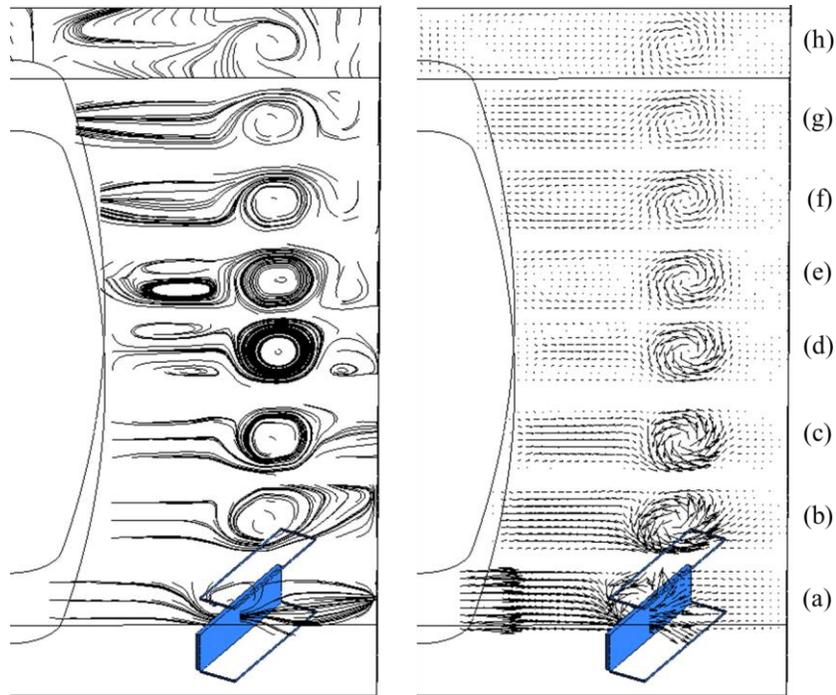


Figura 5.21: Líneas de flujo del flujo y vectores de velocidad tangenciales del caso Rectangular para  $Re_{ah} 540$  en los planos Y-Z: (a)  $x/H=1,5$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$

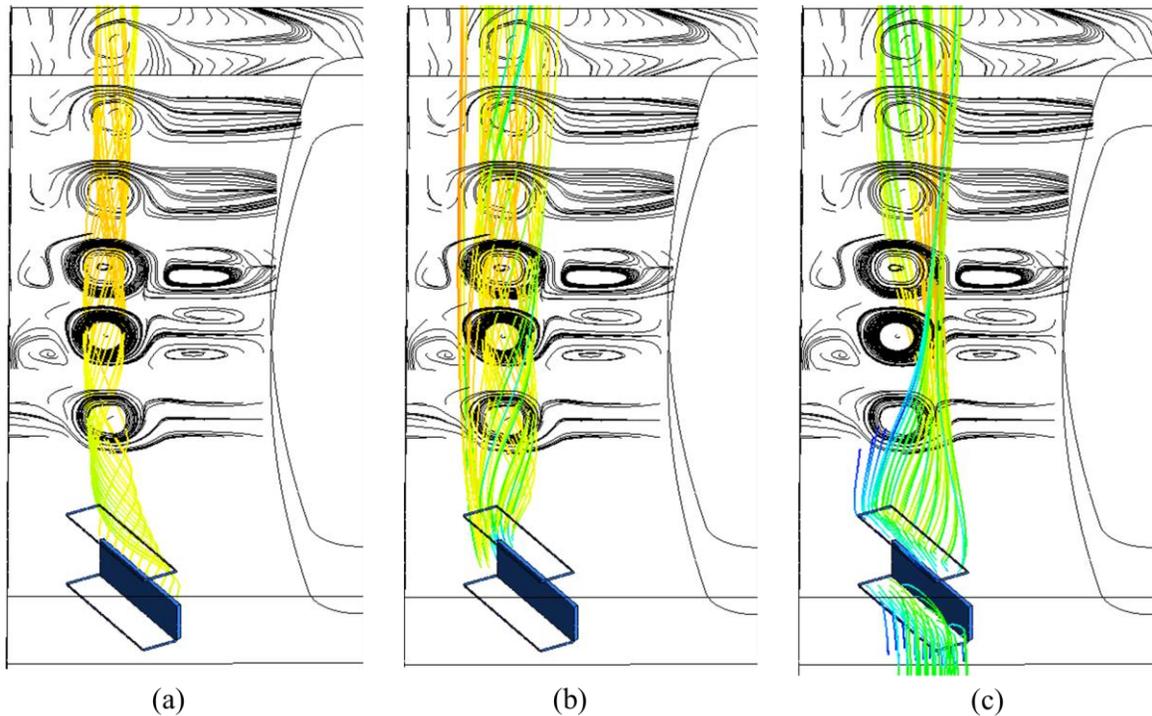


Figura 5.22: Líneas de flujo en una mitad ( $0 < Y/H < 4.55$ ) del intercambiador de calor del caso Rectangular. En negro se muestran las líneas de flujo de superficie en los planos Z-Y con  $x/H=5,5$ ,  $x/H=7,7$ ,  $x/H=11,5$ ,  $x/H=13,5$  y  $x/H=15,4$  (en orden ascendente). En color se muestran las líneas de flujo que inician en el GVL con forma rectangular: (a) líneas de flujo que inician en un plano paralelo al borde de ataque del GVL, (b) líneas de flujo que inician en un plano paralelo al borde de salida del GVL y (c) líneas de flujo que inician en los agujeros producto del troquelado de los GVL.

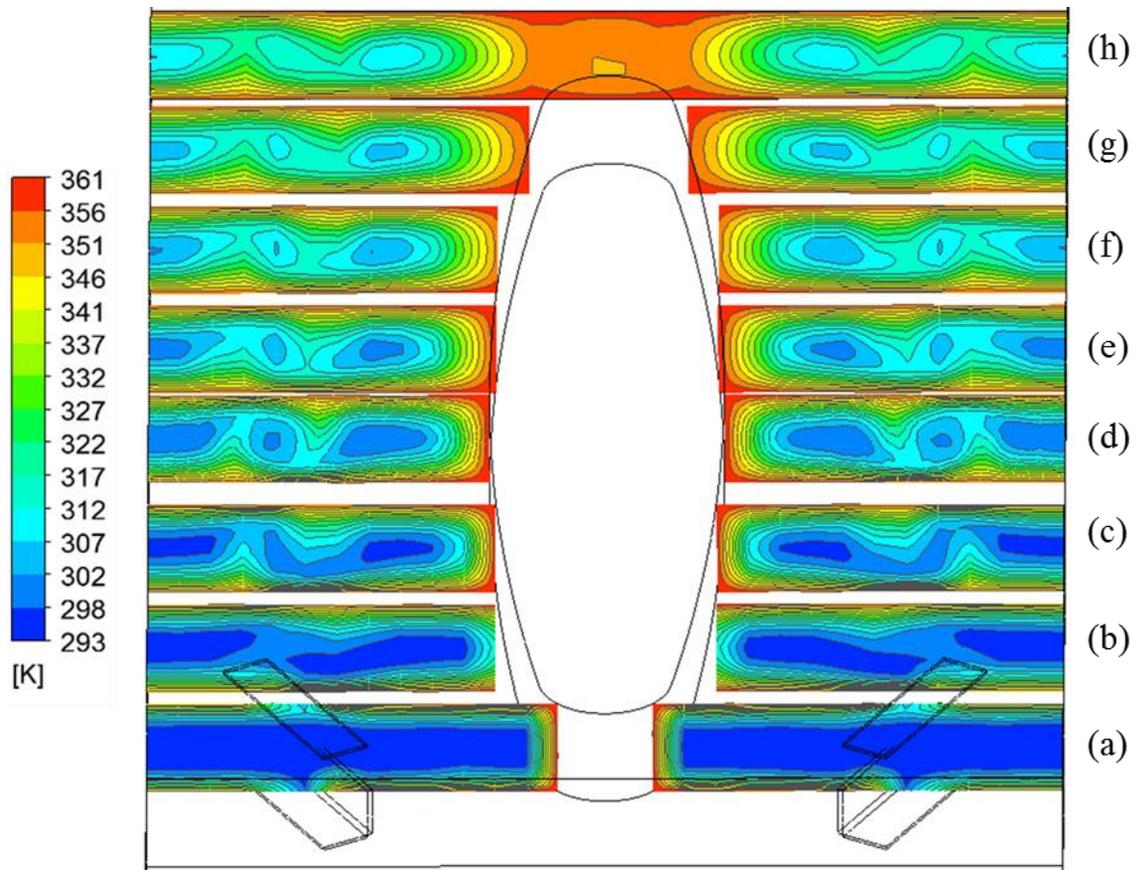


Figura 5.23: Contornos de temperatura del flujo del caso Rectangular para  $Re_{dh}$  540 en distintos planos Y-Z: (a)  $x/H=1,5$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$ .

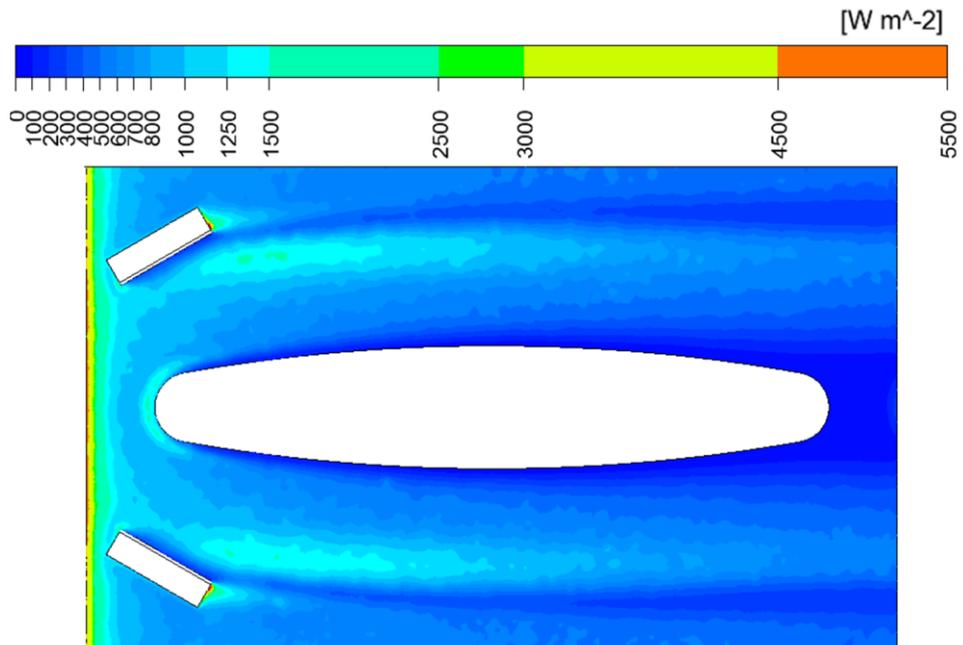


Figura 5.24: Contornos de calor en la aleta inferior caso Rectangular ( $Re_{dh}=540$ ).

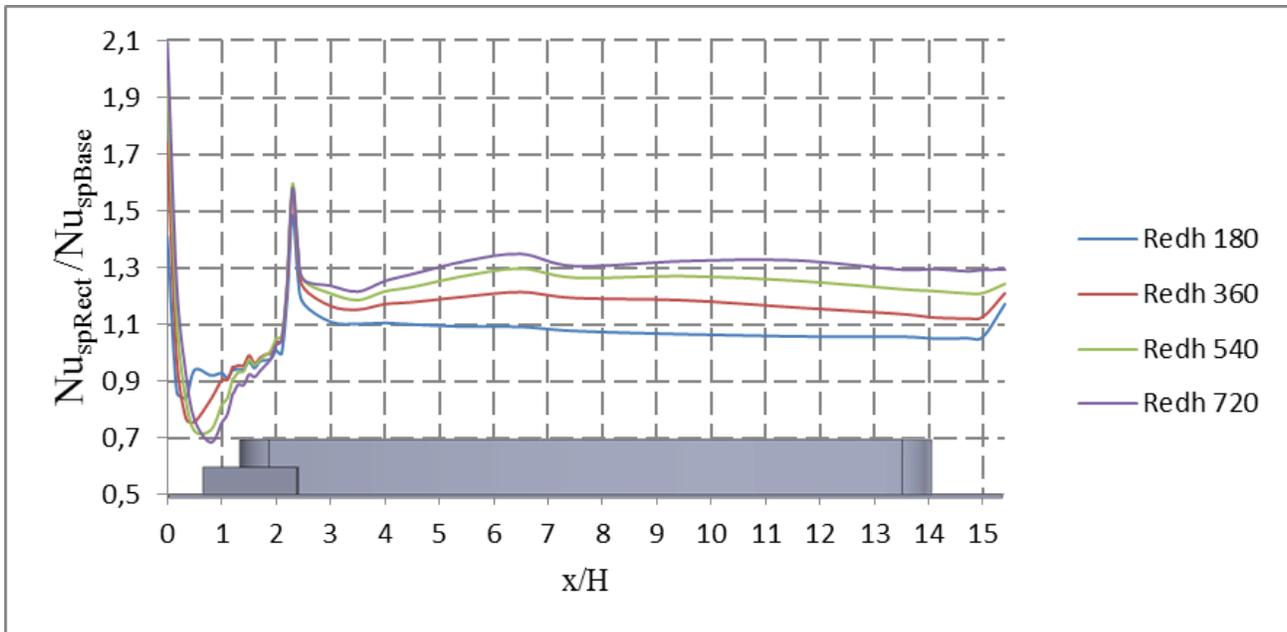


Figura 5.25: Razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Rectangular y Base a lo largo de  $x/H$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720

### 5.3.4 Caso Elipse 1, 2, 3, 4 y 5

#### Estructura del flujo:

La topología del flujo en el intercambiador se puede observar en la Fig. 5.26, donde se muestran los vectores de la velocidad de las componentes  $v$  y  $w$  en distintos planos Y-Z. Similar a los resultados del caso Delta y Rectangular, el GVL en los casos Elipse provoca un VL en dirección al eje  $x$ , disminuyendo su intensidad a medida que avanza pero sin disiparse completamente, por lo menos hasta el final de las aletas ( $x/H=15,4$ ). Comparando la intensidad del vórtice entre los casos Elipse mediante la magnitud de los vectores de velocidad se puede observar que:

- Elipse 1 presenta un VL con mayor intensidad y coincide con que tiene un GVL con mayor área frontal ( $0,74H^2$ , ver Tabla 3.2).
- Elipse 2 y 5 siguen al caso Elipse 1 con mayor intensidad en el VL, los dos muestran resultados similares. Los dos casos presentan la misma geometría en su GVL y ángulo con respecto al flujo principal que Elipse 1 y son los segundos con mayor área frontal ( $0,59H^2$  Elipse 2 y  $0,57H^2$  Elipse 5).
- Elipse 3 sigue al caso Elipse 2 y 5 con mayor intensidad en el VL. Este caso tiene una geometría en su GVL con forma circular, lo cual implicó una diferencia notoria en la intensidad del VL, pues aunque el área frontal es similar al de Elipse 2 y 5 ( $0,54H^2$ ), el VL de Elipse 3 casi se disipa al final del intercambiador.
- Elipse 4 tiene la menor intensidad en su VL, casi inexistente al final del intercambiador. Este caso tiene la misma geometría en su GVL que los casos 1, 2 y 5, pero con un ángulo de  $30^\circ$  con respecto al flujo principal ( $60^\circ$  en los otros casos). Esto implica un reducción importante en su área frontal ( $0,41H^2$ ), la cual es la menor en los 5 casos de Elipse.

