



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

**AUMENTO DE TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE GENERADORES
DE VÓRTICE LONGITUDINALES EN RÉGIMEN TURBULENTO,
VARIANDO SU ALTURA EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE
PLACAS**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO CIVIL MECÁNICO

MAXIMILIANO ALFREDO FLORES IBARRA

PROFESOR GUÍA:
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
MÓNICA ZAMORA ZAPATA
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

SANTIAGO DE CHILE

2024

AUMENTO DE TRANSFERENCIA DE CALOR MEDIANTE GENERADORES DE VÓRTICE LONGITUDINALES EN RÉGIMEN TURBULENTO, VARIANDO SU ALTURA EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR DE PLACAS

En las últimas décadas, el interés en los generadores de vórtices longitudinales (GVL) ha crecido considerablemente debido a sus excelentes propiedades y aplicaciones, tanto en sectores industriales como en el uso doméstico. Estos dispositivos son especialmente efectivos para mejorar el rendimiento térmico de sistemas de transferencia de calor, lo cual permite la reducción de costos operacionales y de fabricación de equipos térmicos. A pesar de esto, los estudios se suelen centrar en el uso de un único par de GVL a lo largo de un extenso canal. En este trabajo se simularán arreglos con múltiples GVL dentro de un intercambiador de calor (IC), con el propósito de estudiar cómo afecta la altura de los GVL en el rendimiento global del sistema.

El objetivo principal de este trabajo es encontrar la configuración de GVL que obtenga el mejor rendimiento dentro de los 18 casos de estudio. Para esto, es importante tener en cuenta que no solo se busca mejorar la transferencia de calor del sistema, sino también controlar la pérdida de carga del mismo. Para poder llevar a cabo esta valoración entre todos los casos, se utiliza el factor de rendimiento termo-hidráulico (TEF). Los objetivos específicos se centran en definir un modelo computacional válido para realizar las simulaciones y en realizar la comparación entre los casos de estudio utilizando el software Ansys Fluent.

Los resultados obtenidos muestran que el comportamiento del TEF es decreciente a medida que aumenta el número de Reynolds para todas las alturas de GVL estudiadas, exceptuando el caso en que la altura de GVL es 10 % de la altura del canal, donde muestra un comportamiento casi constante al variar el Reynolds. Todas las configuraciones estudiadas permiten aumentar el rendimiento del sistema con respecto al caso base, lo cual se debe al aumento en la mezcla del fluido que genera la aparición de vórtices dentro del IC.

Finalmente, se concluye que la mejor configuración dentro de todos los casos de estudio corresponde al caso con GVL del tipo Delta Winglet, en el que la altura de estos corresponde al 20 % de la altura del canal, alcanzando una mejora en el rendimiento termo-hidráulico de hasta un 43 % con respecto al caso sin presencia de GVL.

*El One Piece,
es real.*

Saludos

Agradecimientos

En primer lugar, me gustaría partir agradeciendo a mis padres, quienes son las dos personas que más quiero, admiro y respeto en esta vida. Muchas gracias por enseñarme a vivir siempre con una sonrisa en el rostro, por sus retos y enseñanzas, por incentivarme a perseguir mis sueños por muy difíciles que estos parezcan, por motivarme cada vez que las cosas se ponían difíciles y por hacerme hinchado del equipo más lindo de este mundo, mi querida Universidad de Chile. Por esto y por todo lo que han hecho por mí, simplemente gracias.

A mis dos hermanos pequeños, Vicente y Benjamín, por quienes intento dar lo mejor de mí cada día, esperando que a partir de mis experiencias, ustedes corran con ventaja en este juego llamado vida. Espero que sepan que su hermano mayor siempre estará ahí para ustedes.

A mi tía *Toto* y a mi *Abueli*, por siempre estar para mí, por su apoyo incondicional y su amor infinito. Espero poder estar a la altura del esfuerzo que han realizado por mí durante todos estos años.

A mi tía Mónica y mi prima Paulina, a pesar de que estemos separados por la distancia, ustedes significan muchísimo para mí. Gracias por todos los lindos momentos que hemos pasado juntos.

A mis amigos de la infancia y del colegio, el *Kramer*, la *Danna*, el *Gabo*, el *Mura* y el *Maldo*. Sepan que el amor por ustedes siempre está presente y les agradezco su incondicionalidad.

Al grupo de los *Petes* de mecánica, en particular al *Benja*, al *Velts* y al *Toño*, quienes me acompañaron durante toda la etapa universitaria. Sin ustedes, mi vida no sería igual.

Al profesor Valencia, la profe Mónica y el profe Williams, por ser parte de este trabajo y acompañarme durante todo el proceso, muchas gracias.

En fin, a todas las personas que han sido parte de mi vida, en los buenos y malos momentos, gracias infinitas.

Tabla de Contenido

1. Introducción	1
1.1. Motivación	1
1.2. Objetivos	2
1.2.1. Objetivo general	2
1.2.2. Objetivos específicos	2
1.3. Alcances	2
2. Antecedentes	3
2.1. Intercambiadores de calor	3
2.2. Régimen turbulento	4
2.3. Generadores de vórtices	4
2.4. Estudios previos	6
2.4.1. Nuevas geometrías	7
2.4.2. Distribución de GVL y variación de parámetros	10
2.5. Ecuaciones gobernantes	13
2.5.1. Ecuación de continuidad	13
2.5.2. Ecuaciones de Navier-Stokes	13
2.5.3. Ecuación de Energía	13
2.6. Modelo de turbulencia	14
2.7. Condiciones de pared	14
2.8. Identificación de vorticidad	15
3. Metodología	16
4. Descripción del Modelo	20
4.1. Dominio computacional	20
4.2. Geometría de los GVL	21
4.3. Propuesta de geometría inicial	22
4.4. Variación de parámetros	23
4.4.1. Tipo de arreglo	23
4.4.2. Distancia longitudinal P_L	24
4.4.3. Altura de los GVL	26
4.4.4. Perforaciones en los GVL	26

4.4.5.	Propuestas finales de mejora	27
4.5.	Condiciones de borde	28
4.5.1.	Entrada	28
4.5.2.	Condiciones de pared	29
4.5.3.	Salida	29
4.6.	Definición del mallado	29
4.7.	Método numérico	32
4.8.	Parámetros	33
4.8.1.	Parámetros de entrada	33
4.8.2.	Parámetros de salida	33
4.9.	Validación del modelo	36
4.9.1.	Canal vacío	36
4.9.2.	Canal con GVL	38
4.10.	Independencia del mallado	39
5.	Resultados y discusión	40
5.1.	Caso base	40
5.2.	Etapa 1: Proceso iterativo	43
5.2.1.	Alineados v/s Escalonados	43
5.2.2.	Distancia longitudinal entre GVL	47
5.2.3.	Comparación de resultados	50
5.3.	Etapa 2: Altura de los GVL	52
5.3.1.	Caso $h = 0.1H$	52
5.3.2.	Caso $h = 0.2H$	56
5.3.3.	Caso $h = 0.3H$	60
5.3.4.	Caso $h = 0.4H$	64
5.3.5.	Caso $h = 0.5H$	68
5.3.6.	Correlaciones para Nu y f	72
5.4.	Etapa 3: Perforaciones en los GVL	73
5.4.1.	Caso $\varphi = 0.15$	74
5.5.	Etapa 4: Propuestas de mejora finales	78
5.5.1.	Propuesta 1: Inclinación de GVL	78
5.5.2.	Propuesta 2: Geometría IPWP	82
5.6.	Comparación entre geometrías	86
5.6.1.	Altura de GVL h	86
5.6.2.	Modificaciones geométricas	91
5.6.3.	Comparación con otros autores	95
6.	Conclusiones	96
	Bibliografía	99

Anexos	101
A. Resultados numéricos	101
B. Resultados adicionales para la Etapa 3	106
B.1. Caso $t = 0.5$ [mm]	106
B.2. Caso $\varphi = 0.06$	108
B.3. Caso $\varphi = 0.10$	110
C. Gráficos de contorno adicionales	112
C.1. Flujos de calor	112
D. Gráficos de independencia de mallado	117

Índice de Tablas

4.1.	Cantidad de GVL según valor de P_L	24
4.2.	Velocidad de entrada para cada número de Reynolds.	28
4.3.	Valor de y^+ en función del número de Reynolds.	30
4.4.	Rangos de calidad para el <i>Skewness</i>	30
4.5.	Independencia del mallado para el caso base con $Re = 4600$	36
4.6.	Resultados experimentales para GVL tipo DW y $Re = 4600$ [17].	38
4.7.	Validación caso con GVL del tipo DW.	38
4.8.	Independencia del mallado para la propuesta de geometría inicial.	39
5.1.	Resultados para el número de Nusselt, factor de fricción y TEF en la etapa N°1.	51
5.2.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.1H$	55
5.3.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.2H$	59
5.4.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.3H$	63
5.5.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.4H$	67
5.6.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.5H$	71
5.7.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF al variar espesor del GVL.	73
5.8.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para los casos con perforaciones.	77
5.9.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para la propuesta N°1.	81
5.10.	Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para la propuesta N°2.	85
5.11.	Calor transferido mediante los tres métodos para $h = 0.5H$	90
A.1.	Número de Nusselt global.	101
A.2.	Factor de fricción.	102
A.3.	Caída de presión ΔP [Pa] en el IC.	102
A.4.	Número de Nusselt normalizado.	103
A.5.	Factor de fricción normalizado.	103
A.6.	Calor transferido Q_a [W].	104
A.7.	Calor transferido Q_b [W].	104
A.8.	Calor transferido Q_c [W].	105
A.9.	Potencia mecánica [W].	105

Índice de Ilustraciones

2.1.	Tipos de intercambiadores de calor [1].	3
2.2.	Flujos en los distintos regímenes [2].	4
2.3.	Tipos de vórtices [3].	5
2.4.	Generadores de vórtices más básicos [4].	6
2.5.	Tipos de vórtices generados por un GVL [3].	6
2.6.	Geometría del IPWP [5].	7
2.7.	Resultados números para distintas geometrías de GVL en función del número de Reynolds [6].	8
2.8.	Tipos de GVL estudiados por Zhou y Feng [7].	9
2.9.	Geometría del NTVG [8].	9
2.10.	Resultados experimentales obtenidos [8].	9
2.11.	Configuración experimental realizada por Skullong y Promvonge [13].	11
2.12.	Resultados obtenidos por Skullong y Promvonge [13].	11
2.13.	Configuración experimental realizada por Dogan y Erzincan [14].	12
3.1.	Flujo de procesos de la metodología de trabajo.	19
4.1.	Modelo del dominio computacional.	20
4.2.	Modelo del dominio computacional.	21
4.3.	Dimensiones del DW.	22
4.4.	Dimensiones principales de la propuesta inicial.	22
4.5.	Distribución de GVL alineados para $P_L = 1H$	23
4.6.	Distribución de GVL escalonados para $P_L = 1H$	23
4.7.	Distribución de GVL para distintos valores de P_L	25
4.8.	Dimensiones principales de GVL.	26
4.9.	Dimensiones principales de GVL perforado.	26
4.10.	Propuesta N°1 de mejora.	27
4.11.	Propuesta N°2 de mejora.	27
4.12.	Condiciones de borde en el dominio computacional.	28
4.13.	Mallado implementado para el caso $P_L = 1H$ y arreglo alineado.	31
4.14.	Validación del caso base.	37
5.1.	Líneas de flujo en el caso base.	40
5.2.	Contorno de velocidad en el caso base.	41
5.3.	Flujo de calor en la pared inferior del IC en el caso base.	41
5.4.	Flujo de calor en la pared superior del IC en el caso base.	42

5.5.	Contorno de temperatura en el caso base.	42
5.6.	Líneas de flujo para ambos arreglos.	43
5.7.	Líneas de flujo en planos transversales para ambos arreglos.	44
5.8.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para arreglo alineado.	45
5.9.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para arreglo escalonado.	45
5.10.	Flujos de calor para el arreglo alineado.	46
5.11.	Flujos de calor para el arreglo escalonado.	46
5.12.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para distintos valores de P_L . Vista isométrica.	47
5.13.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para distintos valores de P_L . Vista lateral.	48
5.14.	Flujos de calor en la pared inferior para distintos valores de P_L	49
5.15.	Contornos de temperatura para distintos valores de P_L	50
5.16.	Líneas de flujo para $h = 0.1H$	52
5.17.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.1H$	53
5.18.	Flujos de calor para $h = 0.1H$	54
5.19.	Contornos de temperatura para $h = 0.1H$	55
5.20.	Líneas de flujo para $h = 0.2H$	56
5.21.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.2H$	57
5.22.	Flujos de calor para $h = 0.2H$	58
5.23.	Contornos de temperatura para $h = 0.2H$	59
5.24.	Líneas de flujo para $h = 0.3H$	60
5.25.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.3H$	61
5.26.	Flujos de calor para $h = 0.3H$	62
5.27.	Contornos de temperatura para $h = 0.3H$	63
5.28.	Líneas de flujo para $h = 0.4H$	64
5.29.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.4H$	65
5.30.	Flujos de calor para $h = 0.4H$	66
5.31.	Contornos de temperatura para $h = 0.4H$	67
5.32.	Líneas de flujo para $h = 0.5H$	68
5.33.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.5H$	69
5.34.	Flujos de calor para $h = 0.5H$	70
5.35.	Contornos de temperatura para $h = 0.5H$	71
5.36.	Error obtenido para la correlación del número de Nusselt.	72
5.37.	Error obtenido para la correlación del factor de fricción.	72
5.38.	Líneas de flujo para $\varphi = 0.15$	74
5.39.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $\varphi = 0.15$	75
5.40.	Flujos de calor para $\varphi = 0.15$	76
5.41.	Contornos de temperatura para $\varphi = 0.15$	77
5.42.	Líneas de flujo para propuesta N°1.	78
5.43.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para propuesta N°1.	79

5.44.	Flujos de calor para propuesta N°1.	80
5.45.	Contornos de temperatura para propuesta N°1.	81
5.46.	Líneas de flujo para propuesta N°2.	82
5.47.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para propuesta N°2.	83
5.48.	Flujos de calor para propuesta N°2.	84
5.49.	Contornos de temperatura para propuesta N°2.	85
5.50.	Variación de la temperatura promedio a lo largo del canal, según altura del GVL, $Re = 4600$	86
5.51.	Número de Nusselt promedio normalizado según altura del GVL.	87
5.52.	Factor de fricción normalizado según altura del GVL.	88
5.53.	Factor de rendimiento termo-hidráulico según altura del GVL.	88
5.54.	Calor transferido a través de paredes calientes en función de la potencia, según altura de GVL.	89
5.55.	Variación de la temperatura promedio a lo largo del canal.	91
5.56.	Número de Nusselt promedio normalizado.	92
5.57.	Factor de fricción normalizado.	93
5.58.	Factor de rendimiento termo-hidráulico.	94
5.59.	Calor transferido a través de paredes calientes en función de la potencia.	94
5.60.	Factor de rendimiento termo-hidráulico del mejor caso obtenido v/s otros autores.	95
B.1.	Líneas de flujo para $t = 0.5 [mm]$ y $Re = 4600$	106
B.2.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $t = 0.5 [mm]$ y $Re = 4600$	106
B.3.	Flujos de calor para $t = 0.5 [mm]$ y $Re = 4600$	107
B.4.	Contornos de temperatura para $t = 0.5 [mm]$ y $Re = 4600$	107
B.5.	Líneas de flujo para $\varphi = 0.06$ y $Re = 4600$	108
B.6.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $\varphi = 0.06$ y $Re = 4600$	108
B.7.	Flujos de calor para $\varphi = 0.06$ y $Re = 4600$	109
B.8.	Contornos de temperatura para $\varphi = 0.06$ y $Re = 4600$	109
B.9.	Líneas de flujo para $\varphi = 0.10$ y $Re = 4600$	110
B.10.	Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $\varphi = 0.10$ y $Re = 4600$	110
B.11.	Flujos de calor para $\varphi = 0.10$ y $Re = 4600$	111
B.12.	Contornos de temperatura para $\varphi = 0.10$ y $Re = 4600$	111
C.1.	Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.1H$	112
C.2.	Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.2H$	113
C.3.	Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.3H$	114
C.4.	Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.4H$	115

C.5.	Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.5H$	116
D.1.	Convergencia de resultados caso $h = 0.4H$, $P_L = 1H$, $t = 1$ [mm] y $Re = 4600$	117
D.2.	Convergencia de resultados caso $h = 0.2H$, $\varphi = 0.06$, $P_L = 1H$, $t = 0.5$ [mm] y $Re = 4600$	117

Glosario

Nomenclatura

Φ	Diámetro de la perforación [m]
φ	Cociente entre el área de la perforación y el área del GVL
b	Largo del GVL [m]
C_p	Calor específico [$J kg^{-1} K^{-1}$]
D_h	Diámetro hidráulico [m]
f	Factor de fricción
H	Altura del intercambiador de calor [m]
h	Altura del GVL [m]
h_c	Coefficiente de transferencia de calor [$W m^{-2} K^{-1}$]
Nu	Número de Nusselt
P_L	Distancia longitudinal entre pares consecutivos de GVL [m]
P_T	Distancia transversal entre pares consecutivos de GVL [m]
Q	Segunda invariante en tensor de velocidad [s^{-2}]
t	Espesor del GVL [m]
T_{avg}	Temperatura promedio del fluido [K]
T_w	Temperatura de pared [K]
TEF	Coefficiente de rendimiento termo-hidráulico
u_∞	Velocidad de entrada del fluido [$m s^{-1}$]

Acrónimos

DW	Delta Winglet
GV	Generador de vórtices
GVL	Generador de vórtices longitudinales
IC	Intercambiador de calor
$IPWP$	Inclined Projected Winglet Pair
$NTVG$	Novel Type Vortex Generator

Subíndices

0	Caso sin generadores de vórtices
---	----------------------------------

Capítulo 1

Introducción

Debido a sus numerosas ventajas y aplicaciones, los generadores de vórtices longitudinales (GVL) han sido objeto de estudio exhaustivo durante décadas. Estos elementos pueden ser utilizados en equipos térmicos como intercambiadores de calor (IC), enfocados en aplicaciones de calefacción, como es el caso de los calentadores solares de aire, ventilación, aire acondicionado, entre otros. La razón principal es que los generadores de vórtices crean estructuras vorticiales que mejoran la mezcla del fluido mediante la desestabilización del flujo. Este fenómeno favorece el aumento de la transferencia de calor desde las superficies de intercambio hacia el fluido. Sin embargo, el uso de estos generadores de vórtices viene acompañado por un aumento en la pérdida de carga, lo cual afecta el desempeño del equipo de intercambio.

A pesar de la extensa investigación realizada en este campo, la mayoría de los estudios se han centrado en la modificación geométrica de un único par de GVL montado en la superficie de un IC. Esta aproximación, aunque valiosa, no proporciona una comprensión completa del comportamiento de los GVL cuando se emplean en arreglos más complejos y densos a lo largo de un canal plano. Por lo que es de sumo interés estudiar un arreglo repleto de GVL distribuidos a lo largo de un canal plano. Este enfoque permitirá evaluar de manera más integral los efectos sobre la transferencia de calor y la pérdida de carga, proporcionando datos valiosos para el diseño y la optimización de equipos térmicos.

1.1. Motivación

Dentro del fascinante campo de la transferencia de calor, este trabajo se centra en explorar el uso de múltiples GVL en un IC de placas. La motivación principal es aportar conocimiento sobre cómo la disposición de varios GVL puede reducir la superficie de intercambio y el consumo energético en un IC. A pesar de que existen numerosos estudios sobre generadores con geometrías novedosas, pocos se han enfocado en la variación de su altura y disposición en régimen turbulento. Además, se busca proponer modificaciones geométricas tales como el uso de perforaciones e inclinación de los GVL. Este trabajo ofrece una oportunidad significativa para avanzar en el entendimiento y aplicación de los GVL.

1.2. Objetivos

1.2.1. Objetivo general

Determinar la mejor configuración de GVL en una superficie dada del intercambiador de calor, en cuanto a mejorar la transferencia de calor y controlar la pérdida de carga.

1.2.2. Objetivos específicos

- Recopilar antecedentes.
- Definir y validar el modelo computacional.
- Simular el flujo del fluido en distintas configuraciones, comparándolas en términos de transferencia de calor y pérdida de carga.
- Definir de forma iterativa una distribución inicial de GVL dentro del canal.
- Estudiar el efecto de la altura de los GVL dentro del canal.
- Estudiar el uso de perforaciones en los GVL.
- Encontrar la mejor configuración mediante criterios térmicos e hidráulicos.

1.3. Alcances

Este proyecto consiste en simulaciones computacionales mediante el software Ansys Fluent, sin pruebas experimentales, limitándose a:

- El estudio de 18 configuraciones distintas de GVL del tipo Delta Winglet, en una sección fija dentro de un intercambiador de placas.
- El modelo se aproxima a un canal rectangular.
- El uso de aire como fluido de trabajo, estudiando la interacción entre los GVL y las placas calientes dentro del dominio computacional.
- Para el proceso iterativo en busca de una distribución mejorada de los GVL dentro del canal, se realiza la comparación considerando un régimen turbulento con $Re = 4600$.
- Para el proceso de variación de altura de los GVL, uso de perforaciones y propuestas de mejora, se estudian rangos turbulentos, considerando 5 números de Reynolds en total. En particular se escogen $Re = \{4600, 6000, 8000, 10000, 12000\}$.

Capítulo 2

Antecedentes

2.1. Intercambiadores de calor

Los intercambiadores de calor, en adelante IC, son aparatos que permiten el intercambio de calor entre dos fluidos que se encuentran a temperaturas diferentes y evitan al mismo tiempo que se mezclen entre sí. Estos aparatos se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones, desde los sistemas domésticos de calefacción y acondicionamiento del aire hasta en los procesos químicos y la producción de energía en plantas industriales [1].

En la actualidad existen múltiples tipos de IC, algunos de ellos se muestran en la figura 2.1. Entre las diversas variantes de IC, los de placas y aletas ocupan un lugar destacado debido a su eficiencia y versatilidad, estos consisten en láminas delgadas dispuestas en forma de placa, lo que aumenta significativamente la superficie de transferencia de calor y facilita un intercambio térmico eficiente. Por otro lado, también existen variaciones que emplean el uso de tubos para aumentar el área de transferencia de calor. La elección del tipo de IC depende de las condiciones en las que sea utilizado.

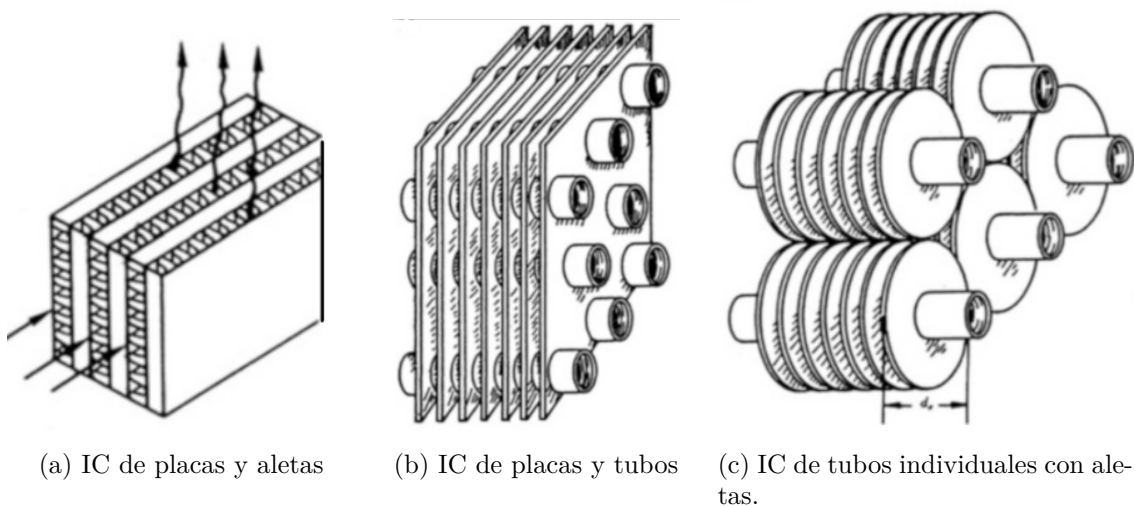


Figura 2.1: Tipos de intercambiadores de calor [1].

2.2. Régimen turbulento

Un flujo en régimen turbulento se caracteriza por fluctuaciones aleatorias y rápidas de regiones arremolinadas del fluido, llamadas remolinos, que se encuentran en toda su extensión. Estas fluctuaciones proporcionan un mecanismo adicional para la transferencia de la cantidad de movimiento y de la energía [2].

En un flujo con régimen laminar, las partículas del fluido se desplazan de una manera ordenada a lo largo de trayectorias, y la cantidad de movimiento y la energía se transfieren de uno a otro lados de las líneas de corriente mediante difusión molecular. En el flujo turbulento, los remolinos transportan masa, cantidad de movimiento y energía hacia otras regiones del flujo, con una rapidez mucho mayor que la de la difusión molecular, mejorando esencialmente la transferencia de masa, de cantidad de movimiento y de calor. Como resultado, el flujo turbulento se asocia con valores considerablemente más altos de los coeficientes de fricción, de transferencia de calor y de transferencia de masa [2].

La transición de flujo laminar a turbulento depende principalmente de la configuración geométrica de la superficie, la aspereza superficial, la velocidad del flujo, temperatura de la superficie y del tipo de fluido. El parámetro adimensional que permite definir el régimen en el cual se encuentra el flujo, es el número de Reynolds, que corresponde al cociente entre las fuerzas de inercia y las fuerzas viscosas. Este parámetro permite identificar si el flujo se encuentra en un régimen laminar, de transición o turbulento.

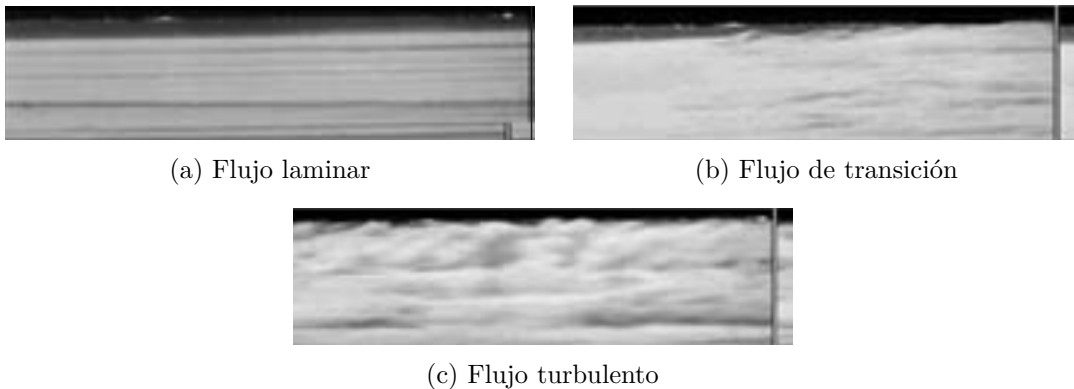


Figura 2.2: Flujos en los distintos regímenes [2].

2.3. Generadores de vórtices

Los generadores de vórtices (GV) son protusiones sobre una superficie de transferencia de calor, capaces de generar disturbios en el flujo llamados vórtices. A pesar de no existir una definición matemática exacta para un vórtice, estos son comprendidos como el movimiento de un flujo en forma de remolino alrededor de un eje [3]. A partir de lo anterior, se distinguen

dos tipos de vórtices dependiendo del eje de estos: transversales si el eje es perpendicular a la dirección del flujo (figura 2.3.a), y longitudinales si es paralelo (figura 2.3.b).



Figura 2.3: Tipos de vórtices [3].

A pesar de que existen ambos tipos de vórtices, los longitudinales son más apropiados que los transversales, debido a que estos últimos suelen crear vórtices estacionarios, que en términos de transferencia de calor no reportan cambios significativos a lo largo del sistema [3]. En cambio, los vórtices longitudinales son capaces de recorrer largas distancias en la dirección del flujo sin decaer. Esto permite el aumento en la transferencia de calor mediante los siguientes mecanismos:

- *Mezcla del fluido*: Al perturbar el movimiento del flujo aumenta la mezcla entre las capas de fluido adyacentes, lo que facilita el contacto entre partículas a diferente temperatura, lo que permite un aumento en la transferencia de calor.
- *Desestabilización del flujo e intensificación de la turbulencia*: La presencia de GVL induce una distribución de velocidades en el flujo con múltiples puntos de inflexión. Esto conlleva a la desestabilización del flujo, lo que permite la transición a la turbulencia a menores números de Reynolds en regímenes laminares. En el caso de regímenes turbulentos se intensifica la subcapa viscosa [3].
- *Modificación de la capa límite*: La presencia de los GVL permite la generación de nuevas capas límites en el flujo que pasa por sobre ellos. Por otro lado, permite reducir el espesor de la capa límite que se genera en la superficie del intercambiador de calor, lo que aumenta la eficiencia de transferencia de calor.

Algunas de las geometrías más básicas de GVL, son el Delta Winglet (DW) y Rectangular Winglet (RW), como se muestra en la figura 2.4.

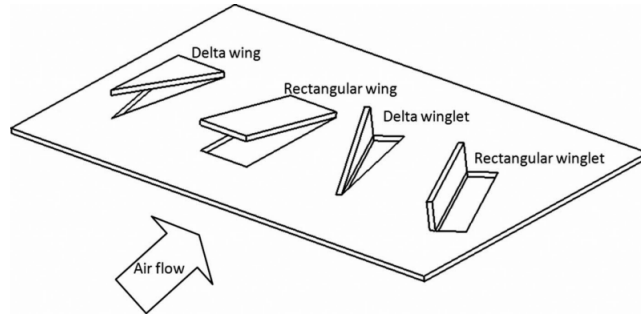


Figura 2.4: Generadores de vórtices más básicos [4].

A partir de un GVL del tipo Delta Winglet, se pueden distinguir tres tipos de vórtices como se muestra en la figura 2.5. El vórtice principal (*main vortex*), que es formado por la separación del flujo en el borde de ataque. El vórtice secundario (*corner vortex*), el cual se genera por la deformación de la pared en la zona de alta presión de la aleta. Por último, un tipo de vórtice más débil, en la zona de baja presión de la aleta, llamado vórtice inducido (*induced vortex*) [3].

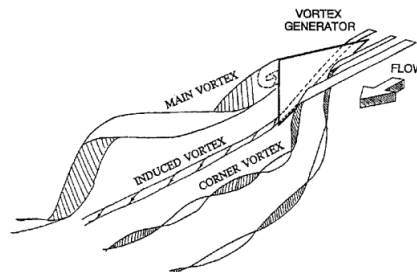


Figura 2.5: Tipos de vórtices generados por un GVL [3].

2.4. Estudios previos

A lo largo de los años se han realizado una gran variedad de estudios con respecto al uso de los generadores de vórtices y su efecto sobre los intercambiadores de calor. Se han hecho variaciones en cuanto a la geometría de los GVL, su tamaño, el posicionamiento con respecto a la superficie y sus ángulos de ataque en diversos tipos de IC. A continuación se presentan algunos de estos trabajos y sus principales resultados.

Según Fiebig en [3], en una revisión exhaustiva sobre el comportamiento y las aplicaciones de los GVL, se evidencia que el aumento en la transferencia de calor es mayor en flujos laminares que en turbulentos. Además, en esta revisión se comparó el uso de generadores de vórtices de tipo ala y tipo aleta, donde se concluye que bajo los mismos parámetros de operación los generadores tipo aleta causan un mayor aumento en la transferencia de calor con respecto a los de tipo ala.

2.4.1. Nuevas geometrías

Oneissi et al. en [5] mediante simulaciones numéricas de vórtices longitudinales compararon las mejoras en la transferencia de calor para dos GVL en rangos laminares y turbulentos. Por un lado el clásico par de Delta Winglet (DWP), que se tomó como caso base en este estudio. Por otro lado, un diseño innovador llamado Inclined Projected Winglet (IPWP), que busca reducir la pérdida de carga y así mejorar el rendimiento térmico, el cual se muestra en la figura 2.6. Los resultados obtenidos mostraron que el nuevo diseño IPWP logra reducir hasta un 50 % el peak de fricción respecto al DWP, junto con un aumento en la vorticidad del 30 %. Además el par de IPWP genera diez vórtices por cada generador, mientras que el caso DWP genera seis por cada uno. Considerando todas las diferencias del IPWP, se logra obtener un 6 % de mejora en el rendimiento térmico en comparación a los DWP.

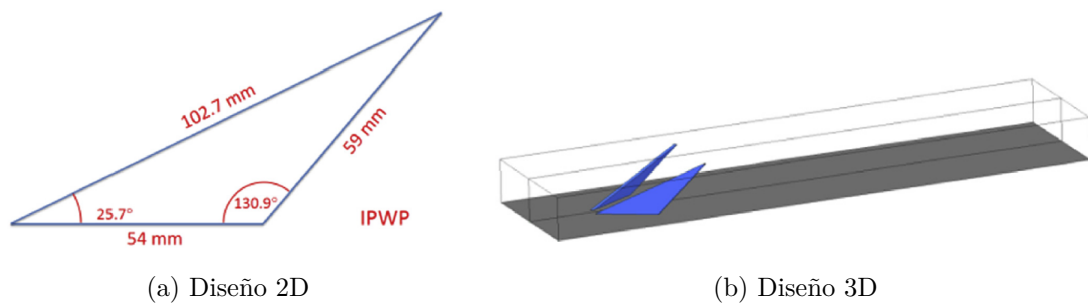
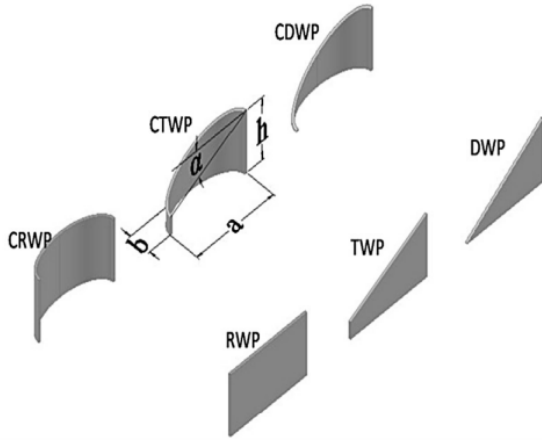


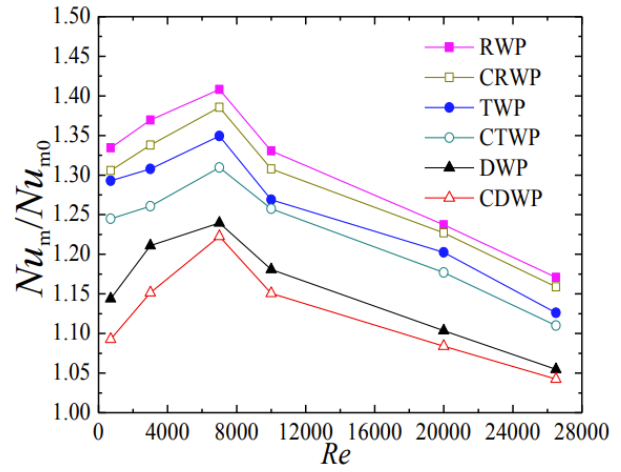
Figura 2.6: Geometría del IPWP [5].

En la búsqueda de una geometría de GVL que logre un alto rendimiento para diferentes números de Reynolds se tiene el trabajo realizado por Lu y Zhou en [6]. El trabajo consiste en diversas simulaciones numéricas en un canal rectangular, donde se varía la geometría del GVL (figura 2.7.a) y el número de Reynolds.

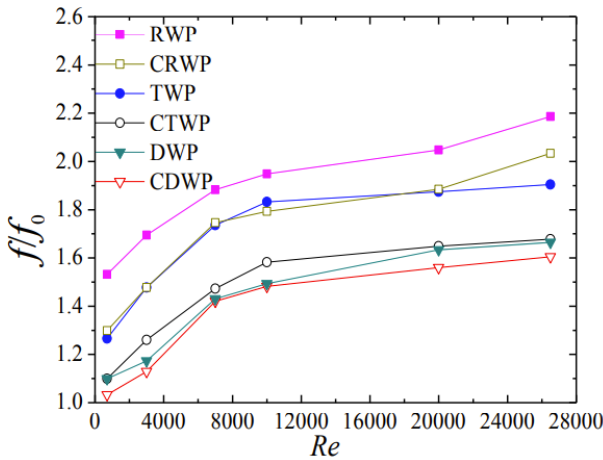
A partir de los resultados obtenidos (figura 2.7), es posible notar que el rendimiento térmico Nu/Nu_0 presenta un comportamiento creciente hasta que alcanza un número de Reynolds aproximado de 8000, punto a partir del cual comienza a tener un comportamiento decreciente. Por otro lado, para el factor f/f_0 se puede apreciar un comportamiento creciente en todo el rango estudiado y para todas las geometrías. Ambos factores se combinan en el factor de rendimiento termo-hidráulico $\frac{Nu}{Nu_0} / \frac{f}{f_0}$, el cual posee un comportamiento decreciente para todo el rango estudiado, donde las geometrías que destacan con un mayor rendimiento son la CTWP en primer lugar, seguida por la CDWP y en tercer lugar la clásica configuración DWP.



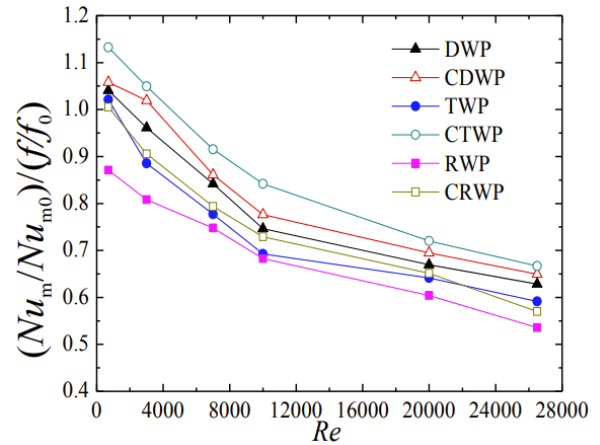
(a) Geometrías de GVL estudiadas



(b) Factor de rendimiento térmico Nu/Nu_0



(c) Factor de rendimiento hidráulico f/f_0



(d) Factor de rendimiento termo-hidráulico

Figura 2.7: Resultados números para distintas geometrías de GVL en función del número de Reynolds [6].

Cabe destacar que no solo se han investigado cambios en la forma de los GVL, por ejemplo, Zhou y Feng en [7] obtuvieron resultados experimentales donde compararon los aumentos en la transferencia de calor para GVL con orificios. Se analizaron seis geometrías distintas que se muestran en la figura 2.8. A partir de los resultados que obtuvieron, los GVL curvos tienen mejor rendimiento en la transferencia de calor, comparado a los GVL planos en ambos regímenes, laminar y turbulento. También encontraron que la resistencia al flujo disminuyó en todos los casos, gracias a los orificios que tenían los GVL. Por otro lado, si bien el rendimiento térmico aumenta debido a los orificios, se debe considerar que existe un diámetro óptimo para estos, el cual depende del área superficial de los GVL, donde a menor área, menor debe ser el diámetro del orificio.

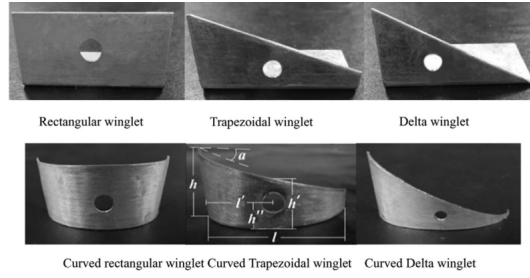
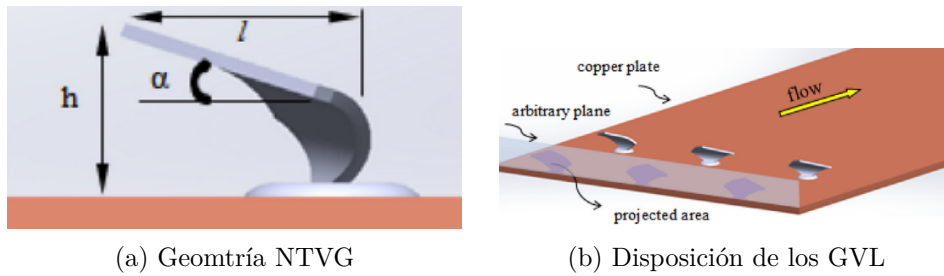


Figura 2.8: Tipos de GVL estudiados por Zhou y Feng [7].

Dentro del grupo de geometrías más recientes e innovadoras se encuentra la Novel Type Vortex Generator (NTVG), la cual se muestra en la figura 2.9.