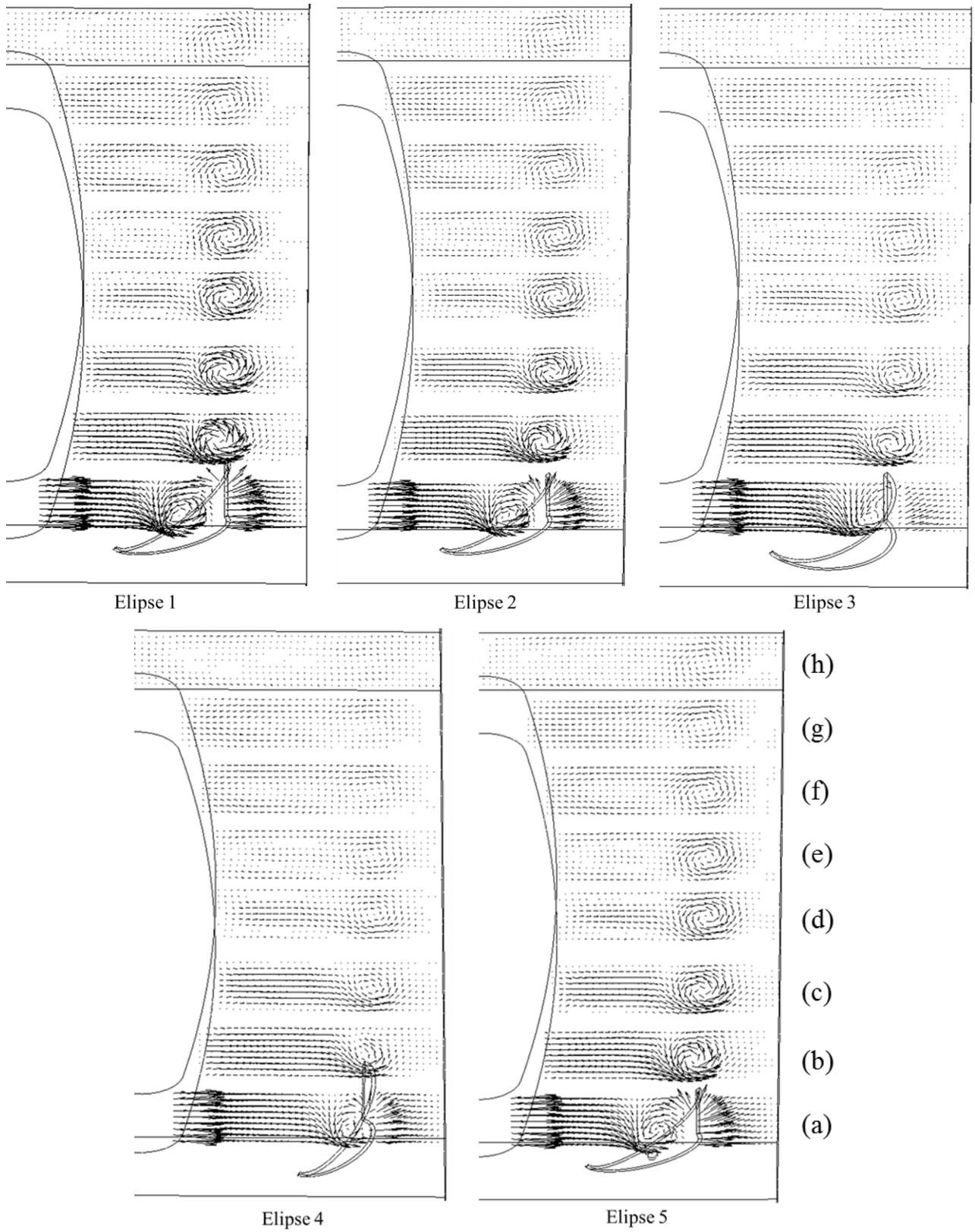


Figura 5.26: Vectores de velocidad tangenciales de los casos Elipse para  $Re_{dh} = 540$  en los planos Y-Z: (a)  $x/H=1,5$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$

En complemento al análisis anterior, se comparan mediante la Fig 5.27, los casos Elipse 1 y 4 en el plano Y-Z  $x/H=7,7$  para  $Re_{dh}$  540. La Fig. 5.27 (a) muestra los vectores de velocidad tangente (componentes  $v$  y  $w$ ) al plano Y-Z, al igual a como se muestran en la Fig. 5.26. Se aprecia claramente la mayor magnitud de los vectores del caso Elipse 1 sobre el caso Elipse 4, lo cual se puede complementar viendo los contornos de velocidad  $v$  y  $w$  en las Fig. 5.27 (c) y (d). La mayor magnitud del flujo secundario ( $v$  y  $w$ ) que compone el VL se traduce en una mayor intensidad en el VL, tal como se observa en la Fig. 5.27 (b) donde se muestran los contornos de vorticidad  $w_x$  (definido en la ec. (3.13)). El caso Elipse 1 tiene una mayor vorticidad que el caso Elipse 4 en la zona de sus VL.

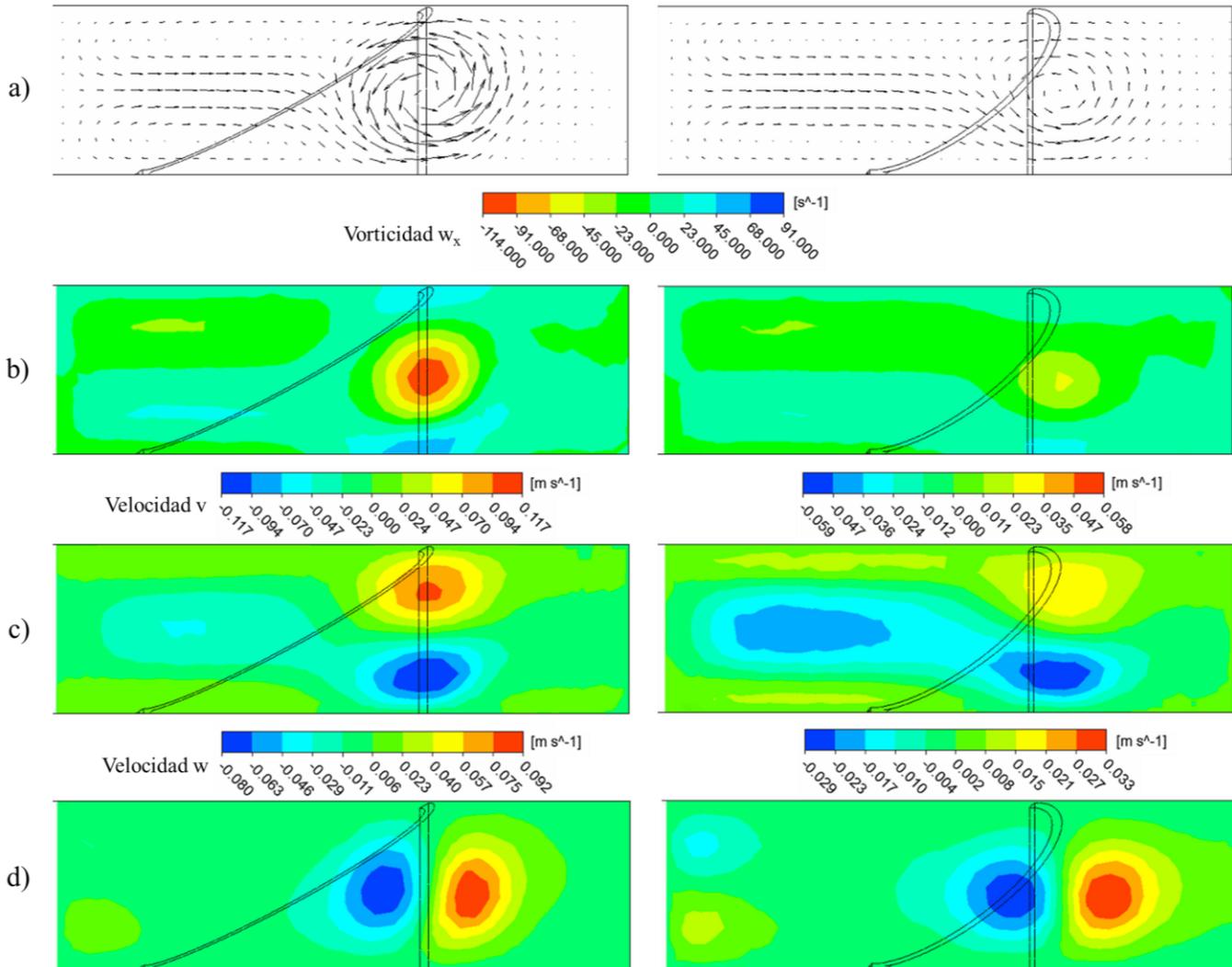


Figura 5.27: Resultados de los casos Elipse 1 y Elipse 4 en el plano Y-Z  $x/H=7,7$ , para  $Re_{dh}$  540: (a) vectores de velocidad tangentes al plano, (b) contornos de vorticidad ( $w_x$ ), (c) contornos de velocidad  $v$  y (d) contornos de velocidad  $w$ .

Los casos Elipse 2 y 5 tienen la misma geometría, pero este último tiene un agujero en su GVL. Según Zhou y Feng [12], que realizó ensayos experimentales en este tipo de GVL, el agujero en el GVL tiene la potencialidad de reducir la zona de recirculación que podría formarse detrás del GVL. Esta zona sería responsable de una mayor caída de presión del flujo, producto de la disipación de la energía cinética, según menciona Zhou y Feng [12]. Entonces, una reducción de esta zona disminuye la caída de presión. Zhou y Feng [12] no pudo analizar la zona de recirculación por la metodología de sus

ensayos experimentales, sin embargo, obtuvo resultados favorables para los GVL con agujeros, dando mejores desempeños según el criterio que emplearon. En la Fig. 5.28 se muestran las líneas de flujo del caso Elipse 5 y que atraviesan el agujero del GVL, las cuales, se puede observar, aportan al VL que posteriormente se forma. En la Fig. 5.29 y 5.30 se muestran las líneas de flujo en la zona detrás del GVL para el caso Elipse 2 y 5 respectivamente. Las líneas de flujo tienen una forma de espiral, con zonas de baja velocidad (en azul). No se aprecian cambios notorios entre los dos casos.

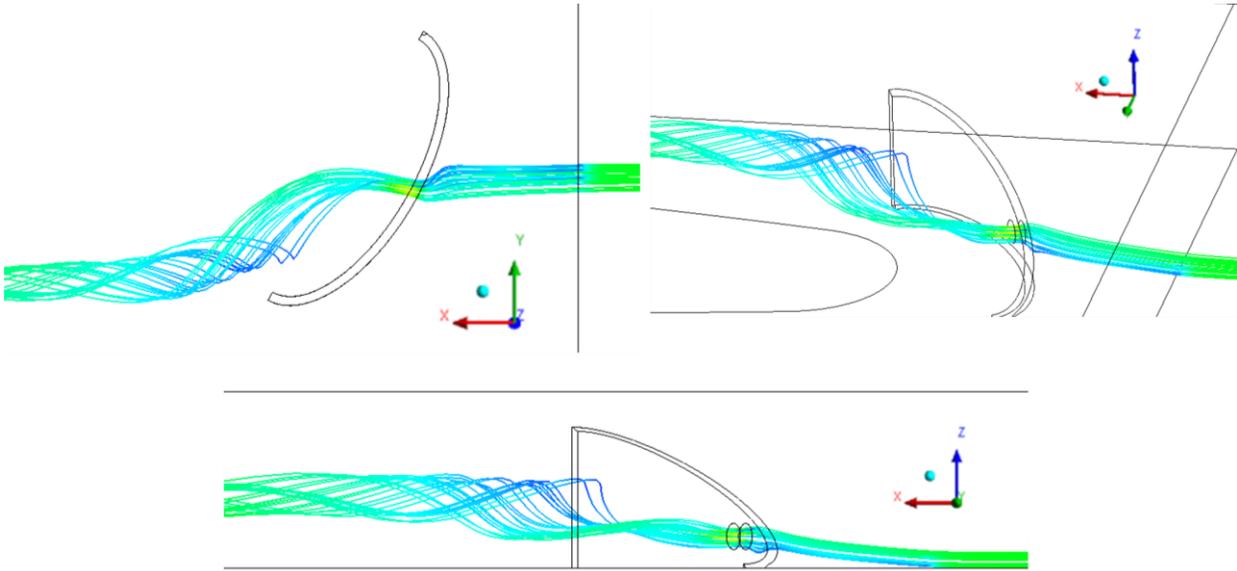


Figura 5.28: Líneas de flujo en 3D que atraviesan el agujero del GVL del caso Elipse 5, para  $Re_{dh}$  540.

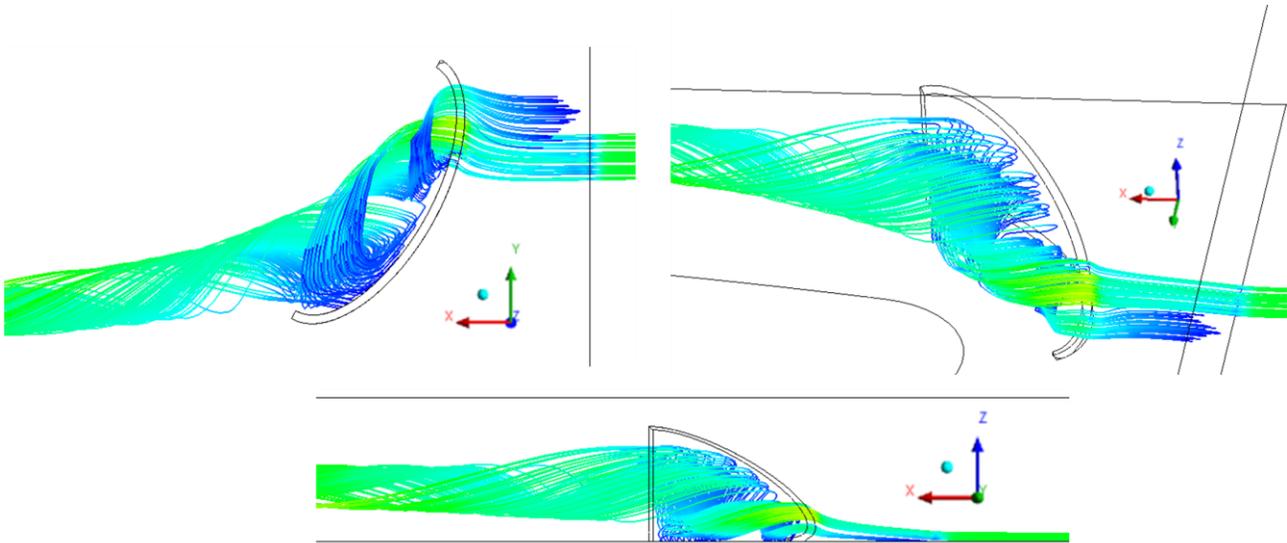


Figura 5.29: Líneas de flujo 3D que interactúan con el GVL del caso Elipse 2, para  $Re_{dh}$  540.

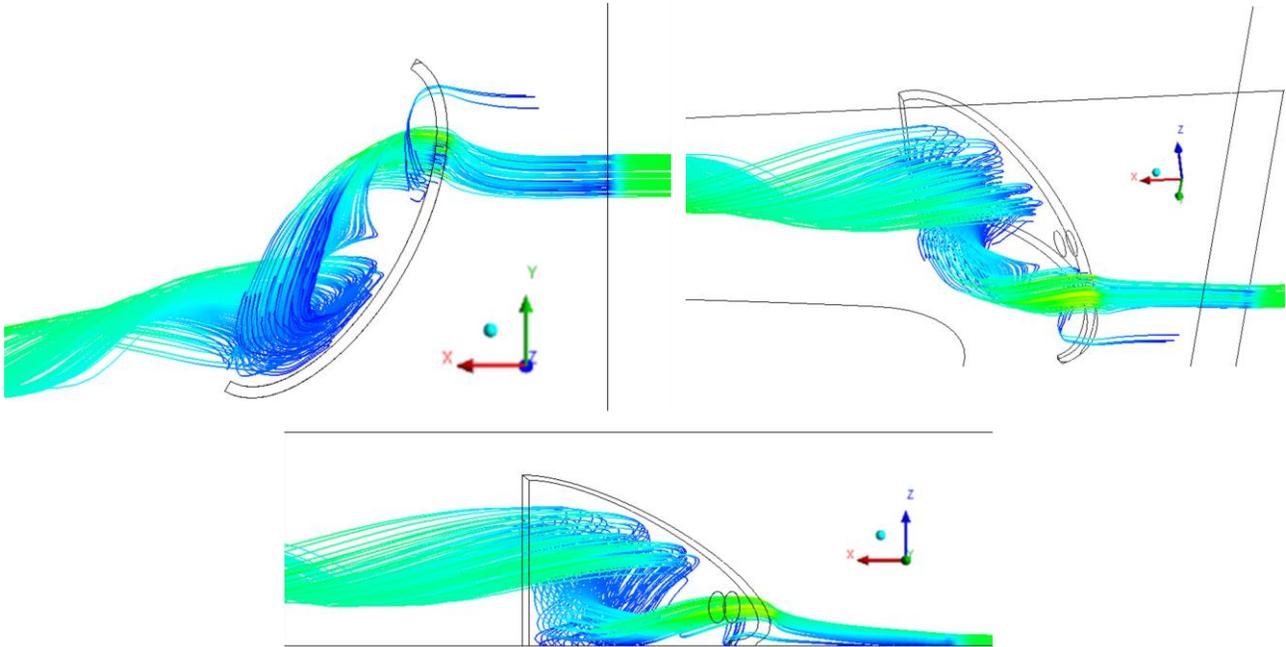


Figura 5.30: Líneas de flujo 3D que interactúan con el GVL del caso Elipse 5, para  $Re_{dh}$  540.

### Comportamiento térmico

En la Fig. 5.31 se muestran los contornos de temperatura de los distintos casos Elipse para un  $Re_{dh}$  540. Los mecanismos que aumentan la transferencia de calor se repiten, tal como se explicó en los casos Delta y Rectangular, sin embargo, en los casos Elipse 3 y 4, se nota una menor mezcla del fluido producto de la poca intensidad del VL.

En las Fig. 32, 33, 34, 35 y 36 se muestra la razón del valor  $Nu_{sp}$  de los casos Elipse y Base a lo largo del eje x. El comportamiento del  $Nu_{sp}$  es similar al descrito en el caso Delta y Rectangular, donde en general existe un aumento producto del VL, con respecto al caso Base. Sin embargo, en el inicio del VL no hay un aumento pronunciado del  $Nu_{sp}$ , lo cual es característico en el caso Delta y Rectangular. La curvatura que tienen los GVL en los casos Elipse puede ser una posible explicación, dado que el choque del flujo es menos brusco. Finalmente, existe una relación entre la intensidad del VL explicado anteriormente y el valor del  $Nu_{sp}$ , pues el caso Elipse 1 presenta el mayor  $Nu_{sp}$  y el caso Elipse 4 el menor.

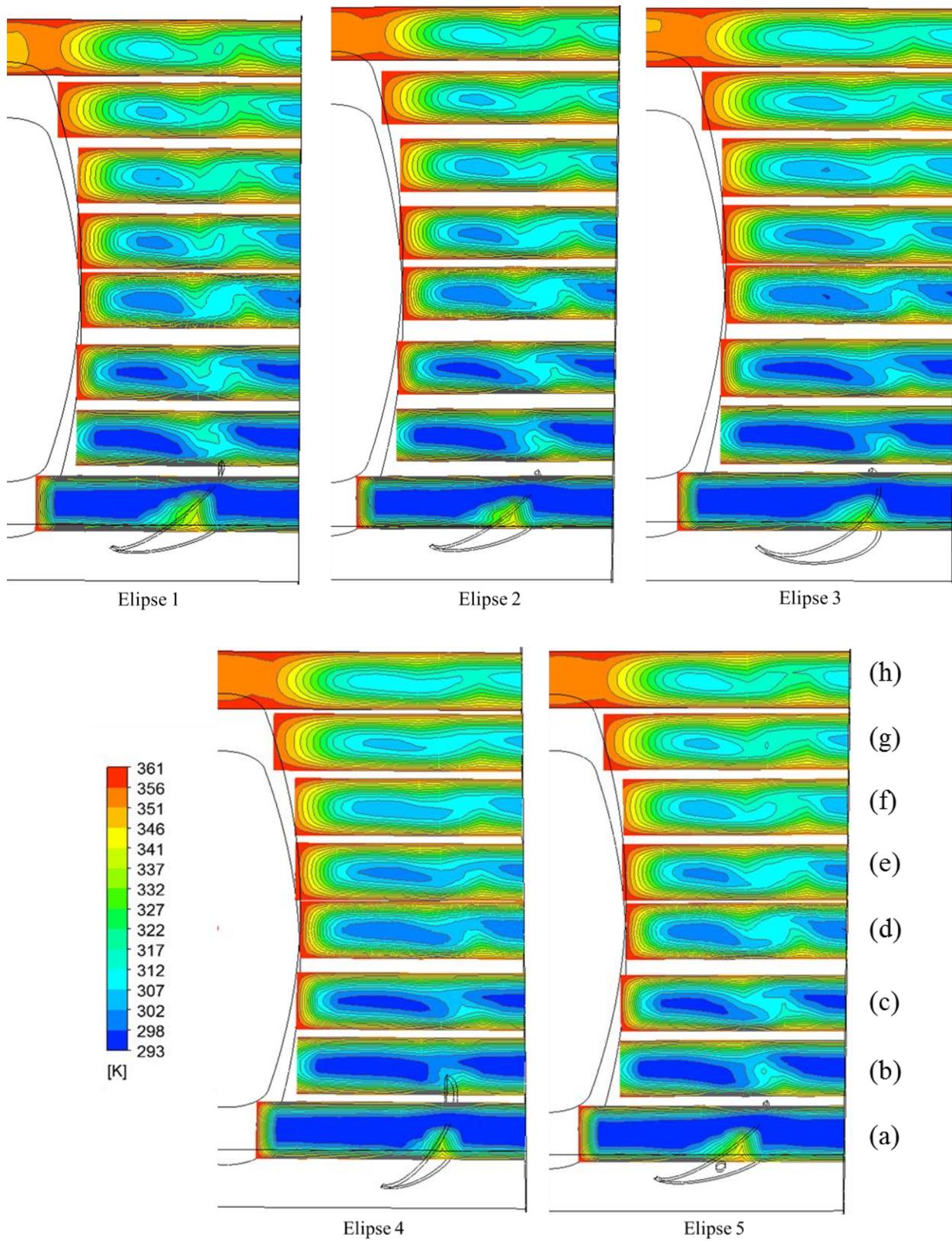


Figura 5.31: Contornos de temperatura del flujo de los casos Elipse para  $Re_{th} = 540$  en distintos planos Y-Z: (a)  $x/H=1,5$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$ .

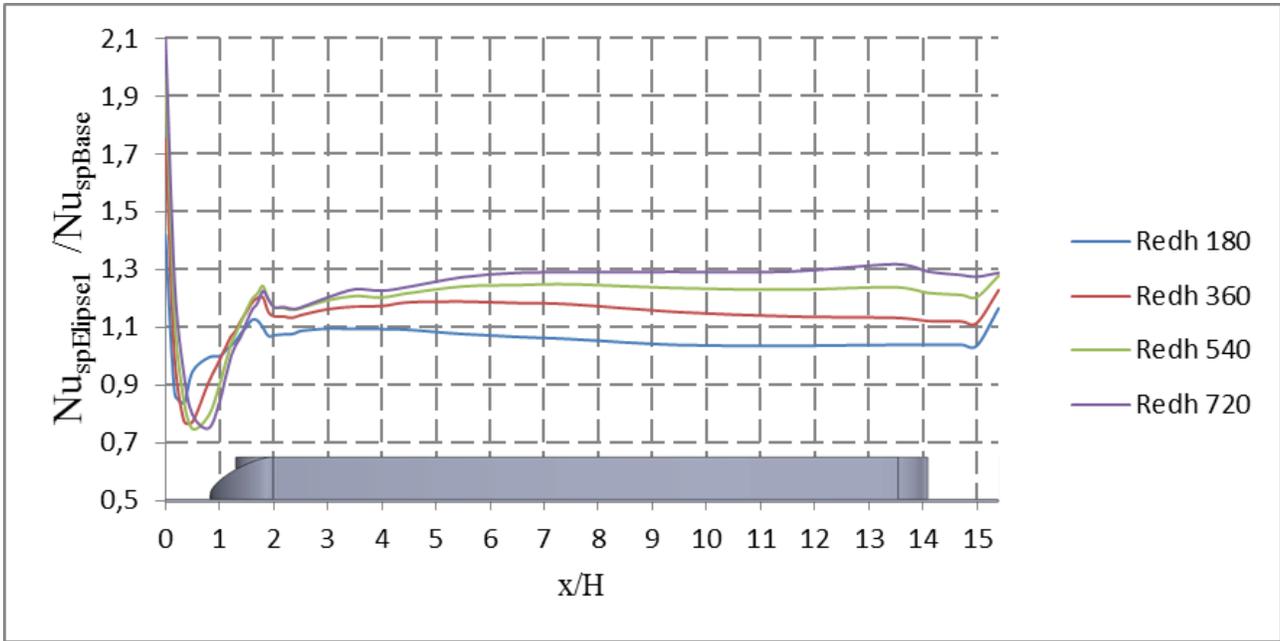


Figura 5.32: Razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Elipse 1 y Base a lo largo de  $x/H$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720

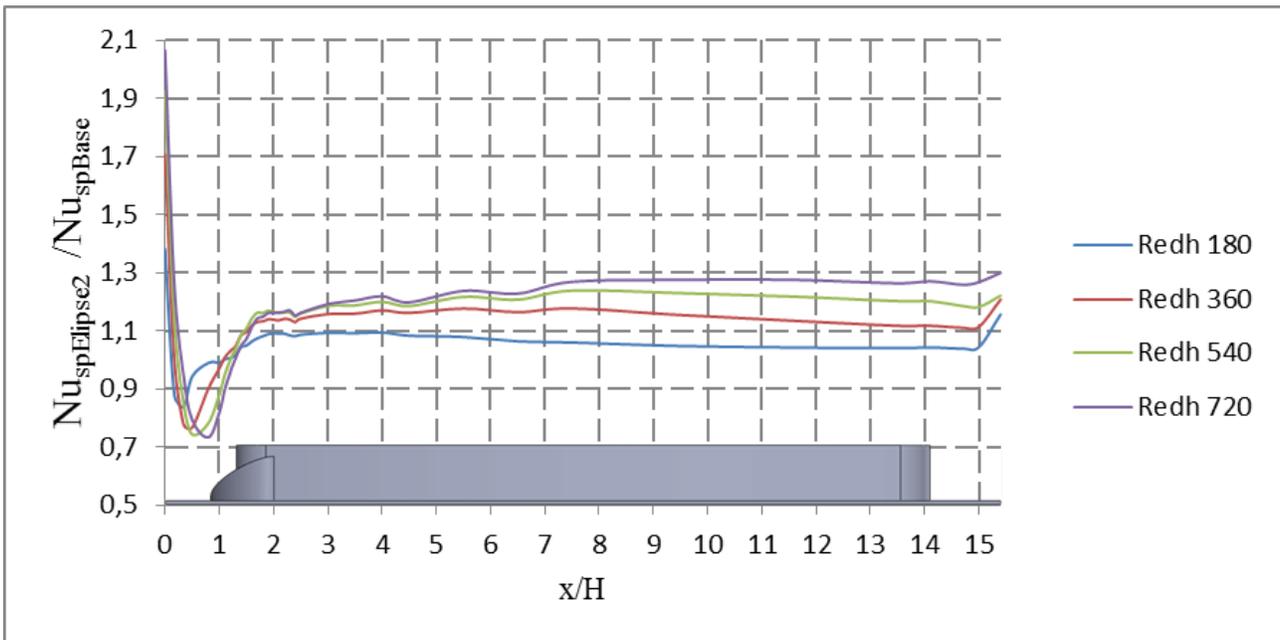


Figura 5.33: Razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Elipse 2 y Base a lo largo de  $x/H$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720