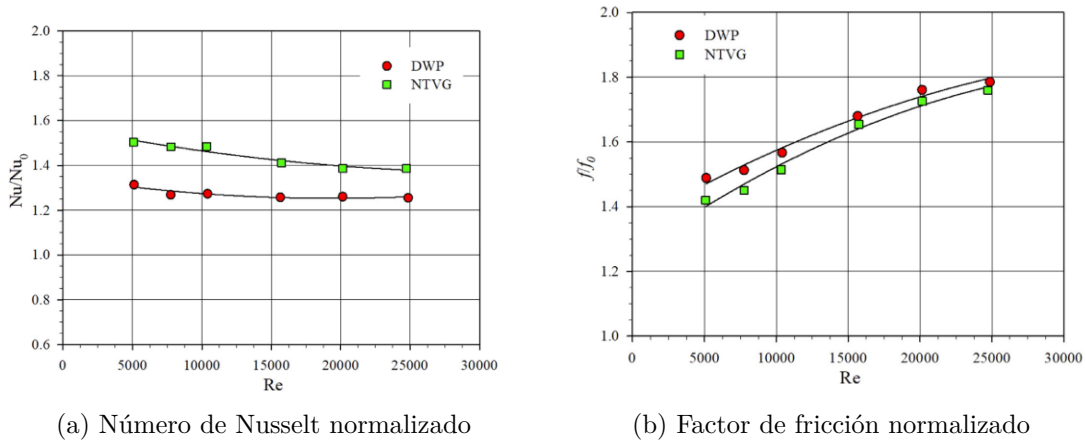


(a) Geomtría NTVG

(b) Disposición de los GVL

Figura 2.9: Geometría del NTVG [8].

Dogan et al. en [8], realizó un estudio comparativo entre los NTVG y el clásico Delta Winglet Pair (DWP). A partir de los resultados obtenidos experimentalmente por Dogan et al. (figura 2.10), se concluye que esta nueva geometría logra mejores resultados tanto para el número de Nusselt, como para el factor de fricción. Esto da como resultado un mayor rendimiento térmico en comparación a la geometría DWP, para todo el rango de número de Reynolds estudiado. Donde el mayor rendimiento alcanzado por la geometría NTVG es con un Reynolds igual a 5000, donde se logra $TEF = 1,34$.



(a) Número de Nusselt normalizado

(b) Factor de fricción normalizado

Figura 2.10: Resultados experimentales obtenidos [8].

2.4.2. Distribución de GVL y variación de parámetros

Tang et al. en [9], estudiaron los efectos de varios parámetros geométricos de un GVL tipo Delta Winglet de forma numérica. Los principales parámetros estudiados de los GVL fueron el grosor, el largo, la altura, el ángulo de ataque, la distancia transversal y longitudinal con respecto al canal. Los resultados mostraron que el número de Nusselt y el factor de fricción aumenta, al aumentar la altura de los GVL, para un mismo número de Reynolds. Esto se debe a que al aumentar el tamaño de los GVL, la sección transversal del canal disponible para que pase fluido disminuye, generando un aumento en la velocidad del fluido, aumentando tanto la transferencia de calor, como la caída de presión. En este estudio también se lograron definir los tres parámetros geométricos del GVL más importantes para aumentar el factor de rendimiento del intercambiador, estos son el largo, la altura y el ángulo de ataque del GVL.

Abdollahi y Shams en [10], llevaron a cabo un estudio numérico para estudiar el efecto de la forma y el ángulo de ataque de un GVL tipo Rectangular Winglet en un canal rectangular. Los ángulos estudiados fueron 15° , 30° , 45° , 60° , 75° y 90° . Los resultados muestran que un ángulo de 45° posee un mayor aumento en la transferencia de calor a larga distancia aguas abajo del canal, en comparación con los otros ángulos de ataque. De hecho, aunque el GVL con un ángulo de 90° genera un aumento pronunciado en el número de Nusselt en la ubicación del GVL, este disminuye rápidamente. Por otro lado, Wu y Tao en [11], estudiaron de manera experimental y numérica el impacto del ángulo de ataque de un GVL tipo Delta Winglet perforado desde la superficie. Los ángulos estudiados fueron 15° , 30° , 45° y 60° , donde se logra aumentar el número de Nusselt promedio comparado al caso base entre 8-11 %, 15-20 %, 21-29 % y 21-34 %, respectivamente. Por lo que se concluyó que el número promedio de Nusselt aumentaba al aumentar el ángulo de ataque.

Lu y Zhou en [12] estudiaron numéricamente como afectaba en la transferencia de calor y la pérdida de carga el uso de perforaciones en los GVL. Para esto modificaron el parámetro φ , que corresponde a la razón entre el área de la perforación y el área del GVL. Los valores estudiados fueron $\varphi = \{0.03, 0.06, 0.08, 0.12\}$. A partir de los resultados obtenidos, se concluye que el caso con $\varphi = 0,06$ es el que obtiene mejores resultados tanto en aumento de transferencia de calor, como rendimiento térmico. Para el caso de φ igual a 0,08 y 0,12, se obtienen peores resultados en el aumento de transferencia de calor, debido a que al aumentar el tamaño de la perforación, la diferencia de presión antes y después de los GVL se reduce, lo que disminuye la fuerza de los vórtices creados.

Skullong y Promvongse en [13], realizaron un estudio experimental para estudiar cómo afecta el ángulo de ataque, la posición y altura de los GVL tipo DW al interior de un calentador solar de aire. Los experimentos se llevan a cabo variando la tasa de flujo de aire para números de Reynolds en el rango de 5.000 a 24.000 en la sección de prueba, con un flujo de calor uniforme aplicado en la pared superior del canal, como se muestra en la figura 2.11.

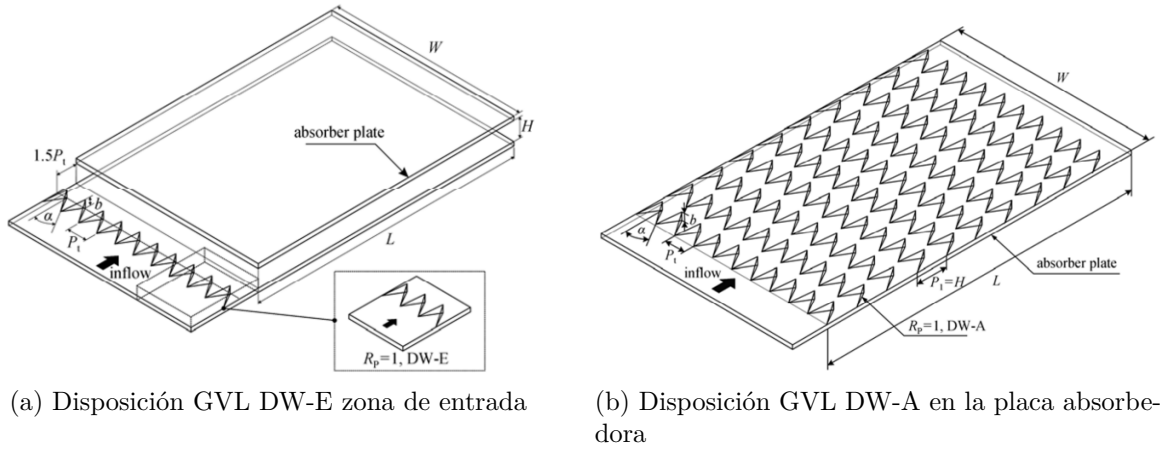


Figura 2.11: Configuración experimental realizada por Skullong y Promvonge [13].

En este estudio se analizan dos configuraciones, primero se estudia el uso de GVL en la zona de entrada del sistema para crear múltiples vórtices en la zona de entrada de este, sin adicionar GVL en la zona de la placa absorbadora, disposición llamada DW-E. Luego se estudia el uso de GVL únicamente en la zona de la placa absorbadora, donde se agregan GVL en la pared superior del canal llamados DW-A. En ambos casos se varía la separación transversal P_t y el ángulo de ataque de los GVL, además para los DW-A se comparan los resultados para diferentes proporciones b/H , donde b es la altura del GVL y H la altura del canal. A partir de los resultados obtenidos para el caso DW-A, que se muestran en la figura 2.12, es posible notar que el número de Nusselt normalizado tiende a mantenerse constante en todo el rango de Reynolds estudiado. Por otro lado, el factor de fricción muestra un comportamiento creciente con el el número de Reynolds.

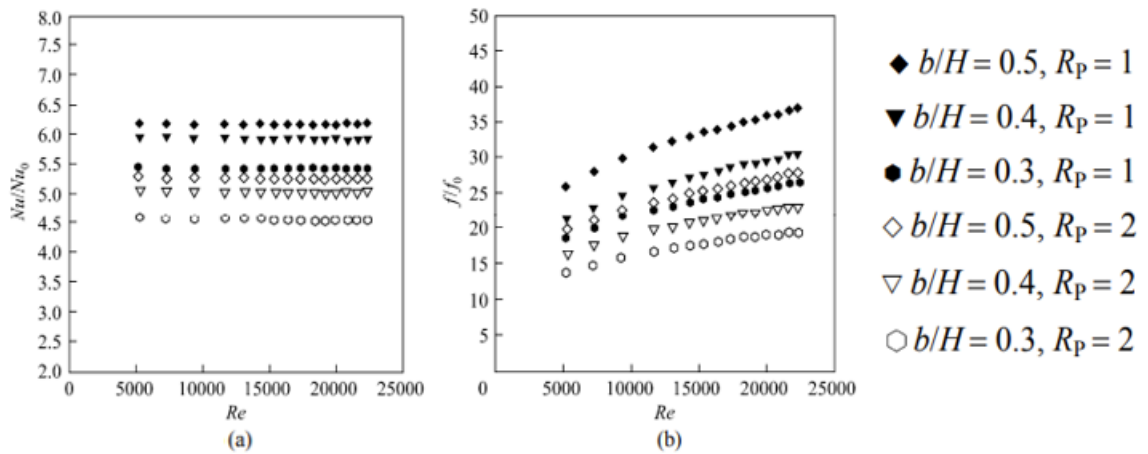


Figura 2.12: Resultados obtenidos por Skullong y Promvonge [13].

Skullong y Promvonge logran concluir que para ambos casos se obtiene el mayor rendi-

miento termo-hidráulico cuando el ángulo de ataque es 30° y la separación transversal es igual a la altura del canal. Además, en el caso de los DW-A para el caso $b/H = 0,4$ es donde se alcanza el mayor rendimiento, con un valor de $TEF = 2,15$.

Dogan y Erzincan en [14], realizaron un estudio experimental para analizar la variación del rendimiento termo-hidráulico (TEF) a lo largo de un canal rectangular al variar la configuración de los GVL. Los experimentos se llevaron a cabo variando la tasa de flujo de aire para números de Reynolds en el rango de 5000 a 25000 dentro de la sección de prueba. En este estudio se modificaron la distancia transversal, la distancia longitudinal y el tipo de arreglo de los GVL del tipo NTVG. A continuación, se presentan algunas imágenes de los arreglos experimentales realizados.

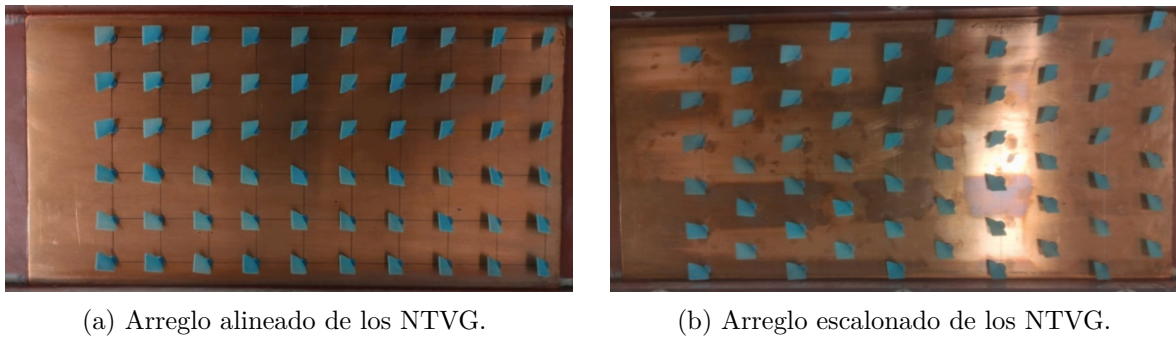


Figura 2.13: Configuración experimental realizada por Dogan y Erzincan [14].

A partir de los resultados obtenidos en [14], se observa que a medida que disminuye la distancia longitudinal P_L , aumentan tanto la transferencia de calor como la caída de presión. Esto se debe a que, al disminuir el valor de P_L , aumenta la cantidad de filas de GVL a lo largo del IC, permitiendo que los vórtices longitudinales generados fluyan con mayor intensidad desde la primera fila de NTVG hasta el final del canal, manteniendo su fuerza en comparación con aquellos en valores mayores de P_L . En términos de rendimiento termohidráulico, el valor óptimo encontrado es $P_L = 1.5H$, donde H corresponde a la altura del canal.

Otra conclusión importante de este trabajo está relacionada con el tipo de arreglo más conveniente dentro del canal, ya sea alineado o escalonado. Los autores concluyen que, para el arreglo alineado, los vórtices generados en las primeras filas se refuerzan en las siguientes a medida que avanzan en la dirección del flujo principal. Sin embargo, para el arreglo escalonado, el flujo en la siguiente fila de NTVG es forzado a fluir en dirección opuesta a la de la fila anterior, lo que provoca la deterioración de los vórtices generados en la primera fila al entrar en contacto con la segunda fila. Como resultado, el arreglo escalonado presenta un rendimiento térmico inferior. El máximo TEF es de 1.59 y se obtuvo con un arreglo alineado y distancia longitudinal $P_L = 1.5H$.

2.5. Ecuaciones gobernantes

2.5.1. Ecuación de continuidad

Tomando en cuenta una densidad constante en el tiempo y un flujo incompresible obtenemos la siguiente ecuación de continuidad:

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

Donde u , v y w son las velocidades en $[m/s]$ de los ejes x , y y z respectivamente.

2.5.2. Ecuaciones de Navier-Stokes

Despreciando el efecto de la gravedad obtenemos las siguientes ecuaciones para los ejes x , y y z :

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

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

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

Con el campo de presiones $P(x, y, z)$ en $[Pa]$, μ la viscosidad dinámica en $[Pa \cdot s]$ y ρ la densidad del fluido en $[kg/m^3]$.

2.5.3. Ecuación de Energía

Para la ecuación de energía no se considera ni generación ni disipación de energía.

$$\rho C_p\left(\frac{\partial T}{\partial t} + u\frac{\partial T}{\partial x} + v\frac{\partial T}{\partial y} + w\frac{\partial T}{\partial z}\right) = k\left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right) \quad (2.5)$$

Donde ρ es la densidad del fluido en $[kg/m^3]$, C_p es el calor específico del fluido $[\frac{J}{kg \cdot K}]$, T corresponde a la temperatura $[K]$ y k es la conductividad térmica $[\frac{W}{m \cdot K}]$.

2.6. Modelo de turbulencia

El modelo a utilizar en este trabajo corresponde al Shear Stress Transport (SST) $k-\omega$, en donde el parámetro k corresponde a la energía cinética turbulenta y ω es la tasa específica de disipación turbulenta. La formulación del modelo SST $k-\omega$ combina los mejor de dos modelos RANS, el Standard $k-\omega$, que es utilizado en la zona de la subcapa viscosa dentro de la capa limite, donde obtiene resultados más precisos y el Standard $k-\epsilon$, el cual se utiliza en la región de flujo libre, donde obtiene mejores resultados y también se evita un problema común del modelo $k-\omega$, el cual es demasiado sensible a las propiedades de turbulencia de entrada del flujo [15].

Las ecuaciones que rigen este modelo son las siguientes:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (2.7)$$

Donde:

- \tilde{G}_k : Corresponde a la generación de energía cinética debido a los gradientes de velocidad promedio.
- G_ω : Corresponde a la generación de ω .
- Γ_k : Es la difusividad efectiva de k .
- Γ_ω : Es la difusividad efectiva de ω .
- Y_k : Es la disipación de k debido a la turbulencia.
- Y_ω : Es la disipación de ω debido a la turbulencia.
- D_ω : Corresponde al término de difusión cruzada, el cual permite que el modelo pueda variar entre el $k - \epsilon$ y el $k - \omega$.

2.7. Condiciones de pared

En las proximidades de las paredes sólidas, la adherencia del fluido y la formación de la capa límite generan gradientes de velocidad en estas áreas, haciendo que la velocidad del fluido sea cero en las paredes. Debido a esto, es de vital importancia lograr capturar el comportamiento del fluido en estas zonas al momento de realizar simulaciones numéricas. Para esto, se utiliza el parámetros adimensional y^+ , el cual corresponde a la distancia a la pared medida en términos de longitudes viscosas cuya fórmula es:

$$y^+ = \frac{y_P \cdot \rho \cdot u_\tau}{\mu} \quad (2.8)$$

Donde y_P corresponde a la distancia del primer nodo a la pared [m], ρ es la densidad del fluido [kg/m^3], u_τ es la velocidad friccional, y μ es la viscosidad dinámica del fluido [$Pa \cdot s$].

Dado que y_P corresponde a la distancia del primer nodo a la pared, la altura de la primera celda y_H está dada por:

$$y_H = 2 \cdot y_P \quad (2.9)$$

La velocidad friccional se puede estimar mediante la siguiente ecuación:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_\omega}{\rho}} \quad (2.10)$$

El esfuerzo de corte τ_ω es función del coeficiente de fricción C_f , la densidad ρ y la velocidad libre del fluido u_∞ :

$$\tau_\omega = \frac{C_f \cdot \rho \cdot u_\infty^2}{2} \quad (2.11)$$

Finalmente, el coeficiente de fricción puede estimarse en función del número de Reynolds gracias a la siguiente ecuación:

$$C_f = 0.079 \cdot Re^{-0.25} \quad (2.12)$$

2.8. Identificación de vorticidad

Uno de los métodos más utilizados para la identificación de vórtices es el *Criterio Q*, definido por Hunt et al. en [16]. Este método se basa en el gradiente de velocidad y se define matemáticamente como sigue:

$$Q = \frac{1}{2} \left(\|\bar{\Omega}\|^2 - \|\bar{S}\|^2 \right) \quad (2.13)$$

Donde $\bar{\Omega}$ corresponde al tensor de vorticidad y \bar{S} es la tasa de estrechamiento. Este criterio determina la presencia de vórtices cuando se cumple que $Q > 0$, esto es, cuando domina la deformación por vorticidad.

Capítulo 3

Metodología

La metodología para el desarrollo de este trabajo se compone de las siguientes etapas:

1. Definir el modelo computacional:

En esta primera etapa se define y construye el dominio computacional requerido. Para esto se utiliza el software Autodesk Inventor Professional 2023, donde se construye preliminarmente un canal sin GVL y un canal con GVL del tipo DW basado en la literatura disponible [17].

Además, es necesario definir la configuración del modelo computacional en el software Ansys Fluent, donde se realizan las simulaciones. Los aspectos más relevantes son:

- **Mallado de la geometría:** Se deben generar mallas que permitan satisfacer buenas métricas, que permitan obtener resultados con sentido.
- **Tratamiento de pared:** Se debe escoger un tratamiento adecuado que permita obtener valores adecuados de y^+ .
- **Modelo de turbulencia:** Se debe seleccionar el modelo que permita obtener los resultados más certeros según las condiciones de borde del presente trabajo.
- **Esquemas de resolución:** Se escogen esquemas de discretización de segundo orden para las variables de estudio, con tal de obtener una mayor precisión en los resultados.
- **Discretización temporal:** Se debe escoger un paso de tiempo lo suficientemente pequeño para asegurar la pronta convergencia del modelo para cada geometría en particular.

2. Propuesta inicial para la distribución de los GVL:

En esta segunda etapa, se propone una configuración inicial para el arreglo de GVL tipo Delta Winglet a estudiar. Para esto, se utilizan como guía los estudios pertinentes que

se encuentran en la literatura. Se deben definir los siguientes parámetros asociados a los pares de GVL: ángulo de ataque, altura, distancia transversal, distancia longitudinal y espesor. Tras la definición de estos parámetros, se genera la geometría en el software Inventor para su posterior uso en Ansys.

3. Validación del modelo e independencia del mallado:

En esta tercera etapa se realizan dos validaciones, que permitan corroborar que el modelo creado es consistente con la realidad. En primer lugar se realiza un modelo de canal vacío sin GVL para comparar los resultados obtenidos con correlaciones que sean aplicables para el número de Nusselt y factor de fricción, para números de Reynolds superiores a $Re = 4600$. Tras completar esta primera validación, se realiza un réplica computacional del experimento realizado en el trabajo de St. Tiggelbeck et al. [17], donde se comparan los resultados obtenidos con GVL del tipo Delta Winglet (DW) para un número de Reynolds de $Re = 4600$.

Es importante mencionar que para ambas validaciones mencionadas se debe llevar a cabo el proceso de independencia del mallado, cuyo objetivo es obtener resultados más precisos, a la vez que se ahorran recursos computacionales. A su vez, se debe estudiar la independencia del mallado para la propuesta de geometría inicial, donde la malla escogida servirá como referencia para todas las demás geometrías a estudiar.

En esta etapa se define que el modelo es válido si se obtienen errores bajo el 15 %, esto aplica tanto para el canal vacío sin GVL, como para la réplica del estudio experimental realizado en [17].

4. Ejecución de simulaciones numéricas:

La etapa de simulaciones numéricas se divide en cuatro etapas, como se describe a continuación:

- **Etapa 1: Proceso iterativo de mejora**

En esta etapa, a partir de la propuesta inicial se estudia el tipo de arreglo de los GVL en el IC, es decir, cómo están distribuidos a lo largo del canal. Para esto, se comparan dos arreglos: alineado y escalonado. A su vez, también se varía la distancia longitudinal de los GVL, la cual tiene relación directa con la cantidad de generadores en el canal. Los rangos estudiados son $P_L = \{1H, 2H, 3H, 4H\}$, siendo P_L la distancia longitudinal entre dos filas de GVL consecutivos. Todas las simulaciones se realizan para un único número de Reynolds, $Re = 4600$, con el fin de disminuir la cantidad de simulaciones en esta primera etapa y poder discriminar las distintas geometrías de forma eficaz. El parámetro que permite comparar los distintos casos corresponde al factor de rendimiento termo-hidráulico, también conocido

como *TEF*. Es en base al *TEF* que se valoran las distintas geometrías, buscando obtener un valor lo más alto posible.

- **Etapa 2: Variación de altura GVL**

Tras obtener la configuración con mejor desempeño termo-hidráulico, se procede a variar la altura de los GVL en un rango dado por $h = \{0.1H, 0.2H, 0.3H, 0.4H, 0.5H\}$, donde H corresponde a la altura del canal.

- **Etapa 3: Perforaciones en los GVL**

Tras encontrar una distribución de GVL apropiada y una altura que permita obtener el mayor TEF, se debe estudiar el uso de perforaciones en los GVL, para intentar disminuir la caída de presión y a su vez, mejorar el *TEF*.

- **Etapa 4: Propuestas finales de mejora**

Para finalizar este trabajo, se deben proponer dos nuevas configuraciones de GVL a lo largo del canal con el fin de mejorar aún más el rendimiento termo-hidráulico. Para esto, se consideran dos modificaciones geométricas: una relacionada con la inclinación de los GVL y otra con la geometría de los GVL. Estas modificaciones se detallan en la sección 4.4.5.

5. Análisis de resultados:

Tras la obtención de resultados a partir de las simulaciones numéricas, se procede a realizar gráficos y obtener parámetros que permitan una correcta interpretación de los resultados. El análisis se concentra en el estudio de flujos térmicos, caída de presión y temperatura a lo largo del canal, junto con el uso de números adimensionales tales como el número de Nusselt, el factor de fricción y el factor de rendimiento termo-hidráulico. También se hace uso de líneas de corriente e isosuperficies de vorticidad.

6. Conclusiones:

La etapa final corresponde al momento en que se deben realizar las conclusiones del trabajo desarrollado en base a los resultados obtenidos, considerando los objetivos y alcances planteados en el presente documento. Además de concluir en líneas generales los principales resultados, se deben plantear futuros desafíos que se puedan seguir desarrollando en torno al tema.

Las metodología general del trabajo se puede resumir en el siguiente diagrama de bloques:

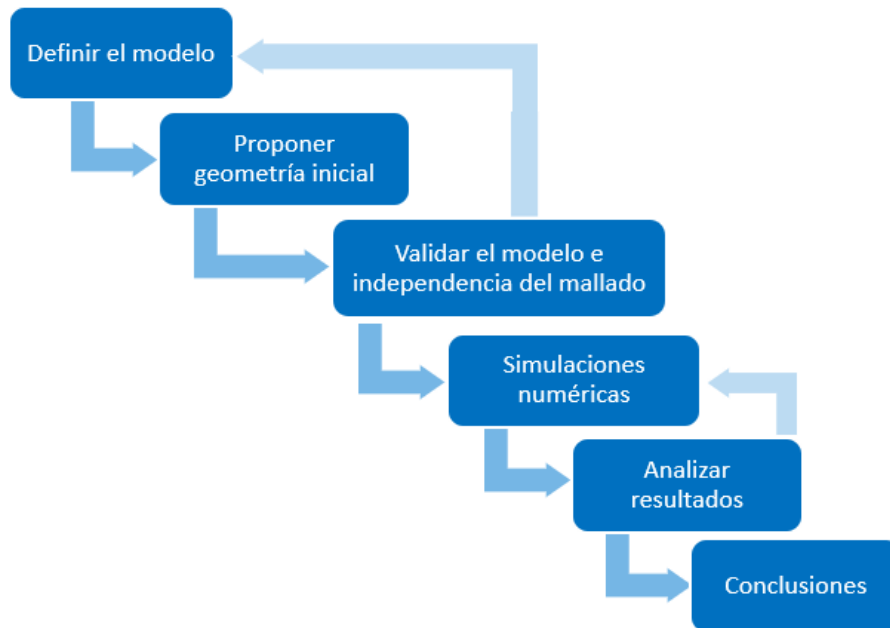


Figura 3.1: Flujo de procesos de la metodología de trabajo.

Es importante notar que la etapa de definición y validación del modelo corresponde a un ciclo iterativo. En base a la comparación entre los resultados obtenidos mediante las simulaciones y los resultados esperados según la literatura, es posible aceptar el modelo o rechazarlo y buscar posibles mejoras hasta alcanzar el error máximo permitido de un 15 %. De la misma forma, la etapa de simulaciones numéricas posee un ciclo iterativo con el análisis de resultados, lo que permite retroalimentar las modificaciones geométricas realizadas en la distribución de los GVL. Esto es, determinar si el camino escogido es el adecuado para aumentar el rendimiento termo-hidráulico del sistema.

Capítulo 4

Descripción del Modelo

4.1. Dominio computacional

El dominio computacional se basó en un intercambiador de placas, donde se modelan las placas planas paralelas con generadores de vórtices sobre estas. Además se considera una región de entrada aguas arriba, para asegurar un flujo desarrollado al momento de ingresar a la región del IC. Bajo la misma lógica, se agrega una región aguas abajo, para asegurar que la condición de borde de salida no afecte los resultados en la región del IC. Cabe destacar que ambas regiones mencionadas son ficticias, es decir, no existen en el modelo físico.

Las dimensiones seleccionadas para el IC son las utilizadas por Tiggelbeck et al. en [17]. Donde la geometría está parametrizada por el valor $H = 20$ [mm], como se muestra en la figura 4.1.

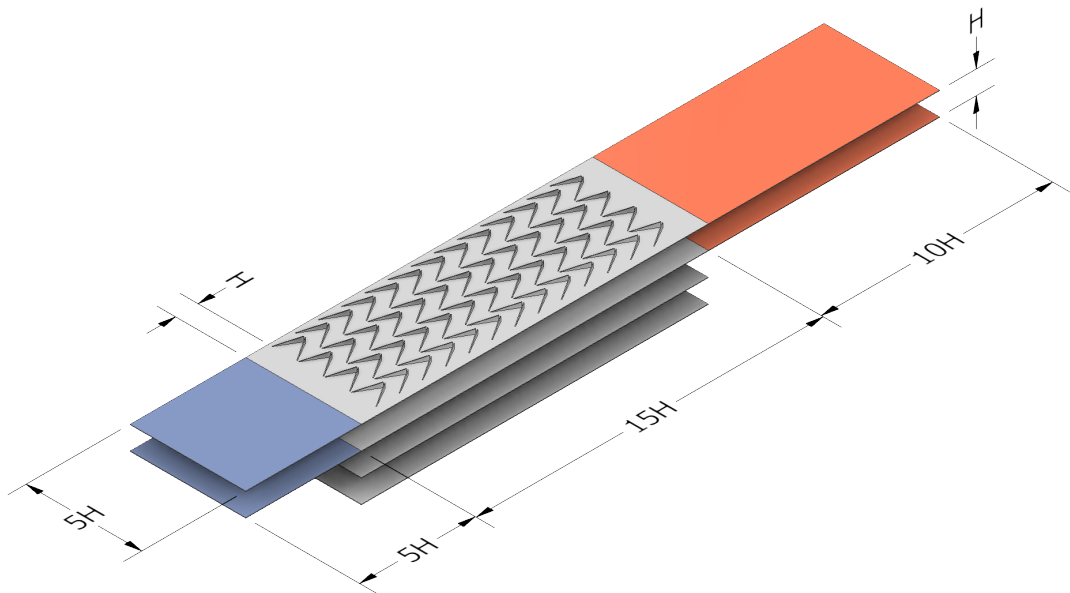


Figura 4.1: Modelo del dominio computacional.

Con el fin de ahorrar costos computacionales, se define el dominio computacional de este trabajo como la cuarta parte del canal mostrado en la figura 4.1, debido a que existe simetría en la distribución de los GVL, como se muestra posteriormente en la sección 4.4.1. Por lo tanto, el dominio computacional que se obtiene a partir de la geometría descrita, es el siguiente:

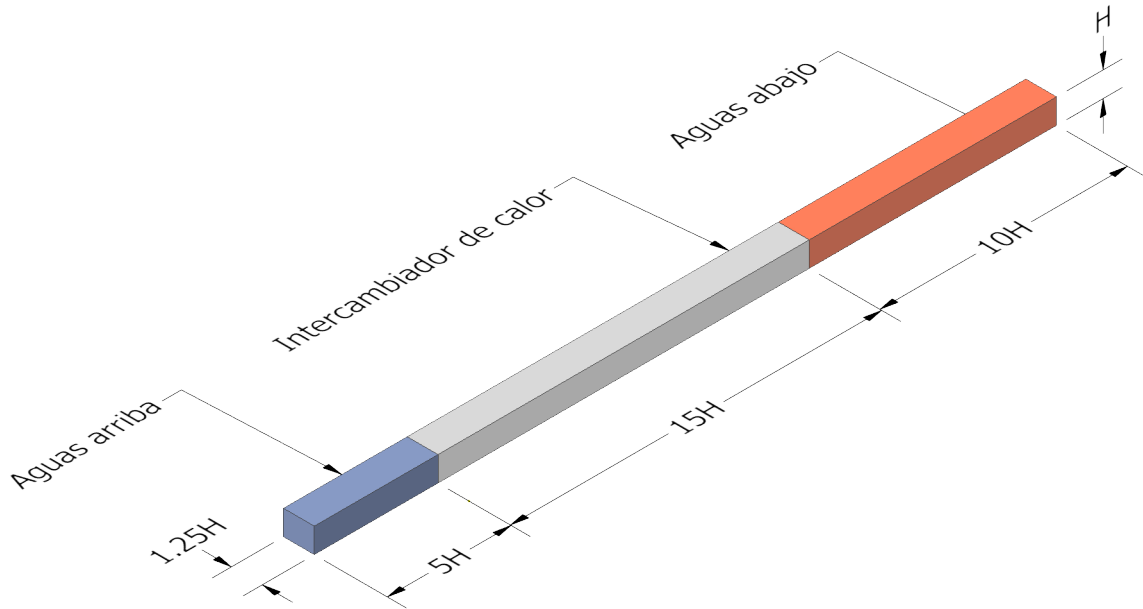


Figura 4.2: Modelo del dominio computacional.

Es importante destacar que al momento de mostrar resultados, se utilizará la herramienta de simetría existente en Ansys Fluent. De esta forma es posible visualizar el comportamiento del fluido en la extensión completa del modelo físico.

4.2. Geometría de los GVL

La geometría seleccionada para los GVL son los clásicos Delta Winglet, en los cuales se generan ciertas modificaciones para estudiar su comportamiento. Los parámetros que se mantienen fijos en este estudio son: el largo del GVL $b = 20$ [mm], el ángulo de ataque $\beta = 30^\circ$ y el distanciamiento transversal entre pares de GVL con un valor de $P_T = 1$ [mm]. Por otro lado, se varían parámetros de los GVL tales como el distanciamiento longitudinal P_L entre pares consecutivos, el espesor t de cada GVL y la altura h de estos.

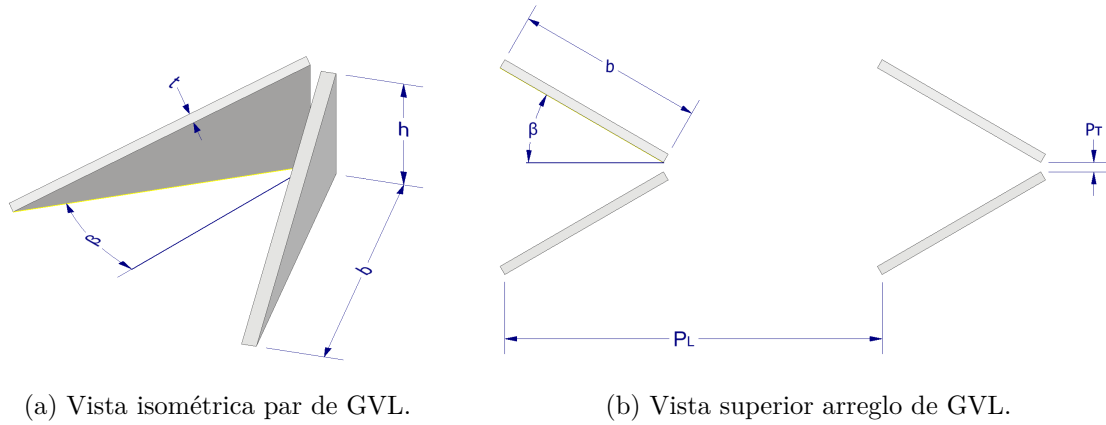


Figura 4.3: Dimensiones del DW.

4.3. Propuesta de geometría inicial

En base a la revisión bibliográfica realizada, se establece que la geometría y distribución con la que se comienzan a estudiar los arreglos de GVL, es la siguiente:

- Tipo de arreglo: Se considera una distribución de GVL del tipo alineado.
- Distancia longitudinal: Se considera $P_L = 1H$, donde H corresponde a la altura del canal.
- Altura de los GVL: Se considera una altura de de GVL $h = 0.4H$, donde H corresponde a la altura del canal.

A partir de estos parámetros, se buscará realizar modificaciones en busca de mejoras en términos del rendimiento del sistema. A continuación se muestra una figura con las dimensiones principales de esta propuesta:

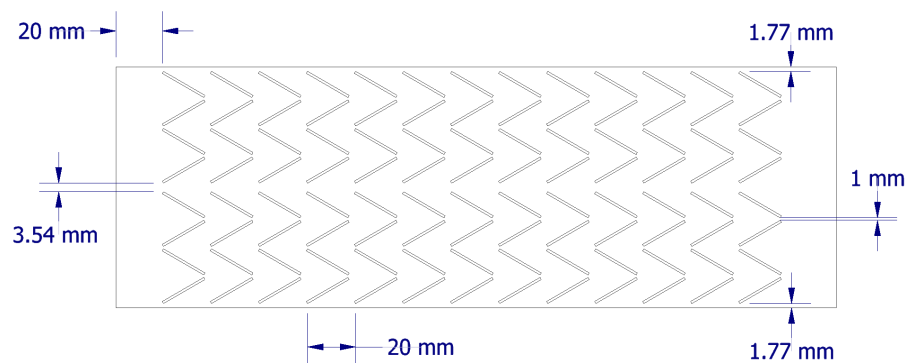


Figura 4.4: Dimensiones principales de la propuesta inicial.

4.4. Variación de parámetros

A continuación se detallan las configuraciones y rangos en los cuales se modifican los parámetros asociados a la distribución de los GVL. Es importante destacar que para una mejor comprensión del modelo, se presentan imágenes de la geometría completa. Sin embargo, las simulaciones numéricas se llevarán a cabo considerando únicamente la cuarta parte del canal, gracias a la simetría que poseen las distintas configuraciones.

4.4.1. Tipo de arreglo

Dentro de los casos de estudio se encuentran dos configuraciones de GVL a lo largo del canal: alineados y escalonados. En el primer caso, todas las filas de GVL a lo largo del canal se encuentran alineadas, en cambio, en la configuración escalonada las filas se encuentran desplazadas transversalmente por 20 [mm]. En las figuras 4.5 y 4.6 se exhiben ambos tipos de arreglos y sus principales dimensiones para el caso en que $P_L = 1H$.

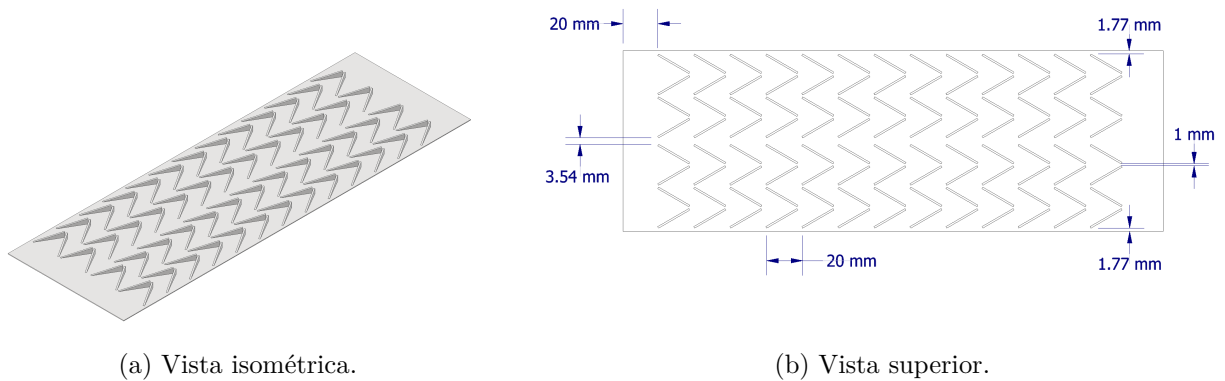


Figura 4.5: Distribución de GVL alineados para $P_L = 1H$.

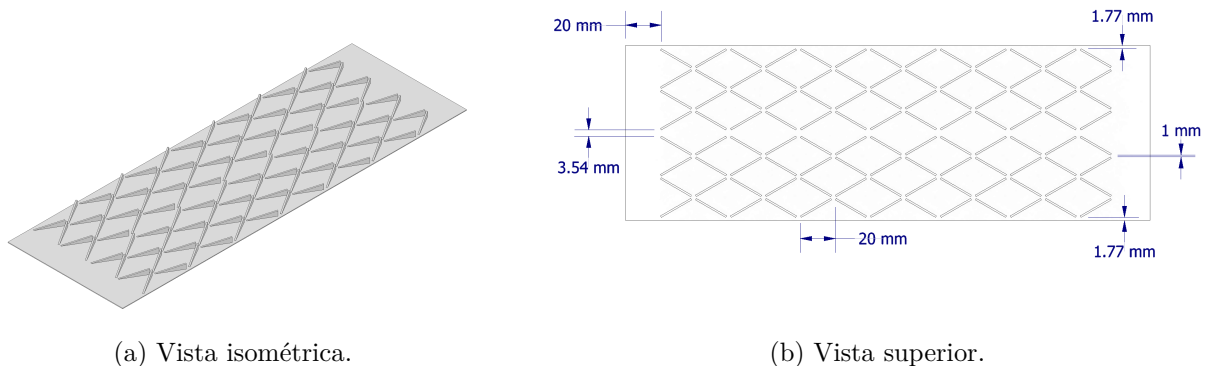


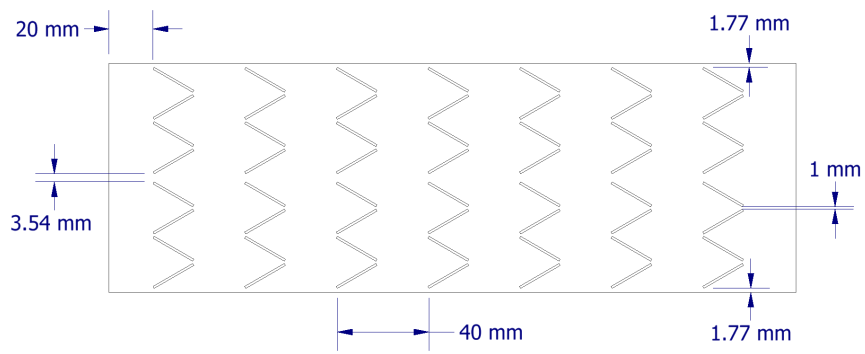
Figura 4.6: Distribución de GVL escalonados para $P_L = 1H$.

4.4.2. Distancia longitudinal P_L

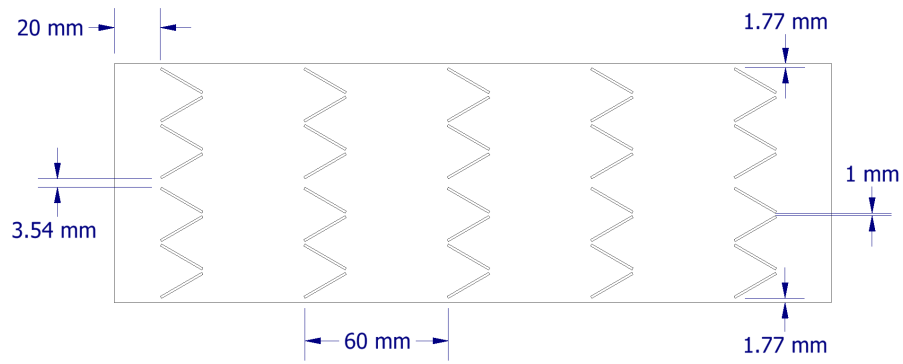
Otro parámetro relevante dentro de este estudio corresponde a la distancia longitudinal entre filas consecutivas de generadores, denominado P_L . Este valor se encuentra dentro del siguiente rango: $P_L = \{1H, 2H, 3H, 4H\}$. Es importante destacar que al aumentar el valor de P_L , la cantidad de GVL en el IC disminuyen, como se muestra en la tabla 4.1. En las figuras 4.5.b y 4.6.b se muestran las dimensiones para el caso $P_L = 1H$, para arreglos alineados y escalonados, respectivamente. En la figura 4.7 se muestran las dimensiones para los casos $P_L = \{2H, 3H, 4H\}$, únicamente en configuración alineada, dado que para el arreglo escalonado las dimensiones son análogas.