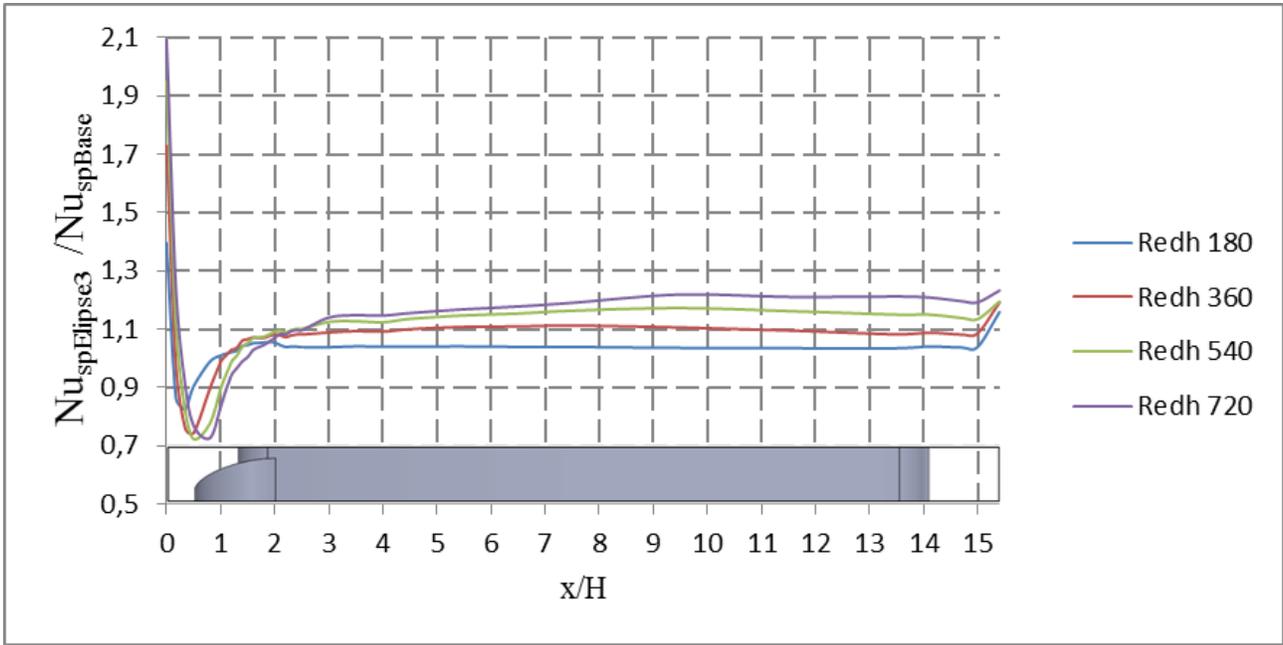


Figura 5.34: Razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Elipse 3 y Base a lo largo de  $x/H$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720

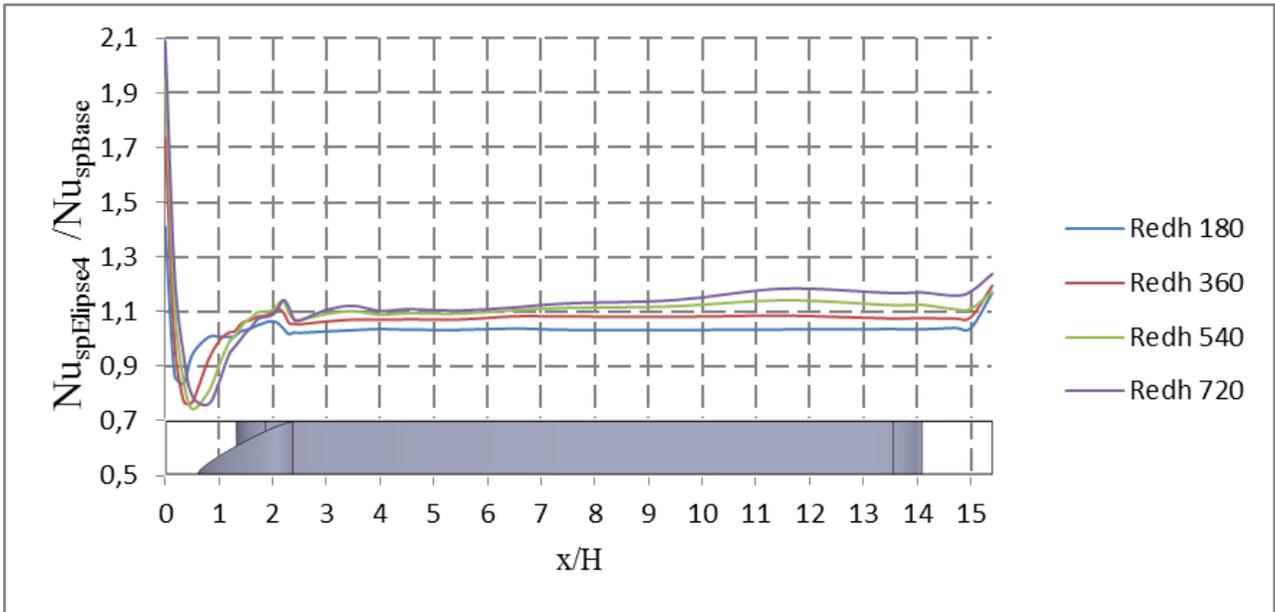


Figura 5.35: Razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Elipse 4 y Base a lo largo de  $x/H$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720

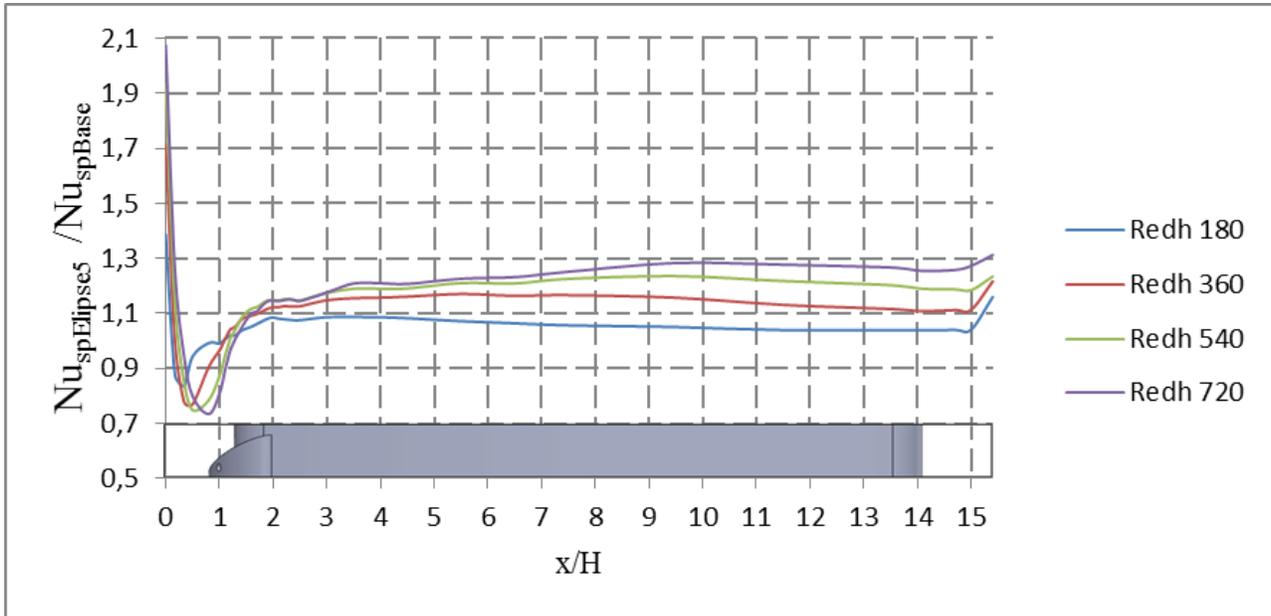


Figura 5.36: Razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Elipse 5 y Base a lo largo de  $x/H$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720

### 5.3.5 Caso Cucharón

#### Estructura del flujo:

La topología del caso Cucharón se caracteriza por dos VL que se propagan a lo largo del eje  $x$ , como muestran los vectores de velocidad y líneas de flujo de la Fig. 5.37. En un canal sin tubos, los dos VL serían simétricos entre sí (Behle [13]) con el eje de simetría al medio del GVL. Sin embargo, al insertar un tubo, el flujo se desvía por el tubo provocando que los VL no sean simétricos. En la Fig. 5.38 se muestra en mayor detalle los vectores de velocidad  $v$  y  $w$  en los planos  $Y-Z$   $x/H=3,5$ ,  $x/H=7,7$  y  $x/H=13,5$ . Se puede inferir que el flujo de aire, desviado por el tubo, empuja los vórtices alejándolos del tubo, por lo que el centro del vórtice más cercano al tubo se posiciona alrededor del medio del GVL, mientras que el otro vórtice se posiciona más cercano al extremo de la aleta. Se puede observar que los VL tienen menor intensidad comparado con el caso Delta y que se disipan con mayor rapidez, en los planos  $Y-Z$   $x/H=13,5$  o  $15,4$  los vectores de velocidad poseen una baja magnitud. El vórtice más cercano al extremo de las aletas tiene mayor intensidad.

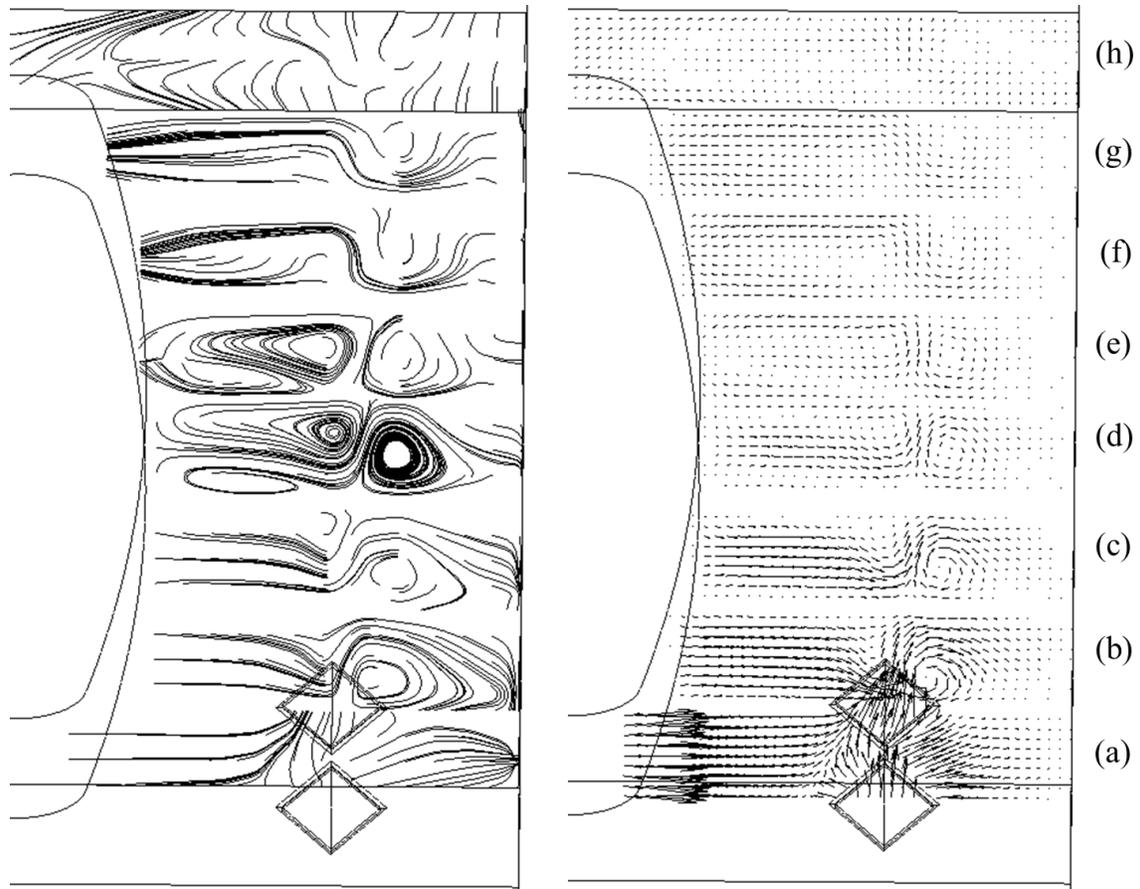


Figura 5.37: Líneas de flujo del flujo y vectores de velocidad tangenciales del caso Cucharón para  $Re_{dh} = 540$  en los planos Y-Z: (a)  $x/H=1,5$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$ .

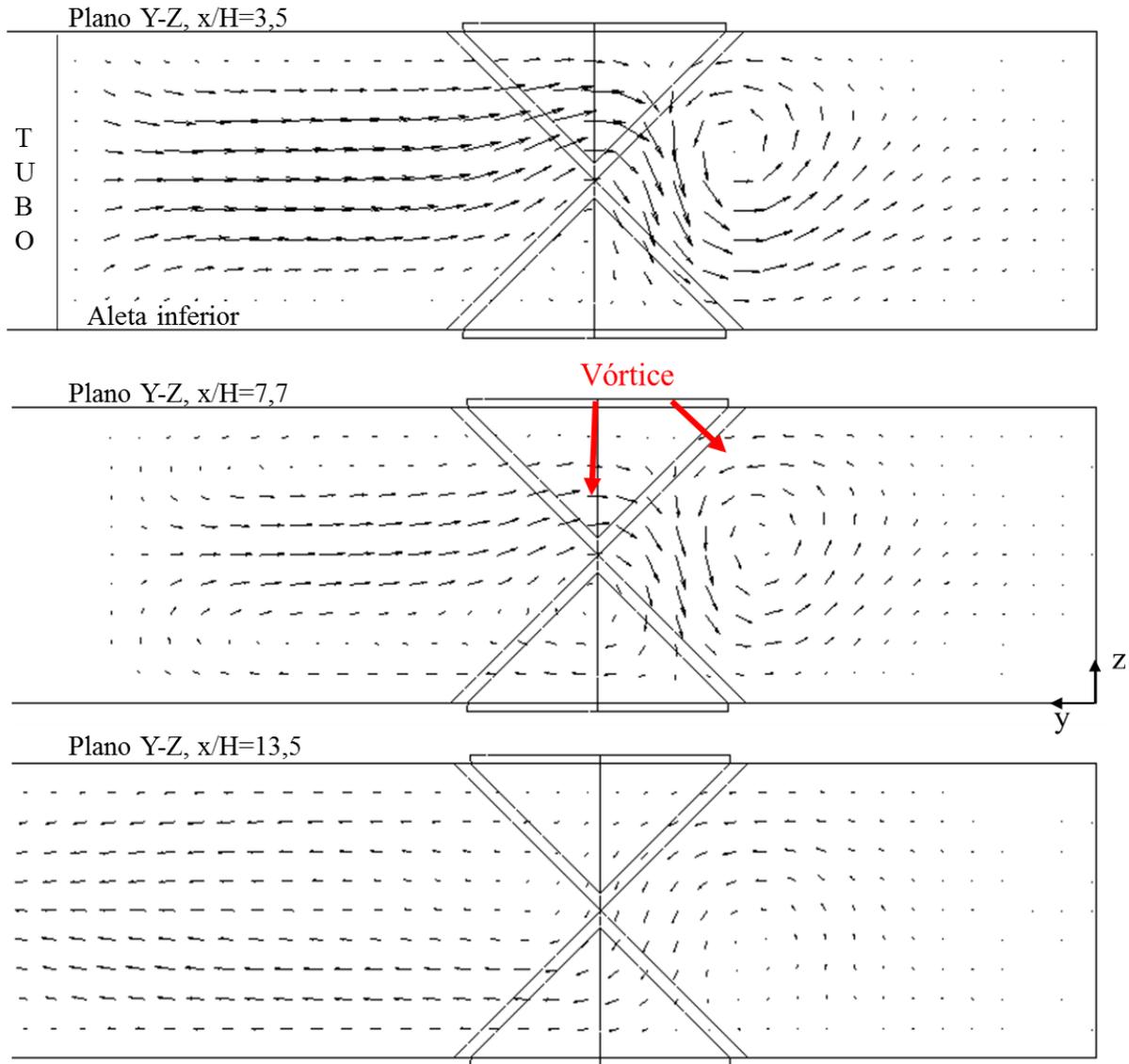


Figura 5.38: Vectores de velocidad tangenciales (componentes  $v$  y  $w$ ) en los planos Y-Z  $x/H=3,5$ ,  $x/H=7,7$  y  $x/H=13,5$  para el caso Cucharón.