Tabla 4.1: Cantidad de GVL según valor de P_L .

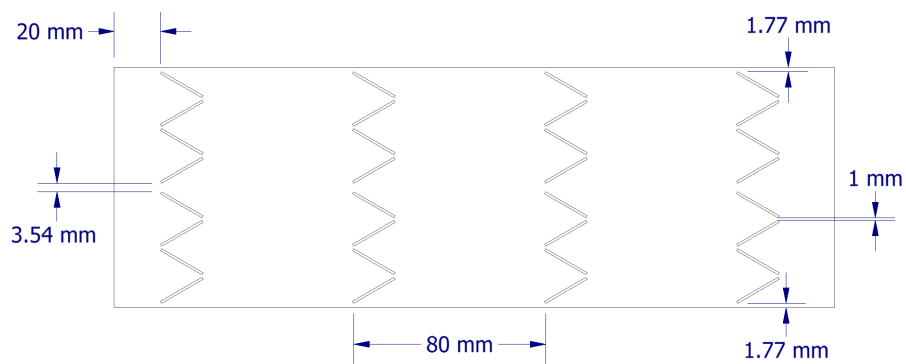
P_L	Canal completo	Dominio computacional
1H	104	26
2H	56	14
3H	40	10
4H	32	8



(a) Caso $P_L = 2H$.



(b) Caso $P_L = 3H$.



(c) Caso $P_L = 4H$.

Figura 4.7: Distribución de GVL para distintos valores de P_L .

4.4.3. Altura de los GVL

El parámetro más importante dentro de este trabajo corresponde a la altura h de los GVL. Se consideran cinco valores de estudio $h = \{0.1H, 0.2H, 0.3H, 0.4H, 0.5H\}$, donde H equivale a la altura del IC y posee un valor de $20 [mm]$. El largo de la base del GVL se mantiene igual en todos los casos, es decir, $b = 20 [mm]$.

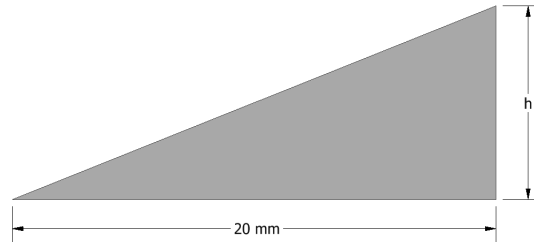


Figura 4.8: Dimensiones principales de GVL.

4.4.4. Perforaciones en los GVL

El estudio de perforaciones está limitado a una sola configuración de GVL, es decir, arreglo alineado, $P_L = 1H$, $b = 20 [mm]$ y altura de GVL $h = 0.2H$.

El estudio de perforaciones se limita a los casos $\varphi_1 = 0.06$, $\varphi_2 = 0.10$, $\varphi_3 = 0.15$, donde φ corresponde al cociente entre el área de la perforación y el área del GVL. En este trabajo, los valores de φ se traducen en los siguientes diámetros de perforación: $\Phi_1 = 1.75 [mm]$, $\Phi_2 = 2.25 [mm]$ y $\Phi_3 = 2.75 [mm]$. La ubicación de las perforaciones se mantiene fija, como se muestra a continuación:

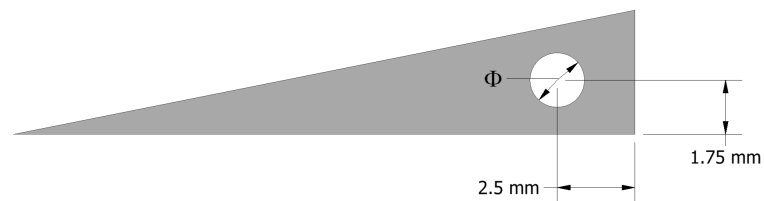


Figura 4.9: Dimensiones principales de GVL perforado.

4.4.5. Propuestas finales de mejora

Las dos propuestas finales tienen como objetivo aumentar el rendimiento termo-hidráulico del sistema mediante una reducción de la caída de presión. Para esto, se proponen dos configuraciones, la primera se basa en la inclinación de los GVL, y la segunda corresponde a una modificación geométrica de estos, utilizando los *Inclined Projected Winglet Pair* mencionados en la sección 2.4.1.

La propuesta N°1 corresponde a inclinar los GVL en configuración alineada, $P_L = 1H$ y $h = 0.2H$. Esto se logra gracias a una rotación de 30° con respecto a la base de cada GVL del tipo DW, como se muestra en la figura 4.10.a. De esta forma se obtiene una distribución de GVL como se muestra en la figura 4.10.b.

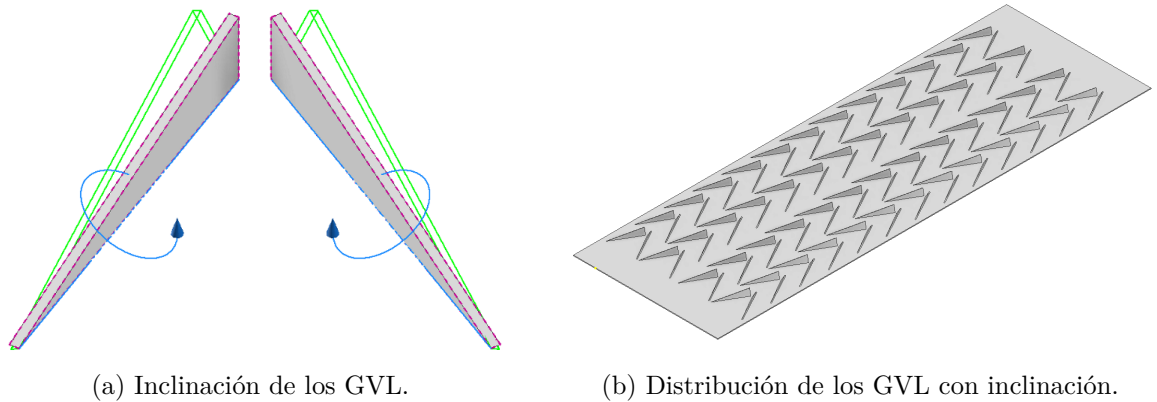


Figura 4.10: Propuesta N°1 de mejora.

La propuesta N°2 corresponde a utilizar una geometría distinta de GVL, en este caso se escoge la IPWP. Las dimensiones principales se muestran en la figura 4.11.

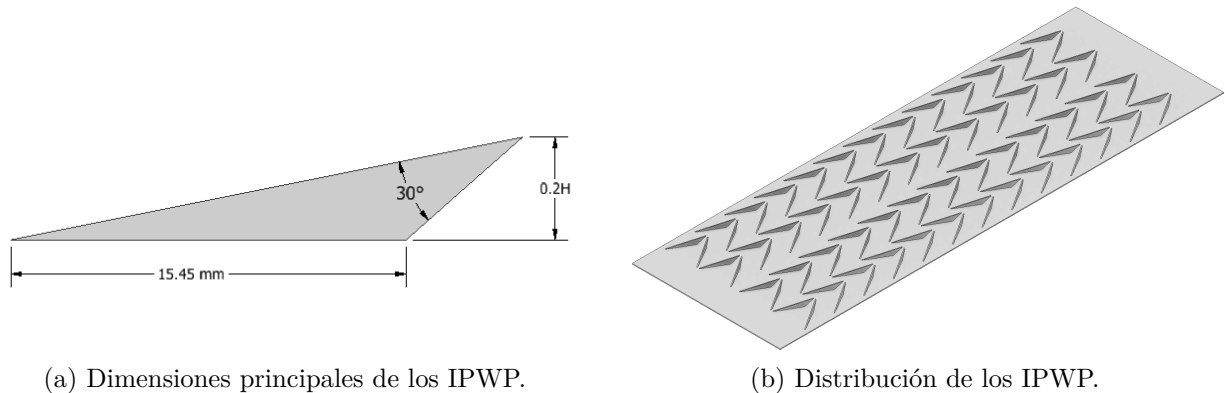


Figura 4.11: Propuesta N°2 de mejora.

4.5. Condiciones de borde

A continuación se muestra un esquema de las condiciones de borde en el dominio computacional de este trabajo.

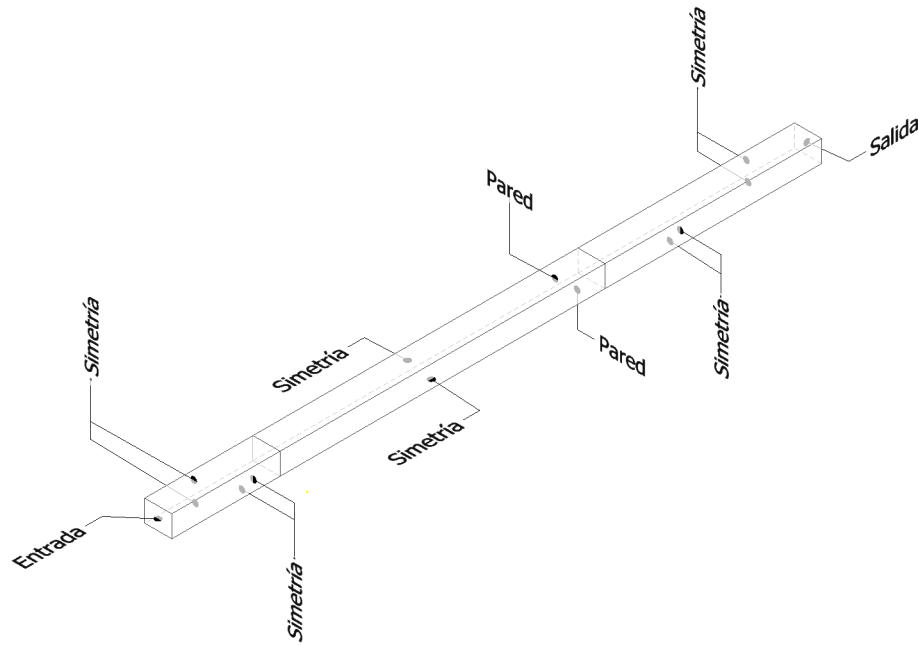


Figura 4.12: Condiciones de borde en el dominio computacional.

4.5.1. Entrada

En la región aguas arriba del dominio computacional se impone una condición de entrada del flujo, donde se deben ingresar valores de velocidad, temperatura, intensidad de turbulencia y el diámetro hidráulico. En el caso del perfil de velocidad y temperatura de entrada se tiene:

$$u_{\infty} = \text{constante}, \quad v = w = 0, \quad T_{\infty} = 293[K] \quad (4.1)$$

Donde la velocidad de entrada asociada a cada número de Reynolds se muestra en la siguiente tabla:

Tabla 4.2: Velocidad de entrada para cada número de Reynolds.

Reynolds	Velocidad u_{∞} [m/s]
4600	1.84
6000	2.21
8000	2.95
10000	3.69
12000	4.43

Por otro lado, es necesario definir la intensidad de turbulencia y el diámetro hidráulico del canal. Para esto se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$I = 0.16Re_{D_h}^{-1/8} \quad (4.2)$$

Donde I corresponde a la intensidad de turbulencia [15].

$$D_h = 2H \quad (4.3)$$

Donde D_h es el diámetro hidráulico del canal y H corresponde a la altura de este. Esta ecuación se obtiene al considerar que las caras laterales del canal son virtualmente infinitas, debido a la condición de simetría que se aplica.

4.5.2. Condiciones de pared

Dentro de las tres zonas del modelo, es decir, aguas arriba, intercambiador de calor y aguas abajo, se imponen diversas condiciones de pared las cuales son especificadas a continuación:

- *Paredes a temperatura constante:* Tanto la pared superior e inferior de la zona del IC poseen una condición de pared caliente, las cuales se encuentran a una temperatura constante de 323 [K].
- *Simetría:* En el modelo computacional existen 10 caras a las que se le aplica la condición de simetría, como se puede apreciar en la figura 4.12. Al establecer esta condición de simetría, se imponen dos condiciones:
 1. No hay flujo normal al plano de simetría: Esto significa que el componente de la velocidad normal al plano de simetría es cero.
 2. No hay gradientes de las variables en la dirección normal al plano de simetría: Esto implica que las derivadas de variables como la velocidad, presión y temperatura, son iguales a cero en la dirección perpendicular al plano de simetría.
- *Pared adiabática:* En las paredes de los GVL se impone que el flujo de calor es igual a cero.

4.5.3. Salida

Para la región de salida, se establece la condición de *outflow*, la cual indica que el flujo está saliendo del dominio en la superficie donde se aplica. Al utilizar esta condición, se impone que todos los gradientes normales a la superficie de salida son nulos.

4.6. Definición del mallado

La definición del mallado en las diferentes geometrías estudiadas en el presente trabajo debe satisfacer la condición de mantener un valor de y^+ cercano a 1, esto con el fin de

representar adecuadamente el comportamiento del fluido en contacto con las paredes de los GVL y del IC. En base a esta condición, se logra definir un valor de $y_H = 0.12$ [mm], donde y_H es el espesor del primer elemento a la pared. A continuación se muestran los valores de y^+ obtenidos para cada número de Reynolds:

Tabla 4.3: Valor de y^+ en función del número de Reynolds.

Re	u_∞	C_f	τ_ω	u_τ	y_H	y^+
4600	1.84	0.012	0.024	0.142	0.12	0.53
6000	2.21	0.011	0.032	0.166	0.12	0.62
8000	2.95	0.011	0.054	0.216	0.12	0.81
10000	3.69	0.010	0.082	0.265	0.12	0.99
12000	4.43	0.010	0.114	0.313	0.12	1.17

Dado que estos valores expuestos de y^+ son teóricos, deben ser verificados tras realizar las simulaciones para cada caso.

Para poder comparar la calidad de las mallas en cada geometría, se utilizan las siguientes métricas de calidad: *Element Quality*, *Orthogonal Quality* y *Skewness*. En el caso de las primeras dos métricas, se intenta obtener valores cercanos a 1 en base a las recomendaciones obtenidas a partir del manual oficial del mallado de Ansys [15]. En el caso del *Skewness*, se tienen los siguientes rangos de calidad:

Tabla 4.4: Rangos de calidad para el *Skewness*.

Valor de <i>Skewness</i>	Calidad de celda
1	Degenerada
0.9 - < 1	Mala
0.75 - 0.9	Pobre
0.5 - 0.75	Aceptable
0.25 - 0.5	Buena
> 0 - 0.25	Excelente
0	Equilateral

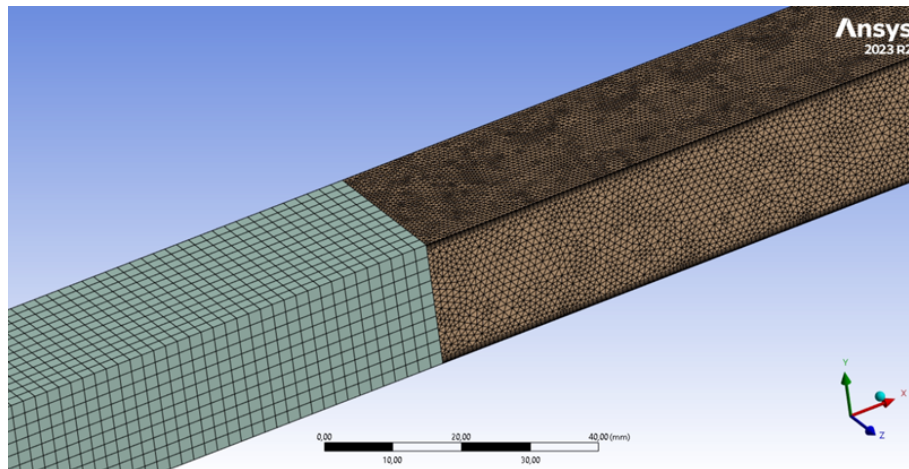
La malla utilizada en este trabajo considera elementos tetraédricos en la región del intercambiador de calor (IC) y elementos cuadrados en las regiones aguas arriba y aguas abajo del modelo. El proceso de mallado en la herramienta *Meshing* de Ansys se describe en los siguientes puntos:

- *Inflation*: Esta herramienta se utiliza para generar una malla con una mayor densidad de elementos en las regiones cercanas a las paredes o superficies de interés. En este caso, se impone la condición de *First Layer Thickness* igual a $y_H = 0.12$ [mm] en las

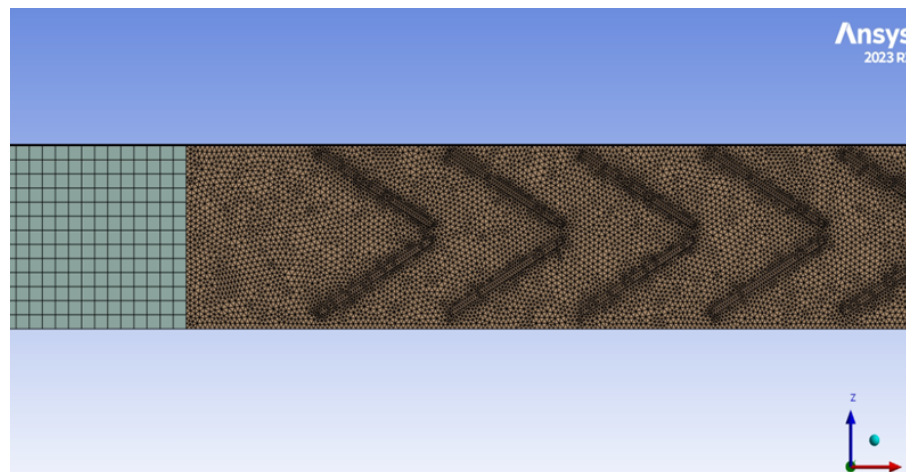
paredes superior e inferior del IC, junto con las paredes de los GVL. Además, el *inflation* utilizado es de 5 capas.

- *Body sizing*: Esta herramienta permite definir el tamaño de los elementos dentro de cuerpos o volúmenes específicos.
- *Face sizing*: Esta herramienta permite definir el tamaño de superficies específicas del modelo.

Los valores asociados a cada una de estas etapas se describen en la sección 4.10, obtenidos tras el estudio de independencia del mallado. A continuación se muestra una figura referencial con el mallado que se utiliza en este trabajo:



(a) *Inflation* aplicado en la región del IC.



(b) Mallado aplicado a los GVL.

Figura 4.13: Mallado implementado para el caso $P_L = 1H$ y arreglo alineado.

4.7. Método numérico

Las simulaciones numéricas son realizadas en el software Ansys Fluent, donde se selecciona la opción de *Estudio Transiente*, con la finalidad de asegurar la pronta convergencia del modelo y una adecuada captura de los vórtices generados para cada geometría. La discretización temporal depende de la velocidad con la que entra el fluido al modelo y está dada por la siguiente ecuación:

$$\Delta t = \frac{L}{u_{\infty}} \cdot \frac{1}{1000} \quad (4.4)$$

Donde L corresponde al largo del canal, en este caso equivale a $0.6 [m]$ y u_{∞} corresponde a la velocidad de entrada del fluido $[m/s]$, la cual varía según el número de Reynolds a estudiar.

Usando este valor como paso de tiempo, se realizan 20 iteraciones por cada paso de tiempo y se establecen un total de 4000 pasos de tiempo. En esencia, esto significa que el fluido estaría recorriendo el canal 4 veces.

A continuación se muestran los aspectos más relevantes para la configuración del modelo en Fluent:

- Método basado en presión
- Gravedad = $9.81 [m/s^2]$
- Método de acoplamiento presión-velocidad: SIMPLEC
- Modelo de Turbulencia: SST $k - \omega$
- Esquemas de discretización:
 - Gradientes: *Mínimos cuadrados basados en la celda.*
 - Presión: *Segundo orden.*
 - Momentum: *Segundo orden aguas arriba.*
 - Energía cinética turbulenta: *Segundo orden aguas arriba.*
 - Tasa de disipación turbulenta: *Segundo orden aguas arriba.*
 - Energía: *Segundo orden aguas arriba.*
- Residuos:
 - Continuidad: 10^{-4}
 - Velocidad en sus tres componentes: 10^{-6}
 - k : 10^{-6}
 - ω : 10^{-6}
 - Energía: 10^{-6}

4.8. Parámetros

4.8.1. Parámetros de entrada

Diámetro hidráulico

Este parámetro se utiliza en geometrías que poseen secciones transversales no circulares. En el caso de un canal con sección transversal rectangular se define como:

$$D_h = \frac{2HW}{H + W} \quad (4.5)$$

Donde H [m] y W [m] corresponden a la altura y el ancho del canal, respectivamente. Debido a que el modelo definido en este trabajo posee simetría en las paredes laterales del canal (ver figura 4.12), se debe tomar el límite cuando W tiende a infinito:

$$D_h = \lim_{W \rightarrow \infty} \frac{2H}{\frac{H}{W} + 1} \quad (4.6)$$

Por lo tanto, el diámetro hidráulico a considerar es:

$$D_h = 2H \quad (4.7)$$

Número de Reynolds

El número de Reynolds es un número adimensional que describe la relación entre las fuerzas inerciales y las fuerzas viscosas en un flujo de fluido, el cual permite caracterizar el comportamiento de los fluidos. El número de Reynolds está descrito por la siguiente expresión:

$$Re = \frac{\rho u_\infty D_h}{\mu} \quad (4.8)$$

Donde ρ [kg/m^3] es la densidad del fluido, u_∞ [m/s] es la velocidad de entrada del fluido al canal, D_h [m] es el diámetro hidráulico y μ [$Pa \cdot s$] es la viscosidad dinámica del fluido.

4.8.2. Parámetros de salida

Coefficiente de convección

El coeficiente de convección es una medida de la capacidad de un fluido para transferir calor por convección y se define como:

$$h_c = \frac{\dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in})}{A_w \cdot (T_w - T_{avg})} \quad (4.9)$$

Donde \dot{m} [kg/s] es el flujo másico que ingresa al canal, C_p [$\frac{J}{kgK}$] es el calor específico del fluido a presión constante, T_{out} [K] es la temperatura promedio de salida del canal, T_{in} [K] es la temperatura del fluido a la entrada del canal, A_w [m^2] corresponde al área superficial para la transferencia de calor en el canal, T_w [K] es la temperatura a la que se encuentra la

pared y T_{avg} es la temperatura promedio del canal, que está dada por:

$$T_{avg} = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (4.10)$$

Número de Nusselt

El número de Nusselt es un número adimensional que representa la razón entre la transferencia de calor convectiva y la conductiva a través de una superficie, el cual está dado por la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{h_c \cdot D_h}{k_f} \quad (4.11)$$

Donde h_c [$\frac{W}{m^2K}$] es el coeficiente de convección, D_h [m] es el diámetro hidráulico del canal y k_f [$\frac{W}{mK}$] corresponde a la conductividad térmica del fluido.

Factor de fricción

El factor de fricción es un número adimensional que cuantifica la resistencia al flujo en un conducto y se utiliza en el cálculo de pérdidas de presión debido a la fricción. Este valor está dado por la siguiente expresión:

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P \cdot D_h}{\rho u_\infty^2 L} \quad (4.12)$$

Donde ΔP [Pa] corresponde a la caída de presión entre la entrada y salida del canal, D_h [m] es el diámetro hidráulico, ρ [kg/m^3] es la densidad del fluido, u_∞ [m/s] es la velocidad de entrada del fluido al canal y L [m] es el largo del canal.

Factor de rendimiento termo-hidráulico

El factor de rendimiento termo-hidráulico es un parámetro adimensional que evalúa la eficiencia global de un sistema de transferencia de calor, considerando tanto la mejora en la transferencia de calor como las pérdidas por fricción. Se define como:

$$TEF = \frac{(Nu/Nu_0)}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (4.13)$$

Donde Nu y f son el número de Nusselt y el factor de fricción en presencia de GVL, mientras que Nu_0 y f_0 son los valores correspondientes sin GVL.

Flujo de calor total

El flujo de calor total a través de las paredes calientes del IC hacia el fluido se puede calcular mediante las siguientes ecuaciones:

$$\dot{Q}_a = \dot{q} \cdot A_w \quad (4.14)$$

$$\dot{Q}_b = \dot{m} \cdot C_p \cdot (T_{out} - T_{in}) \quad (4.15)$$

$$\dot{Q}_c = A_w \cdot h_c \cdot \Delta T_{ln} \quad (4.16)$$

Donde \dot{q} [W/m^2] es el flujo de calor total a través de las paredes del IC, A_w [m^2] es el área superficial total de las paredes calientes, \dot{m} [kg/s] es el flujo másico de fluido, h_c [$\frac{W}{m^2K}$] es el coeficiente de convección y ΔT_{ln} es la diferencia de temperatura logarítmica entre la entrada y la salida del fluido, que está dada por:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_w - T_{out}) - (T_w - T_{in})}{\ln [(T_w - T_{out}) - (T_w - T_{in})]} \quad (4.17)$$

Potencia mecánica

La potencia mecánica se refiere a la cantidad de energía que se necesita para empujar un fluido a través de un canal a una cierta velocidad, venciendo la resistencia del flujo debida a la presión. Se define como:

$$\dot{P} = u_{prom} \cdot A_{ST} \cdot \Delta P \quad (4.18)$$

Donde u_{prom} [m/s] es la velocidad promedio del fluido, A_{ST} [m^2] es el área de la sección transversal por la que pasa el fluido y ΔP [Pa] corresponde a la diferencia de presión entre la salida y la entrada del canal.

4.9. Validación del modelo

A continuación se aborda la validación del modelo desarrollado mediante simulaciones numéricas llevadas a cabo en Ansys Fluent. Este proceso es crucial para asegurar que las simulaciones reflejen con precisión el comportamiento real del fluido a lo largo del IC.

4.9.1. Canal vacío

Para validar el modelo, se deben comparar los resultados obtenidos a partir de las simulaciones numéricas con correlaciones teóricas, donde las condiciones de borde son las utilizadas en el estudio experimental de Tiggelbeck et al. [17]. En este caso, se utiliza la ecuación de Dittus-Boelter para el número de Nusselt (ecuación 4.19) y la ecuación de Blasius para el factor de fricción (ecuación 4.20), las cuales se muestran a continuación:

$$Nu = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^n \quad ; \quad n = \begin{cases} 0.3 & \text{si el fluido se enfría} \\ 0.4 & \text{si el fluido se calienta} \end{cases} \quad (4.19)$$

$$f = 0.3164 \cdot Re^{-0.25} \quad (4.20)$$

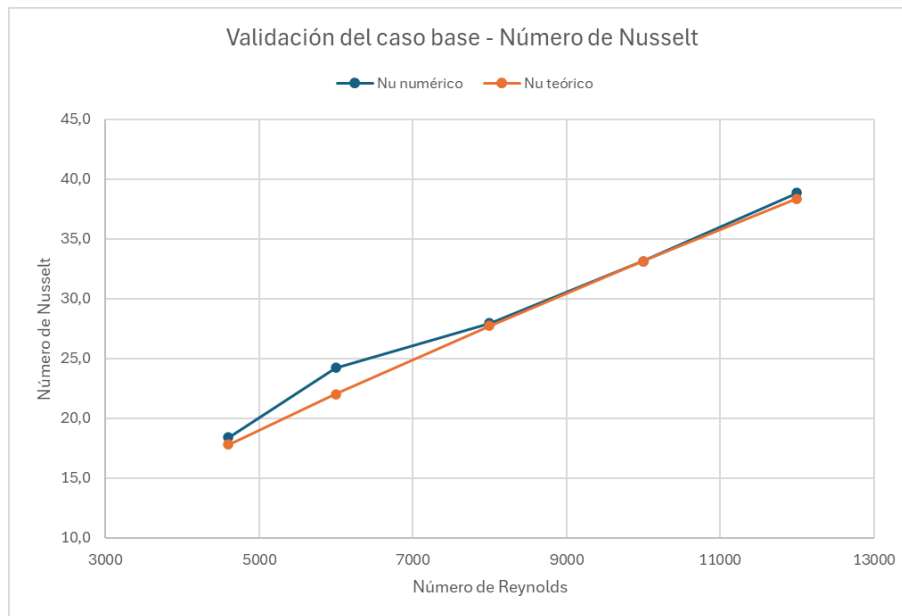
Para validar de buena manera el canal vacío, primero se comparan los resultados obtenidos para cuatro mallados distintos con respecto a las correlaciones mencionadas, de esta forma se verifica la independencia del mallado. Este proceso se realiza para un único número de Reynolds, en este caso, igual a 4600.

En la tabla 4.5 se muestran los resultados obtenidos para cada uno de los mallados. Es posible notar que a medida que aumenta la cantidad de elementos, el error relativo entre las mallas disminuye, alcanzando un valor mínimo de 0.1 % para el caso con 951908 elementos. En base a esto se puede asegurar la convergencia del mallado, por lo que el mallado a utilizar para los demás números de Reynolds corresponde a la malla N°4.

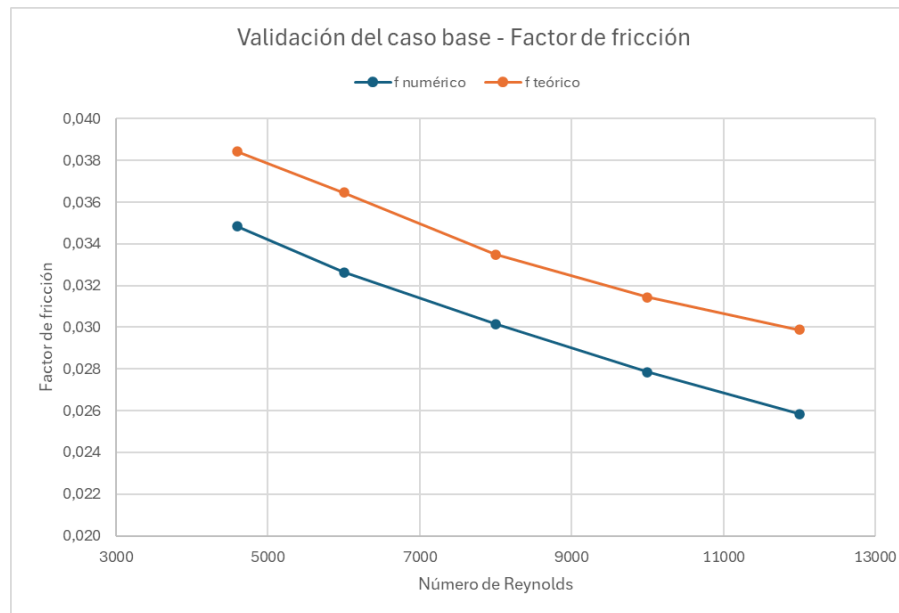
Tabla 4.5: Independencia del mallado para el caso base con $Re = 4600$.

Malla	Elementos	Nu_{num}	ε_{Nu}	f_{num}	ε_f
1	186646	20.35	-	0.0329	-
2	301309	18.55	8.8 %	0.0346	5.1 %
3	618897	18.43	0.6 %	0.0348	0.5 %
4	951908	18.41	0.1 %	0.0348	0.1 %

Una vez comprobada la convergencia de los resultados en base al mallado, se debe verificar que ambas correlaciones se cumplan para los cinco números de Reynolds a estudiar. Los resultados obtenidos tanto para el número de Nusselt, como para el factor de fricción se muestran en la figura 4.14.



(a) Número de Nusselt.



(b) Factor de fricción.

Figura 4.14: Validación del caso base.

A partir de la figura 4.14.a es posible notar que los resultados numéricos obtenidos a partir de las simulaciones se asemejan tanto a los valores teóricos, que ambas curvas están prácticamente superpuestas una sobre la otra, donde el máximo error obtenido es del 10 %, para el caso de Reynolds igual a 6000. Por otro lado, en la figura 4.14.b se aprecia que los resultados numéricos del factor de fricción siguen la misma tendencia que los valores teóricos, donde se obtiene un error máximo del 13,5 % para el de Reynolds igual a 12000. Dado que los errores obtenidos en cada caso se encuentran por debajo del 15 % establecido como criterio de validación, se concluye el modelo es válido para el caso base.

4.9.2. Canal con GVL

Una vez realizada la validación para el caso base, es necesario verificar que el modelo definido permita capturar de buena forma el comportamiento del fluido al momento de entrar en contacto con un GVL. Para esto se utiliza como referencia los resultados obtenidos en el trabajo experimental de Tiggelbeck et al. en [17]. En este caso, se estudia el caso con un GVL del tipo Delta Winglet (DW). Los resultados obtenidos en el estudio experimental se detallan a continuación:

Tabla 4.6: Resultados experimentales para GVL tipo DW y $Re = 4600$ [17].

Parámetro	Resultado experimental
Nu/Nu_0	1.49
f/f_0	1.91
TEF	1.20

En la tabla 4.7 se presentan los resultados obtenidos mediante las simulaciones numéricas, en comparación con los resultados experimentales de la tabla 4.6. Se muestra la cantidad de elementos para cada malla utilizada y el error porcentual ε entre los resultados numéricos y los experimentales.

Tabla 4.7: Validación caso con GVL del tipo DW.

Malla	Elementos	Nu/Nu_0	ε_{Nu}	f/f_0	ε_f	TEF	ε_{TEF}
1	513684	1.88	26.4 %	1.95	2.2 %	0.0384	25.5 %
2	930637	1.78	19.3 %	1.95	2.0 %	0.0384	18.5 %
3	1218648	1.75	17.2 %	1.98	3.4 %	0.0384	15.9 %
4	1943334	1.64	10.1 %	1.94	1.4 %	0.0384	9.6 %
5	3790592	1.67	11.9 %	1.94	1.5 %	0.0384	11.3 %

Es posible notar que a medida que aumenta la cantidad de elementos los valores de ε_{Nu} y ε_f tienden a disminuir, alcanzando valores mínimos de 10.1 % y 1.4 %, respectivamente, en la malla N°4. Debido a esto, el TEF alcanza un error mínimo de 9.6 %. Dado que se logra obtener un error por debajo del 15 % establecido inicialmente, se concluye que el modelo es válido para un canal con presencia de GVL.

4.10. Independencia del mallado

En la etapa de validación del modelo se realizaron dos estudios de mallado, uno para el canal sin GVL y otro para el canal con un único GVL del tipo DW. A partir de estos resultados fue posible validar el modelo computacional, a pesar de esto, la cantidad de GVL a utilizar en este trabajo es mucho más numerosa que en el estudio de Tiggelbeck et al. en [17]. Es por esto que es necesario estudiar la independencia del mallado para la propuesta de geometría inicial expuesta en la sección 4.3, la cual posee una gran cantidad de GVL a lo largo del canal.

Para este proceso se probaron cinco mallados, donde se varía el tamaño de elementos tanto en las paredes del IC, como en las paredes de los GVL, para así encontrar una configuración que entregue resultados aceptables, mediante tiempos de simulación razonables. Los resultados obtenidos se presentan en la tabla 4.8.

Tabla 4.8: Independencia del mallado para la propuesta de geometría inicial.

Malla	Elementos	Skewness promedio	Nu	Δ_{Nu}	f	Δ_f
1	420203	0.288	61.27	-	0.247	-
2	879966	0.274	61.22	0.1 %	0.237	4.1 %
3	1739282	0.245	62.01	1.3 %	0.236	0.4 %
4	2014155	0.266	62.09	0.1 %	0.237	0.3 %
5	3023660	0.272	62.21	0.2 %	0.236	0.6 %

A partir de los resultados obtenidos, es posible observar que los errores para el número de Nusselt y el factor de fricción son bastante bajos, siendo el valor máximo un 4.1% en el mallado N°2. Además, a medida que aumenta la cantidad de elementos gracias a las refinaciones del mallado, ambos parámetros tienden a converger a un valor. En base a esto, se puede observar que a partir del cuarto mallado las diferencias relativas son menores al 1%, lo que indica la independencia de los resultados con respecto al mallado. Considerando el tiempo de simulación y la diferencia relativa obtenida, se selecciona la malla N°4 como la que permite reproducir correctamente los resultados para esta distribución de GVL. Este mallado se detalla a continuación:

- *Inflation*: Se impone la condición de *First Layer Thickness* igual a $y_H = 0.12$ [mm] en las paredes superior e inferior del IC, junto con las paredes de los GVL. Además, el *inflation* utilizado es de 5 capas.
- *Body sizing*: Se realiza un *body sizing* de 2 [mm] en las regiones aguas arriba y aguas abajo, junto con un *body sizing* de 1 [mm] en la región del IC.
- *Face sizing*: Se utilizan dos *face sizings*, el primero de 0.7 [mm] y se realiza en las paredes superior e inferior del IC, el segundo es de 0.4 [mm] y se aplica en las caras de los GVL.

Capítulo 5

Resultados y discusión

A continuación, se presentan los resultados asociados a cada una de las etapas de este trabajo. Estas etapas incluyen: el análisis del caso base, el proceso iterativo en búsqueda de una configuración mejorada de GVL en el canal, la variación de la altura de los GVL, el uso de perforaciones y, finalmente, la propuesta de cambios finales. En los resultados que se muestran a continuación, se evalúan el comportamiento del fluido, las perturbaciones del flujo y las estructuras vorticiales existentes, junto con el efecto de los GVL en la transferencia de calor a lo largo del IC. Todos los resultados expuestos son para el caso $Re = 4600$.

5.1. Caso base

La figura 5.1 muestra las líneas de flujo para el caso base desde la entrada del IC en el extremo izquierdo, avanzando en el eje x hacia la derecha de la imagen. Dado que la geometría corresponde a paredes lisas y sin elementos adicionales como GVL, el flujo se ve inalterado a lo largo del canal. Los extremos superior e inferior de la imagen corresponden a paredes en las que se aplicó condición de simetría, por lo que tampoco existen perturbaciones en esas zonas.

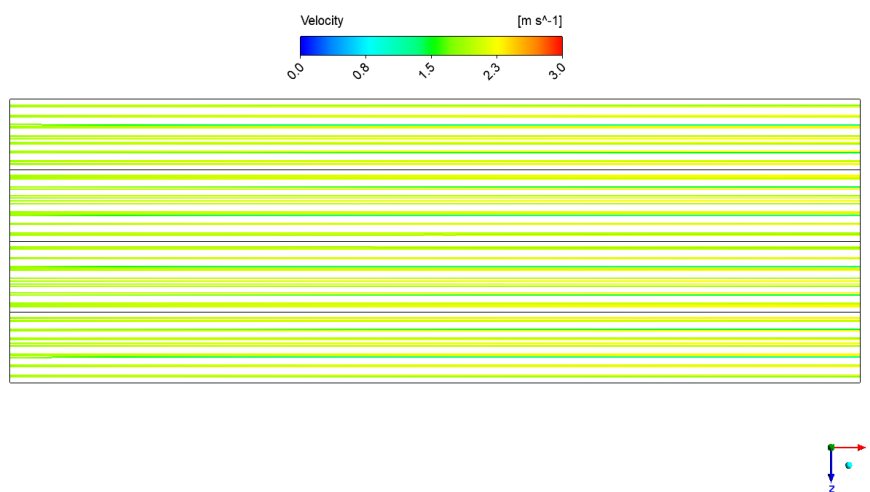


Figura 5.1: Líneas de flujo en el caso base.

A partir de la figura 5.2 se puede observar el perfil de velocidades gracias a los planos transversales ubicados en $x = \{20, 60, 100, 140, 180, 220, 260, 300\}$ [mm]. Es posible notar un comportamiento estratificado. El perfil de velocidad está diferenciado por capas, con velocidades cercanas a cero en las zonas próximas a la pared y velocidades máximas en el centro del canal.

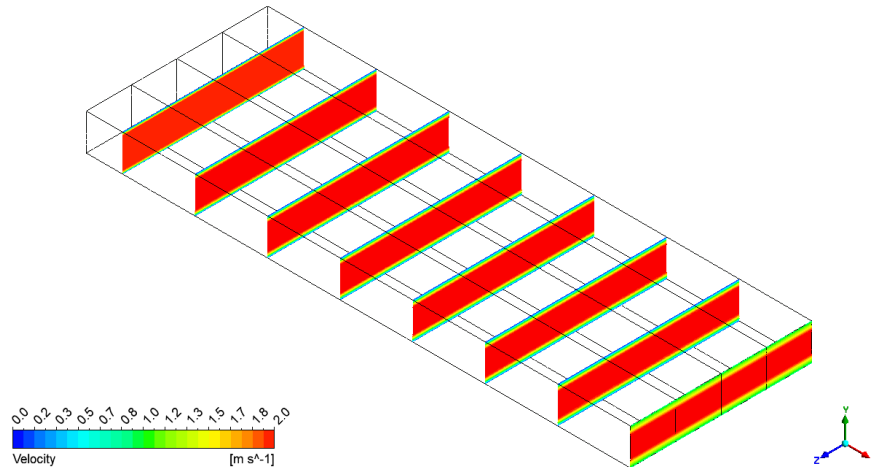


Figura 5.2: Contorno de velocidad en el caso base.