Los VL del caso Cucharón se forman por el desprendimiento del flujo en los GVL y por el flujo que atraviesa los agujeros del GVL, como muestra la Fig. 5.39, donde se muestran las líneas de flujo en 3D que interactúan con el GVL. El fluido que choca con el GVL en la aleta inferior, se desprende y genera los VL (Fig. 5.39 (a) y (b)), el costado izquierdo del GVL genera el VL cercano al tubo y el costado derecho genera el VL cercano al extremo de las aletas. El flujo que atraviesa el agujero del GVL aporta a ambos VL. Se puede ver además como el flujo se desvía producto de la obstaculización del tubo. El flujo que se desprende de la aleta superior no contribuye a los VL, pero el GVL superior permite que el flujo se desvíe y atraviese el agujero del GVL. Esto se puede ver en la Fig. 5.40. El flujo se desprende del GVL superior (Fig. 5.40 (a)) y es comprimido hacia la aleta superior por el flujo proveniente del GVL inferior y agujero (Fig. 5.40 (b) y (c)).

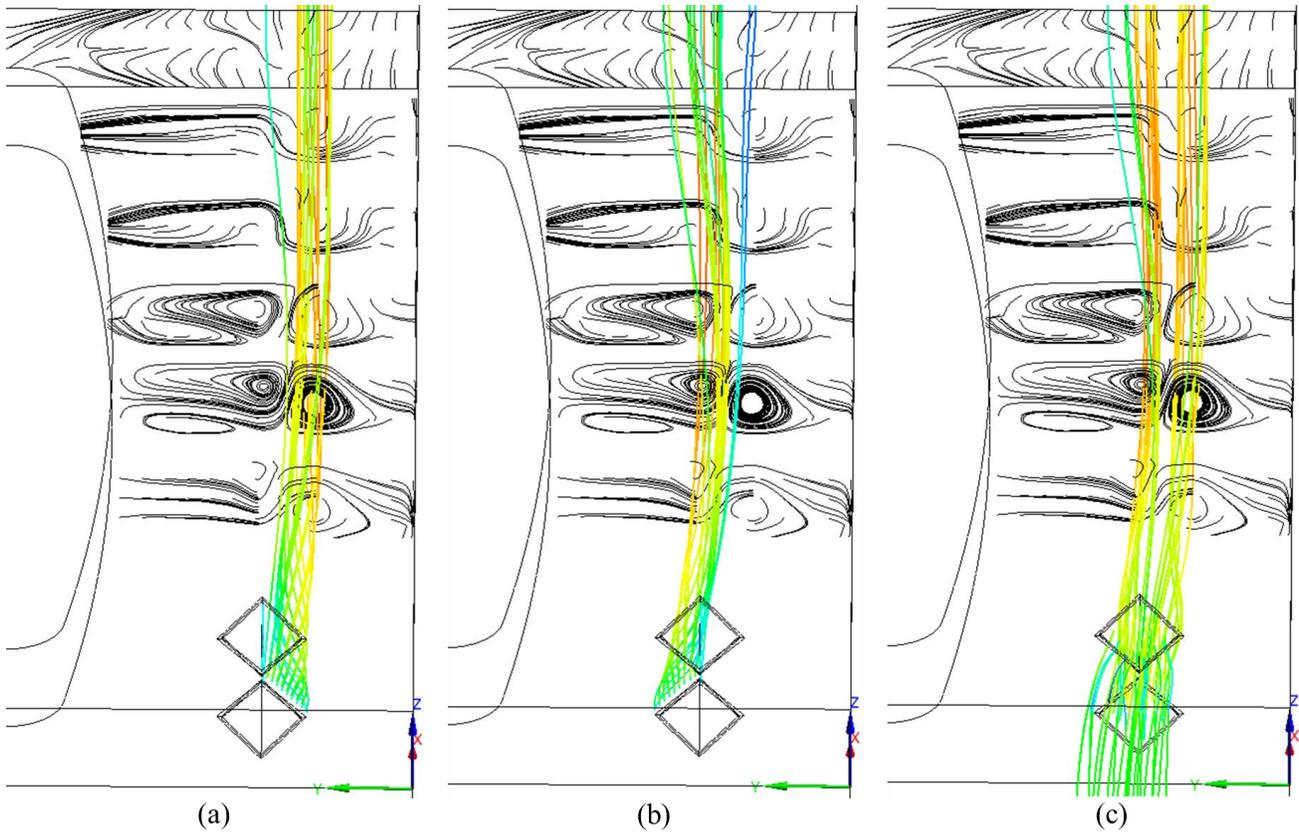


Figura 5.39: Líneas de flujo en una mitad ( $0 < Y/H < 4.55$ ) del intercambiador de calor del caso Cucharón. En negro se muestran las líneas de flujo de superficie en los planos Y-Z con  $x/H=5,5$ ,  $x/H=7,7$ ,  $x/H=11,5$ ,  $x/H=13,5$  y  $x/H=15,4$  (en orden ascendente). En color se muestran las líneas de flujo que inician en el GVL con forma cucharón: (a) líneas de flujo que inician en el costado derecho del GVL inferior, (b) líneas de flujo que inician en el costado izquierdo del GVL inferior y (c) líneas de flujo que inician en los agujeros producto del troquelado de los GVL.

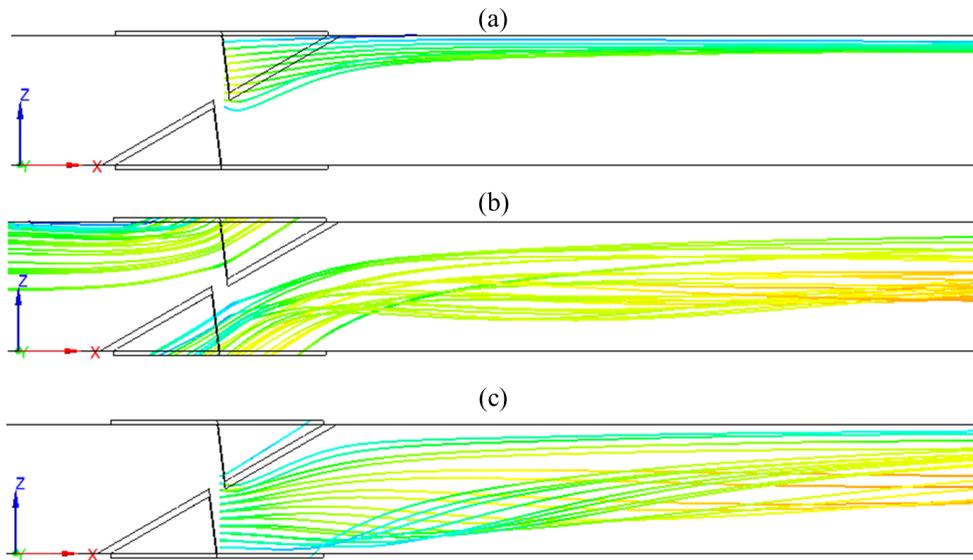


Figura 5.40: Líneas de flujo 3D que interactúan con los GVL. (a) Las líneas se desprenden del GVL superior, (b) las líneas atraviesan el agujero en los GVL y (c) las líneas se desprenden del GVL inferior.

### Comportamiento térmico:

El comportamiento térmico del fluido del caso cucharón se puede ver en la Fig. 5.41, donde se muestran los contornos de temperatura para distintos planos Y-Z a lo largo del eje x. El perfil de la temperatura en los planos varía en comparación con los casos Delta, Rectangular y Elipse dado que la topología del flujo es distinta. En este caso, entre los dos VL se genera una zona de engrosamiento de la capa térmica, donde se infiere que la transferencia entre aleta y fluido disminuye en comparación con el caso Base, sin embargo, se espera una zona de adelgazamiento por los VL que aumenta la transferencia. Dado que los VL poseen baja intensidad y se disipan antes de llegar al final del intercambiador, su efecto sobre la capa térmica es menor que en el caso Delta y Rectangular.

En la Fig. 5.42 se muestra la razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Cucharón y Base a lo largo de  $x/H$ . En general, el caso Cucharón tiene mayor  $Nu_{sp}$  que el caso Base y su comportamiento es similar al explicado en el caso Delta y Rectangular. Sin embargo, el aumento de  $Nu_{sp}$  (con respecto al Base) es menor que el que se puede ver en el caso Delta, Rectangular y algunos casos Elipse.

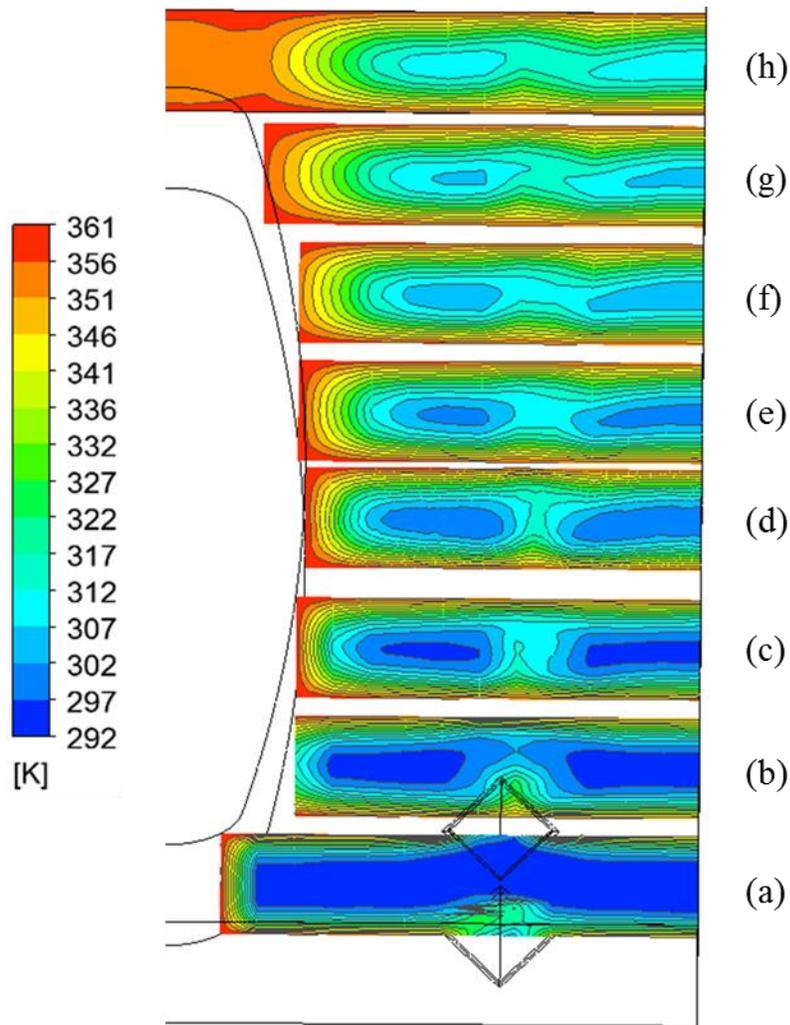


Figura 5.41: Contornos de temperatura del flujo del caso Cucharón para  $Re_{dh} = 540$  en distintos planos Y-Z: (a)  $x/H=1,5$ , (b)  $x/H=3,5$ , (c)  $x/H=5,5$ , (d)  $x/H=7,7$ , (e)  $x/H=9,5$ , (f)  $x/H=11,5$ , (g)  $x/H=13,5$ , (h)  $x/H=15,4$ .

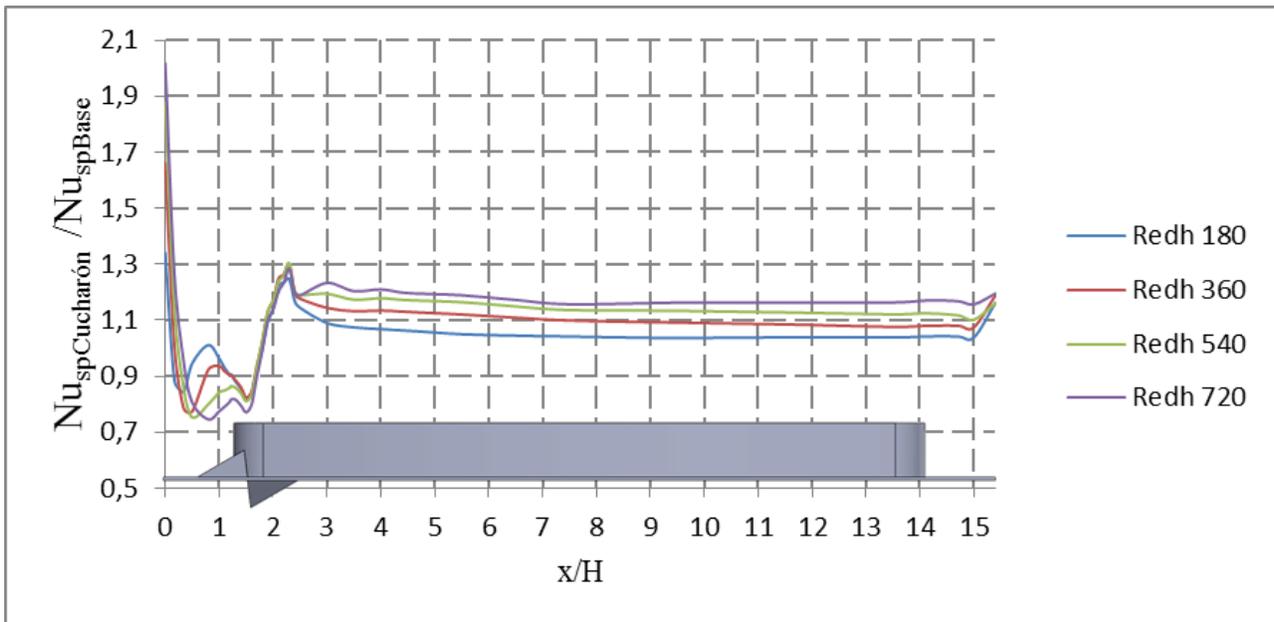


Figura 5.42: Razón del valor de  $Nu_{sp}$  del caso Cucharón y Base a lo largo de  $x/H$  para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720

### 5.3.6 Comparación entre casos

Como complemento a los resultados anteriormente mostrados, se comparan los casos según el aumento de la transferencia de calor y caída de presión con respecto al caso Base. La transferencia de calor  $Q$  es entre el intercambiador (superficie de la aleta superior e inferior, y manto del tubo) y el flujo de aire. La caída de presión es la diferencia de presión entre la entrada y salida del intercambiador, las cuales se calculan según la ec. (3.4).