En la figura 5.3 se puede observar el flujo de calor desde la pared inferior del IC hacia el flujo de aire, donde es posible notar que el aporte de calor hacia el flujo alcanza los valores máximos a la entrada del IC y luego va disminuyendo a medida que avanza en la dirección del eje x . Por otro lado, en la figura 5.4 es posible observar el flujo de calor en la pared superior del IC, la cual posee el mismo comportamiento que la pared inferior.

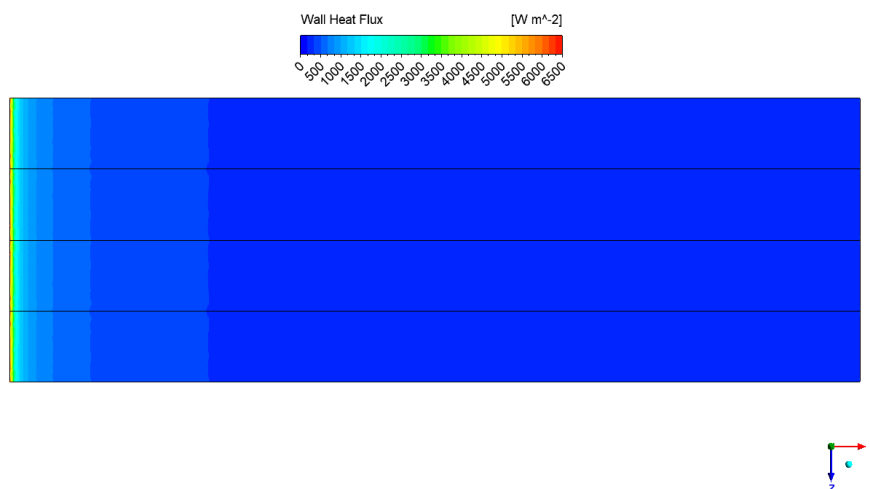


Figura 5.3: Flujo de calor en la pared inferior del IC en el caso base.

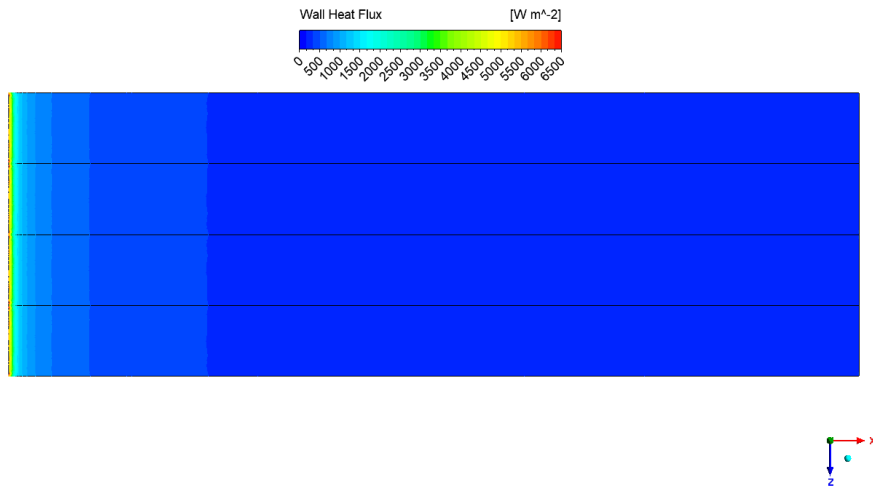


Figura 5.4: Flujo de calor en la pared superior del IC en el caso base.

En la figura 5.5 se puede ver el perfil de temperatura del fluido a lo largo del IC, donde se tiene una situación similar al perfil de velocidades, dado que se encuentra diferenciado por capas. Las temperaturas máximas se tienen en las cercanías de las paredes, dado que estas poseen una condición fija de temperatura igual a $323 [K]$. Es posible apreciar que a medida que el fluido avanza por el canal, la temperatura en la zona media del canal va aumentando.

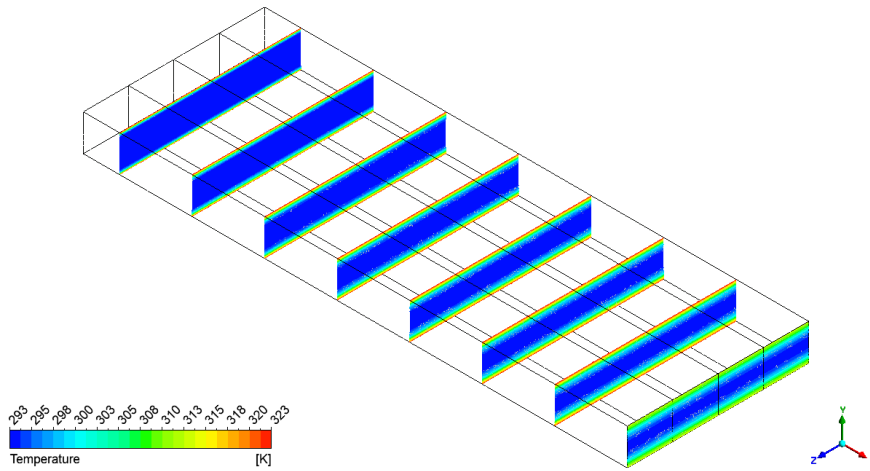


Figura 5.5: Contorno de temperatura en el caso base.

5.2. Etapa 1: Proceso iterativo

5.2.1. Alineados v/s Escalonados

En la figura 5.6.a se puede ver las líneas de flujo del arreglo alineado, identificando también los 104 generadores de vórtices ubicados en la placa inferior del IC. Se puede apreciar que hasta la presencia de la primera fila de GVL, las líneas de flujo se ven idénticas a las del caso base. A partir de esta primera fila de GVL, se perciben perturbaciones en las líneas de flujo, las cuales corresponden a los vórtices formados a lo largo del IC. También existe un aumento en la velocidad del fluido en aquellas zonas donde el área transversal del canal disminuye, debido a la presencia de los GVL. Es posible notar que las zonas donde se tiene una mayor velocidad se concentran en la zona media del IC, dado que existe una disminución de la velocidad a la salida del canal. Por otro lado, en la figura 5.6.b se aprecian las líneas de flujo para el arreglo escalonado, donde a diferencia del caso alineado, las líneas de flujo mantienen velocidades cercanas a los 3 [m/s] hasta la salida del IC.

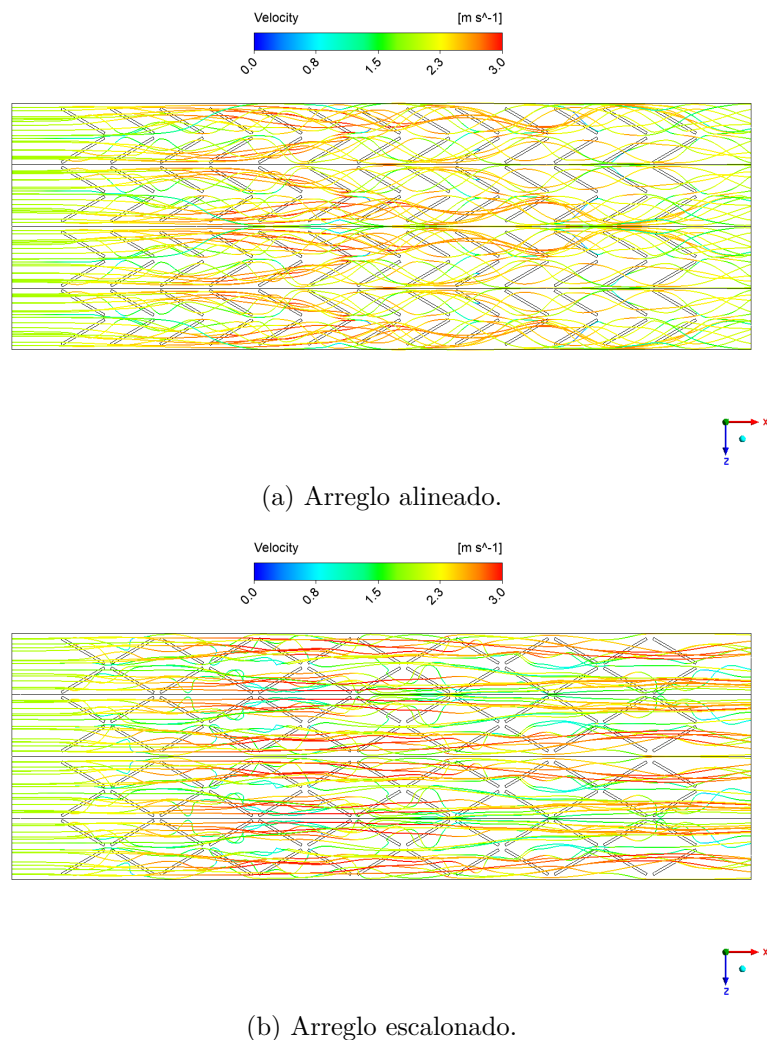
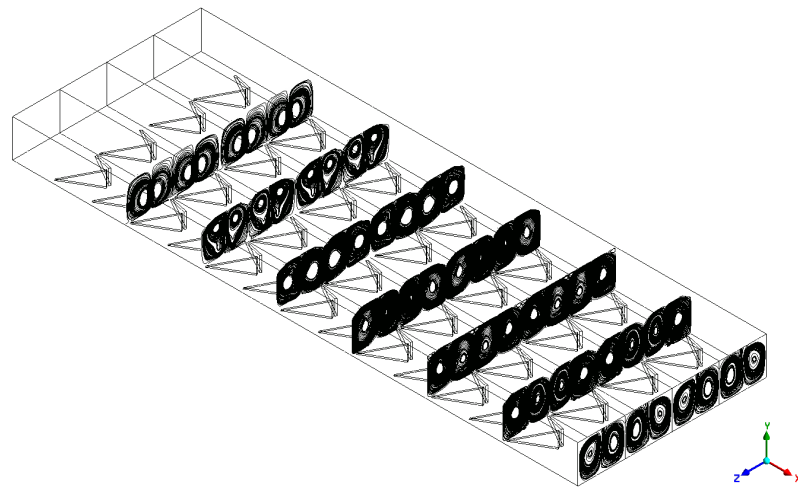
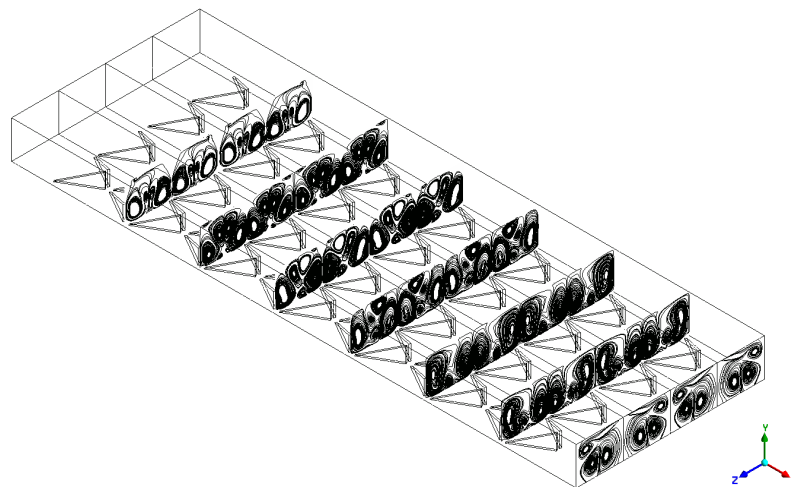


Figura 5.6: Líneas de flujo para ambos arreglos.

A partir de la figura 5.7, es posible observar, para ambos tipos de arreglos, las líneas de flujo asociadas a los planos transversales ubicados en $x = \{60, 100, 140, 180, 220, 260, 300\}$ [mm], donde es importante recordar que el flujo se mueve en la dirección del eje x . En el caso de la figura 5.7.a, correspondiente al arreglo alineado, se aprecia la formación de 8 vórtices principales, los cuales perduran con gran intensidad hasta el final del IC, abarcando gran parte de la altura del canal. Por otro lado, en la figura 5.7.b, correspondiente al arreglo escalonado, se nota la formación de una mayor cantidad de vórtices comparado con el arreglo alineado, donde, a medida que avanza el fluido, aparecen nuevos vórtices mientras que otros desaparecen. Es importante destacar que los vórtices generados a partir del arreglo escalonado poseen una menor intensidad en comparación con los del arreglo alineado, lo cual se puede observar fácilmente en el plano de salida de ambos casos, donde en el arreglo alineado los vórtices tienen una mayor presencia en área en comparación con el arreglo escalonado.



(a) Arreglo alineado.



(b) Arreglo escalonado.

Figura 5.7: Líneas de flujo en planos transversales para ambos arreglos.

La figura 5.8 presenta visualmente la formación de vórtices a lo largo del IC en el arreglo alineado, esto gracias al uso del criterio Q . En la figura 5.8.a se observa que la generación de vórtices se va complementando al pasar por cada fila de GVL, donde a partir de la tercera fila se forma una estructura vorticial de gran diámetro e intensidad que perdura a lo largo de todo el canal. Gracias a la figura 5.8.b se puede notar que los vórtices formados actúan de forma armónica entre sí, permitiendo que la intensidad de estos se mantenga durante todo el recorrido y se genere una buena mezcla entre el fluido y la pared caliente superior.

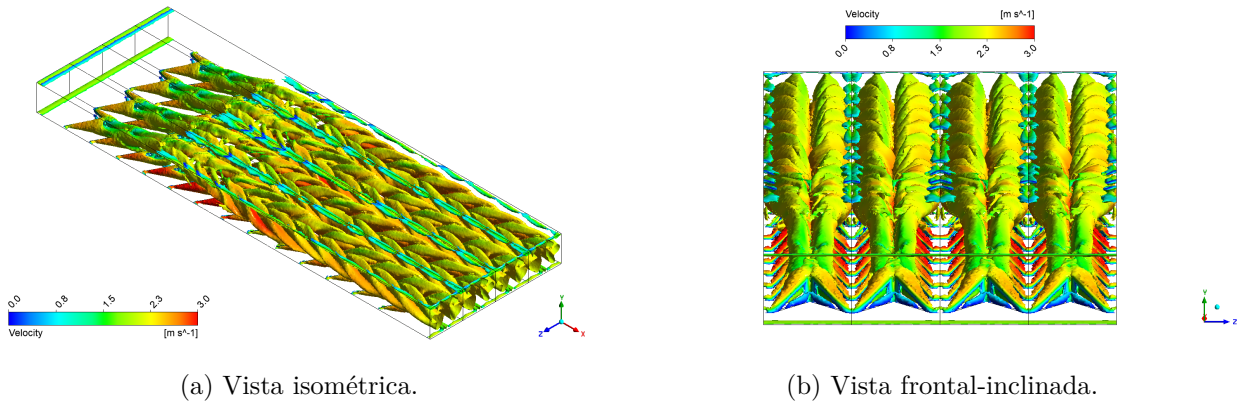


Figura 5.8: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para arreglo alineado.

En la figura 5.9 se muestra la formación de vórtices a lo largo del IC, pero en este caso para el arreglo escalonado. A partir de ambas vistas, la isométrica y la frontal, es posible notar que se genera una mayor cantidad de vórtices comparado al arreglo alineado, pero de menor diámetro e intensidad. Esto debido a que la presencia de GVL de forma escalonada tiene un efecto poco armónico con los vórtices, ya que al pasar por cada fila aparecen nuevos obstáculos que provocan la formación de vórtices con menor intensidad. Es posible apreciar en la figura 5.9.b que el contacto entre los vórtices y la pared superior caliente es menor, lo que implica una menor transferencia de calor en la pared superior del IC.

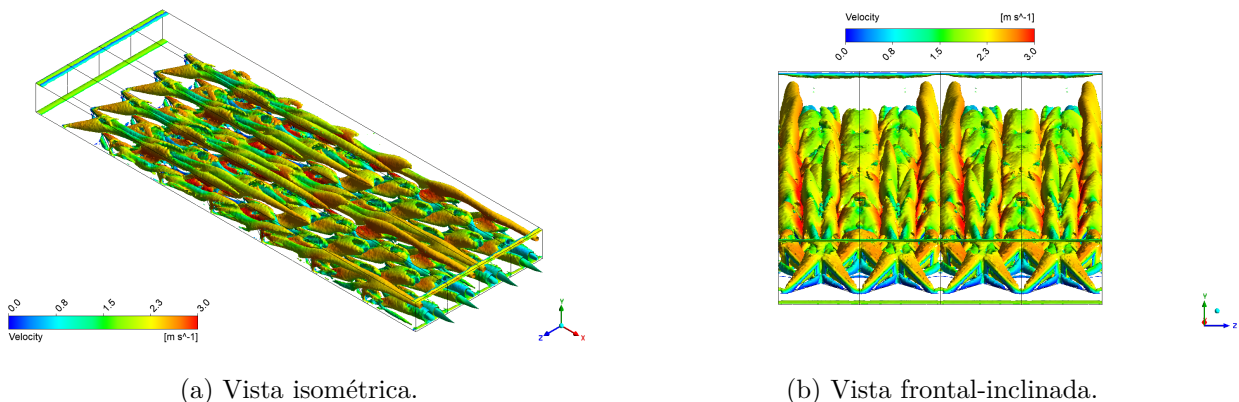


Figura 5.9: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para arreglo escalonado.

En la figura 5.10 es posible observar los flujos de calor en las paredes inferior y superior

del IC para el arreglo alineado. A partir de la figura 5.10.a se puede apreciar que la presencia de los GVL permite aumentar notoriamente la transferencia de calor en la pared inferior comparado al caso base. Además, es fácil notar que la mayor transferencia de calor ocurre en la primera mitad del IC, debido a que los vórtices van disminuyendo su intensidad a medida que avanzan por el canal. Por otro lado, en la figura 5.10.b se puede ver que la interacción de los vórtices con la pared superior permite una buena transferencia de calor en la zona media del canal, donde nuevamente se puede notar que la transferencia de calor decae a medida que el flujo recorre el canal.

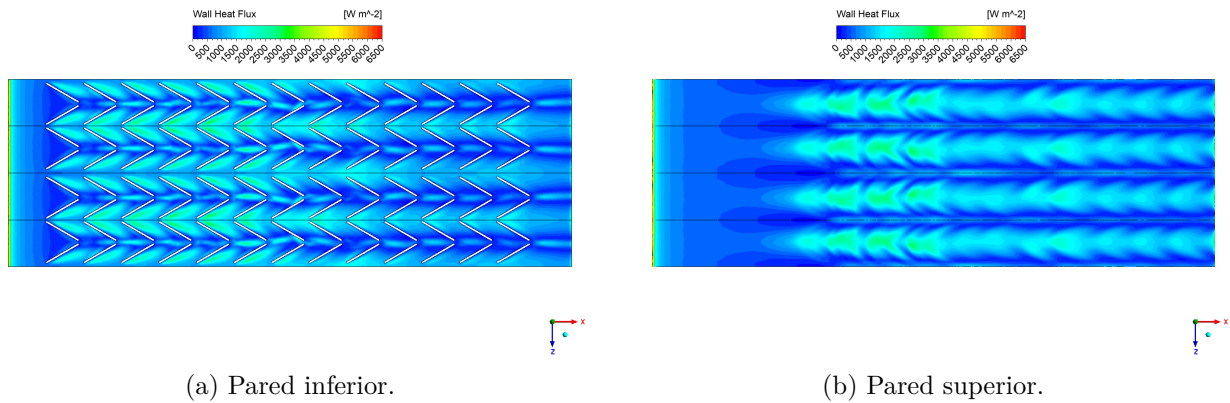


Figura 5.10: Flujos de calor para el arreglo alineado.

En la figura 5.11 se muestran los flujos de calor en las paredes inferior y superior del IC para el arreglo escalonado. Al observar la figura 5.11.a es posible notar una mayor transferencia de calor en la pared inferior del IC comparado al arreglo alineado, la cual también decae a lo largo del canal pero mantiene valores más altos. Por otro lado, en la figura 5.11.b es notoria la menor transferencia de calor en la pared superior comparada al arreglo alineado. Esto tiene relación a lo visto en la figura 5.9.b, donde la interacción de los vórtices con la pared superior es menos intensa, debido a la disposición de los GVL en el IC.

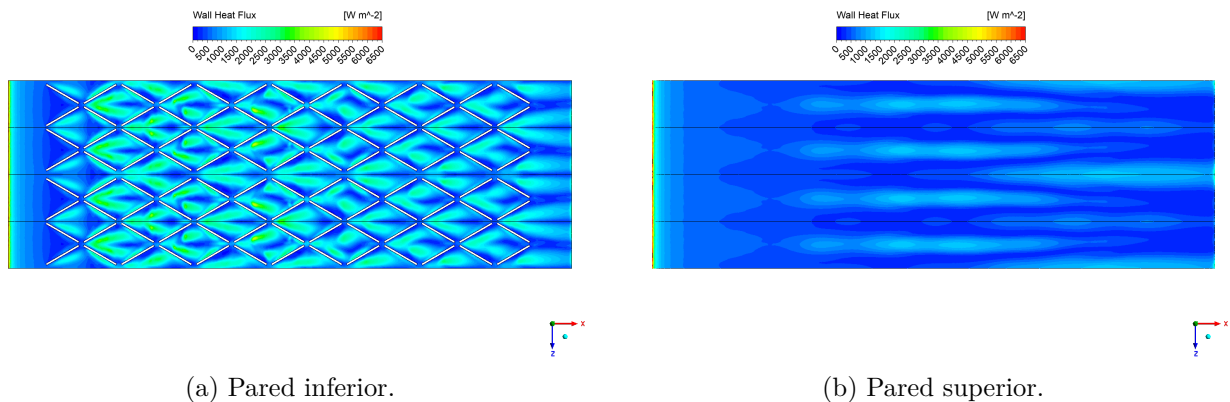


Figura 5.11: Flujos de calor para el arreglo escalonado.

5.2.2. Distancia longitudinal entre GVL

A continuación se muestran los resultados obtenidos para los diferentes valores de distancia longitudinal entre GVL, es decir, $P_L = \{1H, 2H, 3H, 4H\}$, donde se considera una altura de GVL equivalente a $h = 0.4H$, tal como se plantea en la propuesta de geometría inicial.

En la figura 5.12 se muestra la formación de vórtices a lo largo del canal para cada uno de los cuatro casos estudiados. Al observar el caso $P_L = 1H$, se puede notar que, debido a la gran cantidad de GVL en el canal, se generan vórtices de gran intensidad que se mantienen durante todo el recorrido. Por otro lado, a medida que el valor de P_L aumenta, es decir, la cantidad de GVL disminuye, la intensidad y el diámetro de estos vórtices disminuyen. Esto concuerda con lo descrito en [14], donde al disminuir la cantidad de filas de GVL, los vórtices no logran mantener su fuerza a lo largo del canal y decaen más rápido. Esto último se puede observar mejor en la figura 5.13, donde, a medida que aumenta P_L , la interacción de los vórtices entre filas consecutivas disminuye notablemente. Para el caso $P_L = 4H$, se observa claramente que los vórtices al no encontrar filas de GVL adyacentes, tienden a decaer mucho más rápido que para el caso $P_L = 1H$.

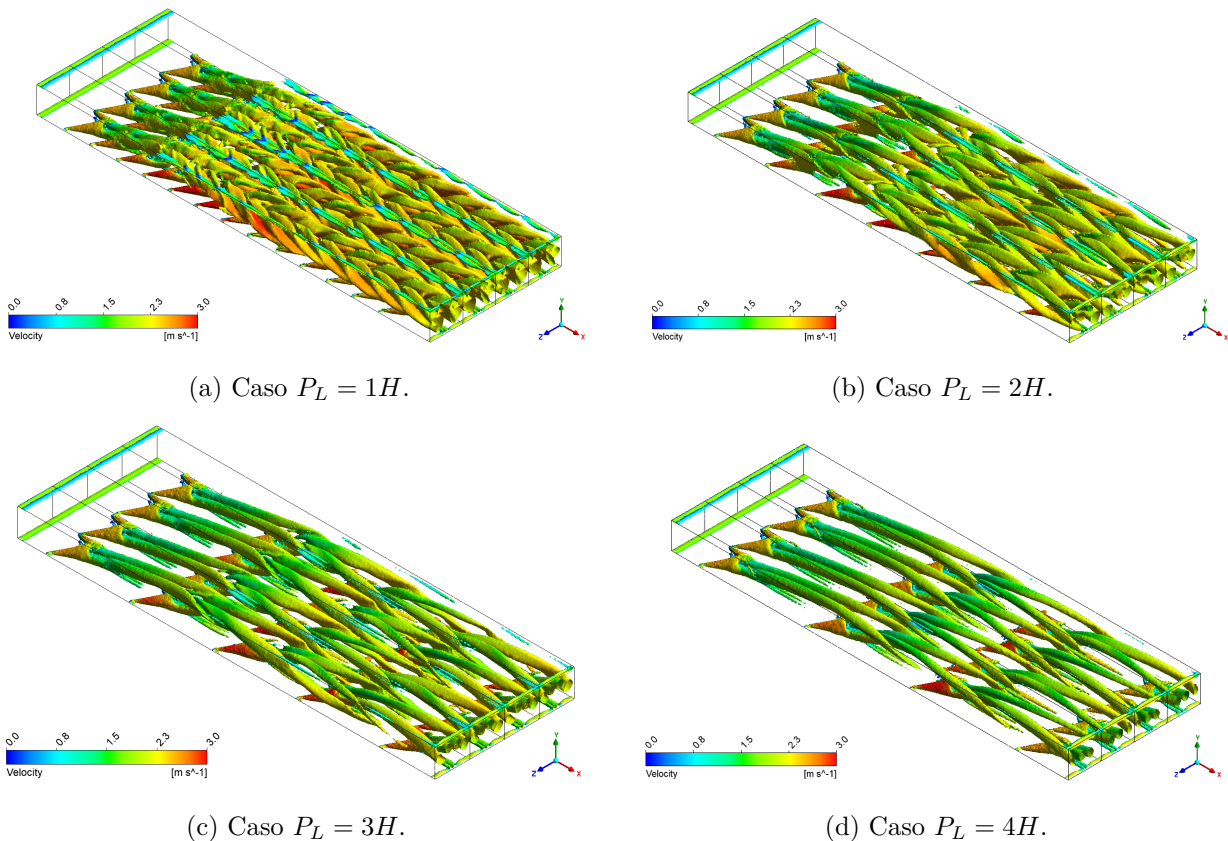


Figura 5.12: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para distintos valores de P_L . Vista isométrica.

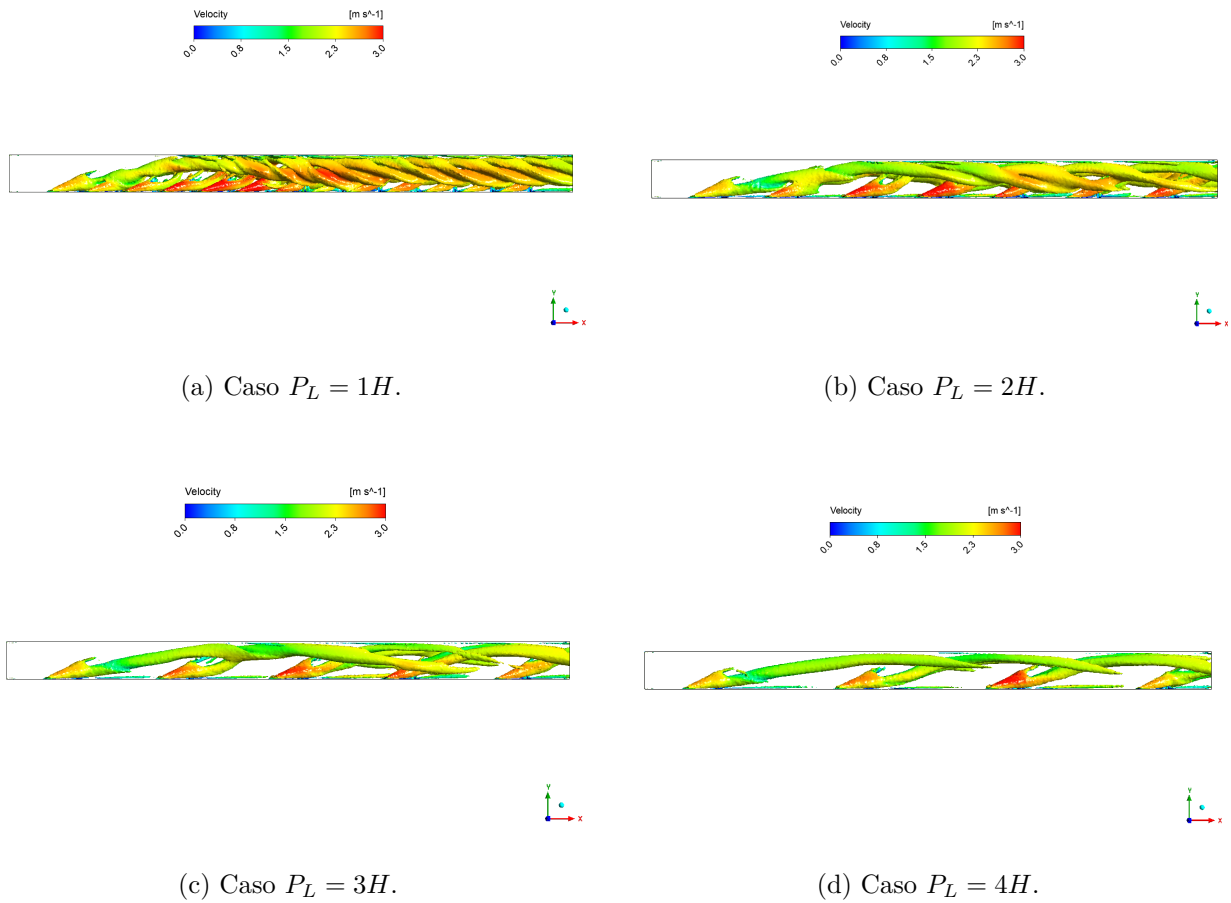


Figura 5.13: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para distintos valores de P_L . Vista lateral.

En la figura 5.14 se pueden observar los flujos de calor en la pared inferior para cada uno de los valores de P_L . Es posible observar que a medida que aumenta el valor de P_L , las zonas de alta transferencia de calor disminuyen en el canal. Esto está relacionado directamente a lo observado en las figuras 5.12 y 5.13, donde al aumentar P_L disminuye la intensidad y diámetro de los vórtices, lo que termina significando en una peor mezcla entre el fluido y las paredes del IC.

En términos numéricos, los valores obtenidos para el flujo de calor promedio para los valores de $P_L = \{1H, 2H, 3H, 4H\}$ son: $964 [W/m^2]$, $871 [W/m^2]$, $794 [W/m^2]$ y $704 [W/m^2]$, respectivamente. Esto concuerda con lo mencionado anteriormente, donde el caso en que se obtiene una mejor transferencia de calor corresponde a $P_L = 1H$.

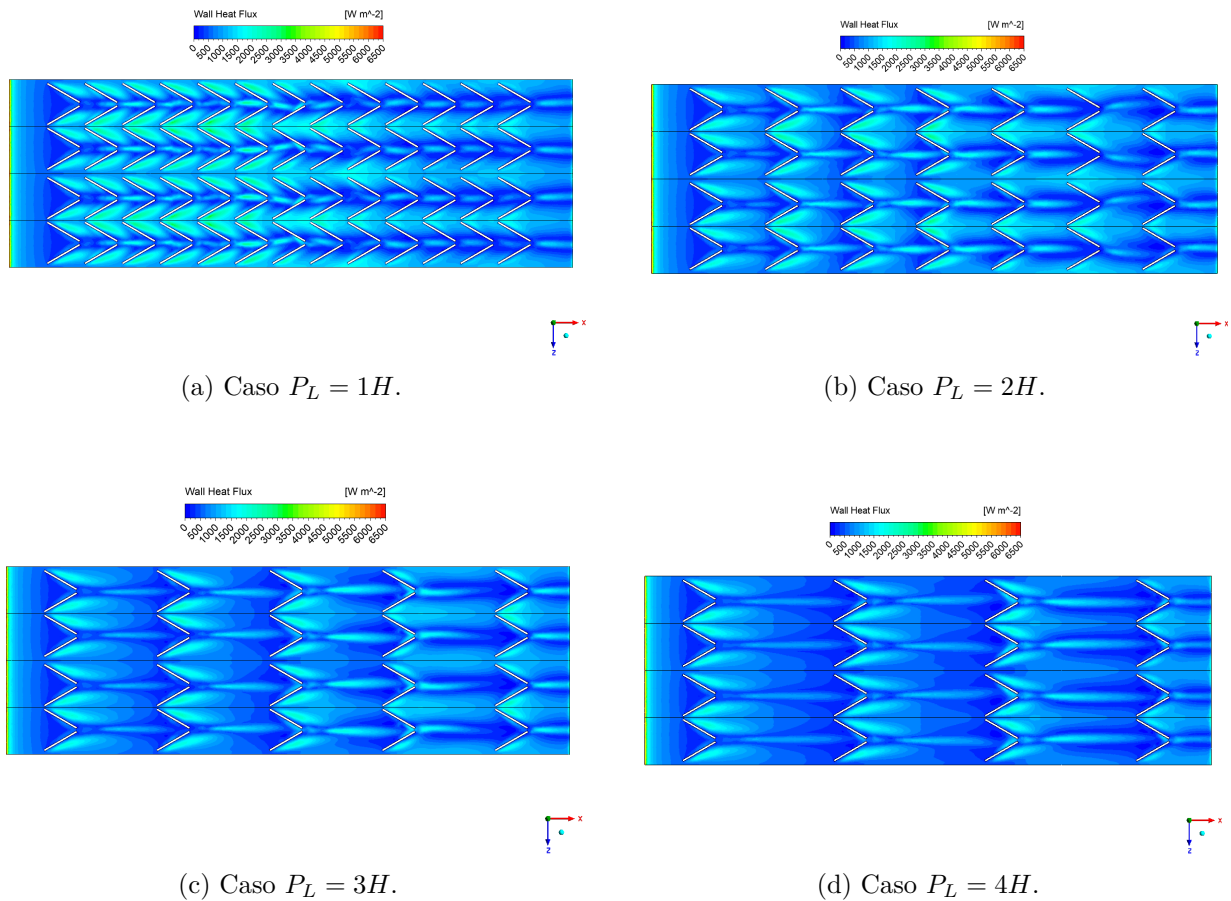
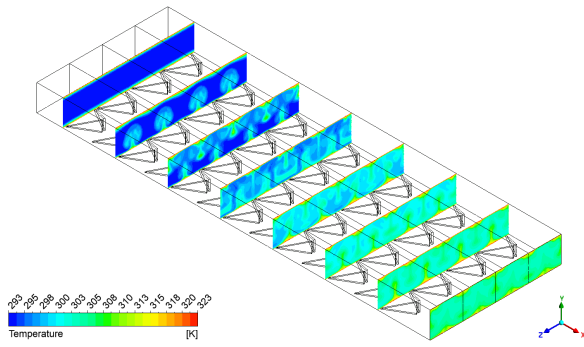
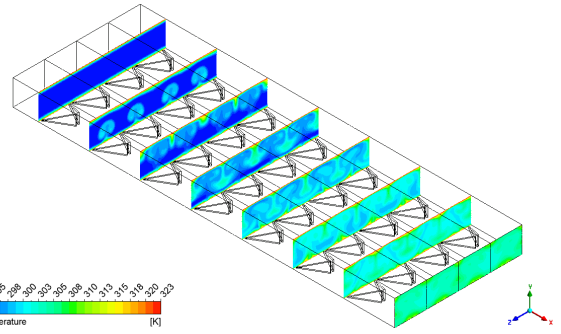


Figura 5.14: Flujos de calor en la pared inferior para distintos valores de P_L .

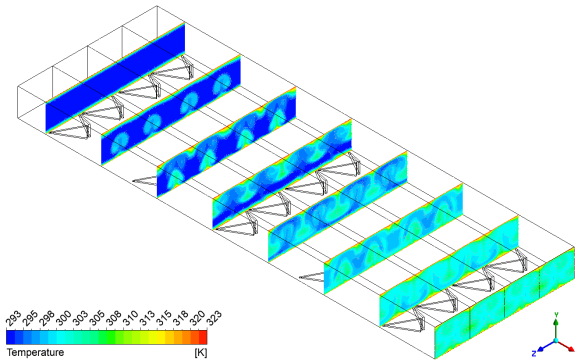
En la figura 5.15 se muestran los contornos de temperatura para cada valor de P_L . Dado que, a medida que aumenta el valor de P_L , la transferencia de calor entre el fluido y el IC disminuye, es posible observar el mismo comportamiento con la temperatura. Al observar el caso $P_L = 1H$, se nota que existe una buena mezcla de fluido, ya que a partir del cuarto plano transversal casi no se aprecian zonas de baja temperatura. Por otro lado, a medida que aumenta P_L , las zonas de baja temperatura se mantienen por más tiempo dentro del canal. Para el caso $P_L = 4H$, estas zonas de baja temperatura desaparecen aproximadamente en el sexto plano transversal, lo cual es un claro indicador de una peor mezcla entre el fluido y el IC.



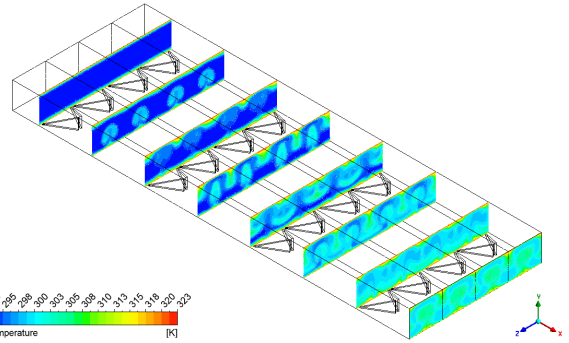
(a) Caso $P_L = 1H$.



(b) Caso $P_L = 2H$.



(c) Caso $P_L = 3H$.



(d) Caso $P_L = 4H$.

Figura 5.15: Contornos de temperatura para distintos valores de P_L .

5.2.3. Comparación de resultados

Dado que en esta etapa se busca encontrar una configuración mejorada para poder llevar a cabo las siguientes etapas del proyecto, es necesario comparar todas las configuraciones en términos del número de Nusselt, el factor de fricción y el rendimiento termo-hidráulico (TEF) con el fin de seleccionar un tipo de arreglo y un valor de P_L adecuado. En la tabla 5.1 se muestran los valores obtenidos para cada caso de estudio en esta primera etapa.

Al observar los valores del número de Nusselt normalizado Nu/Nu_0 , es posible notar que tiene un comportamiento decreciente a medida que aumenta el valor de P_L , tanto para el arreglo alineado, como el escalonado. Donde además, para cada valor de P_L el arreglo alineado obtiene valores más altos, es decir, existe una mayor transferencia de calor en esta configuración, alcanzando un valor máximo de $Nu/Nu_0 = 2.42$ en el caso $P_L = 1H$.

Tabla 5.1: Resultados para el número de Nusselt, factor de fricción y TEF en la etapa N°1.

<i>Tipo de arreglo</i>	P_L	Nu/NU_0	f/f_0	TEF
Alineados	1H	2.42	6.73	1.28
	2H	2.14	4.79	1.27
	3H	1.95	3.78	1.25
	4H	1.83	3.18	1.24
Escalonados	1H	2.23	8.20	1.10
	2H	1.91	5.39	1.09
	3H	1.76	4.04	1.11
	4H	1.69	3.34	1.13

En términos del factor de fricción normalizado f/f_0 , se observa un comportamiento decreciente a medida que aumenta el valor de P_L . Esto se debe a que, al disminuir la cantidad de GVL, la turbulencia, y por lo tanto la resistencia al flujo a lo largo del canal es menor. También es posible notar que, para cada valor de P_L , se obtienen valores más altos de f/f_0 para el arreglo escalonado, lo que indica una mayor caída de presión debido a esta distribución de GVL.

Finalmente, en términos del rendimiento termo-hidráulico (TEF) es posible notar para el arreglo alineado este posee un comportamiento decreciente al aumentar el valor de P_L . Por otro lado, en el arreglo escalonado no se observa lo mismo, ya que a medida que aumenta P_L , el TEF tiende a comportarse de forma creciente, exceptuando por el caso de P_L , esto nos indica que para un arreglo escalonado el mejor TEF se obtiene con $P_L = 4H$.

En esta primera etapa, se buscaba encontrar el valor más alto posible para el rendimiento termohidráulico, el cual se obtiene para un arreglo alineado con $P_L = 1H$, donde $TEF = 1.28$, esto es, una mejora del 28 % con respecto al canal vacío. Por lo tanto, esta es la configuración seleccionada para continuar con las siguientes etapas.

5.3. Etapa 2: Altura de los GVL

A continuación, se muestran los resultados obtenidos para la etapa N°2, asociada al proceso de variación de altura de los GVL, donde la configuración utilizada es la siguiente: arreglo alineado, $P_L = 1H$ y espesor de GVL $t = 1$ [mm].

5.3.1. Caso $h = 0.1H$

En la figura 5.16 se pueden observar las líneas de flujo para el caso $h = 0.1H$, donde es fácil notar la aparición de vórtices longitudinales asociados a cada pareja de GVL. Dado que los GVL son tan pequeños los vórtices tienden a concentrarse en las zonas más cercanas a la pared inferior del IC.

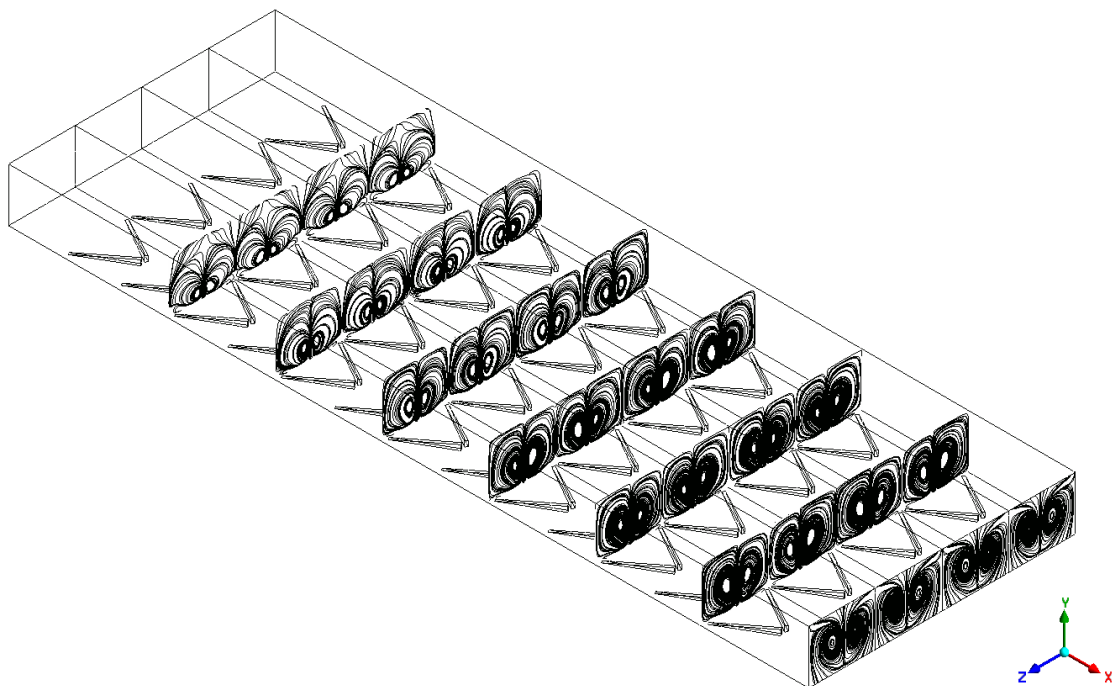
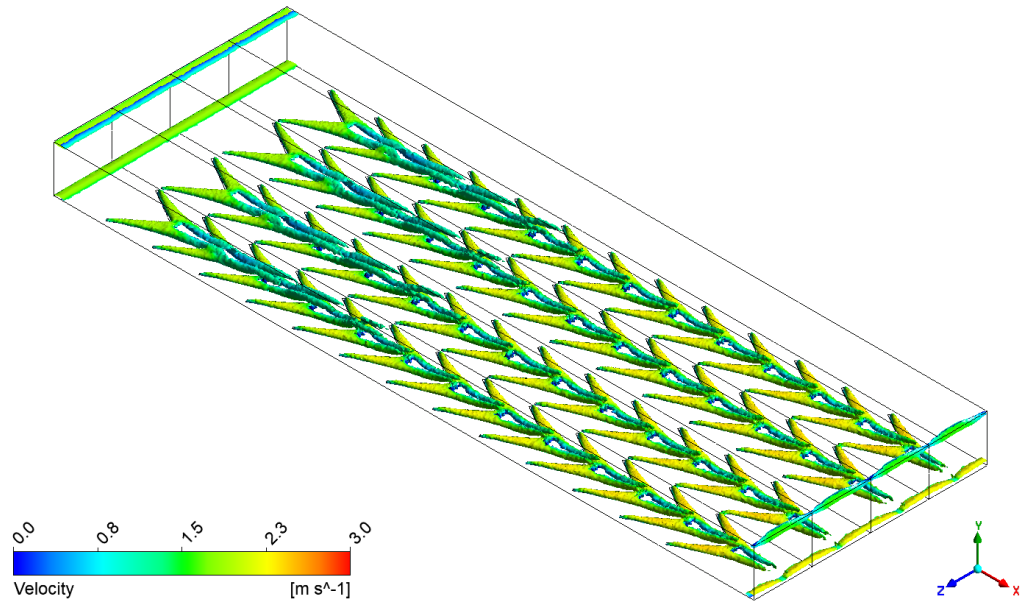
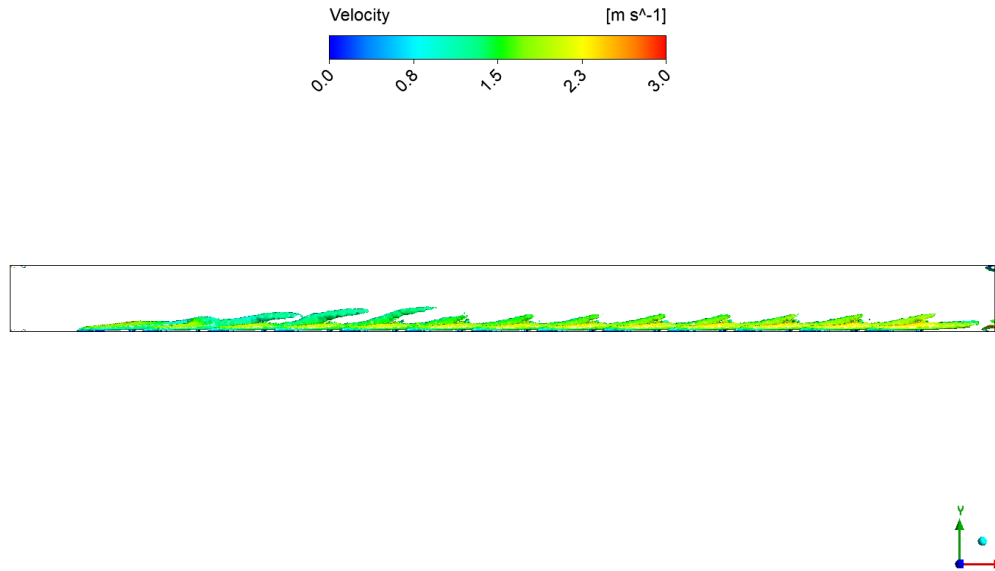


Figura 5.16: Líneas de flujo para $h = 0.1H$.

Es posible apreciar la baja interacción entre los vórtices formados y la pared superior del IC mediante el criterio Q, como se muestra en la figura 5.17. Debido a la baja altura que presentan los GVL, los vórtices formados son de baja intensidad y diámetros pequeños, los cuales decaen a medida que avanzan por el canal. Esta reducción en la intensidad de los vórtices a lo largo del canal se traduce en una menor mezcla del fluido y por ende, en una disminución de la eficiencia en la transferencia de calor.



(a) Vista isométrica.



(b) Vista lateral.

Figura 5.17: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.1H$.

En la figura 5.18 se pueden observar los flujos de calor en las paredes del IC para el caso $h = 0.1H$. Se evidencia un aumento en la transferencia de calor detrás de cada par de GVL en la pared inferior del IC. Esta transferencia de calor se mantiene a lo largo del canal, lo que indica una buena mezcla entre el fluido y la pared. Por otro lado, en la pared superior, se nota que la transferencia de calor se concentra mayoritariamente al inicio del recorrido. Debido a la baja interacción de los vórtices con la pared superior, la transferencia de calor hacia el fluido es muy baja.

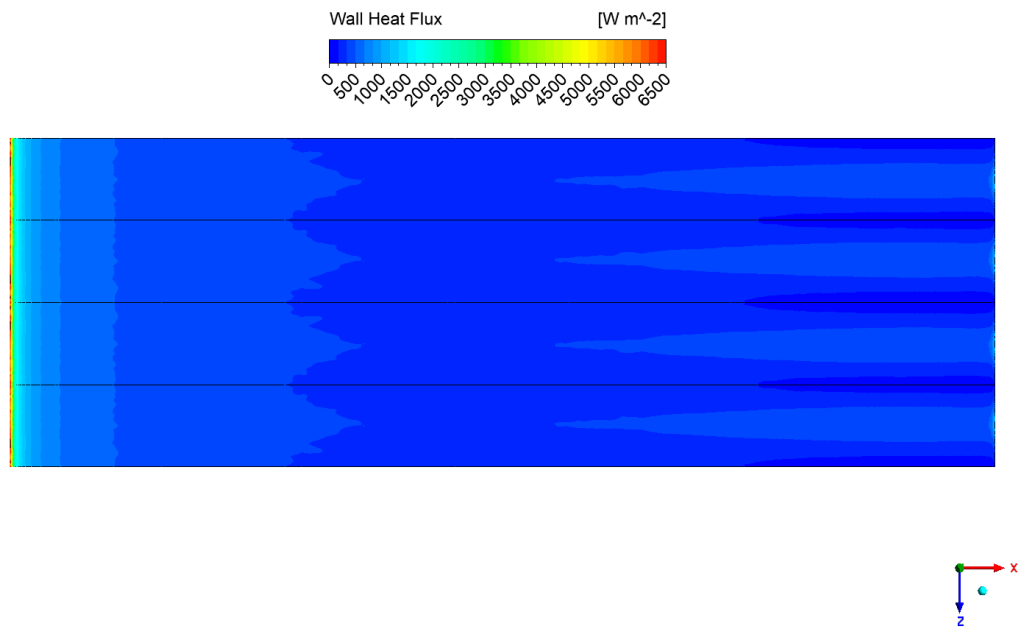
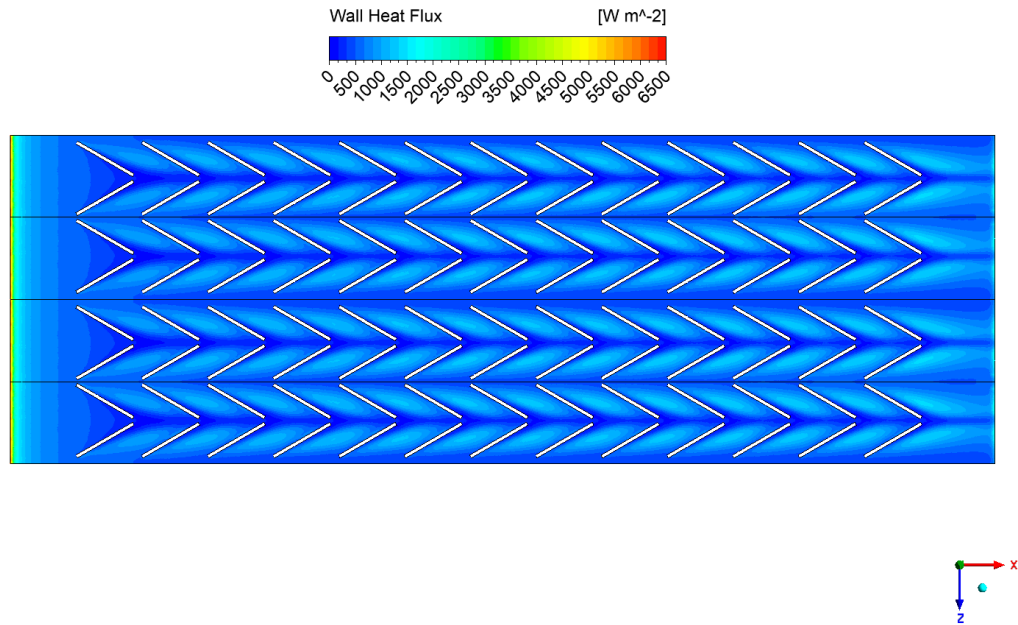


Figura 5.18: Flujos de calor para $h = 0.1H$.

En la figura 5.19 se puede notar que la formación de vórtices longitudinales a lo largo del canal favorece la mezcla entre las capas de fluido cercanas a la pared inferior. Se observa que los vórtices generados ayudan a crear zonas de alta temperatura en la región inferior del canal. Sin embargo, en la parte superior del canal, la influencia de los vórtices es menor, resultando en una menor transferencia de calor y una distribución de temperatura más baja.

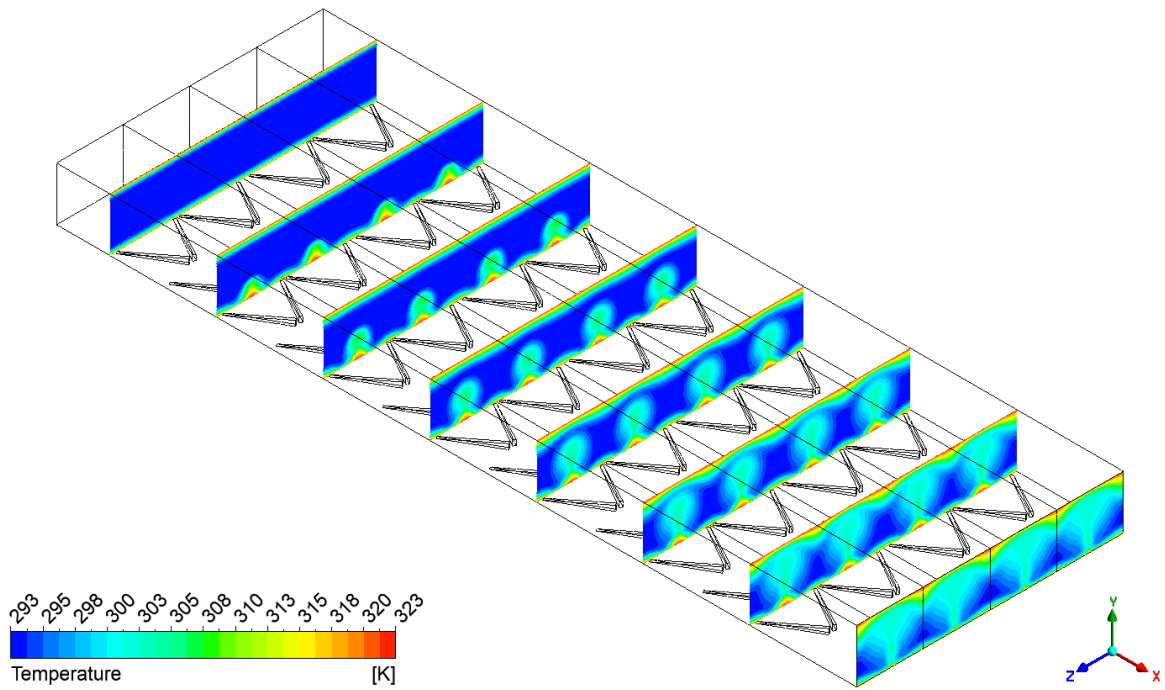


Figura 5.19: Contornos de temperatura para $h = 0.1H$.

En la tabla 5.2 se puede observar que tanto el número de Nusselt normalizado como el factor de fricción normalizado muestran un comportamiento ascendente a medida que aumenta el número de Reynolds. En contraste, el factor de rendimiento TEF muestra un comportamiento descendente a medida que crece el número de Reynolds, alcanzando un valor máximo de $TEF = 1.25$ para $Re = 4600$. Sin embargo, es importante notar que las variaciones del TEF al aumentar el número de Reynolds son muy bajas, por lo que posee un comportamiento casi constante en términos de rendimiento termo-hidráulico.

Tabla 5.2: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.1H$.

Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	1.43	1.49	1.25
6000	1.43	1.51	1.25
8000	1.44	1.56	1.24
10000	1.48	1.71	1.23
12000	1.52	1.89	1.23

5.3.2. Caso $h = 0.2H$

En la figura 5.20 se pueden observar las líneas de flujo para el caso $h = 0.2H$. En este caso, los vórtices longitudinales formados después de las primeras filas de GVL muestran una intensidad y vorticidad suficientes para interactuar de manera más efectiva con la pared superior del IC. A medida que aumenta el tamaño de los GVL, estos vórtices tienden a concentrarse en la zona media del canal.

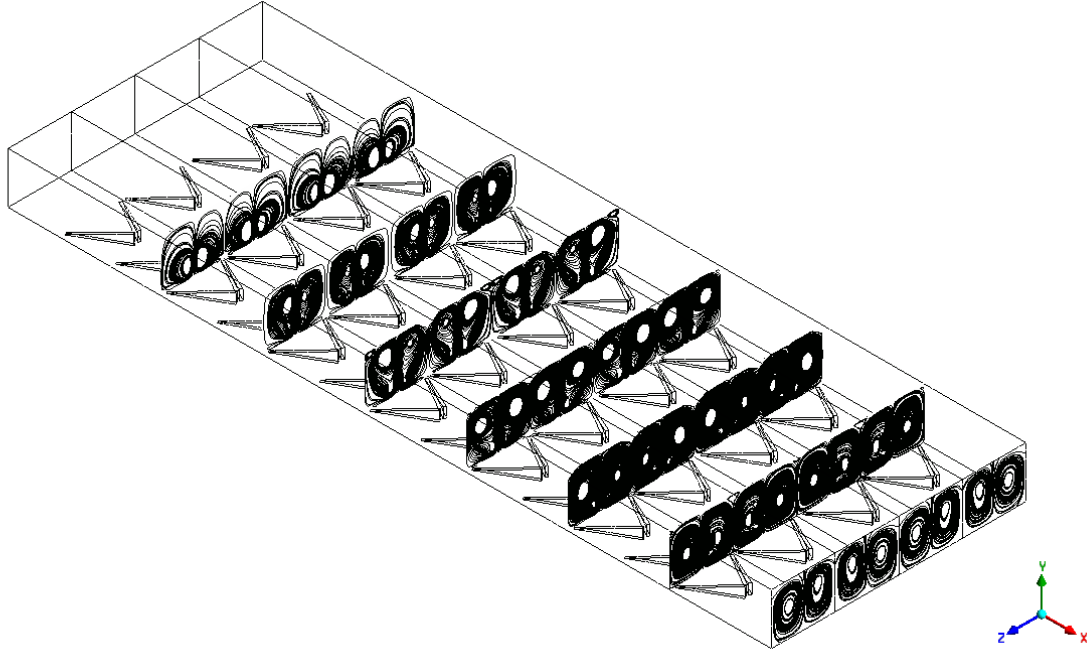
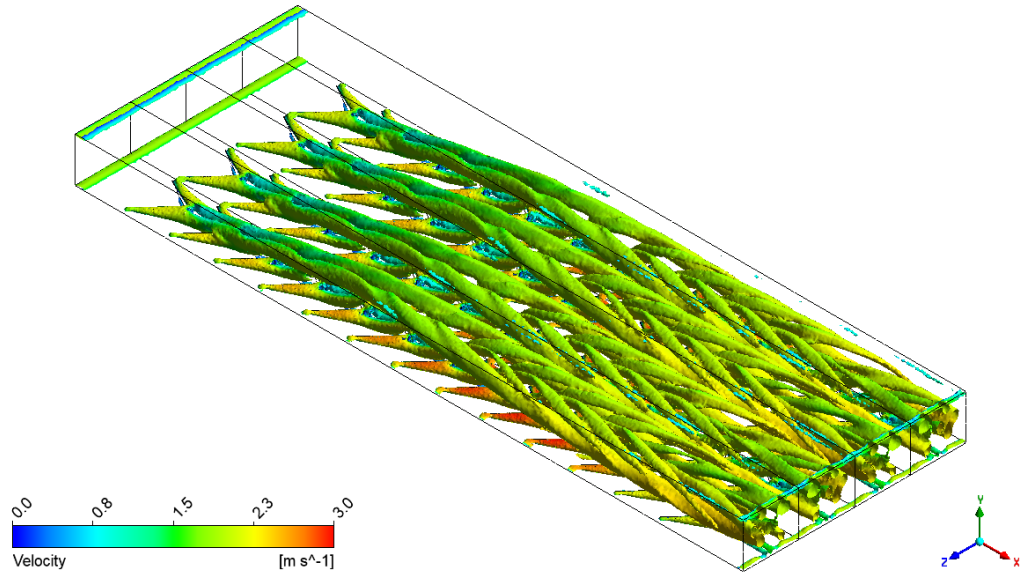
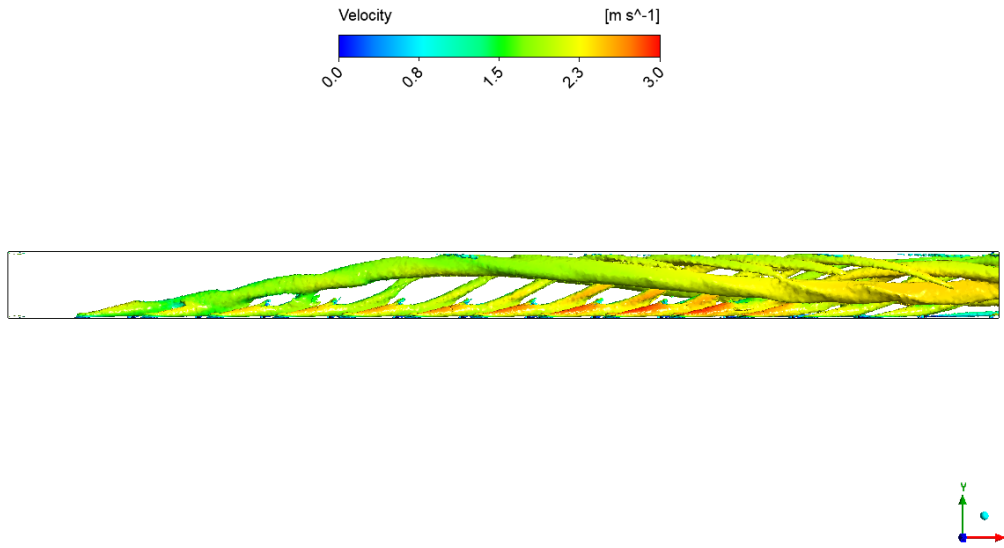


Figura 5.20: Líneas de flujo para $h = 0.2H$.

En la figura 5.21 es posible apreciar los vórtices longitudinales formados a lo largo del canal mediante el criterio Q . Es fácil notar que la interacción entre la pared superior y los vórtices es notablemente mayor que en el caso $h = 0.1H$. Además, se observa un comportamiento sinérgico entre filas consecutivas de GVL, potenciando los vórtices y permitiendo que mantengan una alta intensidad a lo largo de todo el recorrido. También es posible apreciar el sentido de rotación de los vórtices.



(a) Vista isométrica.



(b) Vista lateral.

Figura 5.21: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$ para $h = 0.2H$.

En la figura 5.22 se pueden observar los flujos de calor en las paredes del IC para el caso $h = 0.2H$. Se observa un aumento notable en la transferencia de calor en la pared inferior en comparación con el caso $h = 0.1H$, debido a la presencia de vórtices de mayor intensidad. De manera similar, en la pared superior también se aprecian zonas de alta transferencia de calor asociadas a la formación de vórtices desde la cuarta fila de GVL. Al comparar las figuras 5.18.b y 5.22.b, es evidente la mejor mezcla entre el fluido y la pared superior.

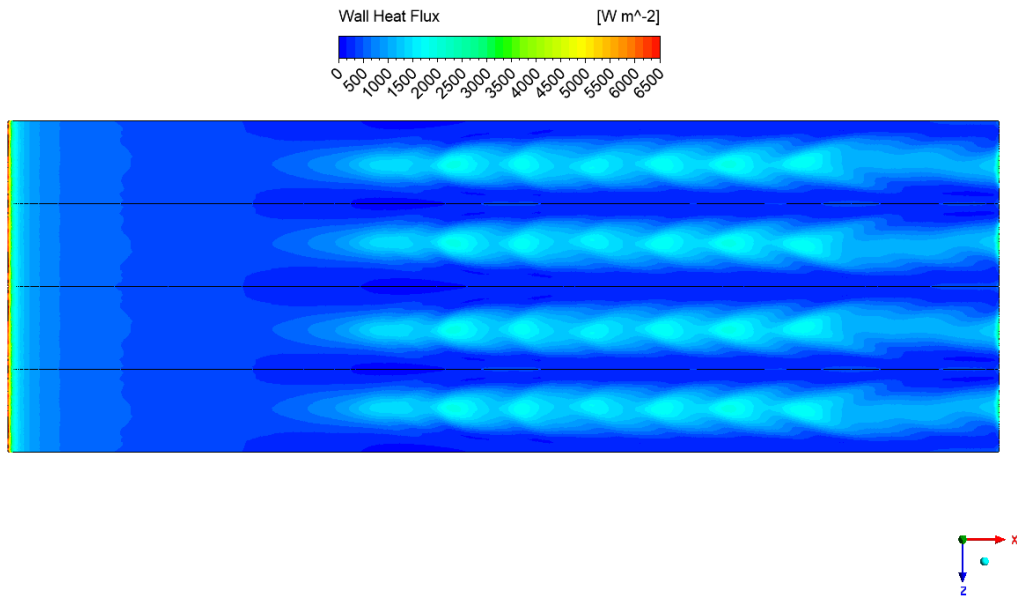
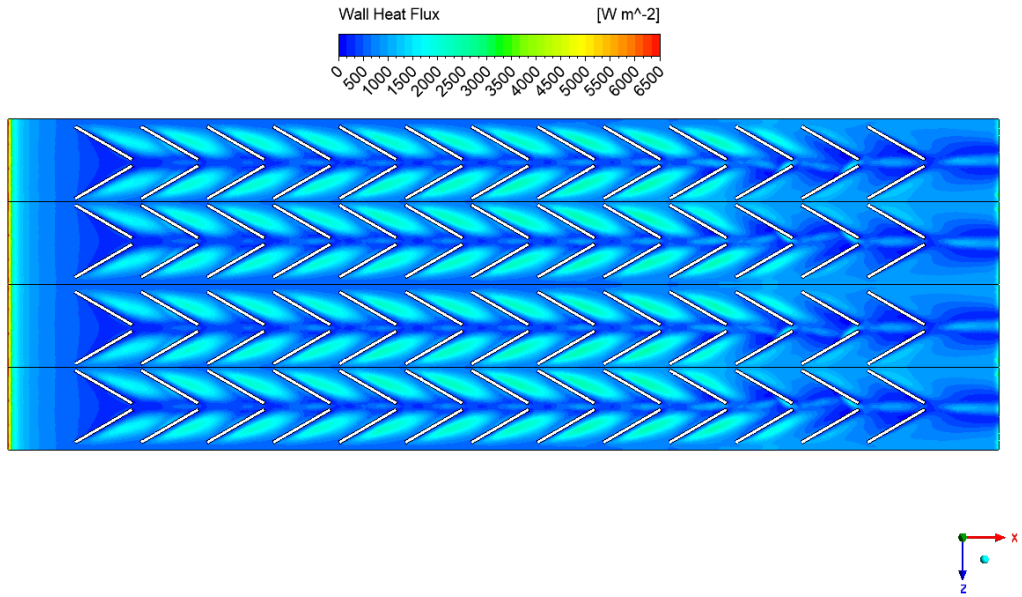


Figura 5.22: Flujos de calor para $h = 0.2H$.

En la figura 5.23 se puede notar la formación de zonas circulares de alta temperatura en las primeras secciones transversales, lo que indica una mejor mezcla entre el fluido y la pared caliente gracias a la presencia de vórtices. En este caso, dado que existe una mayor interacción entre los vórtices y la pared superior del canal, es fácil notar un aumento de temperatura del fluido en el canal en comparación con el caso $h = 0.1H$. Es importante destacar que, para este caso, a la salida del canal el contorno de temperatura ya no posee color azul, lo que indica que todo el fluido se calienta por encima de la temperatura de entrada.

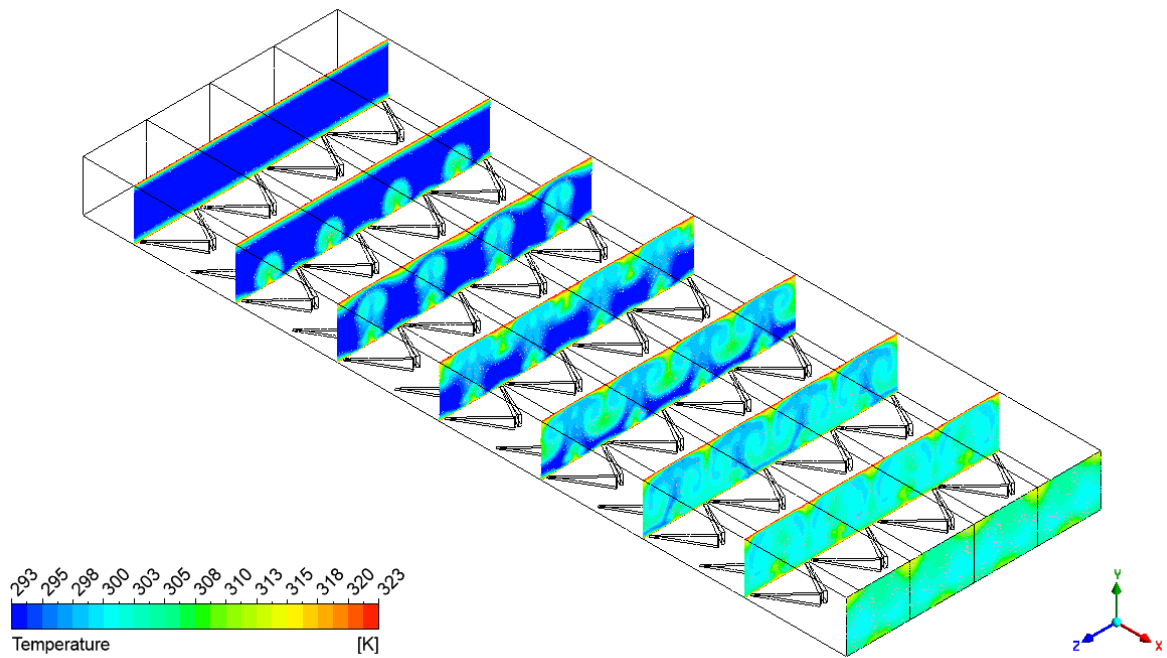


Figura 5.23: Contornos de temperatura para $h = 0.2H$.

En la tabla 5.3 se puede observar que el número de Nusselt normalizado tiende a crecer a medida que aumenta el número de Reynolds; sin embargo, los valores no presentan cambios demasiado significativos. En cuanto al factor de fricción, este presenta un notable comportamiento ascendente a medida que crece el número de Reynolds. En cuanto al TEF , es posible notar un comportamiento decreciente, alcanzando un valor máximo de $TEF = 1.40$ para $Re = 4600$.

Tabla 5.3: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.2H$.

Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	2.05	3.12	1.40
6000	2.03	3.22	1.37
8000	2.04	3.34	1.36
10000	2.05	3.62	1.34
12000	2.05	4.01	1.29

5.3.3. Caso $h = 0.3H$

En la figura 5.24 se pueden observar las líneas de flujo para el caso $h = 0.3H$. Al aumentar la altura del GVL nuevamente, se mantiene el comportamiento anterior, donde los vórtices formados logran interactuar de manera efectiva con la pared superior del IC. Además, la intensidad de los vórtices se mantiene por más tiempo a lo largo del IC en comparación con los casos de GVL más pequeños.

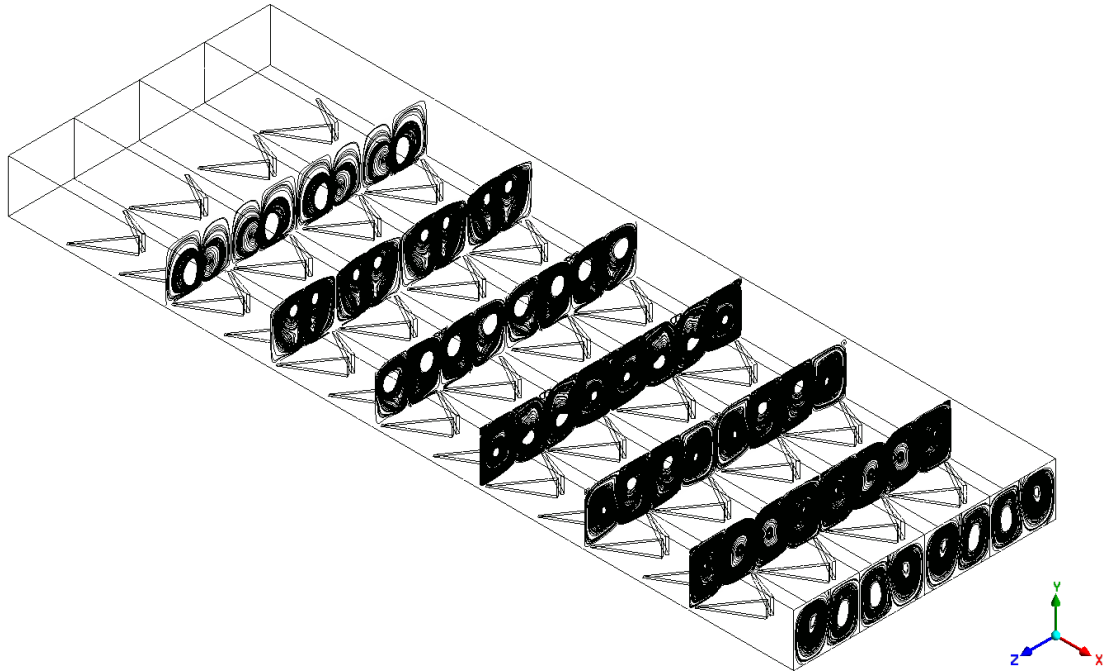
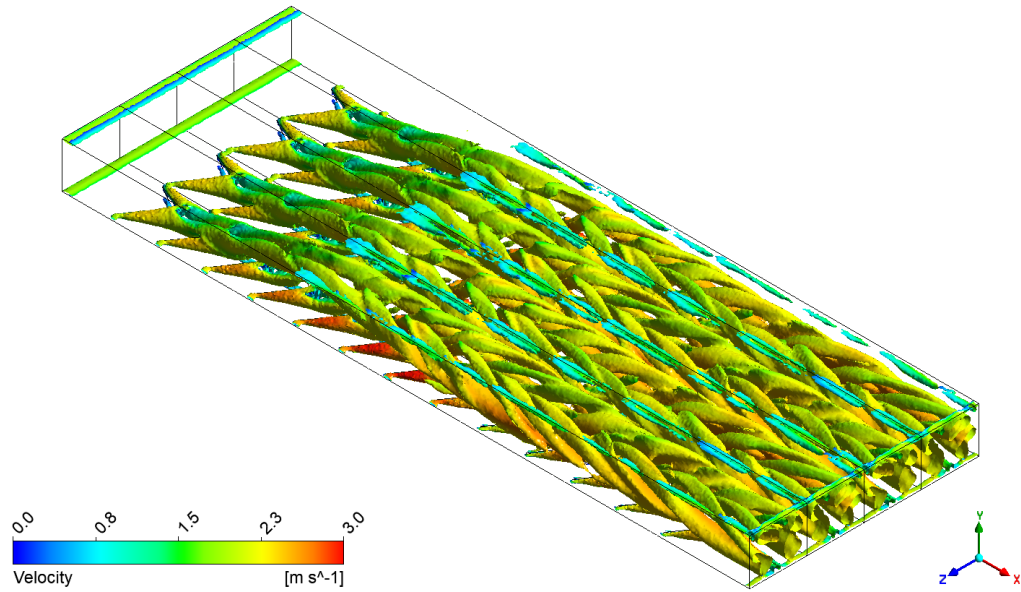
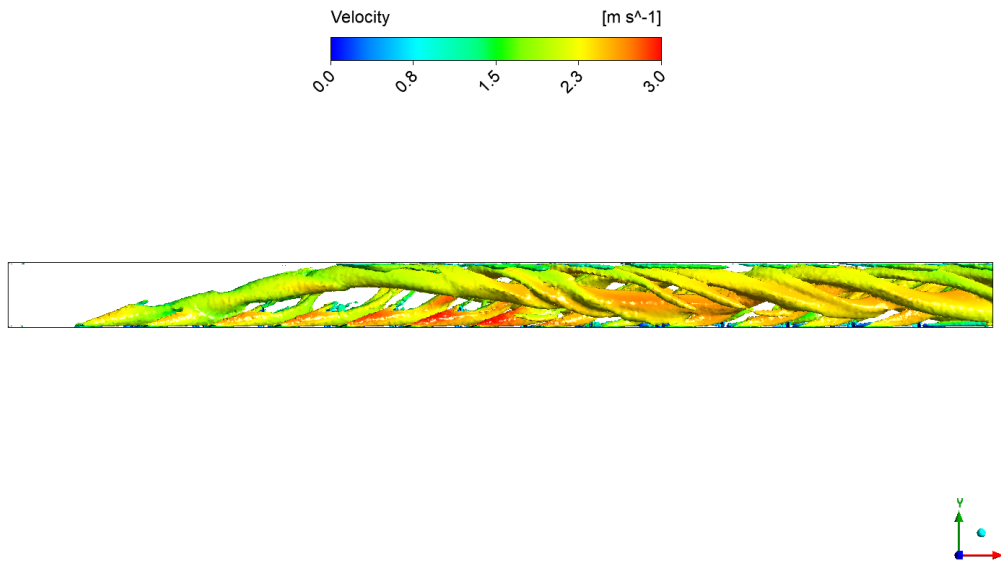


Figura 5.24: Líneas de flujo para $h = 0.3H$.

En la figura 5.25 es posible apreciar los vórtices longitudinales formados a lo largo del canal mediante el criterio Q . El comportamiento observado es similar al caso $h = 0.2H$, donde se observa un comportamiento sinérgico entre filas consecutivas de GVL, dando lugar a estructuras vorticiales de gran intensidad. Para este caso, se pueden observar vórtices de mayor diámetro, lo cual está directamente relacionado con el aumento en el tamaño del GVL.



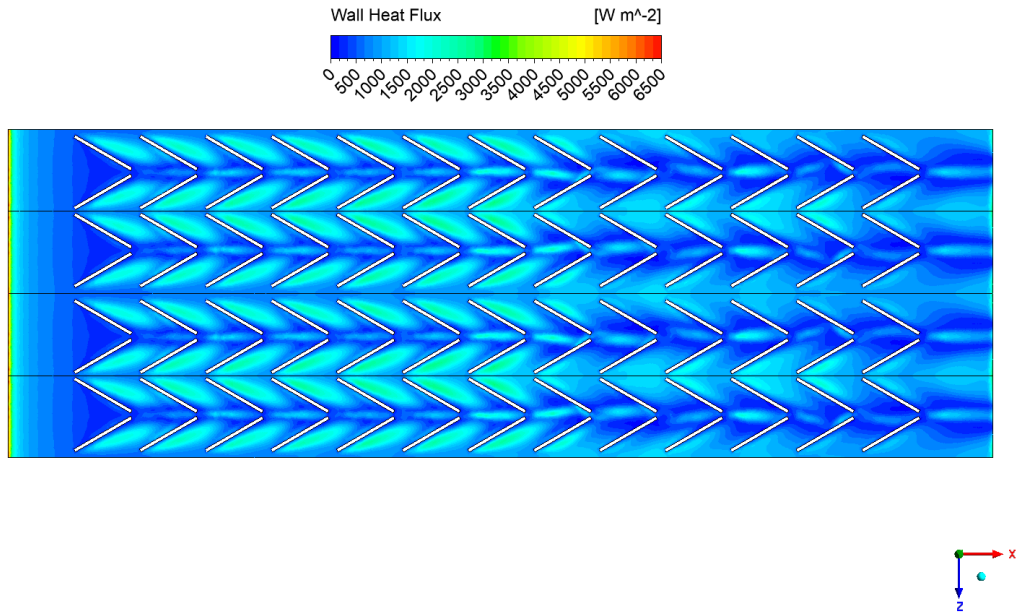
(a) Vista isométrica.



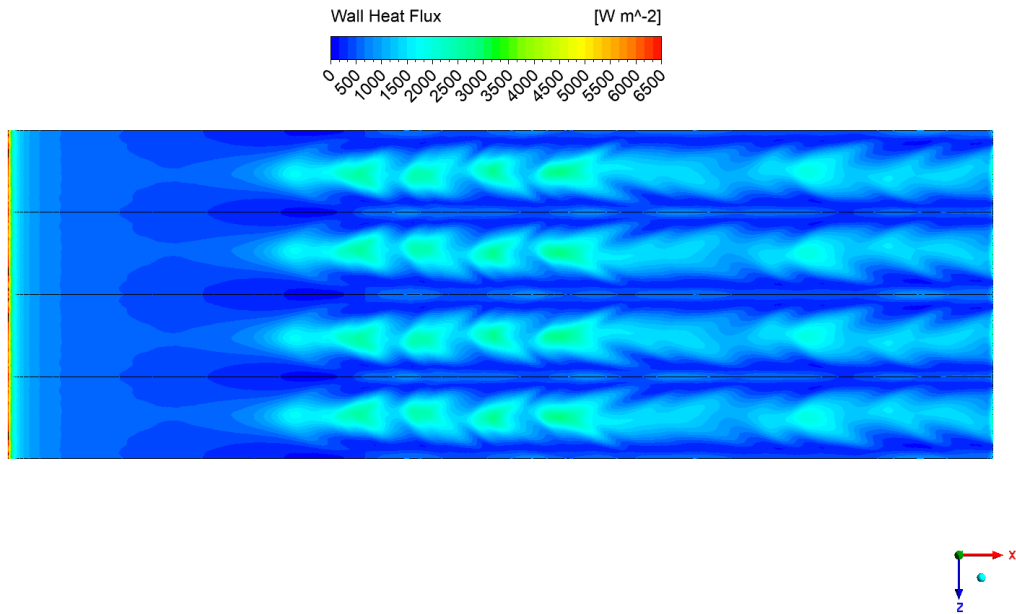
(b) Vista lateral.

Figura 5.25: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.3H$.