En la Fig. 5.43 se muestra el aumento porcentual del calor de los casos comparado con el caso Base, para un mismo Reynolds. Se puede observar que, en todos los casos, si el Reynolds crece, el aumento de calor también crece. Para el  $Re_{dh}$  180, el aumento es pequeño y similar entre todos los casos (entre 1,1% y 2%) pero a medida que crece el  $Re_{dh}$ , la diferencia entre los casos crece. En general, y particularmente para  $Re_{dh}$  720, el mayor aumento de calor se da en el caso Delta (13,8%), seguido por Elipse 1 (12,9%). Los casos Rectangular y Elipse 2 y 5 tienen un aumento similar (11,5%, 11,5% y 11,3% respectivamente). Luego sigue Elipse 3 (8,2%) y finalmente Cucharón y Elipse 4, los cuales tienen aumentos similares (7,0% y 6,8% respectivamente). El aumento de calor puede guardar relación con:

- Intensidad de los VL: Según los vectores de velocidad de las Fig. 15, 21, 26 y 37, el aumento de calor guarda relación con la intensidad de los VL. Los casos Delta, Rectangular, Elipse 1, 2 y 5 presentan magnitudes similares en los vectores de velocidad de sus VL y tienen los mayores aumentos de calor. Luego les sigue Elipse 3 (con mayor magnitud de vectores) y finalmente los casos Cucharón y Elipse 4, que es también el orden decreciente de aumento de calor.

- Área frontal: Para una misma geometría, si aumenta el área frontal, aumenta el calor. Esto se ve para los casos Elipse 1, 2, 4 y 5. La mayor área, en orden decreciente, y que coincide con el aumento de la transferencia de calor es: Elipse 1, 2-3 (similares) y 4. En el caso de Elipse 4, que tiene notoriamente menor calor, su área frontal se ve disminuida por el menor ángulo con el flujo de aire principal (un ángulo de 30°, en comparación a los 60° de los otros casos).
- Geometría del GVL: Repercute en el aumento de la transferencia de calor notoriamente, si se toma en cuenta además el área frontal. Por ejemplo, el caso Delta y Rectangular, aunque tengan la misma área frontal, tienen resultados distintos. También el caso Delta en comparación con Elipse 1, aún con menor área frontal, da resultados con mayor transferencia de calor. Elipse 3, que en rigor tiene una geometría con forma circular, tiene un área frontal similar a Elipse 2 y 5, pero resultados notoriamente menores a ellos.

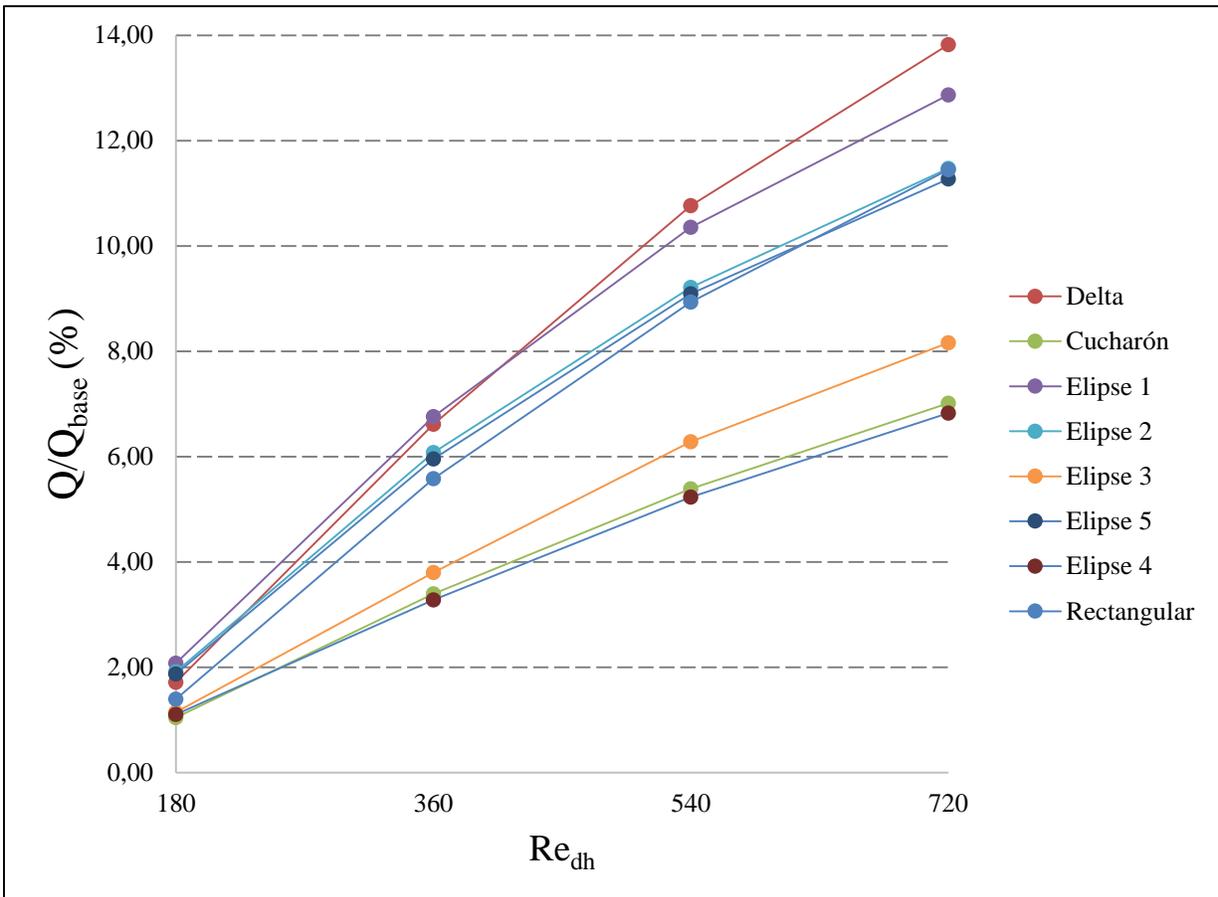


Figura 5.43: Aumento porcentual de la transferencia de calor de los casos en comparación al caso Base para los  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720.

En la Fig. 5.44 se muestra el aumento porcentual de la caída de presión de los casos en comparación al caso Base. Se puede observar que:

En todos los casos, si el Reynolds crece, el aumento de la caída de presión también crece. En general, para los distintos  $Re_{dh}$ , la diferencia de aumento de caída de presión entre los casos se mantiene. En general, para cada  $Re_{dh}$ , el aumento de caída de presión en orden decreciente de los casos es ( $Re_{dh}$

720): Elipse 1 (20,3%), Delta (17,9%), Elipse 2 (14,8%), Elipse 5 (14,3%), Rectangular (12,8%), Elipse 3 (11,0%), Elipse 4 (9,3%) y Cucharón (8,0%).

El aumento de la caída de presión producto de los VL es una desventaja, pues significa que se requiere una mayor potencia de parte del equipo suministrador de flujo (como por ejemplo un ventilador) para el funcionamiento del intercambiador. En ese sentido, el aumento de la caída de presión es el costo asociado al aumento de la transferencia de calor producto del GVL. Si se compara el caso Delta y Elipse 1, que tienen el mayor aumento de transferencia de calor, el caso Elipse 1 posee un rendimiento peor, pues la caída de presión es notoriamente más alta para todos los  $Re_{dh}$ . Lo mismo sucede con los casos Elipse 2, 5 y Rectangular, los 3 tienen un aumento de transferencia de calor similar, pero el caso Rectangular tiene un rendimiento notoriamente mejor, pues la caída de presión es menor para todos los  $Re_{dh}$ . El caso cucharón, bajo el mismo análisis, tiene ligeramente un mejor rendimiento que el caso Elipse 4. Comparar los casos Delta, Rectangular, Elipse 3 y Cucharón sólo con las Fig. 5.43 y 5.44 es complicado o insuficiente, pues, por ejemplo, aunque el caso Delta posea un mayor aumento de la transferencia de calor, también posee la mayor caída de presión (comparando sólo los casos antes mencionados). Este problema se aborda más adelante.

Para los casos Elipse 5 y 2 los resultados tanto de aumento de transferencia de calor y caída de presión son similares. Agregando además la similitud en la estructura de sus flujos, a partir de las Fig. 5.29 y 5.30, se infiere que el agujero en el caso Elipse 5 tiene poca relevancia en los  $Re_{dh}$  que se estudiaron.

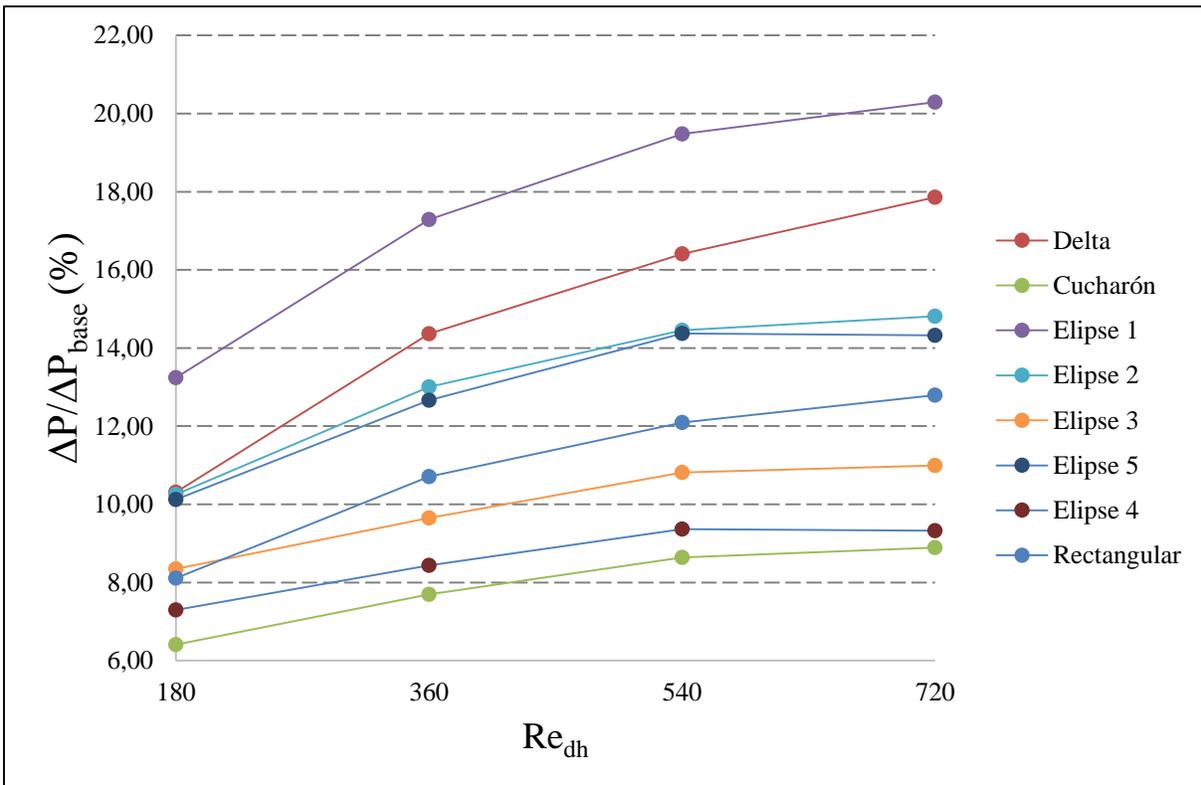


Figura 5.44: Aumento porcentual de la caída de presión de los casos en comparación al caso Base para  $Re_{dh}$  180, 360, 540 y 720.

Para comparar el aumento de la transferencia de calor en conjunto con el aumento en la caída de presión (o aumento de consumo energético para impulsar el flujo) existen varios criterios. En Webb [11] se pueden encontrar varios de estos criterios. Sin embargo, la aplicabilidad de cada uno de ellos está sujeto al uso que se le da al intercambiador, es decir, se necesita un punto de referencia, sea la necesidad del fabricante o cumplir requisitos operacionales, para dar sentido al criterio. Actualmente, en este sistema económico, el requisito ciegamente primordial del intercambiador será maximizar utilidades (a través de minimizar costos), por lo que el criterio podría ir orientado a disminuir el consumo energético (y por lo tanto disminuir costos operacionales) o disminuir el volumen del equipo (disminuir costos iniciales de manufactura), cumpliendo los requisitos operacionales. Por ejemplo, un radiador de un automóvil tiene el objetivo de enfriar y mantener la temperatura del refrigerante a alrededor de 90°C. Una ventaja de aplicar un mecanismo que aumente la transferencia de calor en el intercambiador (GVL) podría ser disminuir el tamaño de éste y por lo tanto el espacio usado en el auto, o disminuir la potencia de los ventiladores. En este trabajo se analizó la transferencia de calor en función de la potencia del flujo. De esta forma se puede comparar la transferencia de calor entre los casos tomando en cuenta además la caída de presión.

La Fig. 5.45 se muestra el calor en función de la potencia para todos los casos de estudio (las curvas de calor fueron construidas por los valores que muestran las tablas en los Anexos C y D). La potencia del flujo se define de acuerdo a la ec. (3.12). En el caso Base en particular, se simuló los  $Re_{dh}$  90, 180, 270, 360, 450, 540, 630, 720, 810, por lo que la curva de calor posee más puntos que el resto de los casos. A partir de esta figura se puede observar que:

- Para un  $Re_{dh}$  menor a 360 aproximadamente (potencia menor a  $6 \cdot 10^{-5}$  [W]), la transferencia de calor es similar entre todos los casos, incluyendo el caso Base, lo que indica un bajo desempeño de los GVL y que la geometría de los GVL es despreciable en términos de transferencia de calor.
- Para un  $Re_{dh}$  mayor a 360, los casos comienzan a diferenciarse entre ellos en términos de transferencia de calor lo que indica que la geometría del GVL toma importancia, además estas diferencias crecen junto con la potencia. El caso Base muestra la menor transferencia de calor, lo que indica que los GVL son efectivos en el aumento de la transferencia de calor. Los casos Elipse 3 y 4, y Cucharón muestran el menor aumento de transferencia de calor. Le siguen en aumento de la transferencia de calor los casos Elipse 1, 2 y 5, y Rectangular, con resultados similares. El caso Elipse 1 no muestra un mejor desempeño que los casos Elipse 2 y 5, y Rectangular, a diferencia de lo que muestra la Fig. 5.43, pues se toma en cuenta la caída de presión del flujo, la cual es mayor en el caso Elipse 1 como muestra la Fig. 5.44. El caso Delta muestra el mayor aumento en la transferencia de calor.