En la figura 5.26 se pueden observar los flujos de calor en las paredes del IC para el caso $h = 0.3H$. Se observa un comportamiento similar al caso $h = 0.2H$, donde hay un notable aumento en la transferencia de calor en la primera mitad del canal, asociado a la presencia de los GVL, seguido de un gradual descenso. Este último fenómeno coincide con la disminución en la intensidad de los vórtices generados. En la pared superior también se observa una mejor transferencia de calor en comparación con los casos anteriores, con zonas de máxima transferencia en la mitad del canal que luego disminuyen en magnitud hacia el final.



(a) Pared inferior.



(b) Pared superior.

Figura 5.26: Flujos de calor para $h = 0.3H$.

En la figura 5.27 se observa el mismo comportamiento que para el caso $h = 0.2H$, donde gracias a la formación de vórtices longitudinales, se generan zonas circulares de alta temperatura al comienzo del canal, las cuales en este caso poseen diámetros mayores. Es posible notar que se alcanzan altas temperaturas de forma más rápida gracias a la buena mezcla del fluido. También se puede observar que, a la salida del canal, el fluido se calienta por encima de la temperatura de entrada.

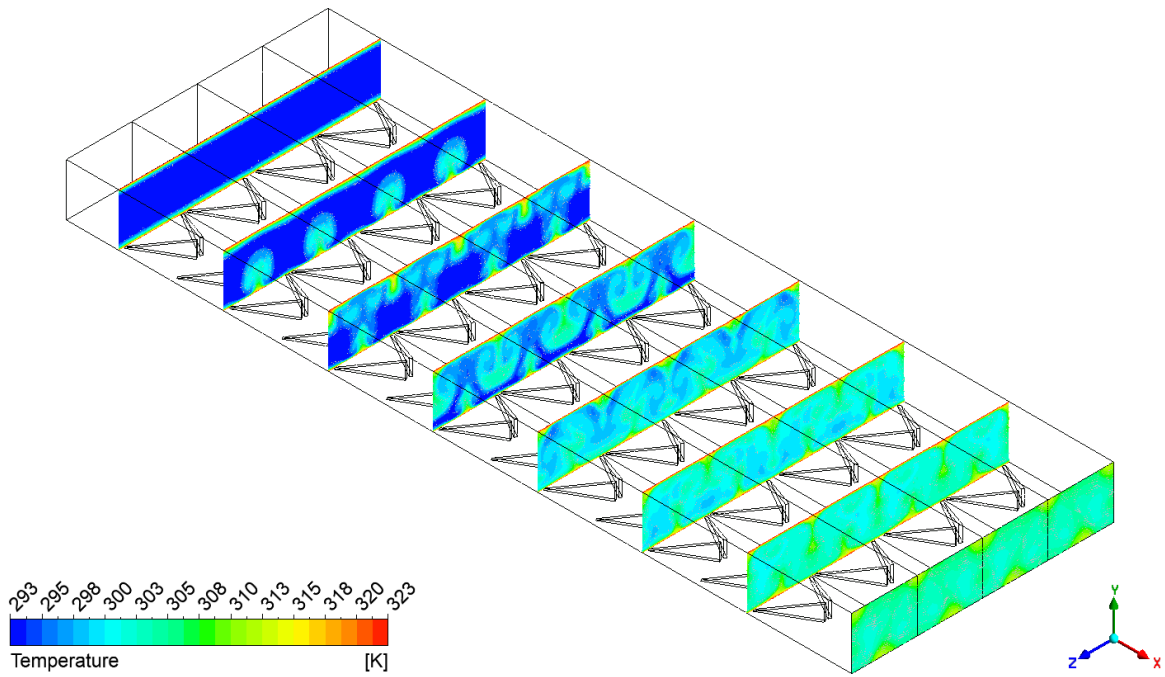


Figura 5.27: Contornos de temperatura para $h = 0.3H$.

En la tabla 5.4 se puede observar que el número de Nusselt normalizado tiende a mantenerse constante a medida que aumenta el número de Reynolds. En cuanto al factor de fricción normalizado, este presenta un claro comportamiento ascendente a medida que crece el número de Reynolds. En cuanto al TEF , es posible notar un comportamiento decreciente, alcanzando un valor máximo de $TEF = 1.36$ para $Re = 4600$.

Tabla 5.4: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.3H$.

Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	2.27	4.72	1.36
6000	2.27	5.00	1.33
8000	2.32	5.42	1.32
10000	2.31	5.80	1.28
12000	2.31	6.46	1.24

5.3.4. Caso $h = 0.4H$

En la figura 5.28 se pueden observar las líneas de flujo para el caso $h = 0.4H$. En este caso, es posible notar que desde las primeras filas de GVL, los vórtices generados abarcan gran parte del canal. Además, las estructuras vorticiales se distinguen de mejor manera que en los casos anteriores, donde al final del IC el área abarcada por los vórtices termina siendo mayor.

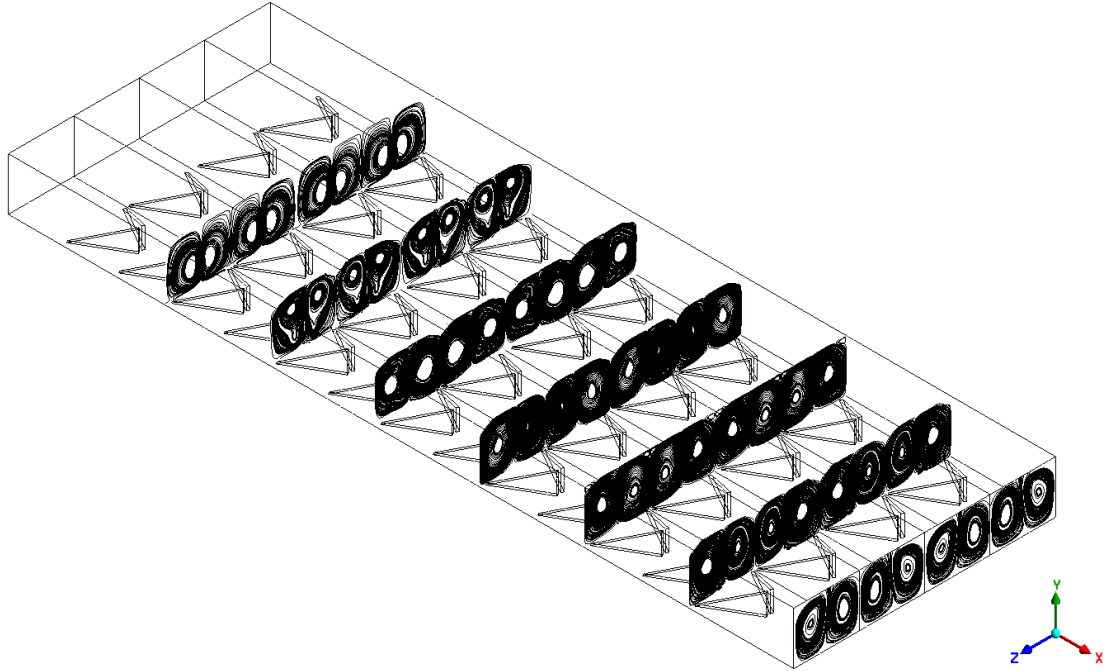
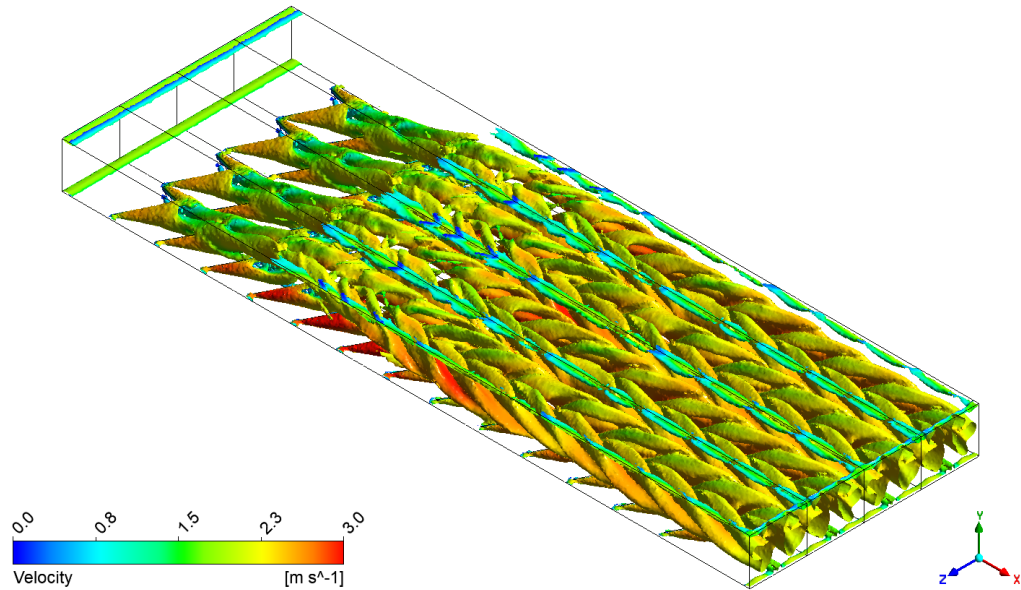
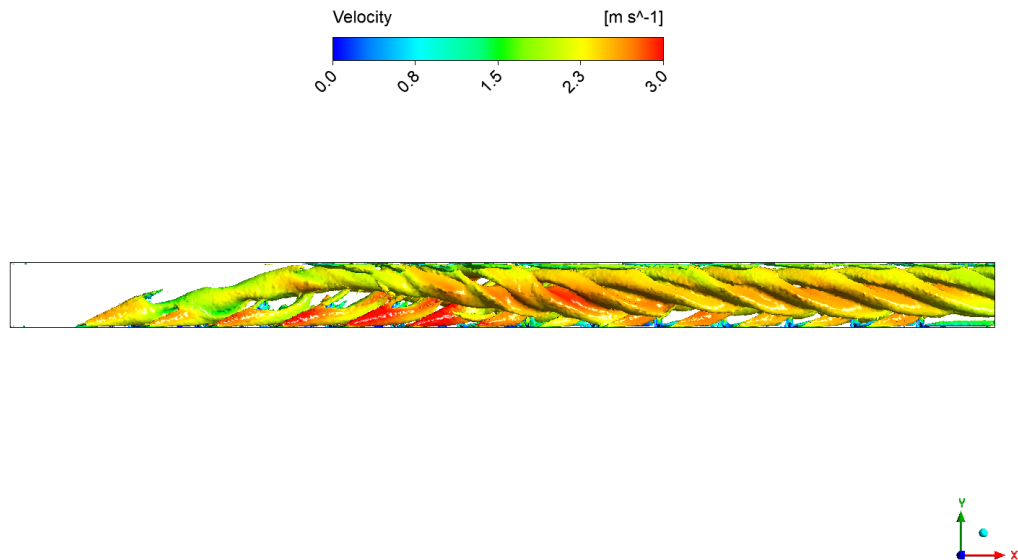


Figura 5.28: Líneas de flujo para $h = 0.4H$.

En la figura 5.29 es posible apreciar los vórtices longitudinales formados a lo largo del canal, los cuales presentan una mayor intensidad, favoreciendo una mejor mezcla entre el fluido y las paredes del IC. Es fácil notar que estos vórtices llenan completamente el canal, gracias a la gran cantidad de filas de GVL que permiten mantenerlos a lo largo del recorrido. Este fenómeno indica una influencia significativa del tamaño y disposición de los GVL en la estructura y persistencia de los vórtices.



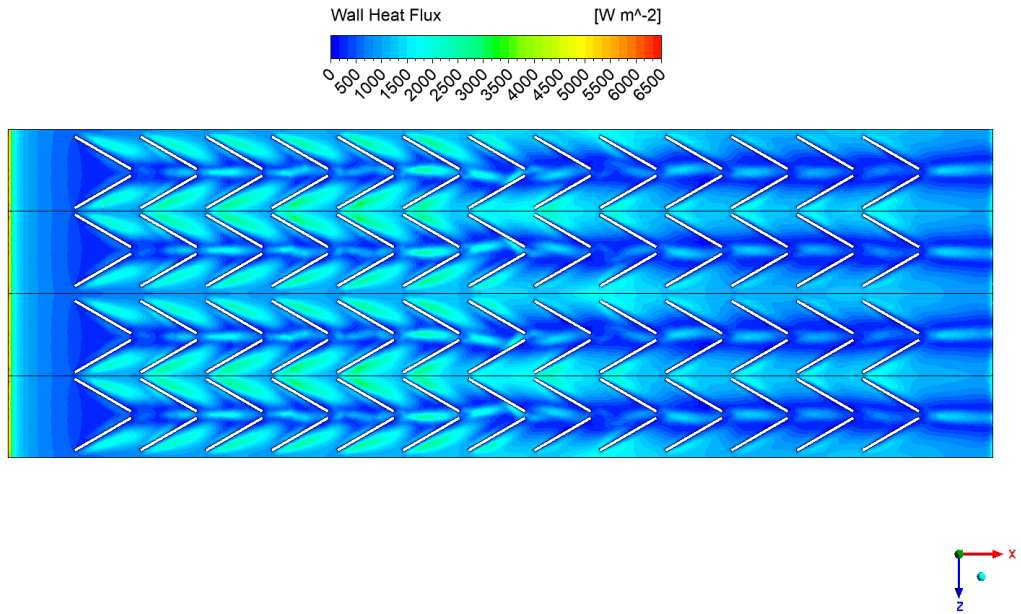
(a) Vista isométrica.



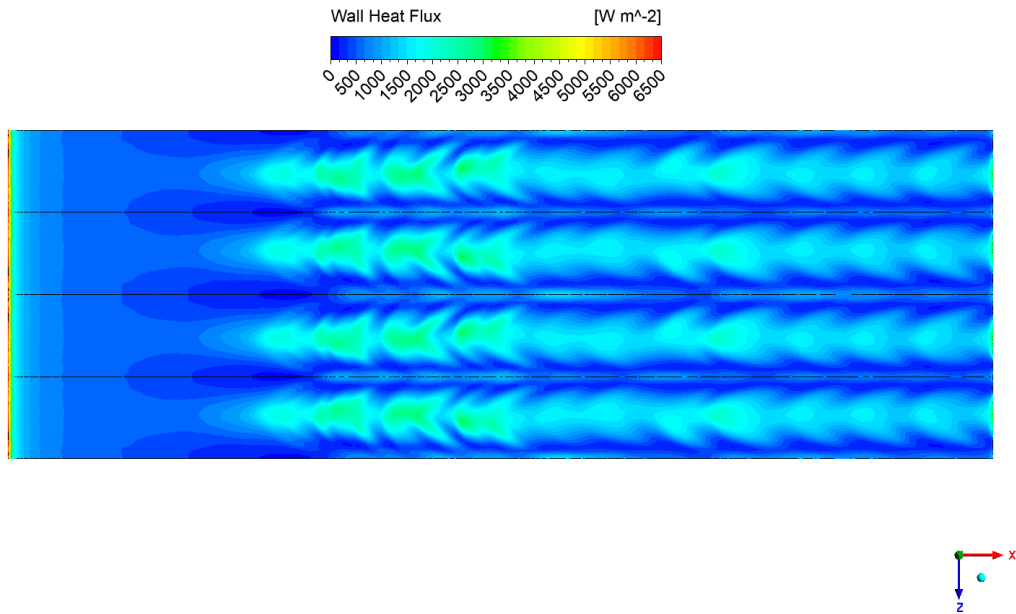
(b) Vista lateral.

Figura 5.29: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.4H$.

En la figura 5.30 se pueden observar los flujos de calor en las paredes del IC para el caso $h = 0.4H$. Se observa un comportamiento similar al caso $h = 0.3H$, donde hay un notable aumento en la transferencia de calor en la primera mitad de la pared inferior, seguido de un descenso. En la pared superior, la transferencia de calor alcanza valores máximos en la zona media del canal, donde se forman los vórtices de mayor intensidad y diámetro, los cuales luego disminuyen a medida que avanzan por el IC. Debido a que los GVL tienen una mayor altura, es evidente que la magnitud de los flujos de calor en el IC son mayores que en los casos de estudio anteriores.



(a) Pared inferior.



(b) Pared superior.

Figura 5.30: Flujos de calor para $h = 0.4H$.

En la figura 5.31 se puede evidenciar que se generan zonas de alta temperatura con mayor facilidad que en los casos anteriores. Donde las zonas de alta temperatura coinciden con las estructuras vorticiales de alta intensidad expuestas en las figuras anteriores para $h = 0.4H$. También es posible notar un notorio aumento en la temperatura de salida del fluido comparado con el caso base, gracias a la presencia de los GVL.

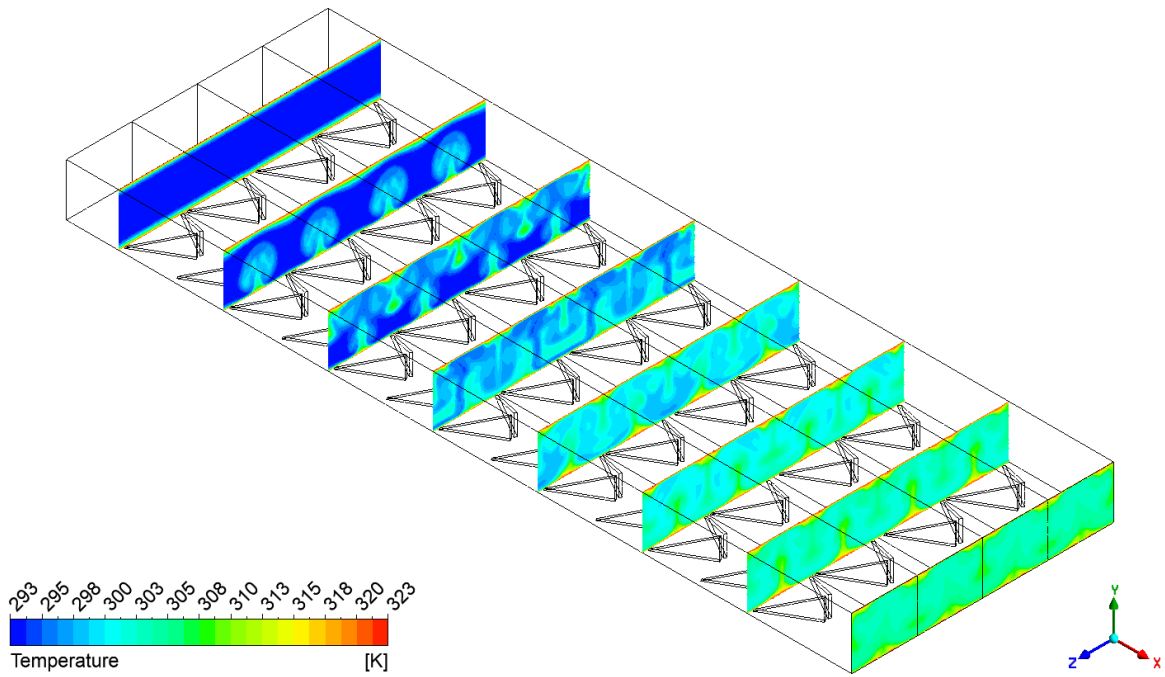


Figura 5.31: Contornos de temperatura para $h = 0.4H$.

En la tabla 5.5 se puede observar que el número de Nusselt normalizado posee el mismo comportamiento que en los casos anteriores, donde el valor tiende a crecer a medida que aumenta el número de Reynolds, sin embargo, los valores no presentan variaciones significativas. En cuanto al factor de fricción normalizado, este presenta un comportamiento ascendente a medida que crece el número de Reynolds. En cuanto a TEF , es posible notar un comportamiento decreciente, alcanzando un valor máximo de $TEF = 1.28$ para $Re = 4600$.

Tabla 5.5: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.4H$.

Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	2.42	6.73	1.28
6000	2.41	7.06	1.25
8000	2.45	7.61	1.24
10000	2.44	8.33	1.20
12000	2.45	9.39	1.16

5.3.5. Caso $h = 0.5H$

En la figura 5.32 se pueden observar las líneas de flujo para el caso $h = 0.5H$. Al ser este el caso de estudio con la mayor altura de GVL, es notable que los vórtices generados abarcan una gran parte del área de los planos transversales expuestos. Esta geometría es donde se generan los vórtices de mayor tamaño e intensidad a lo largo del canal, favoreciendo una mejor mezcla entre el fluido y las paredes del IC.

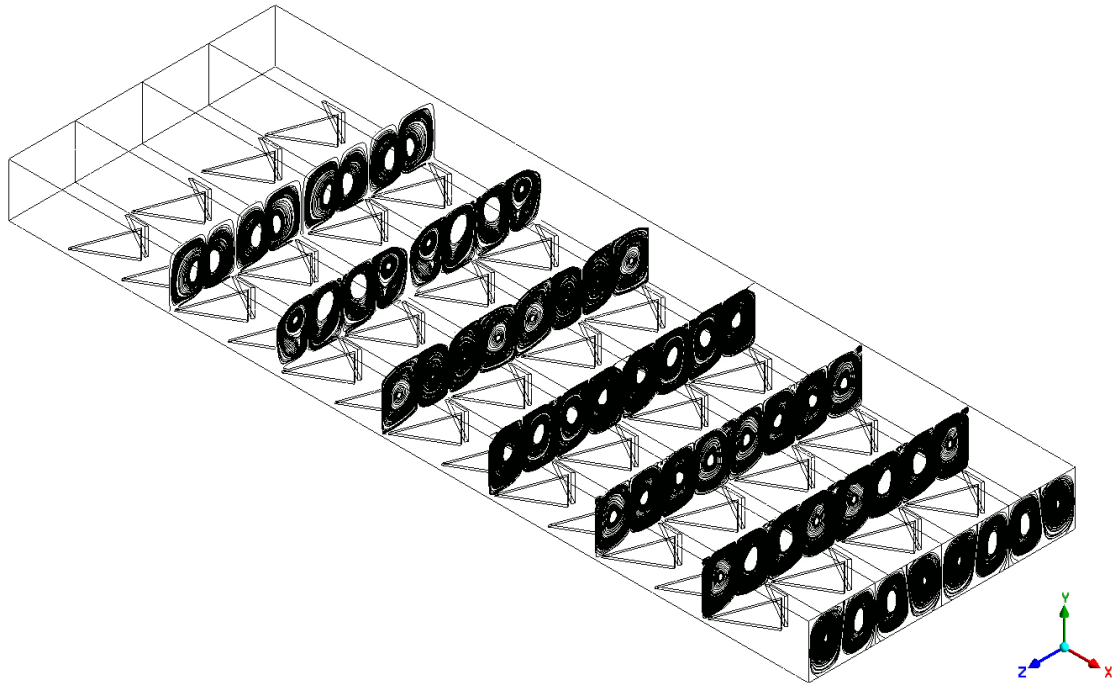


Figura 5.32: Líneas de flujo para $h = 0.5H$.

Es posible observar que en este caso, representado en la figura 5.33, se generan los vórtices de mayor tamaño. Es fácil notar la gran intensidad de estos a lo largo de todo el canal, donde se aprecia cómo, tras el paso de cada fila de GVL, los vórtices mantienen su tamaño. Además, debido a que en este caso los GVL tienen la mitad de la altura del canal, se observa una mejor mezcla entre la pared superior y el fluido. Otro aspecto importante es que el diámetro de salida de los vórtices es notablemente mayor que en los otros casos estudiados.

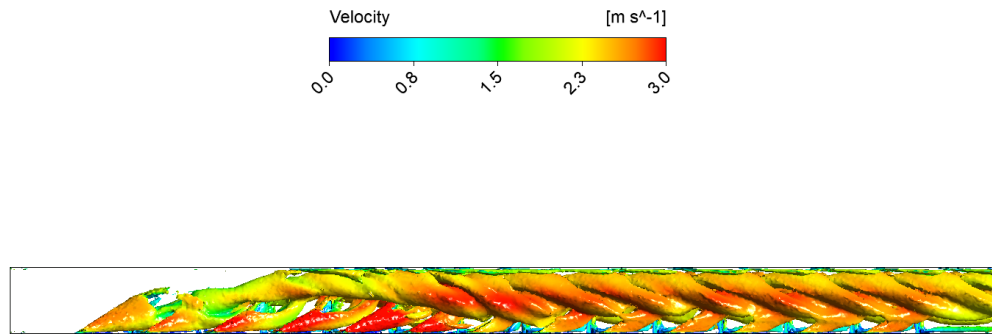
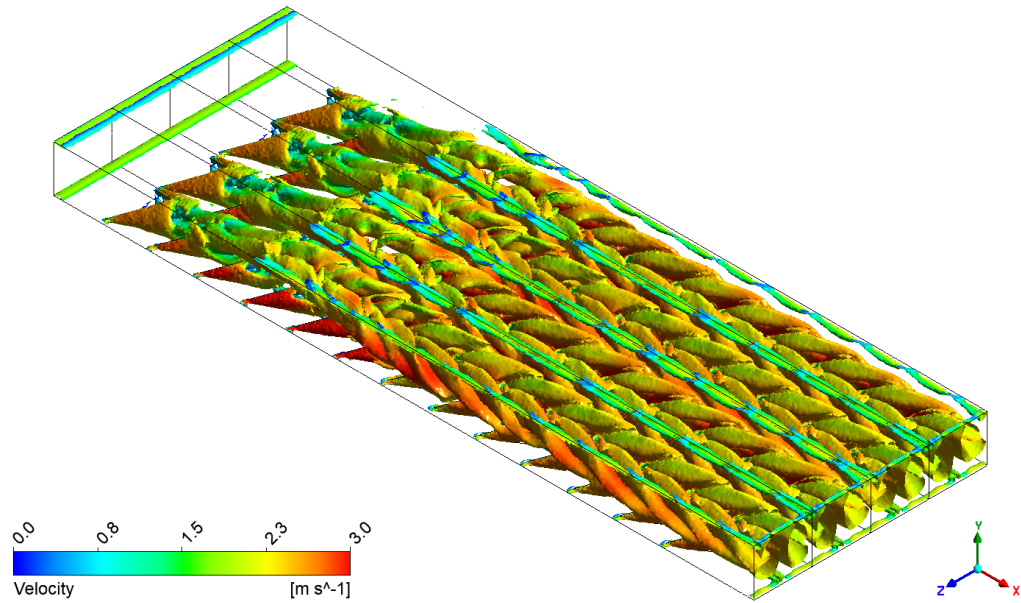


Figura 5.33: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $h = 0.5H$.

En la figura 5.34 se pueden observar los flujos de calor en las paredes del IC para el caso $h = 0.5H$. Se observa que la transferencia de calor en ambas paredes del IC es la máxima vista para todos los casos de estudio. Gracias a la gran intensidad que poseen los vórtices, es posible una gran transferencia de calor a lo largo de todo el canal.

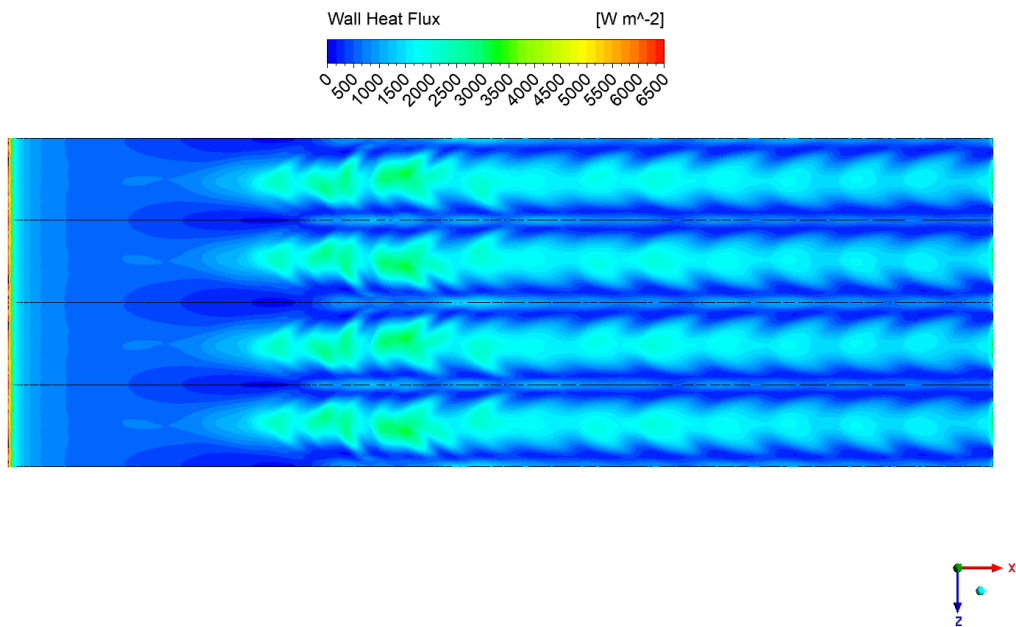
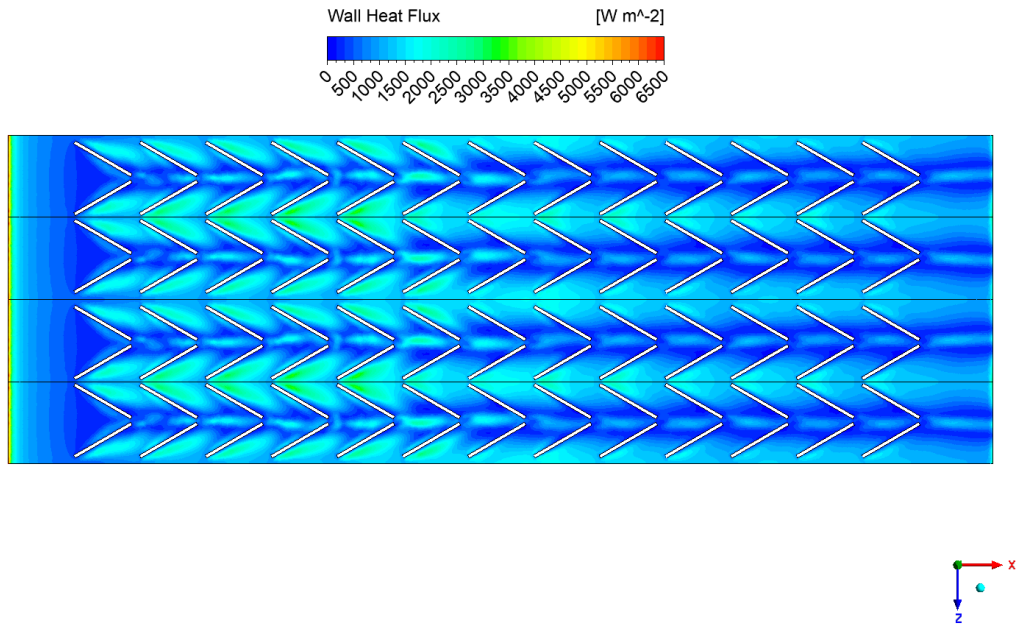


Figura 5.34: Flujos de calor para $h = 0.5H$.

En la figura 5.35 se observa el caso con mejor mezcla de fluido, donde se alcanzan altas temperaturas con mayor facilidad a lo largo del canal. Es posible notar cómo la presencia de vórtices de gran intensidad permite aumentar rápidamente la temperatura del fluido, y a la mitad del recorrido la presencia de zonas de color azul casi no existe, lo cual es un claro indicador del aumento en la transferencia de calor.

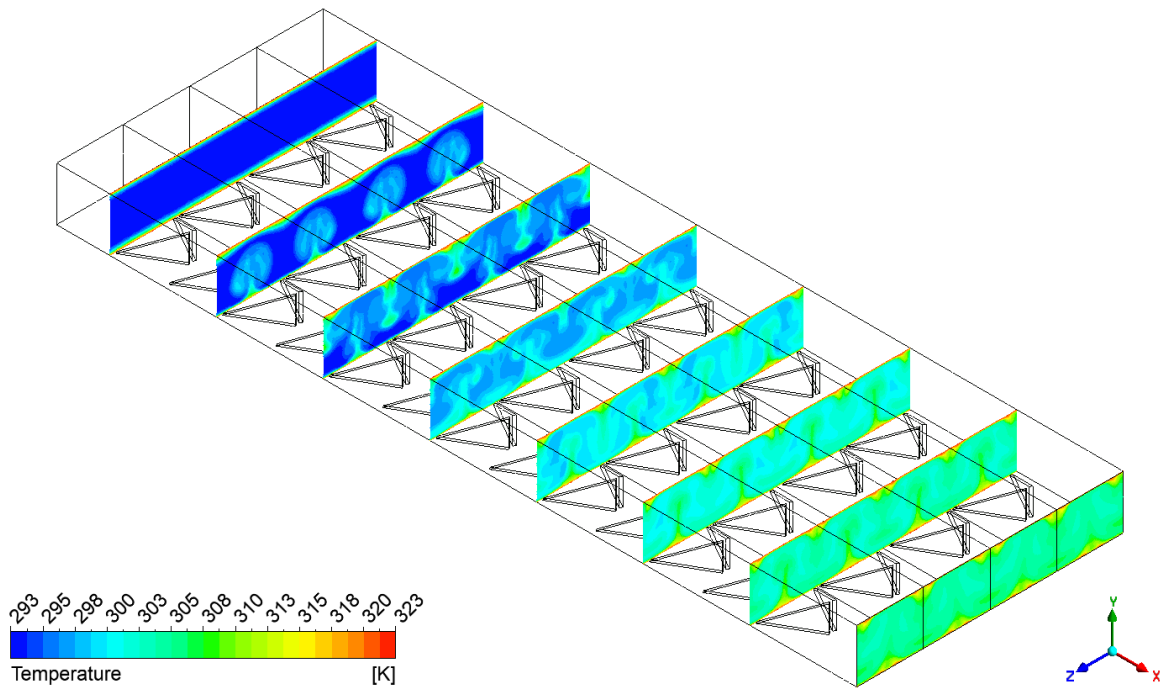


Figura 5.35: Contornos de temperatura para $h = 0.5H$.

En la tabla 5.6 se observa que el número de Nusselt normalizado sigue la misma tendencia que en los casos anteriores, aumentando con el incremento del número de Reynolds, aunque sin mostrar variaciones significativas. El factor de fricción normalizado también muestra un comportamiento ascendente a medida que el número de Reynolds crece. Respecto al TEF , se nota una tendencia decreciente, alcanzando un valor máximo de $TEF = 1.20$ para $Re = 4600$.

Tabla 5.6: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para $h = 0.5H$.

Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	2.53	9.40	1.20
6000	2.52	9.89	1.17
8000	2.54	10.44	1.16
10000	2.56	11.69	1.13
12000	2.58	13.12	1.09

5.3.6. Correlaciones para Nu y f

En base a los resultados obtenidos tras la variación de altura de los GVL se logran plantear dos correlaciones en función del número de Reynolds y de la altura normalizada \bar{h} , donde $\bar{h} = h/H$, siendo h [mm] la altura del GVL y H [mm] la altura del canal. Estas correlaciones obtenidas sirven como una primera aproximación para modelar el número de Nusselt y el factor de fricción:

$$Nu(Re, \bar{h}) = 0.1696 \cdot Re^{0.6329} \cdot (\bar{h} + 1)^{1.4942} \quad (5.1)$$

$$f(Re, \bar{h}) = 0.0684 \cdot Re^{-0.0898} \cdot (\bar{h} + 1)^{5.9331} \quad (5.2)$$

A partir de ambas correlaciones se obtiene el error asociado a cada valor obtenido mediante las simulaciones numéricas para cada número de Reynolds, como se muestra en las figuras 5.36 y 5.37. Estos errores no superan el 20%, siendo el caso $h = 0.1H$ el que obtiene los resultados menos certeros.

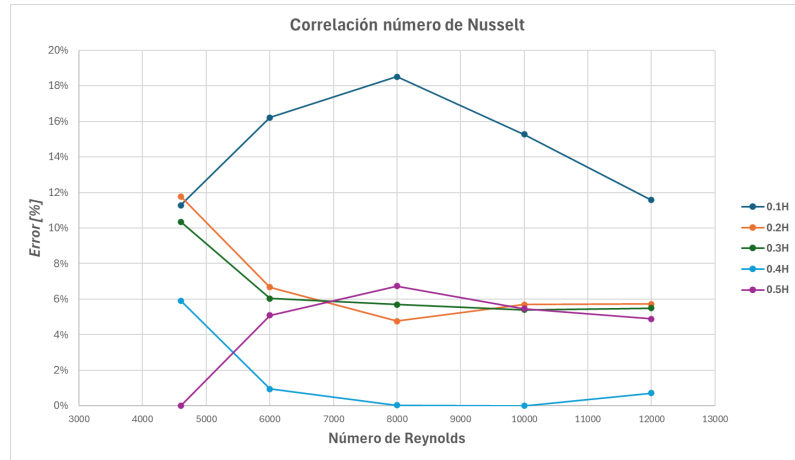


Figura 5.36: Error obtenido para la correlación del número de Nusselt.

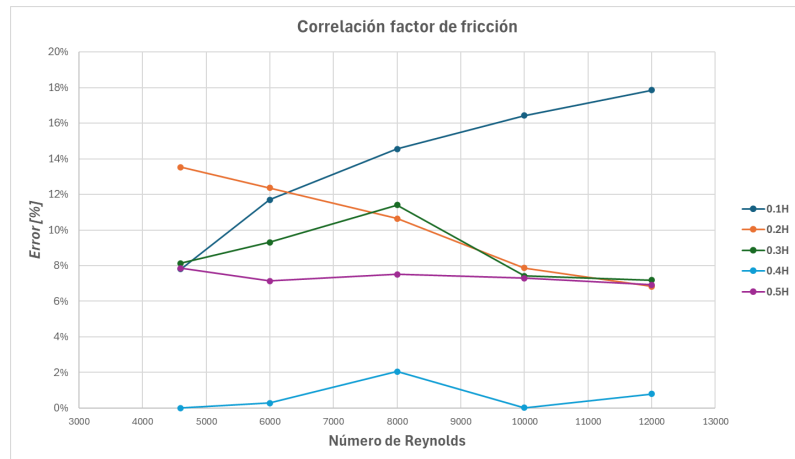


Figura 5.37: Error obtenido para la correlación del factor de fricción.

5.4. Etapa 3: Perforaciones en los GVL

Previo al uso de perforaciones, se decidió reducir a la mitad el espesor de los GVL, dejándolos con un valor de $t = 0.5$ [mm]. Esta decisión se basó en la configuración que arrojó el mejor TEF durante la etapa 2, es decir, arreglo alineado con $P_L = 1H$, $h = 0.2H$ y $t = 1$ [mm], con el objetivo de intentar reducir la caída de presión. Los resultados obtenidos se detallan en la tabla 5.7 y las imágenes correspondientes a esta reducción en el espesor se encuentran en el Anexo B.1.

Tabla 5.7: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF al variar espesor del GVL.

Re	$t = 1$ [mm]			$t = 0.5$ [mm]		
	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	2.05	3.12	1.40	2.06	3.00	1.43
6000	2.03	3.22	1.37	2.03	3.09	1.40
8000	2.04	3.34	1.36	2.04	3.16	1.39
10000	2.05	3.62	1.34	2.05	3.47	1.36
12000	2.05	4.01	1.29	2.05	3.83	1.31

A partir de los resultados presentados en la tabla 5.7, se observa que al reducir el espesor de los GVL, el número de Nusselt normalizado muestra valores similares para ambos casos, independientemente del número de Reynolds. En contraste, el factor de fricción experimenta una notable disminución para el caso con espesor $t = 0.5$ [mm], lo que indica una menor pérdida de carga en el canal debido a la reducción en el espesor de los GVL. Finalmente, los mayores valores de TEF se alcanzan para el caso con $t = 0.5$ [mm], donde el factor de fricción normalizado desempeña un papel crucial. El rendimiento máximo se obtiene con $Re = 4600$, donde $TEF = 1.43$, representando una mejora del 3% en comparación con el caso de $t = 1$ [mm].

Tras lo anterior, el uso de perforaciones en los GVL se llevó a cabo considerando la siguiente configuración a lo largo del canal:

- Arreglo: Alineado
- Distancia longitudinal $P_L = 1H$
- Altura GVL $h = 0.2H$
- Espesor GVL $t = 0.5$ [mm]

A continuación se presentan los resultados obtenidos mediante el uso de perforaciones únicamente para el caso $\varphi = 0.12$, los resultados de los casos restantes se encuentran en los Anexos B.2 y B.3.

5.4.1. Caso $\varphi = 0.15$

En la figura 5.38 se pueden observar las líneas de flujo para el caso con $\varphi = 0.15$, es decir, con una perforación de diámetro 2.75 [mm]. Se nota la formación de vórtices longitudinales de manera similar al caso sin perforaciones, concentrándose principalmente en la zona media-alta del canal. Sin embargo, también se aprecian pequeños vórtices en las áreas cercanas a las perforaciones. A pesar de esto, el efecto de las perforaciones no parece ser tan influyente en la dinámica general del flujo. Aunque las perforaciones generan vórtices adicionales, estos no alteran significativamente la estructura principal del flujo. Esto puede deberse a que la energía de los vórtices inducidos por las perforaciones no es suficiente para modificar sustancialmente la distribución de los vórtices primarios.

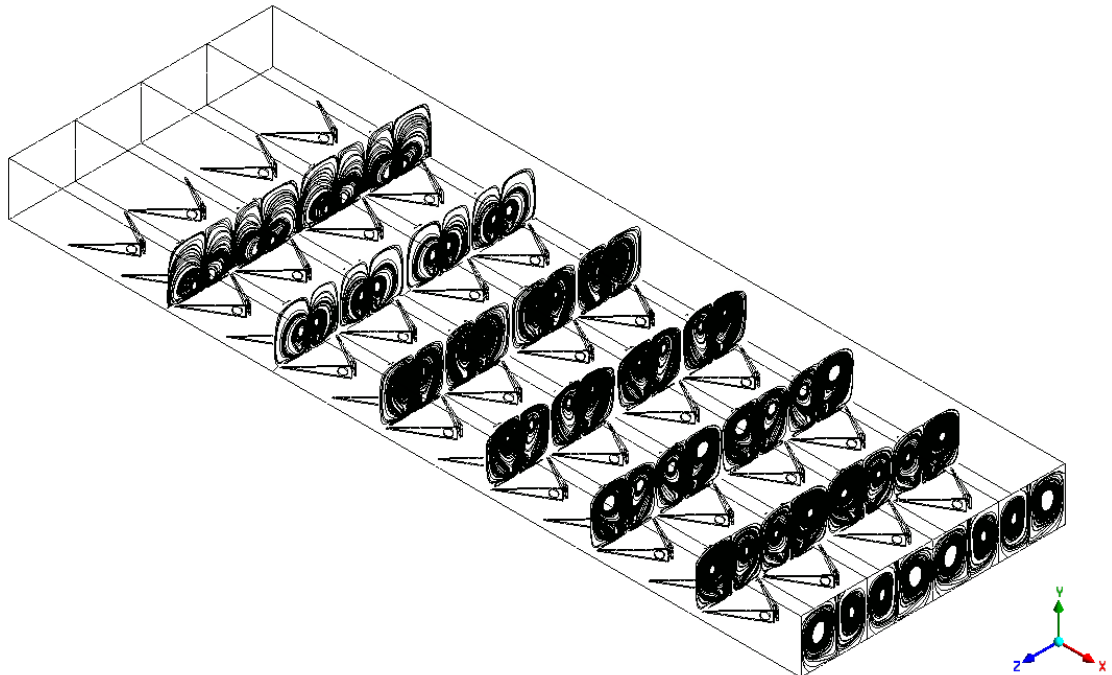
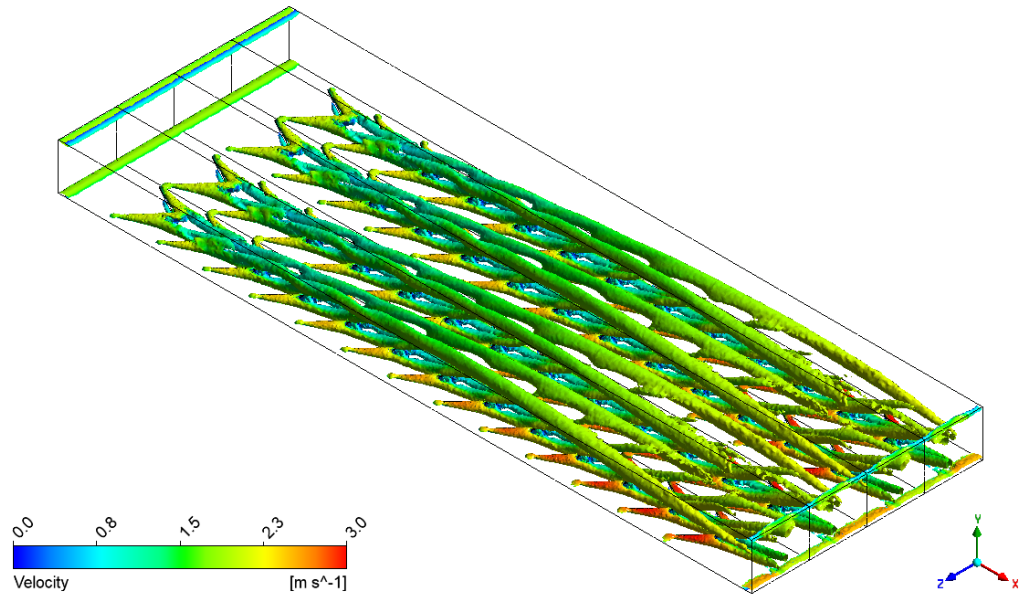
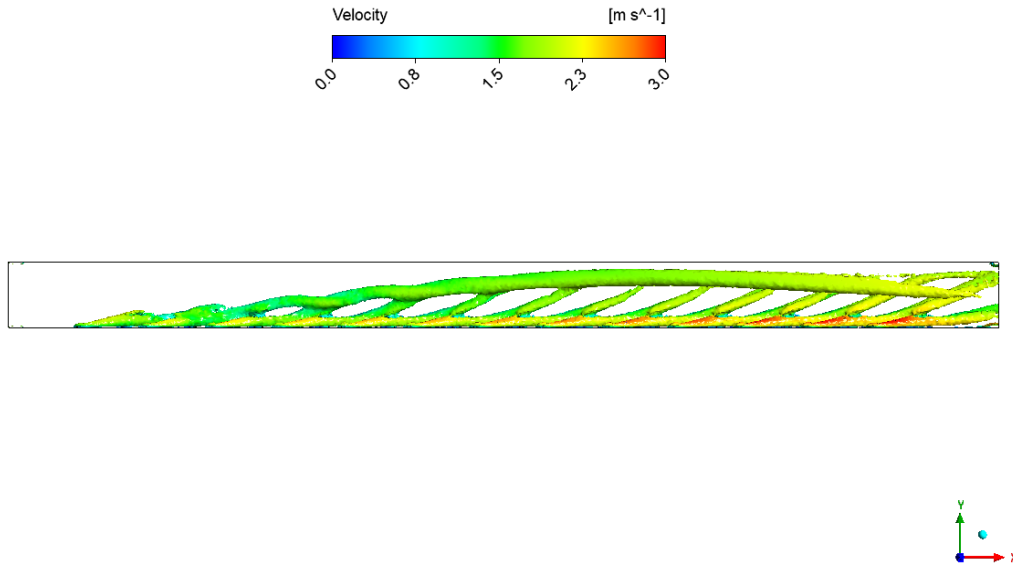


Figura 5.38: Líneas de flujo para $\varphi = 0.15$.

Es posible observar la formación de vórtices inducidos por las perforaciones gracias a la figura 5.39. Si se compara la vista isométrica con el caso sin perforaciones, se puede notar que el uso de estas disminuye el tamaño e intensidad de los vórtices principales. Esto permite la formación de vórtices secundarios asociados a cada perforación.



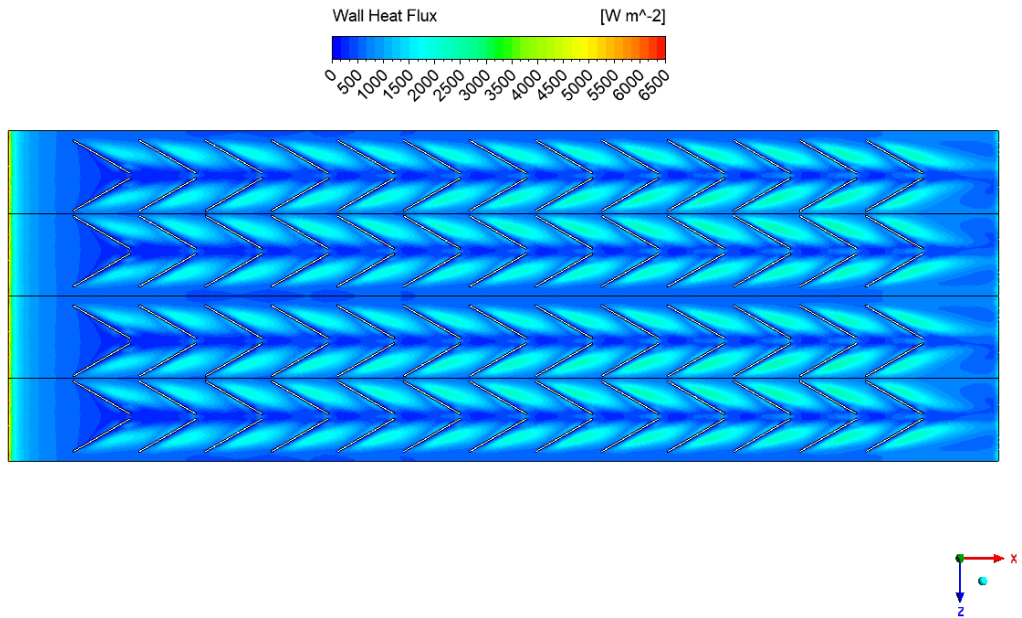
(a) Vista isométrica.



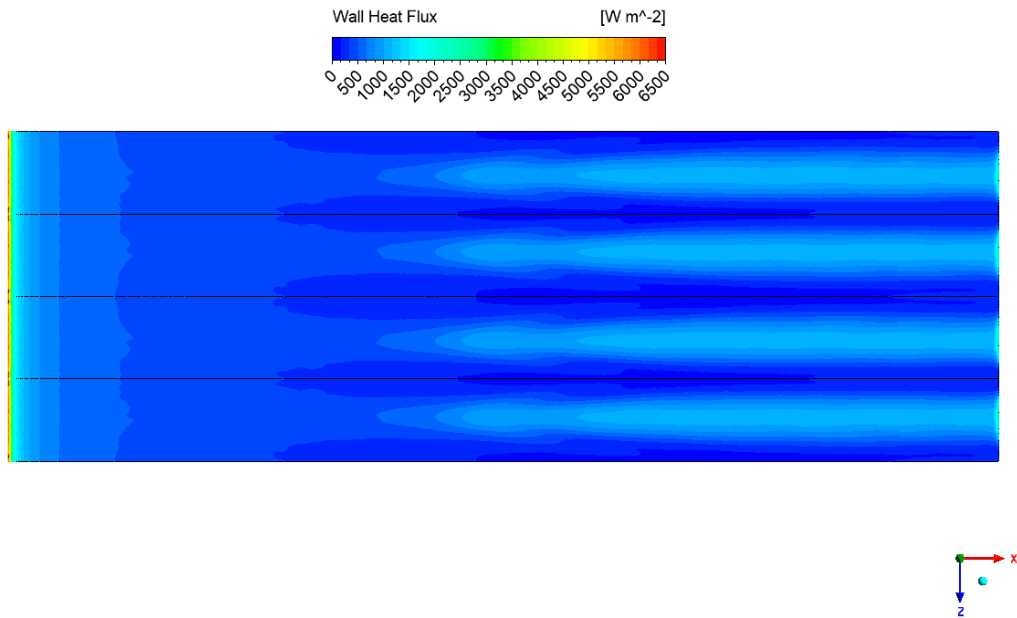
(b) Vista lateral.

Figura 5.39: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$ para $\varphi = 0.15$.

A partir de la figura 5.40, es posible observar los flujos de calor para el caso con $\varphi = 0.15$. Al compararlo con el caso sin perforaciones, se puede notar que, gracias a los vórtices inducidos por las perforaciones, el flujo de calor en la pared inferior es mayor y se mantiene a lo largo de todo el canal. Por el contrario, en el caso de la pared superior, se observa una disminución en la mezcla entre el fluido y la pared, lo que se debe a la reducción en la intensidad de los vórtices principales.



(a) Pared inferior.



(b) Pared superior.

Figura 5.40: Flujos de calor para $\varphi = 0.15$.

A partir de la figura 5.41, es posible observar los diferentes perfiles de temperatura a lo largo del canal. Se puede notar que, llegando al final del recorrido, aún existen zonas de flujo que poseen la temperatura de entrada, lo que es un claro indicador de la menor intensidad de los vórtices principales. A pesar de esto, en las zonas cercanas a las perforaciones, se observa una mayor temperatura comparada con el caso sin perforaciones, lo que indica que la presencia de vórtices inducidos por las perforaciones aumenta la mezcla en esas zonas.

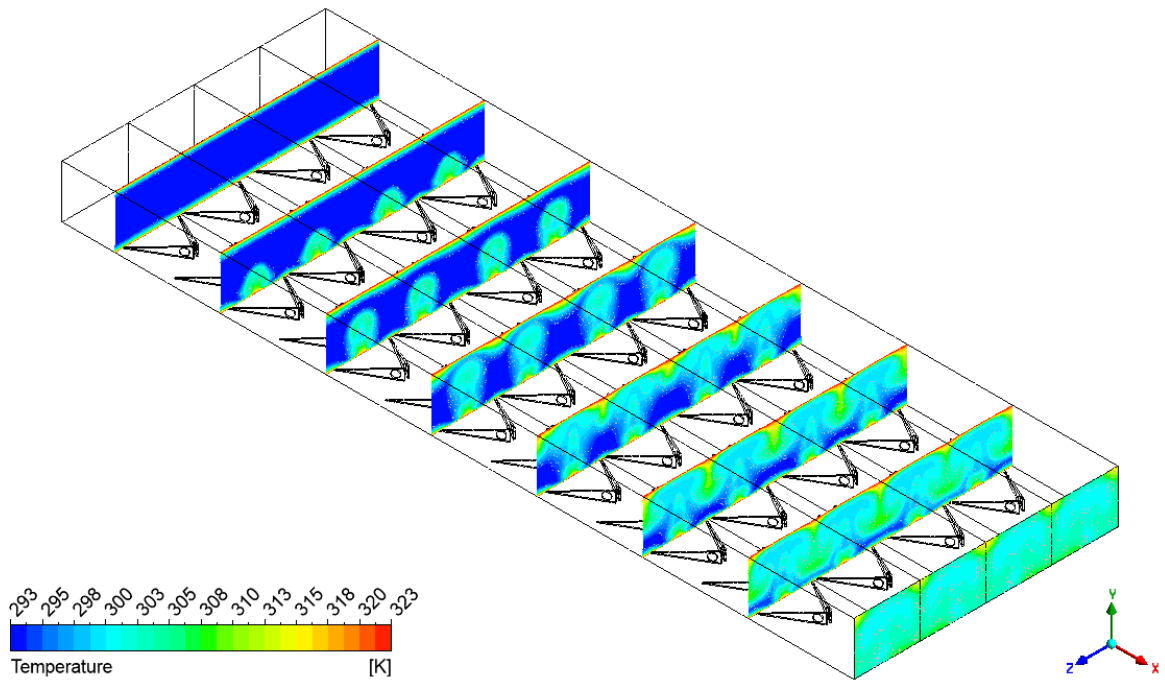


Figura 5.41: Contornos de temperatura para $\varphi = 0.15$.

A partir de la tabla 5.8, es posible notar que al aumentar el valor de φ , es decir, al aumentar el tamaño de la perforación, el número de Nusselt normalizado tiende a disminuir para todo el rango de número de Reynolds. En el caso del factor de fricción normalizado, al aumentar el tamaño de la perforación, este también tiende a disminuir, lo que indica una menor caída de presión en el canal. En términos de rendimiento termo-hidráulico, se puede observar un comportamiento decreciente al aumentar el número de Reynolds, independientemente del tamaño de la perforación.

Tabla 5.8: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para los casos con perforaciones.

Re	$\varphi = 0.06$			$\varphi = 0.10$			$\varphi = 0.15$		
	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	1.98	2.93	1.39	1.95	2.88	1.37	1.89	2.78	1.34
6000	1.97	3.00	1.36	1.93	2.93	1.35	1.87	2.83	1.32
8000	1.95	3.06	1.35	1.94	3.02	1.34	1.88	2.94	1.31
10000	1.99	3.35	1.33	1.97	3.31	1.33	1.94	3.22	1.31
12000	1.99	3.69	1.29	1.98	3.64	1.29	1.95	3.56	1.28

La perforación que obtiene el mejor rendimiento termo-hidráulico corresponde al caso $\varphi = 0.06$, es decir, el caso con la perforación más pequeña, donde se obtiene $TEF = 1.39$ para $Re = 4600$

5.5. Etapa 4: Propuestas de mejora finales

Para el desarrollo de esta última etapa, se utiliza como base la configuración que obtuvo el mayor TEF hasta el momento, es decir, con un arreglo alineado, $P_L = 1H$, $h = 0.2H$, y $t = 0.5$ [mm], donde se obtiene un $TEF = 1.43$ con $Re = 4600$.

5.5.1. Propuesta 1: Inclinación de GVL

En la figura 5.42 se pueden apreciar las líneas de flujo para la propuesta N°1. Debido a la inclinación de 30° aplicada a los GVL, los vórtices generados tienden a formarse más cerca de la pared inferior, para luego ir complementándose con las filas posteriores de GVL y formar las estructuras vorticiales que se han mostrado en las etapas anteriores.

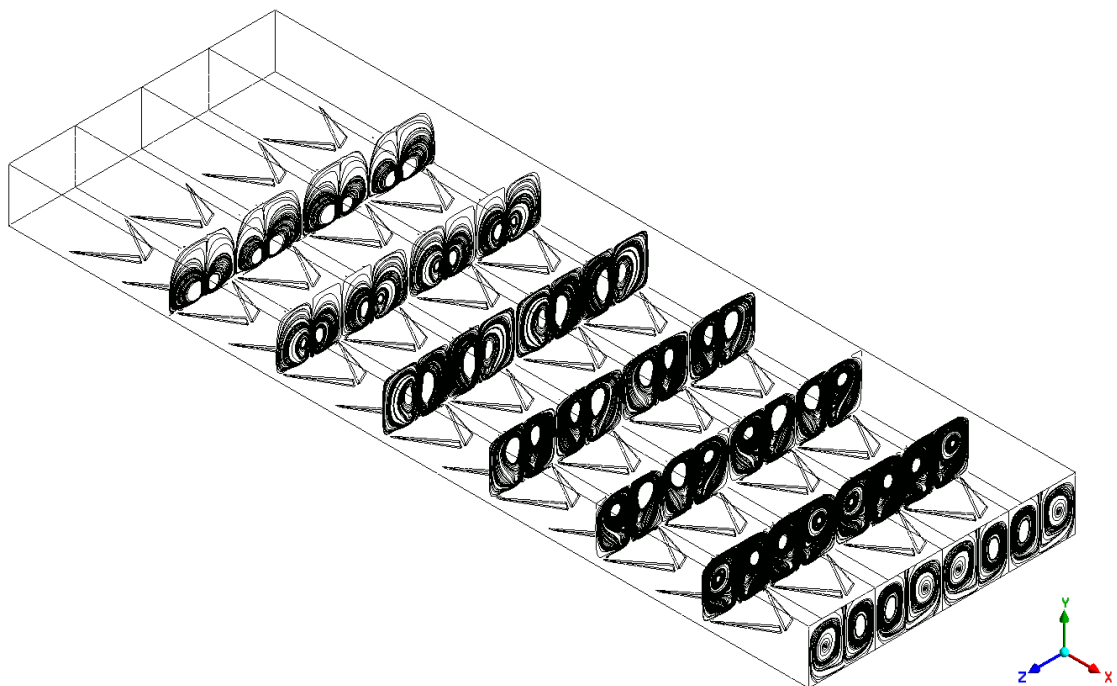
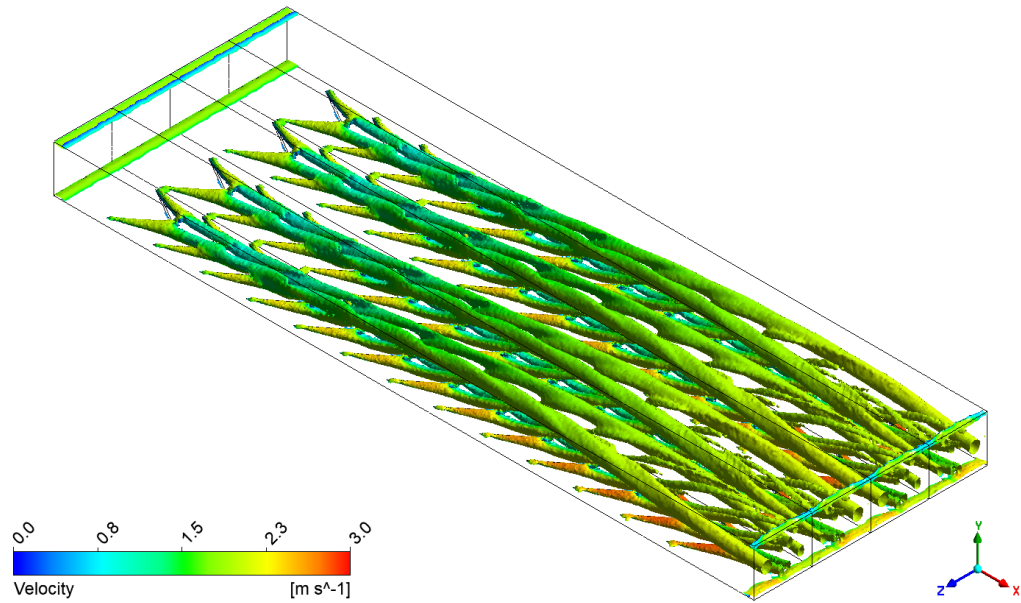
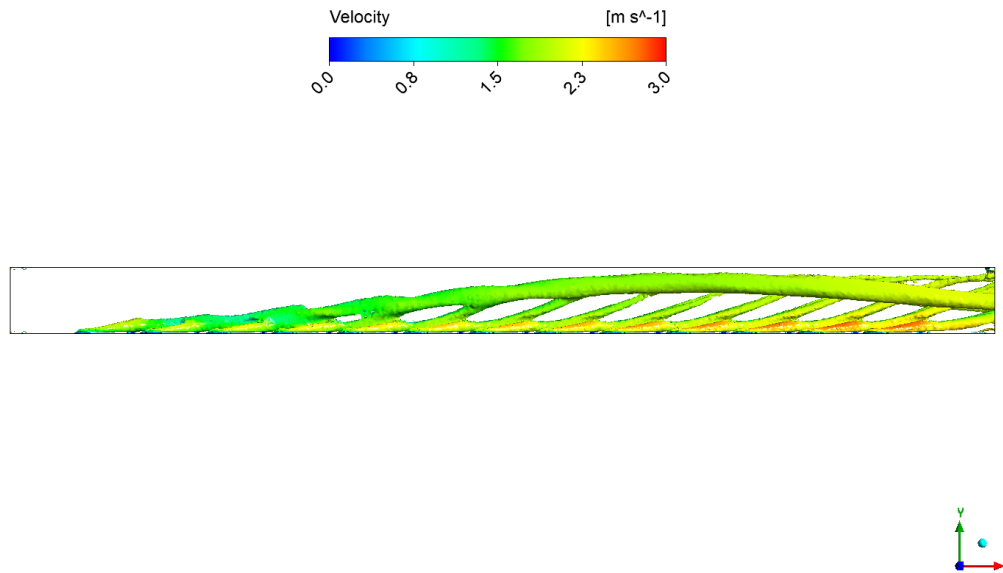


Figura 5.42: Líneas de flujo para propuesta N°1.

Es posible observar el comportamiento de los vórtices longitudinales gracias a la figura 5.43. Si se compara la vista isométrica con el caso sin inclinación, se puede notar que, para el caso con inclinación, se tienden a generar vórtices con menor vorticidad. Esto se debe a que el área superficial con la que el fluido impacta se ve disminuida gracias a esta inclinación. En cuanto a la vista lateral, se puede apreciar un menor diámetro e intensidad de la estructura vorticial principal.



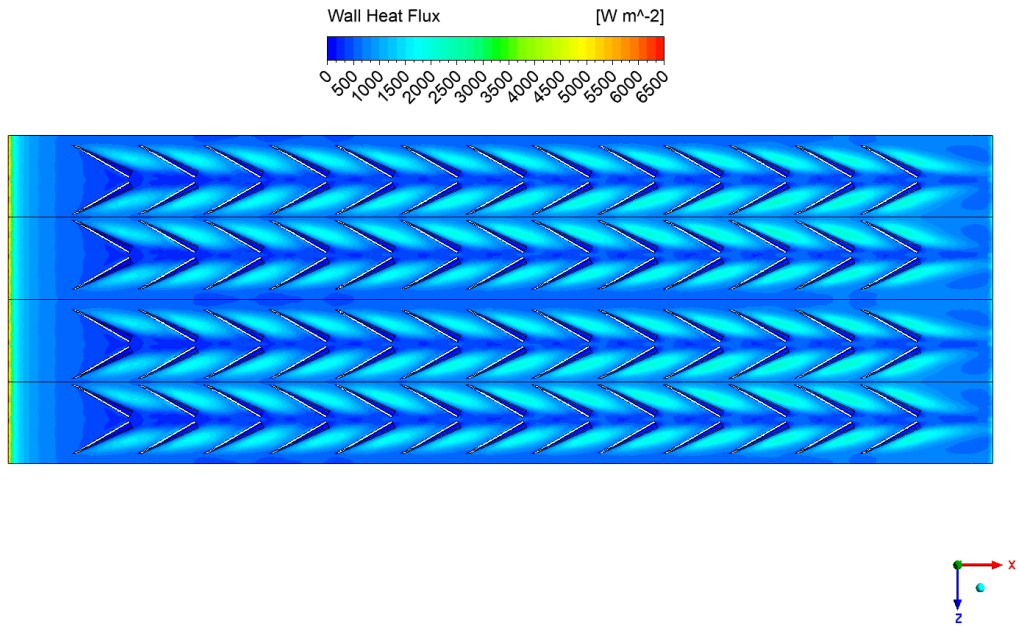
(a) Vista isométrica.



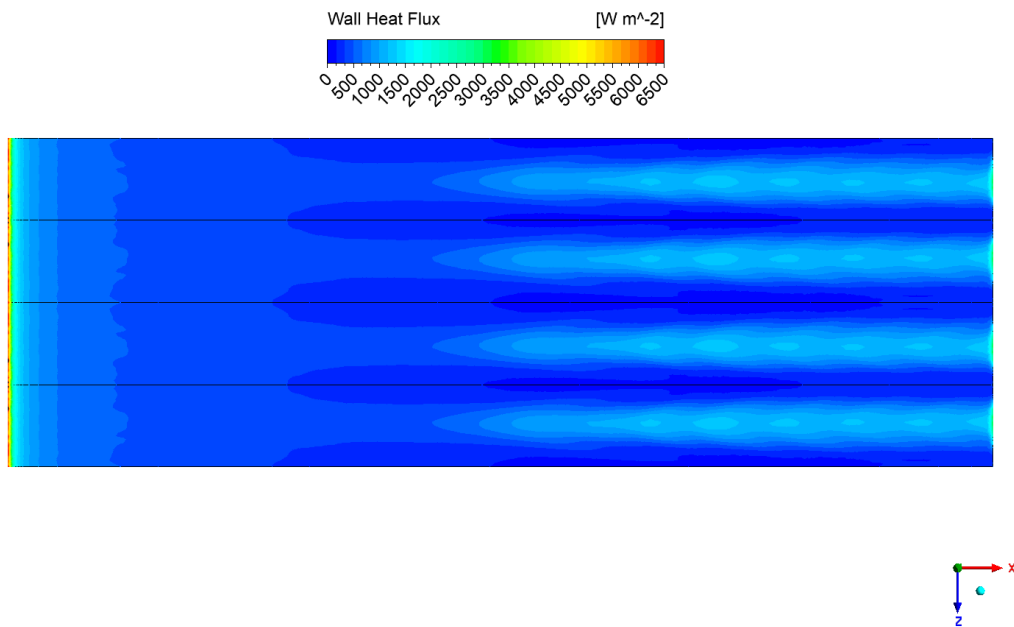
(b) Vista lateral.

Figura 5.43: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para propuesta N°1.

En cuanto a los flujos de calor, es posible observar en la figura 5.44 que ocurre algo similar al caso con perforaciones, donde la mezcla en la pared inferior tiende a ser mejor, lo que permite que se mantenga una buena transferencia de calor a lo largo del canal. En cuanto a la pared superior, se puede observar que el efecto de los vórtices longitudinales se aprecia en la porción final del canal y tiende a mantener la intensidad en la transferencia de calor.



(a) Pared inferior.



(b) Pared superior.

Figura 5.44: Flujos de calor para propuesta N°1.

En la figura 5.45 se puede notar la formación de zonas circulares de alta temperatura en la primera mitad del canal, lo que indica una buena mezcla entre el fluido y la pared inferior del IC. Al comparar el desarrollo de los perfiles de temperatura con el caso $h = 0.2H$ sin inclinación, se observa una peor mezcla en el caso con inclinación, debido a la menor intensidad de los vórtices formados.

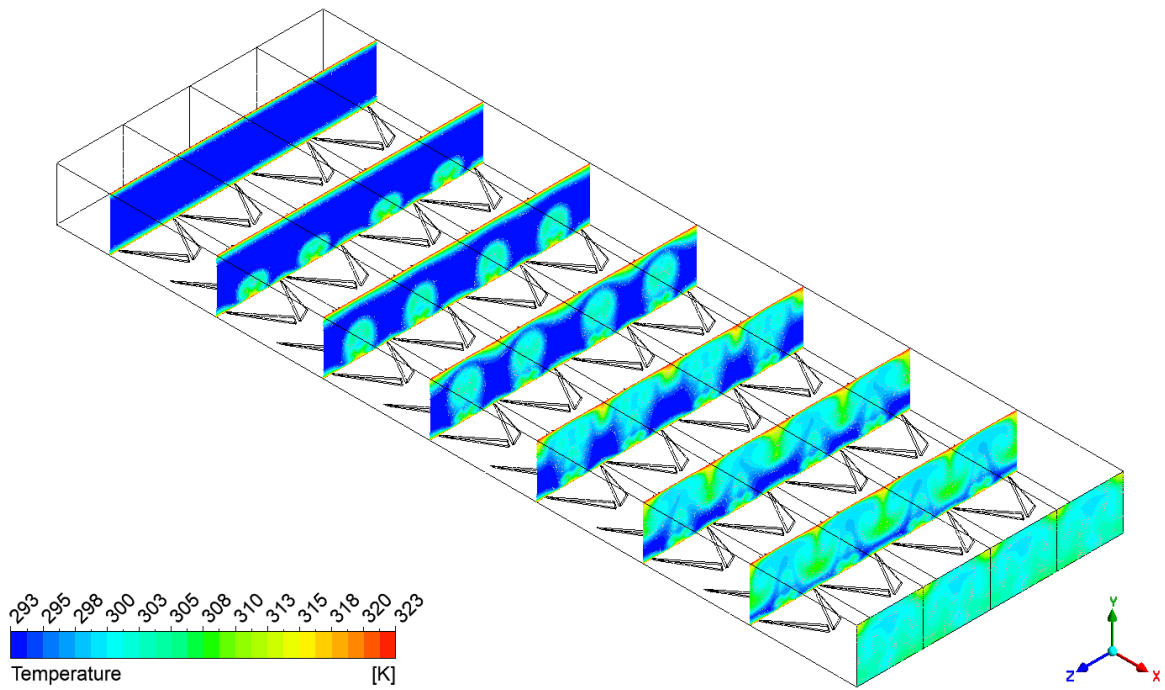


Figura 5.45: Contornos de temperatura para propuesta N°1.

En la tabla 5.9 se observa que el número de Nusselt normalizado sigue la misma tendencia que en los casos anteriores, variando con el incremento del número de Reynolds, aunque sin mostrar diferencias significativas. El factor de fricción normalizado muestra un comportamiento ascendente a medida que el número de Reynolds crece. Respecto al TEF , se nota una tendencia decreciente, alcanzando un valor máximo de $TEF = 1.36$ para $Re = 4600$.

Tabla 5.9: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para la propuesta N°1.

Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	1.79	2.27	1.36
6000	1.77	2.28	1.34
8000	1.76	2.32	1.33
10000	1.80	2.52	1.33
12000	1.80	2.76	1.29

5.5.2. Propuesta 2: Geometría IPWP

En la figura 5.46 se observa un comportamiento similar al de la propuesta N°1, donde los vórtices formados tienden a estar más cercanos a la pared inferior y, a medida que el flujo impacta con las filas de GVL posteriores, se generan vórtices en la zona media-alta del canal. A partir de las líneas de flujo expuestas, no se observa la generación adicional de vórtices gracias al uso de IPWP, como se describe en [5]. Se aprecia el mismo comportamiento que para los GVL del tipo DW en las etapas anteriores.

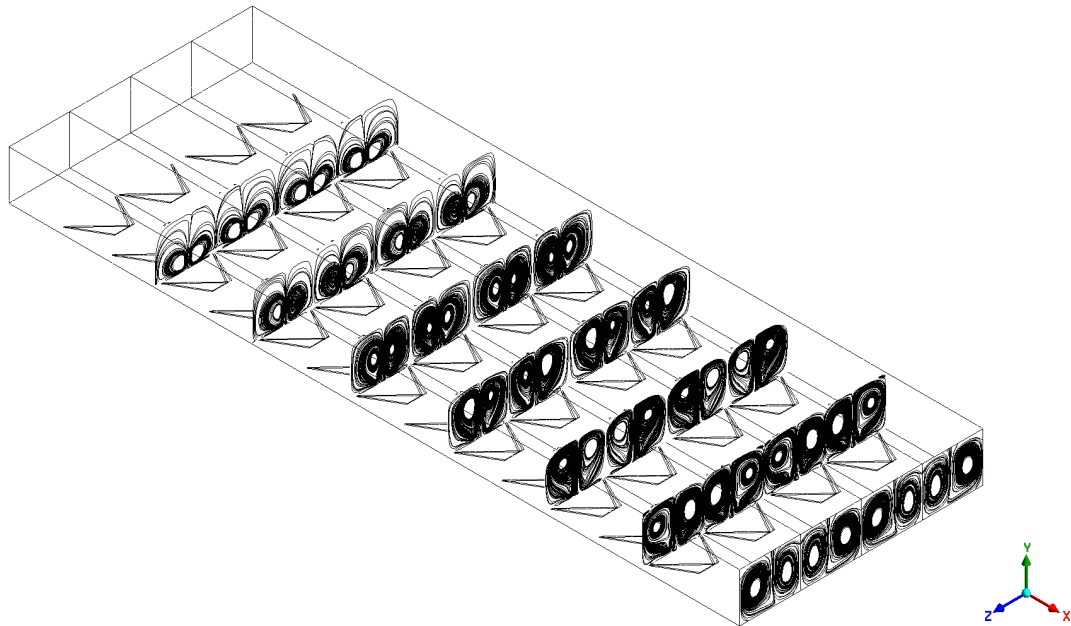
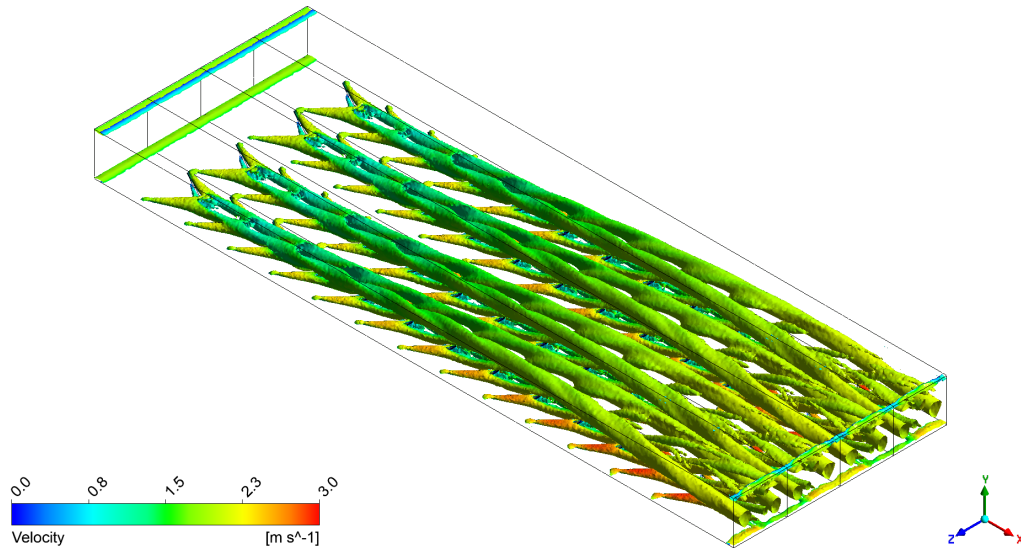
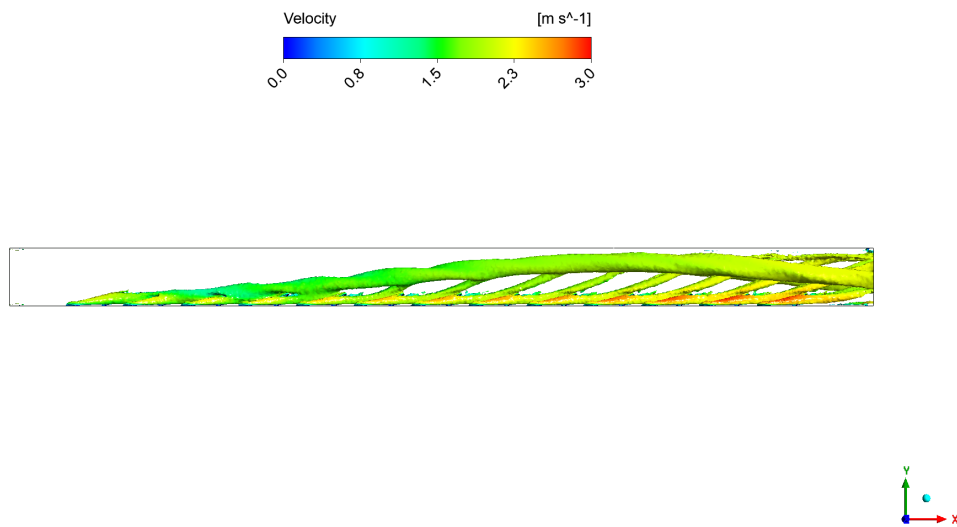


Figura 5.46: Líneas de flujo para propuesta N°2.

En la figura 5.47, se observa la formación de vórtices a lo largo del canal. Al comparar esta figura con la propuesta N°1, no existen diferencias notorias, más allá de que para el caso de los IPWP la intensidad de los vórtices principales es levemente mayor.



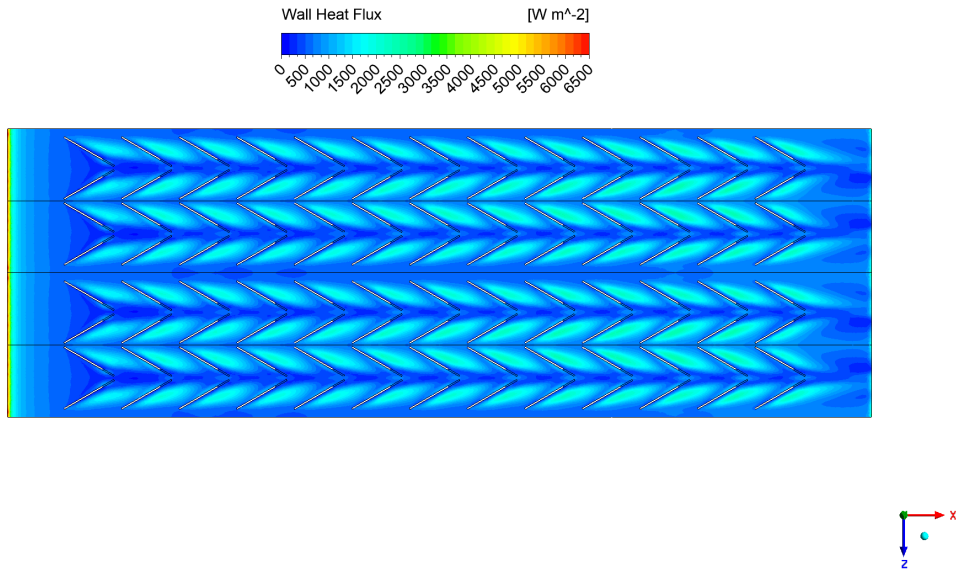
(a) Vista isométrica.



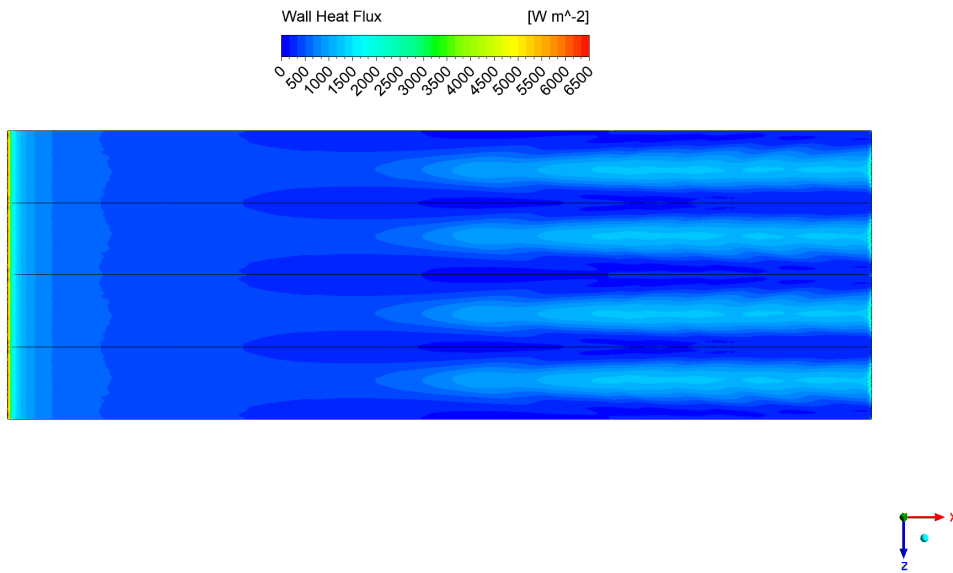
(b) Vista lateral.

Figura 5.47: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$ para propuesta N°2.