El caso Delta tiene una mayor ventaja en su manufacturación que los casos Elipse y Cucharón, por su geometría más simple y la posibilidad de troquelado (a diferencia de los casos Elipse que deben ser insertos). Luego, considerando esto y su mayor aumento en la transferencia de calor, el caso Delta muestra mejor desempeño que el resto de los casos, para un  $Re_{dh}$  entre 360 y 720.

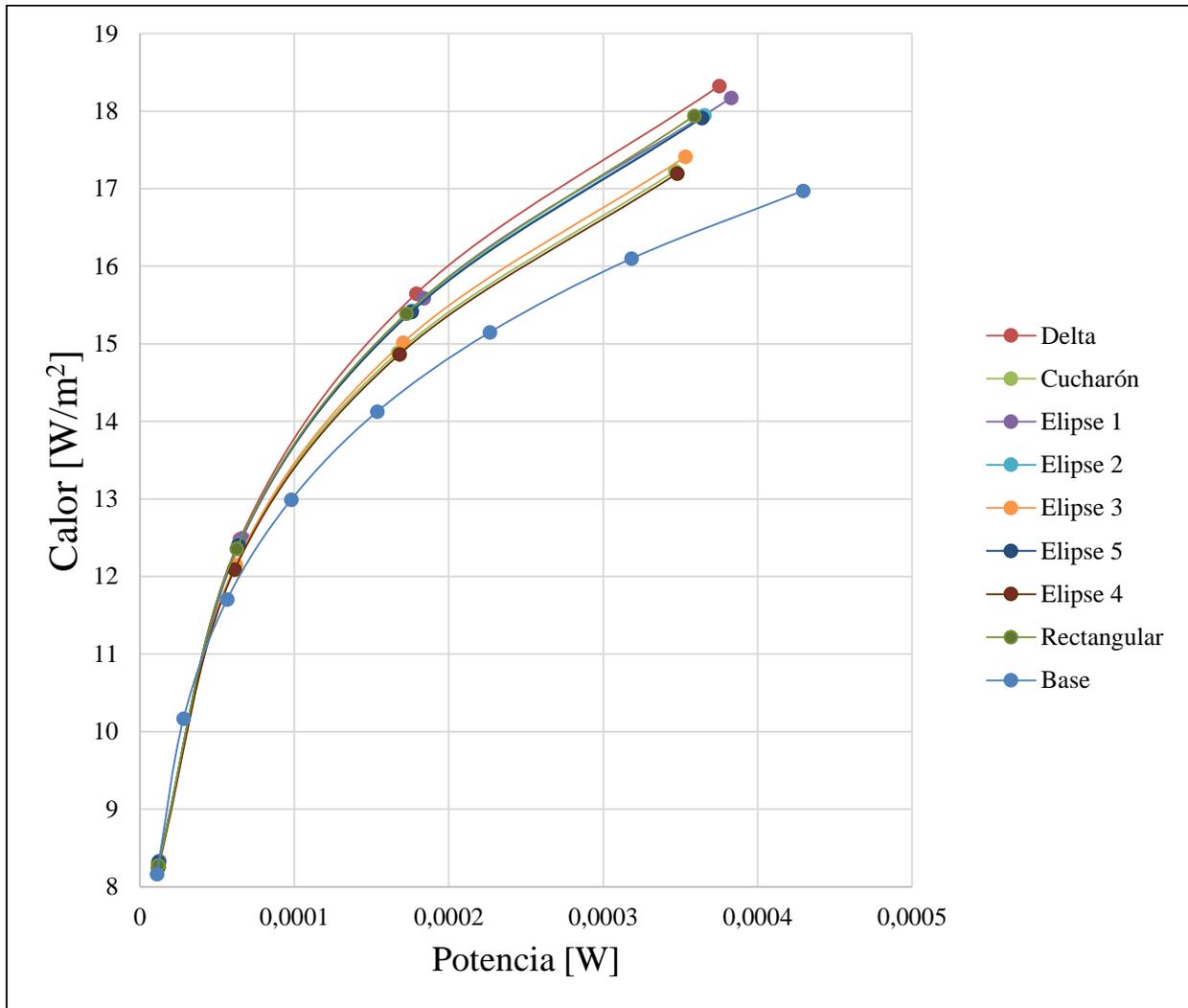


Figura 5.45: Calor en función de la potencia para los casos de estudio.

## 6 Conclusiones

El presente trabajo se basó en la simulación de un flujo en 3D en el exterior de un intercambiador de calor de aletas y tubo ovalado mediante Ansys Fluent. Se estudió 9 casos, cada caso con el mismo intercambiador pero con una geometría de GVL distinta. Estos casos son: Base (sin GVL), Delta, Rectangular, Elipse 1, Elipse 2, Elipse 3, Elipse 4, Elipse 5 y Cucharón. Además, para cada caso se simuló 4  $Re_{dh}$  distintos: 180, 360, 540 y 720.

### Sobre la validación del modelo:

La configuración final de Ansys Fluent, y que se empleó para el resto de las simulaciones, logró resultados similares a los de Chen et al. [4]:

- En el caso Base (sin GVL), los valores de  $f$  y  $Nu_m$  son similares entre Chen et al. [4] y las simulaciones (para  $Re_H$  entre 100 y 400). La mayor discrepancia para  $f$  es del 6% ( $Re_H=200$ ) y para  $Nu_m$  es del 3% ( $Re_H=100$ ).
- En el caso Delta, los valores de  $f$  y  $Nu_m$  son similares entre Chen et al. [4] y las simulaciones (para  $Re_H$  entre 100 y 400). La mayor discrepancia para  $f$  y  $Nu_m$  es del 5% y 6% respectivamente. Las simulaciones en estado transiente tienen resultados similares al estacionario con máximas diferencias para  $f$  del 0,2% ( $Re_H=100$ ) y para  $Nu_m$  del 0,03% ( $Re_H=100$ ).

Con estos resultados se confirmó efectivamente la validación.

### Sobre la independencia del mallado:

Se concretó la independencia del mallado. El mallado medio (1.282.704 elementos) tiene una diferencia con el mallado fino (1.767.581 elementos) de 1,2% para el factor de Colburn y 0,17% para el factor de fricción, las cuales son diferencias despreciables.

### Sobre los resultados de los distintos casos:

#### Estructura del flujo:

En todos los casos se identificó una zona de recirculación detrás del tubo, a la salida del intercambiador, la cual es sin embargo pequeña, debido a que el tubo es ovalado y largo. No se identificó un vórtice de herradura, que se genera usualmente en la zona de estancamiento del tubo.

En los casos con GVL, excepto para el caso Cucharón, la estructura se caracteriza por la presencia de un VL producto del GVL. Este VL se propaga a lo largo del intercambiador, con un núcleo alrededor de  $z/H=0,5$  y con un tamaño tal que afecta ambas aletas. A medida que fluye por el eje  $x$ , se va disipando y su intensidad varía entre los casos. Para el caso cucharón, en cambio, se forman dos VL no simétricos y con baja intensidad, que se disipan antes de salir del intercambiador.

#### Comportamiento térmico:

Los VL producto de los GVL perturban la capa térmica de las aletas, pero no la del tubo. Se identificaron dos mecanismos que aumentan la transferencia de calor producto de estos VL:

- Mezcla del fluido: el VL induce un flujo secundario (componentes de la velocidad  $v_{yw}$ ) que permite la mezcla entre el flujo caliente, más cercano a las aletas, y el flujo frío, entre medio de las aletas, lo que aumenta la diferencia de temperatura entre aleta y fluido.
- Adelgazamiento de la capa térmica: aumenta la transferencia de calor al aumentar el gradiente de temperatura en la dirección del eje  $y$ . Esto se vio reflejado en el aumento del  $Nu_{local}$  en la zona de adelgazamiento. Existe una zona de engrosamiento de la capa térmica, que disminuye la transferencia, pero menos que el aumento producto del adelgazamiento. En las zonas en que no se ve afectada la capa térmica, la transferencia de calor aumenta también.

Con respecto al  $Nu_{sp}$  en función de  $x$ , los casos con GVL presentaron, en general para todo  $x$ , mayor valor que el caso Base. El  $Nu_{sp}$  aumenta con el Reynolds y también el aumento de transferencia de calor producto del VL.

### **Sobre la comparación entre casos:**

Con respecto al aumento de la transferencia de calor de los casos en comparación con el caso Base, para un mismo Reynolds, en general, el mayor aumento en orden decreciente es: caso Delta (para  $Re_{dh}$  720 es 13,8%), seguido por Elipse 1 (12,9%), Rectangular, Elipse 2 y 5 con aumentos similares (11,5%, 11,5% y 11,3% respectivamente), Elipse 3 (8,2%) y Cucharón y Elipse 4 con aumentos similares (7,0% y 6,8% respectivamente). Este resultado tiene concordancia con la intensidad del VL, mayor intensidad indica mayor transferencia de calor. La intensidad del VL se relaciona a la vez con el área frontal del GVL; al aumentar el área frontal, manteniendo constante la geometría del GVL, la intensidad del VL aumenta. La geometría del GVL también juega un rol importante en la formación del VL y, por lo tanto, en el aumento de la transferencia de calor.

Con respecto al aumento de la caída de presión de los casos en comparación con el caso Base, para un mismo Reynolds, el aumento de caída de presión en orden decreciente es ( $Re_{dh}$  720): Elipse 1 (20,3%), Delta (17,9%), Elipse 2 (14,8%), Elipse 5 (14,3%), Rectangular (12,8%), Elipse 3 (11,0%), Elipse 4 (9,3%) y Cucharón (8,0%).

Con respecto a los casos Elipse 2 y 5, no se observaron diferencias notorias en la forma del flujo en la zona detrás del GVL y tampoco en el aumento de la transferencia de calor y caída de presión, por lo que el agujero en el GVL de Elipse 5 no tiene relevancia bajo los  $Re_{dh}$  de estudio.

Comparando los casos en términos de la transferencia de calor bajo una misma potencia del flujo, los resultados mostraron que para un  $Re_{dh}$  menor a 360 aproximadamente (potencia menor a  $6 \cdot 10^{-5}$  [W]) los casos tienen una transferencia de calor similar, lo que indica un bajo desempeño de los GVL y que la geometría de los GVL es despreciable. Para un  $Re_{dh}$  mayor a 360, el caso Base muestra la menor transferencia de calor, lo que indica que los GVL son efectivos en el aumento de la transferencia de calor. Los casos Elipse 3 y 4, y Cucharón muestran el menor aumento de transferencia de calor. Les siguen los casos Elipse 1, 2 y 5, y Rectangular, con resultados similares. El caso Delta muestra el mayor aumento en la transferencia de calor.

Se concluye que el caso Delta tiene el mejor desempeño en términos de transferencia de calor y potencia que el resto de los casos, considerando además sus ventajas en su manufacturación (simpleza en su geometría de GVL y posibilidad de troquelado).

## 7 Bibliografía

- [1] Lotfi, B., Min, Z., Sundén, B., & Quiwang, W. (2014). 3D numerical investigation of flow and heat transfer characteristics in smooth wavy fin-and-elliptical tube heat exchangers using new type vortex generators. *Energy*, 1-25.
- [2] Chu, P., & He, Y. L. (2009). Three-Dimensional Numerical Study of Flow and Heat Transfer Enhancement Using Vortex Generators in Fin-and-Tube Heat Exchangers. *Journal of Heat Transfer*, 131.
- [3] Fiebig, M. (1998). Vortices, generators and heat transfer. *Trans IchemE*, 76, 108-123.
- [4] Chen, I., Fiebig, M., & Mitra, N. K. (1998). Conjugate heat transfer of a finned oval tube with a punched longitudinal vortex generator in form of a delta winglet - parametric investigations of the winglet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 41, 3961-3978.
- [5] Biswas, G., Torii, K., Fujii, D., & Nishino, K. (1996). Numerical and experimental determination of flow structure and heat transfer effects of longitudinal vortices in a channel flow. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 39, 3441-3451.
- [6] Fiebig, M. (1995). Embedded vortices in internal flow: heat transfer and pressure loss enhancement. *Int. J. Heat and Fluid Flow*, 16, 376-388.
- [7] Fiebig, M., Valencia, A., & Mitra, N. (1994). Local Heat Transfer and Flow Losses in Fin-and-Tube Heat Exchangers with Vortex Generators: A Comparison of Round and Flat Tubes. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 8, 35-45.
- [8] He, Y., Han, H., Tao, W., & Zhang, Y. (2012). Numerical study of heat-transfer enhancement by punched winglet-type vortex generator arrays in fin-and-tube heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55, 5449-5458.
- [9] ARC Virginia Tech. ANSYS FLUENT Theory Guide. Fecha de consulta: 13 de Julio del 2015. URL: [http://www.arc.vt.edu/ansys\\_help/flu\\_th/flu\\_th.html](http://www.arc.vt.edu/ansys_help/flu_th/flu_th.html)
- [10] CFD Online (2011). Gradient Computation. Fecha de consulta: 13 de Julio del 2015. URL: [http://www.cfd-online.com/Wiki/Gradient\\_computation](http://www.cfd-online.com/Wiki/Gradient_computation)
- [11] Webb, R. L. (1981). Performance evaluation criteria for use of enhanced heat transfer surfaces in heat exchanger design. *Int. J. Heat Mass Transfer*, 24, 715-726.
- [12] Zhou, G. & Feng, Z. (2014). Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved type vortex generators with punched holes. *International Journal of Thermal Sciences*, 78, 26-35.
- [13] Behle, M. (1996). Wärme- und strömungstechnische Untersuchung stanzgeprägter Hutzen als Längswirbelerzeuger. Göttingen: Cuvillier Verlag.
- [14] Romero, R., Sen, M., Yang, K. & McClain R. (2000). Effect of fin spacing on convection in a plate fin and tube heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43, 39-51.

# ANEXOS

## ANEXO A: Factor de fricción y Colburn de Chen et al. [4] en función de $Re_H$

Caso Base

$$f = 2,2305 * Re_H^{-0,5616}$$

$$j = 1,532 * Re_H^{-0,7578}$$

Caso Delta

$$f = 1,8712 * Re_H^{-0,5175}$$

$$j = 1,2099 * Re_H^{-0,6927}$$

## ANEXO B: Valores de $Nu_{sp}$ en función de $x/H$ de los casos de estudio

x/H / $Re_{dh}$	BASE				DELTA				Cucharón				Rectangular			
	180	360	540	720	180	360	540	720	180	360	540	720	180	360	540	720
0,00	29,57	32,98	34,30	34,99	40,85	56,46	66,23	72,50	39,63	54,79	64,38	70,57	41,69	57,27	66,99	73,22
0,17	23,01	28,78	31,28	32,64	20,14	28,72	35,64	41,10	20,37	28,95	35,82	41,29	19,86	28,14	35,04	40,59
0,34	15,55	22,98	26,95	29,23	13,03	17,90	22,97	27,76	13,10	18,05	23,10	27,87	13,08	17,65	22,40	27,01
0,50	11,60	18,26	23,08	26,11	10,99	14,13	17,33	20,88	10,98	14,12	17,37	21,02	10,91	13,81	16,73	19,90
0,80	9,27	12,75	17,03	20,65	9,26	11,56	13,37	15,17	9,37	11,77	13,61	15,39	8,54	10,67	12,41	14,14
1,00	8,84	11,33	14,60	17,82	8,55	10,61	12,27	13,81	8,51	10,61	12,29	13,80	8,21	10,25	11,92	13,43
1,10	8,76	11,17	14,16	17,19	8,26	10,39	12,21	13,89	8,15	10,25	12,02	13,59	7,99	10,11	11,89	13,47
1,20	8,59	11,03	13,83	16,78	7,99	10,35	12,47	14,40	7,77	9,96	11,88	13,57	8,09	10,49	12,57	14,37
1,22	8,55	11,00	13,77	16,71	7,96	10,33	12,48	14,43	7,74	9,96	11,91	13,64	8,04	10,44	12,54	14,37
1,30	8,26	10,68	13,33	16,18	7,52	9,90	12,13	14,13	7,28	9,46	11,45	13,22	7,79	10,21	12,41	14,38
1,40	8,34	10,49	12,81	15,49	7,50	9,66	11,66	13,47	7,15	9,04	10,76	12,33	7,87	10,03	11,98	13,74
1,50	8,11	10,09	12,17	14,64	7,07	9,08	10,96	12,67	6,63	8,31	9,86	11,29	7,86	10,00	11,87	13,53
1,60	8,06	9,92	11,81	14,09	6,98	8,94	10,75	12,40	6,75	8,37	9,85	11,23	7,63	9,56	11,31	12,90
1,70	8,02	9,80	11,57	13,67	6,87	8,76	10,46	11,99	7,41	9,20	10,81	12,28	7,78	9,63	11,28	12,80
1,80	7,98	9,71	11,37	13,32	6,76	8,68	10,32	11,76	7,95	9,94	11,67	13,22	7,78	9,65	11,29	12,73
1,90	7,90	9,59	11,17	12,97	6,88	9,04	10,89	12,45	8,62	10,81	12,63	14,24	7,73	9,59	11,24	12,71
2,00	7,82	9,49	11,02	12,71	8,16	10,69	12,80	14,55	8,92	11,11	12,89	14,46	7,89	9,87	11,58	13,07
2,10	7,73	9,35	10,85	12,46	9,18	11,87	14,16	16,10	9,45	11,67	13,42	14,97	7,71	9,73	11,49	13,01
2,20	7,63	9,19	10,65	12,20	10,23	13,13	15,64	17,81	9,42	11,62	13,42	15,06	9,07	11,31	13,31	15,09
2,30	7,55	9,03	10,44	11,92	12,31	16,50	19,87	22,69	9,41	11,74	13,61	15,31	11,21	14,19	16,67	18,83
2,40	7,47	8,88	10,24	11,65	9,71	12,63	15,13	17,37	8,73	10,62	12,34	13,99	9,45	11,84	13,97	15,90
2,50	7,39	8,73	10,04	11,38	8,85	11,29	13,44	15,46	8,45	10,28	11,94	13,52	8,67	10,75	12,61	14,32
3,00	7,24	8,38	9,48	10,56	8,15	10,25	12,36	14,40	7,89	9,59	11,32	13,02	8,03	9,77	11,46	13,06
3,50	7,18	8,22	9,24	10,18	8,02	9,92	11,59	13,01	7,72	9,31	10,84	12,26	7,91	9,48	10,96	12,38
4,00	7,10	8,04	9,02	9,93	7,89	9,70	11,25	12,62	7,59	9,12	10,63	12,01	7,85	9,42	10,98	12,44
4,50	7,02	7,85	8,77	9,63	7,78	9,51	10,91	12,18	7,46	8,87	10,27	11,53	7,73	9,26	10,80	12,31
5,50	6,86	7,51	8,27	9,02	7,47	8,96	10,27	11,58	7,20	8,41	9,63	10,72	7,50	9,00	10,52	11,94
6,50	6,80	7,34	8,00	8,68	7,35	8,80	10,13	11,49	7,10	8,14	9,20	10,18	7,42	8,91	10,38	11,71
7,50	6,77	7,23	7,82	8,43	7,22	8,60	9,97	11,37	7,05	7,94	8,88	9,76	7,29	8,63	9,89	11,01
9,50	6,55	6,87	7,31	7,80	6,88	8,15	9,62	11,06	6,78	7,50	8,28	9,07	6,98	8,14	9,28	10,32
11,50	6,47	6,67	6,99	7,37	6,75	7,81	9,06	10,16	6,72	7,23	7,88	8,57	6,84	7,74	8,77	9,77
13,50	6,23	6,28	6,46	6,72	6,50	7,19	8,07	8,80	6,47	6,75	7,25	7,82	6,58	7,14	7,92	8,70
14,10	5,42	5,41	5,54	5,74	5,63	6,12	6,85	7,48	5,65	5,84	6,23	6,72	5,70	6,08	6,75	7,44
14,70	5,50	5,45	5,61	5,79	5,72	6,20	6,95	7,65	5,74	5,89	6,26	6,76	5,79	6,12	6,78	7,45
15,00	5,55	5,48	5,66	5,82	5,79	6,24	6,95	7,62	5,76	5,89	6,24	6,73	5,87	6,18	6,86	7,52
15,40	6,03	5,70	5,97	6,10	7,01	7,09	7,63	8,29	7,01	6,78	6,92	7,29	7,07	6,90	7,42	7,89

x/H / Re <sub>dh</sub>	Elipse 1				Elipse 2				Elipse 3				Elipse 4				Elipse 5			
	180	360	540	720	180	360	540	720	180	360	540	720	180	360	540	720	180	360	540	720
0,00	41,96	57,75	67,51	73,68	40,85	56,33	66,04	72,27	41,26	57,01	66,88	73,20	41,68	57,26	66,92	73,06	41,02	56,56	66,30	72,57
0,17	20,04	28,56	35,44	40,88	20,25	28,85	35,72	41,17	19,90	28,22	35,05	40,58	19,99	28,48	35,28	40,65	20,19	28,82	35,72	41,15
0,34	13,03	17,83	22,77	27,44	13,00	17,89	22,94	27,70	12,82	17,47	22,17	26,64	12,97	17,74	22,72	27,47	13,00	17,88	22,93	27,63
0,50	10,99	14,11	17,28	20,81	10,94	14,00	17,17	20,73	10,49	13,58	16,68	20,06	10,93	14,03	17,17	20,66	10,95	14,06	17,28	20,87
0,80	9,23	11,61	13,54	15,50	9,18	11,51	13,34	15,15	9,16	11,42	13,22	14,99	9,33	11,76	13,72	15,70	9,20	11,54	13,36	15,16
1,00	8,84	11,18	13,17	15,00	8,76	11,00	12,87	14,61	8,92	11,19	13,08	14,86	8,91	11,24	13,18	14,99	8,76	10,94	12,75	14,41
1,10	8,92	11,47	13,72	15,79	8,79	11,27	13,44	15,43	8,90	11,29	13,37	15,35	8,83	11,31	13,47	15,45	8,82	11,24	13,36	15,34
1,20	8,89	11,75	14,32	16,62	8,65	11,37	13,83	16,05	8,78	11,35	13,67	15,82	8,66	11,31	13,73	15,92	8,76	11,50	13,96	16,21
1,22	8,87	11,78	14,42	16,77	8,61	11,38	13,91	16,19	8,73	11,34	13,69	15,87	8,61	11,27	13,73	15,95	8,71	11,49	14,01	16,30
1,30	8,70	11,63	14,38	16,81	8,41	11,19	13,84	16,28	8,48	11,07	13,46	15,64	8,35	10,99	13,48	15,75	8,43	11,24	13,90	16,33
1,40	9,01	11,80	14,34	16,59	8,71	11,38	13,91	16,25	8,70	11,12	13,32	15,34	8,57	11,05	13,33	15,45	8,65	11,29	13,83	16,18
1,50	8,94	11,65	14,13	16,39	8,51	11,07	13,50	15,71	8,48	10,75	12,81	14,70	8,37	10,74	12,96	14,99	8,47	10,97	13,44	15,76
1,60	9,07	11,76	14,15	16,35	8,58	11,10	13,51	15,69	8,48	10,63	12,63	14,50	8,37	10,62	12,74	14,70	8,48	10,84	13,21	15,51
1,70	9,01	11,78	14,08	16,18	8,62	11,09	13,46	15,63	8,45	10,48	12,39	14,19	8,41	10,59	12,67	14,61	8,52	10,77	12,99	15,15
1,80	8,77	11,68	14,13	16,32	8,63	11,00	13,21	15,30	8,41	10,39	12,21	13,93	8,42	10,52	12,50	14,36	8,56	10,75	12,92	15,04
1,90	8,45	11,06	13,36	15,53	8,61	10,94	13,06	15,07	8,34	10,33	12,08	13,71	8,39	10,43	12,29	14,03	8,54	10,72	12,81	14,85
2,00	8,39	10,80	12,91	14,88	8,54	10,81	12,85	14,78	8,25	10,26	12,02	13,60	8,32	10,39	12,19	13,84	8,49	10,65	12,65	14,57
2,10	8,30	10,64	12,66	14,56	8,43	10,63	12,60	14,50	8,08	10,09	11,88	13,50	8,17	10,38	12,23	13,85	8,35	10,50	12,44	14,26
2,20	8,21	10,45	12,43	14,27	8,33	10,50	12,40	14,23	7,93	9,86	11,60	13,20	7,92	10,08	12,13	13,94	8,24	10,36	12,27	14,01
2,30	8,11	10,24	12,12	13,88	8,19	10,29	12,16	13,96	7,85	9,74	11,45	13,03	7,68	9,56	11,43	13,30	8,13	10,17	12,03	13,73
2,40	8,06	10,09	11,89	13,55	8,08	10,04	11,76	13,43	7,76	9,61	11,27	12,78	7,65	9,37	10,97	12,45	8,03	10,00	11,76	13,37
2,50	8,03	9,98	11,70	13,30	8,03	9,98	11,65	13,23	7,67	9,45	11,05	12,47	7,55	9,20	10,73	12,14	7,94	9,84	11,51	13,03
3,00	7,93	9,75	11,31	12,71	7,91	9,71	11,24	12,59	7,51	9,13	10,66	12,04	7,43	8,92	10,34	11,68	7,86	9,63	11,13	12,42
3,50	7,86	9,63	11,16	12,54	7,85	9,53	10,98	12,27	7,48	8,99	10,42	11,69	7,41	8,80	10,18	11,41	7,81	9,50	11,00	12,31
4,00	7,77	9,43	10,85	12,18	7,78	9,41	10,83	12,10	7,39	8,77	10,14	11,38	7,36	8,60	9,82	10,94	7,71	9,30	10,73	12,01
4,50	7,66	9,32	10,68	11,95	7,61	9,13	10,40	11,55	7,31	8,64	9,95	11,13	7,26	8,41	9,59	10,68	7,60	9,12	10,44	11,63
5,50	7,39	8,93	10,27	11,49	7,41	8,84	10,07	11,16	7,14	8,32	9,48	10,53	7,09	8,05	9,03	9,95	7,36	8,79	10,01	11,06
6,50	7,25	8,69	9,97	11,19	7,24	8,55	9,67	10,67	7,06	8,14	9,23	10,23	7,05	7,94	8,84	9,68	7,23	8,54	9,68	10,70
7,50	7,17	8,53	9,76	10,89	7,18	8,51	9,68	10,71	7,03	8,04	9,09	10,04	7,00	7,82	8,70	9,53	7,16	8,43	9,58	10,56
9,50	6,80	7,92	9,03	10,07	6,86	7,93	8,99	9,96	6,78	7,59	8,57	9,51	6,76	7,42	8,18	8,91	6,88	7,95	9,03	10,01
11,50	6,70	7,59	8,60	9,52	6,75	7,58	8,52	9,41	6,69	7,30	8,12	8,92	6,69	7,24	7,98	8,72	6,72	7,54	8,51	9,41
13,50	6,47	7,11	8,01	8,86	6,49	7,02	7,78	8,50	6,44	6,79	7,43	8,15	6,45	6,75	7,26	7,85	6,47	7,01	7,77	8,52
14,10	5,64	6,07	6,76	7,43	5,66	6,05	6,67	7,30	5,64	5,89	6,37	6,94	5,61	5,82	6,23	6,72	5,63	6,00	6,59	7,21
14,70	5,73	6,11	6,80	7,41	5,72	6,06	6,65	7,29	5,71	5,90	6,38	6,92	5,72	5,86	6,21	6,70	5,73	6,06	6,66	7,28
15,00	5,76	6,12	6,83	7,42	5,80	6,11	6,70	7,38	5,77	5,95	6,43	6,94	5,77	5,92	6,29	6,83	5,78	6,10	6,71	7,41
15,40	7,03	7,00	7,63	7,86	6,98	6,89	7,29	7,93	6,99	6,79	7,13	7,52	7,05	6,81	6,99	7,55	7,00	6,93	7,37	8,01

### ANEXO C: Valores de potencia y calor para el caso Base

Re <sub>dh</sub>	90	180	270	360	450	540	630	810
Potencia [W]	2,36475E-06	1,1E-05	2,83E-05	5,65E-05	9,79E-05	0,000154	0,000227	0,00043
Q [W/m2]	5,08808	8,16416	10,1703	11,706	12,99	14,1274	15,1482	16,9734

## ANEXO D: Valores de calor y potencia de los casos de estudio

	Re <sub>ah</sub>	Q [W/m <sup>2</sup> ]	Potencia [W]
<b>Base</b>	180	8,16416	1,09727E-05
	360	11,706	5,65338E-05
	540	14,1274	0,000153767
	720	16,0982	0,000318262
<b>Delta</b>	180	8,30401	1,21042E-05
	360	12,4806	6,46545E-05
	540	15,6486	0,000178993
	720	18,3237	0,000375094
<b>Hutzen</b>	180	8,24934	1,16757E-05
	360	12,103	6,08842E-05
	540	14,8885	0,000167058
	720	17,2267	0,000346554
<b>Rectangular</b>	180	8,27799	1,18627E-05
	360	12,3591	6,25893E-05
	540	15,3899	0,000172364
	720	17,9408	0,000358973
<b>Elipse 1</b>	180	8,33344	1,24258E-05
	360	12,4973	6,63067E-05
	540	15,5898	0,000183724
	720	18,1699	0,00038285
<b>Elipse 2</b>	180	8,32044	1,2098E-05
	360	12,4172	6,38841E-05
	540	15,4287	0,00017599
	720	17,9453	0,000365412
<b>Elipse 3</b>	180	8,25764	1,18884E-05
	360	12,1508	6,1988E-05
	540	15,0152	0,000170401
	720	17,4119	0,000353258
<b>Elipse 4</b>	180	8,25431	1,17737E-05
	360	12,0897	6,1304E-05
	540	14,8665	0,000168173
	720	17,1971	0,000347944
<b>Elipse 5</b>	180	8,31712	1,20831E-05
	360	12,4032	6,36933E-05
	540	15,4115	0,000175867
	720	17,9128	0,000363858