Gracias a la mayor intensidad que poseen los vórtices para el caso con IPWP en comparación con la propuesta N°1, el flujo de calor en la pared inferior es levemente mayor a lo largo del canal, manteniendo el mismo comportamiento general. En cuanto a la pared superior, no se aprecian mayores diferencias, ya que la calidad de la mezcla entre el fluido y la pared superior es bastante similar en ambos casos.



(a) Pared inferior.



(b) Pared superior.

Figura 5.48: Flujos de calor para propuesta N°2.

En la figura 5.49 se puede notar la formación de zonas circulares de alta temperatura en la primera mitad del canal, lo que indica una buena mezcla entre el fluido y la pared inferior del IC. Al comparar el desarrollo de los perfiles de temperatura con la propuesta N°1, se observa un comportamiento similar, donde en ambos casos se logra obtener un flujo de salida con temperaturas mayores a las de entrada.

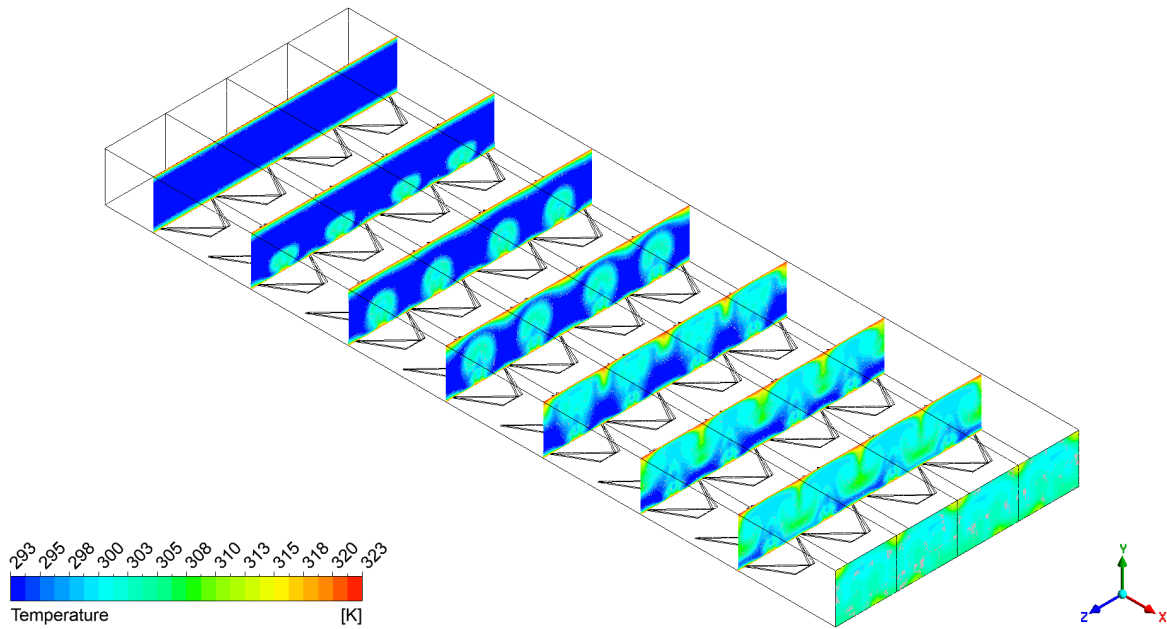


Figura 5.49: Contornos de temperatura para propuesta N°2.

En la tabla 5.10 se observa que el número de Nusselt normalizado sigue la misma tendencia que en la propuesta N°1, pero obteniendo valores más altos para todo número de Reynolds. El factor de fricción normalizado muestra un comportamiento ascendente a medida que el número de Reynolds crece, y al igual que el número de Nusselt, posee valores más altos que para la propuesta N°1. Respecto al TEF , se nota una tendencia decreciente, alcanzando un valor máximo de $TEF = 1.39$ para $Re = 4600$.

Tabla 5.10: Número de Nusselt, factor de fricción y TEF para la propuesta N°2.

Re	Nu/Nu_0	f/f_0	TEF
4600	1.88	2.49	1.39
6000	1.85	2.52	1.36
8000	1.85	2.57	1.35
10000	1.89	2.80	1.35
12000	1.89	3.06	1.30

5.6. Comparación entre geometrías

5.6.1. Altura de GVL h

Así como se pudo observar el desarrollo de los perfiles de temperatura a lo largo del canal para cada caso, la figura 5.50 muestra la temperatura promedio a través del IC para las distintas alturas de GVL. Lo primero que se puede notar es que, a medida que aumenta la distancia normalizada x/L del canal, la temperatura del fluido tiende a aumentar, independientemente del valor de h . Aproximadamente a partir de $x/L = 0.4$, el comportamiento de los cinco casos tiende a diferenciarse de forma más notoria, donde la pendiente de las curvas aumenta; mientras mayor es la altura del GVL, mayor es la pendiente de la curva. Esta porción del canal coincide con las zonas donde comienza la formación de las estructuras vorticiales principales, como se pudo observar gracias al criterio Q en la sección anterior.

Se puede apreciar que, en la salida del canal, la temperatura más alta la alcanza el caso $h = 0.5H$, que llega a $306.11 [K]$, mientras que el caso $h = 0.1H$ alcanza los $301.19 [K]$. Por otro lado, el caso base, es decir, el canal vacío, alcanza la menor temperatura de todas con un valor de $299.84 [K]$. En base a esto, es fácil notar una mejora en la mezcla del fluido gracias al uso de GVL, logrando aumentos en la temperatura de salida de hasta $7 [K]$ de diferencia.

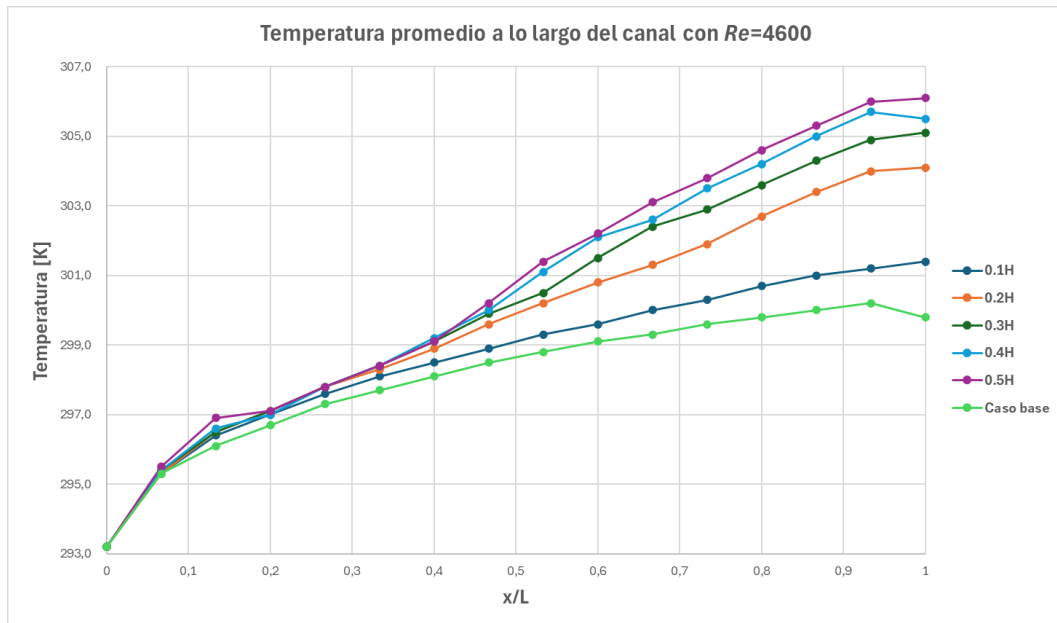


Figura 5.50: Variación de la temperatura promedio a lo largo del canal, según altura del GVL, $Re = 4600$.

En la figura 5.51 se expone la evolución del número de Nusselt normalizado en función del número de Reynolds. Se puede observar que para todos los casos la recta posee una tendencia constante, es decir, los valores no reportan cambios significativos a medida que aumenta el número de Reynolds. Esto coincide con los resultados expuestos por [13] en la figura 2.12, donde se aprecia la misma tendencia en los resultados.

Es posible observar que el caso con un mayor aumento en el número de Nusselt con respecto al caso base es para una altura de GVL $h = 0.5H$, donde el factor Nu/Nu_0 se mantiene cercano a un valor de 2.55, lo que indica una clara mejora en la transferencia de calor por convección en el canal. También es relevante destacar que el gráfico muestra que, mientras mayor sea la altura h de los GVL, mayor es la razón Nu/Nu_0 para cualquier número de Reynolds. Esto está directamente relacionado con la intensidad de los vórtices generados por los GVL de mayor tamaño, en comparación con los más pequeños.

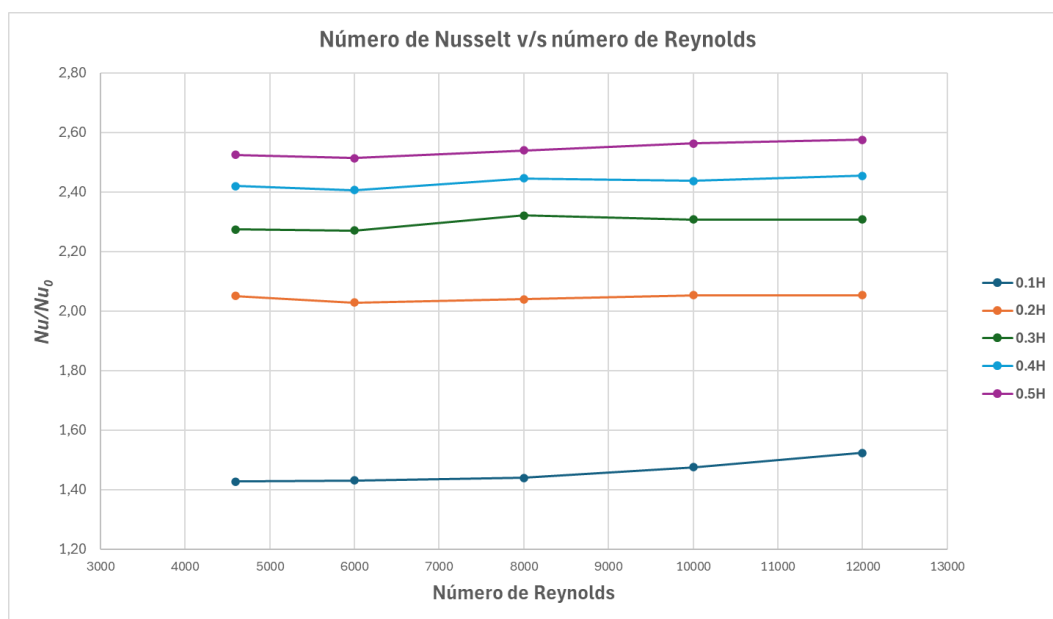


Figura 5.51: Número de Nusselt promedio normalizado según altura del GVL.

En la figura 5.52 se expone la evolución del factor de fricción normalizado en función del número de Reynolds. Este factor está directamente relacionado con la caída de presión en el canal y, como es de esperarse, mientras mayor sea el tamaño del GVL, mayor es el factor f/f_0 , debido a que los vórtices formados son de mayor tamaño e intensidad.

En cuanto a las diferentes curvas, es posible notar que para el caso con la altura h más pequeña, el comportamiento es casi constante, mientras que a medida que aumenta el tamaño del GVL, comienza a notarse una tendencia creciente a medida que aumenta el número de Reynolds. El caso que obtiene el mayor factor f/f_0 es $h = 0.5H$, alcanzando un valor de 13.12 cuando $Re = 12000$. Esto coincide con el aumento en la velocidad de entrada para el caso con $Re = 12000$, lo que genera un aumento en la intensidad de los vórtices y, por lo tanto, una mayor perturbación del fluido.

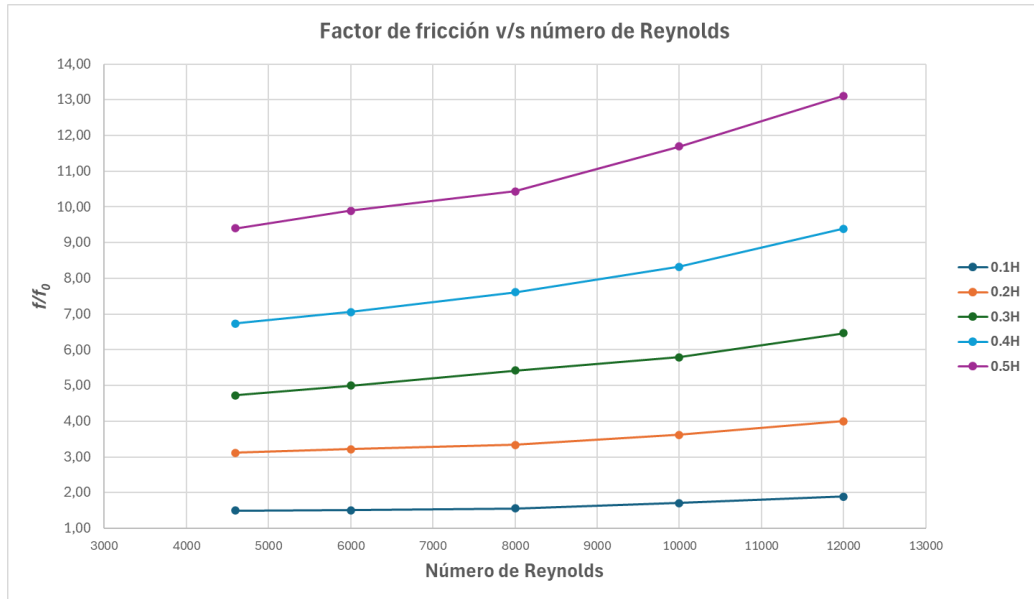


Figura 5.52: Factor de fricción normalizado según altura del GVL.

Para comparar el desempeño de cada uno de los casos se utiliza el factor de rendimiento termo-hidráulico, el cual se muestra en la figura 5.53. Es posible observar que el caso $h = 0.1H$ es el único que mantiene un TEF constante para los diferentes números de Reynolds, mientras que para los demás casos se aprecia un comportamiento decreciente en el TEF a medida que aumenta el número de Reynolds. Se puede notar que el caso que obtiene el mayor TEF , independientemente del Reynolds, corresponde al caso $h = 0.2H$, el cual alcanza un valor máximo de $TEF = 1.40$ para $Re = 4600$. Todos los casos estudiados logran mejorar el rendimiento con respecto al caso base.

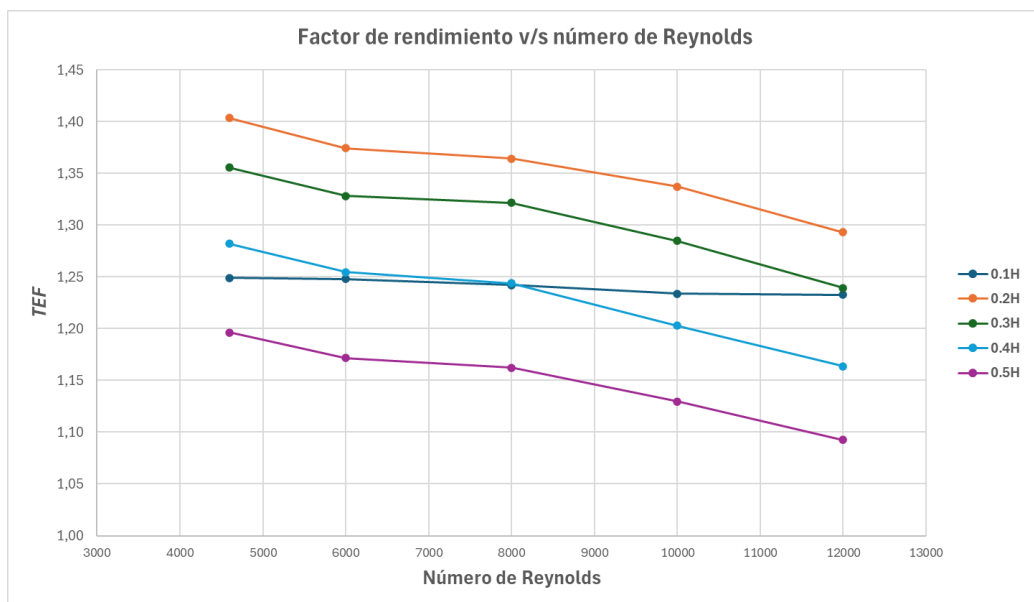


Figura 5.53: Factor de rendimiento termo-hidráulico según altura del GVL.

A partir de la figura 5.53, se deduce que a pesar de que una mayor altura de GVL tiende a obtener una mayor mejora en términos de transferencia de calor, el factor de fricción asociado a la caída de presión juega un rol fundamental al momento de proponer geometrías de GVL. Debido a que el factor f/f_0 crece a una tasa mayor que la razón Nu/Nu_0 , el rendimiento del sistema se termina viendo perjudicado. Es por esto que el caso con una altura $h = 0.2H$ obtiene el mejor rendimiento, ya que logra un buen equilibrio entre la mejora de transferencia de calor y el aumento en la caída de presión.

En la figura 5.54 se presenta el calor transferido desde las paredes del IC en función de la potencia mecánica requerida para mover el fluido. Es posible observar que el calor transferido aumenta con el aumento de la potencia mecánica para todos los casos. Además, las curvas son no lineales y muestran una tasa de crecimiento decreciente a medida que aumenta la potencia mecánica.

Se observa que la curva del caso $h = 0.2H$ posee los valores más altos de calor transferido para cualquier potencia mecánica en el rango $[0, 0.15]$ [W]. A pesar de esto, los casos con un h mayor permiten alcanzar valores más altos de calor transferido en el rango de Reynolds estudiado, con su respectivo aumento de potencia mecánica para mover el fluido. Además, si se compara el caso base con los demás, es posible notar que para una misma potencia mecánica, el uso de GVL permite generar un mayor calor transferido.

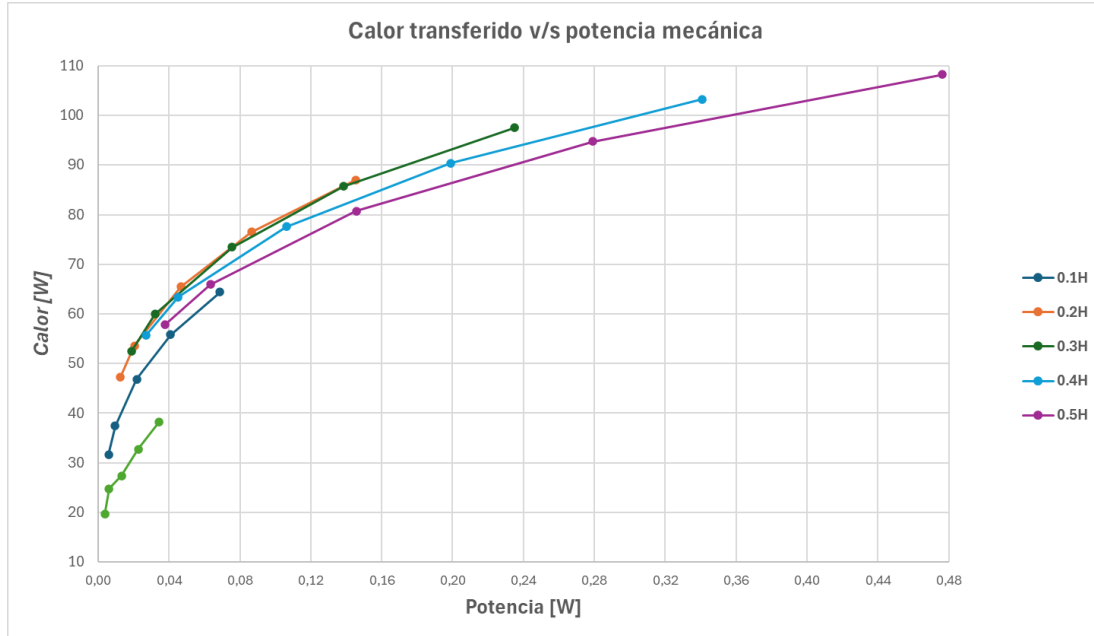


Figura 5.54: Calor transferido a través de paredes calientes en función de la potencia, según altura de GVL.

Es importante destacar que el cálculo del calor transferido se realizó mediante las tres ecuaciones expuestas en la sección 4.8.2, obteniendo valores muy similares para cada una de ellas. En la tabla 5.11 se muestran los resultados obtenidos para el caso $h = 0.5H$ en todo el rango de Reynolds. Es posible notar que la diferencia entre cada caso no supera los 5 [W], lo que sirve como verificación de los resultados, mediante los tres valores: Q_a , Q_b y Q_c . Los resultados obtenidos para los demás casos se encuentran en el anexo A.

Tabla 5.11: Calor transferido mediante los tres métodos para $h = 0.5H$.

Re	Q_a [W]	Q_b [W]	Q_c [W]
4600	57.78	56.85	55.34
6000	65.91	64.84	63.32
8000	80.73	78.46	77.02
10000	94.73	92.63	91.16
12000	108.24	105.65	104.16

5.6.2. Modificaciones geométricas

En esta sección se comparan los resultados obtenidos para las etapas N°3 y N°4, junto con los resultados para el caso $h = 0.2H$ de la etapa N°2. De esta forma, todos los casos poseen altura de GVL $h = 0.2H$.

En la figura 5.55 es posible notar que todos los casos con presencia de GVL tienen un comportamiento muy similar, donde la temperatura aumenta a medida que el flujo recorre el IC. La diferencia entre curvas se empieza a notar a partir de $x/L = 0.5$ aproximadamente, donde los aumentos de temperatura comienzan a ser mayores para las configuraciones sin modificaciones geométricas. La configuración que alcanza la mayor temperatura corresponde al caso $h = 0.2H$ con un espesor $t = 0.5$ [mm], el cual no posee perforaciones y alcanza los 304.16 [K]. En segundo lugar se encuentra el caso con $h = 0.2H$ con un espesor $t = 1$ [mm], el cual alcanza los 304.11 [K]. Es posible notar que la diferencia es muy baja entre ambos casos, lo que se muestra en el gráfico, donde ambas curvas están casi superpuestas.

Al observar los casos con perforaciones, es posible notar que mientras más pequeño el valor de φ , es decir, más pequeña la perforación, mayor termina siendo la temperatura de salida del fluido. Esto está relacionado a la reducción en la intensidad de los vórtices principales debido a la presencia de estas perforaciones. En cuanto a las dos propuestas de mejora, la propuesta N°1 alcanza una temperatura de 302.93 [K] y la propuesta N°2 alcanza los 303.35 [K]. Esto es un claro indicador que el uso GVL del tipo IPWP (propuesta N°2), logra una mejor mezcla de fluido comparado al caso de DW inclinados (propuesta N°1).

Al comparar el uso de GVL con el caso base, es fácil notar que la presencia de GVL permite aumentar considerablemente la temperatura del fluido a la salida del recorrido.

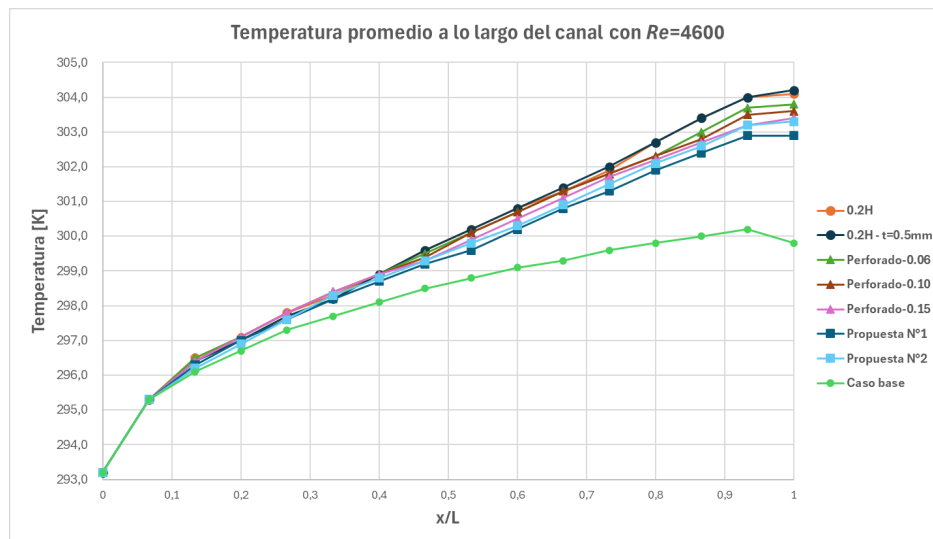


Figura 5.55: Variación de la temperatura promedio a lo largo del canal.

A partir de la figura 5.56 es posible observar el comportamiento del número de Nusselt normalizado para cada caso. Se puede ver que nuevamente las curvas tienden a mantenerse en valores constantes o cercanos a una vecindad, a medida que aumenta el número de Reynolds, lo que coincide con [13].

El caso que obtiene los mayores valores de Nu/Nu_0 corresponde al caso $h = 0.2H$ con $t = 0.5 [mm]$. A pesar de esto, el caso con $t = 1 [mm]$ (color naranja) está prácticamente superpuesto, siendo el caso con $Re = 4600$ donde existe la mayor diferencia. Para los GVL perforados, se tiene que el caso con las perforaciones más pequeñas ($\varphi = 0.06$) obtiene los valores más altos para todo el rango de Reynolds estudiado. Esto indica que el uso de perforaciones más grandes termina disminuyendo la transferencia de calor por convección a lo largo del canal. En cuanto a las propuestas de mejora, estas obtienen los valores más bajos de Nu/Nu_0 , lo cual está asociado a la menor área proyectada por los GVL al flujo de entrada, lo que termina decantando en vórtices de menor intensidad.

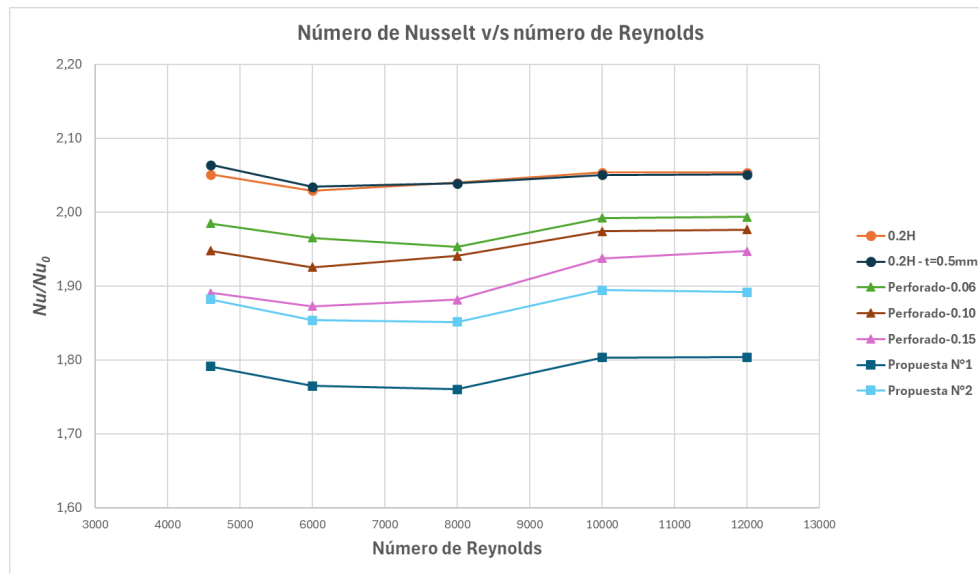


Figura 5.56: Número de Nusselt promedio normalizado.

En la figura 5.57 se muestra la evolución del factor de fricción normalizado en función del número de Reynolds. Se puede observar que todos los casos poseen un comportamiento creciente a medida que aumenta el número de Reynolds, lo cual está relacionado con la mayor velocidad de entrada que poseen los casos con un Re mayor, lo que termina generando mayor perturbación en el fluido.

Es posible notar que el caso que obtiene los valores más altos de f/f_0 corresponde al caso con $h = 0.2H$ y $t = 1 [mm]$ (color naranja), debido a que presenta una mayor área superficial y no posee ni perforaciones ni inclinación alguna. Para los casos con perforaciones, se puede notar que obtienen valores más bajos que los casos sin perforación, lo que está asociado a la menor caída de presión que existe. Mientras más grande la perforación, más bajo es el factor

f/f_0 . Por último, en cuanto a las dos propuestas, es posible notar que son los casos con una menor caída de presión, gracias a la menor área superficial por GVL que poseen comparado a los demás casos. El caso con un menor f/f_0 corresponde a la propuesta N°1, es decir, con los GVL inclinados en 30° . Por lo tanto, si lo que se busca es disminuir la caída de presión, esta propuesta termina siendo la mejor opción.

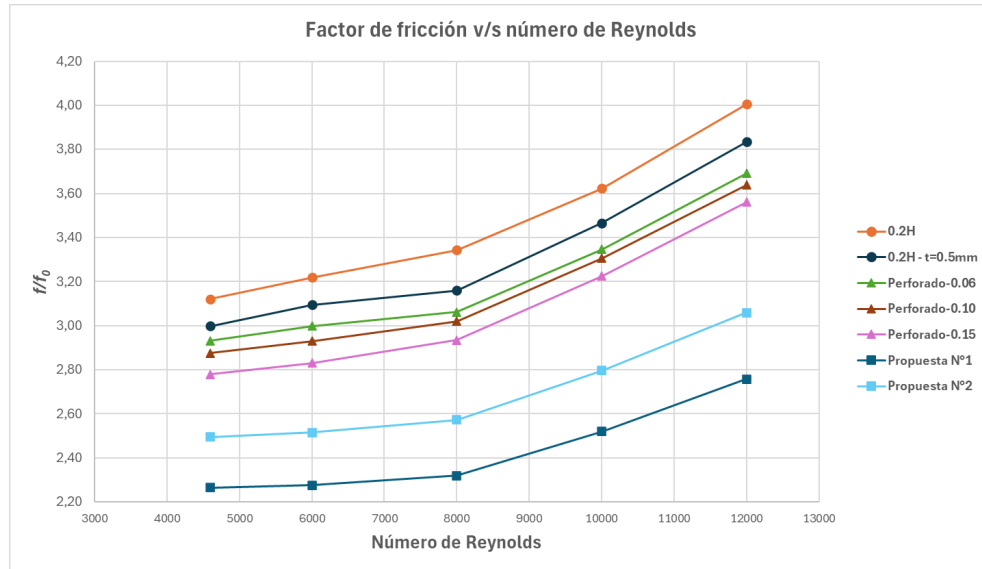


Figura 5.57: Factor de fricción normalizado.

Se observa a partir de la figura 5.58 que todos los casos obtienen un rendimiento termo-hidráulico mayor a 1, lo que implica que todos presentan una mejora sustantiva con respecto al caso base. Además, se puede observar que todos los casos poseen un comportamiento decreciente a medida que aumenta el número de Reynolds.

El caso que obtiene un mayor rendimiento corresponde a los DW con $h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm] con un $TEF = 1.43$, el cual supera a todas las demás geometrías en el rango de Reynolds estudiado. Esto quiere decir que esta geometría es la que permite la mayor transferencia de calor posible, manteniendo una caída de presión controlada. En segundo lugar, se tiene el caso con $h = 0.2H$ y $t = 1$ [mm], junto con la propuesta N°2 (GVL tipo IPWP), donde el primero obtiene mejores resultados para Reynolds menores a 10000. En cuanto a los casos con perforaciones, es posible notar que mientras mayor es la perforación, menor es el TEF para cualquier Reynolds. Por lo tanto, el uso de perforaciones termina siendo contraproducente si lo que se busca es aumentar el rendimiento termo-hidráulico del sistema. Finalmente, las propuestas de mejora no logran hacer competencia al caso inicial de GVL del tipo Delta Winglet, sin perforación ni inclinación, debido a que obtienen un menor desempeño en todo el rango estudiado.

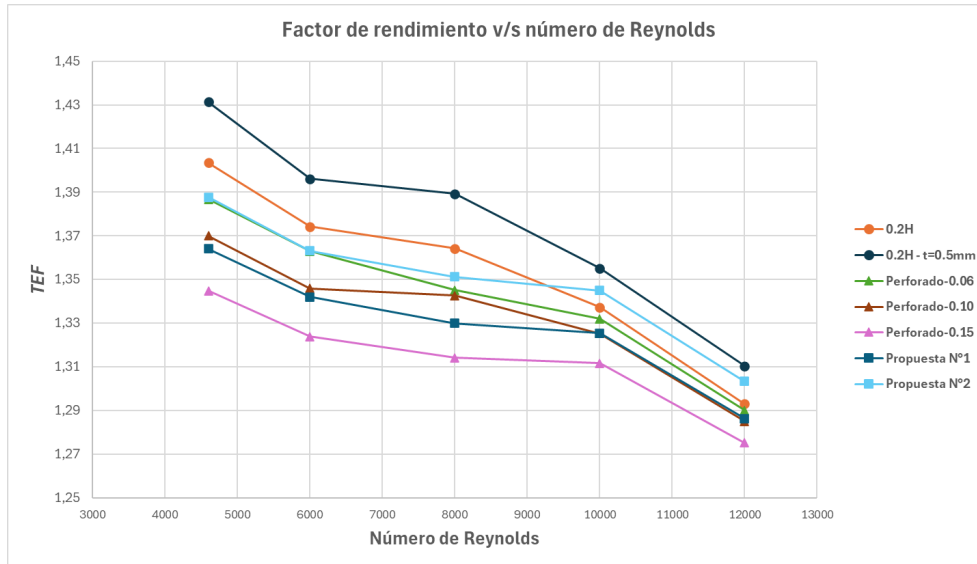


Figura 5.58: Factor de rendimiento termo-hidráulico.

En la figura 5.59 se observa el calor transferido a través de las paredes del IC en función de la potencia mecánica. Todas las curvas poseen un comportamiento creciente a medida que aumenta la potencia mecánica. Es posible notar que las curvas más eficientes corresponden a los casos $h = 0.2H$ con espesores $t = 0.5 [mm]$ y $t = 1 [mm]$. Ambas curvas parecen estar superpuestas y son las que transfieren mayor calor para una potencia mecánica dada. Los demás casos a pesar de no ser tan eficientes, ofrecen una mejor transferencia de calor comparado al caso base.

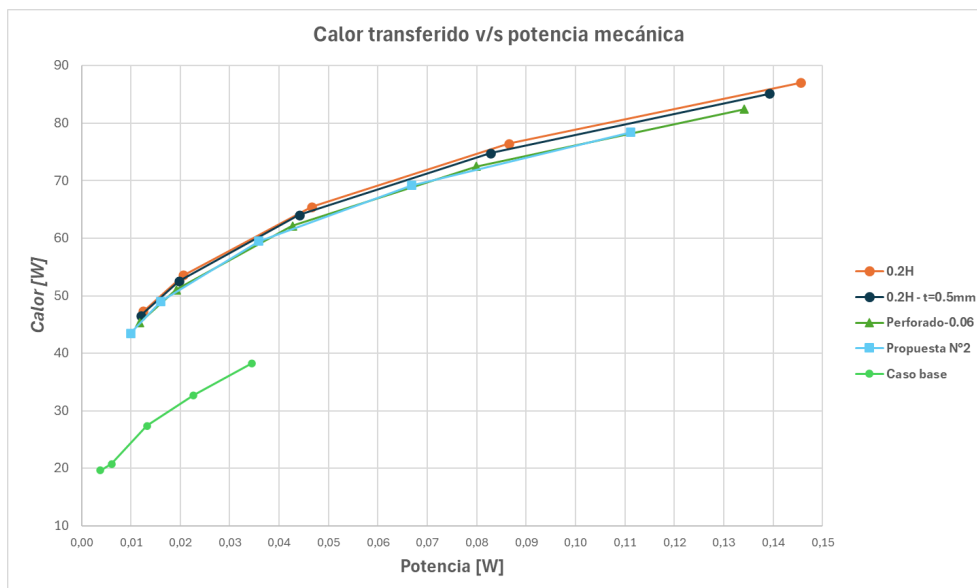


Figura 5.59: Calor transferido a través de paredes calientes en función de la potencia.

5.6.3. Comparación con otros autores

En base a estudios previos asociados al uso de generadores de vórtices longitudinales [5], [7] y [14], junto con el mejor caso obtenido en este trabajo (múltiples DW con $h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]) se realiza el gráfico expuesto en la figura 5.60, donde se comparan los TEF entre los cuatros casos.

Es posible notar que la curva que obtiene los TEF más bajos corresponde al caso con un único par de GVL del tipo Delta Winglet [7], donde se alcanza un valor máximo de $TEF = 1.11$. Esto muestra que un arreglo con múltiples GVL del tipo DW logra mejorar hasta en un 32 % el rendimiento termo-hidráulico del sistema, comparado con un arreglo con únicamente dos GVL del tipo DW. Por otro lado, si se compara el arreglo de múltiples GVL del tipo Delta Winglet con el arreglo que posee únicamente dos GVL del tipo IPWP [5], se obtiene una mejora de hasta un 12 % en el rendimiento. En base a los resultados obtenidos, es posible notar que el uso de múltiples GVL que poseen una altura adecuada permite obtener mejores rendimientos termo-hidráulicos que los casos con un único par de GVL.

También es posible observar que la curva que obtiene los mejores resultados corresponde al arreglo con múltiples GVL del tipo NTGV [14], el cual alcanza hasta un 59 % de mejora con respecto al caso base y un 16 % con respecto al mejor caso obtenido en este trabajo. Esta diferencia se debe principalmente al tipo de GVL utilizado, donde el uso de los NTGV permite reducir la pérdida de carga comparado con los DW, gracias a la curvatura que estos poseen.

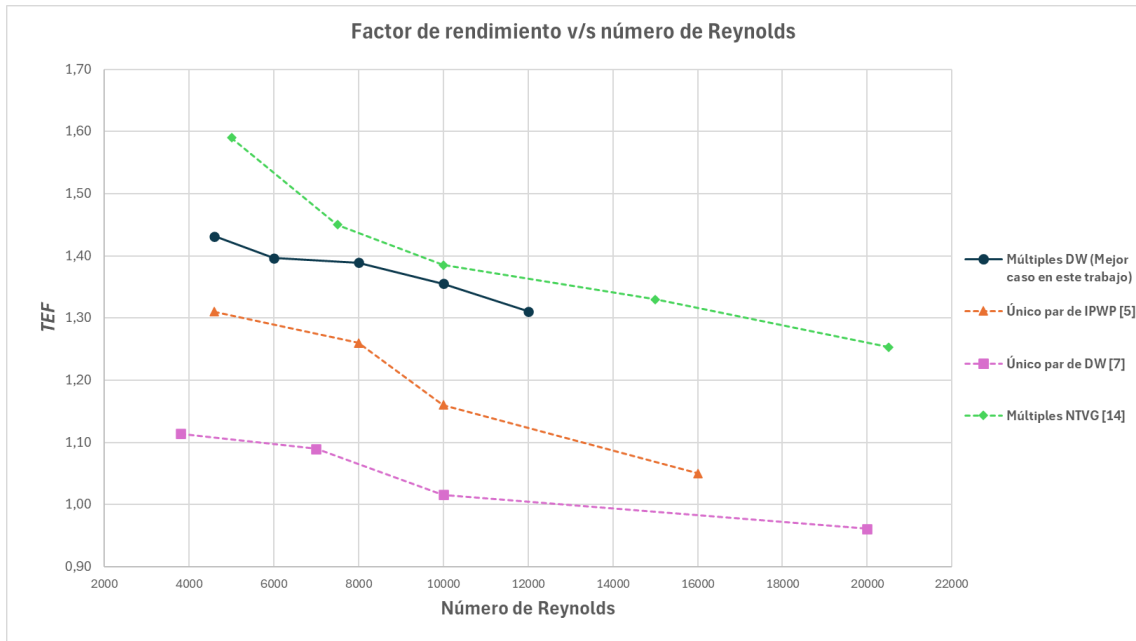


Figura 5.60: Factor de rendimiento termo-hidráulico del mejor caso obtenido v/s otros autores.

Capítulo 6

Conclusiones

El objetivo principal de este trabajo fue analizar la variación de la altura de los generadores de vórtices en un arreglo que posee una gran cantidad de estos a lo largo de un canal, con el propósito de mejorar el desempeño del sistema en comparación con el caso base. Para lograrlo, se llevó a cabo un proceso iterativo inicial para determinar una geometría base con un tipo de arreglo y una distancia longitudinal P_L definida, y posteriormente se varió la altura de los GVL para identificar la mejor configuración dentro de los casos de estudio. Además, se evaluó el impacto de las perforaciones en los GVL, su inclinación y se consideraron modificaciones en la geometría inicial propuesta. Las simulaciones realizadas permitieron evaluar el comportamiento del aire a través del IC con la implementación de los GVL, resultando en la identificación de la geometría con el mejor rendimiento en los escenarios estudiados.

Es posible destacar que el modelo computacional utilizado en este trabajo se valida a partir de las correlaciones conocidas para un canal sin GVL, junto con los resultados experimentales expuestos por [17] para el caso de Delta Winglet, logrando discrepancias máximas de 13.5 % y 9.6 %, respectivamente. También se demuestra la convergencia de resultados mediante el estudio de la independencia del mallado. Es posible notar que con mallas de aproximadamente un millón novecientos mil elementos, los resultados presentan variaciones despreciables.

En términos de resultados obtenidos, se logra generar una configuración inicial a partir de la bibliografía consultada, la cual permitió comenzar con el proceso iterativo de mejora. A partir de esta primera etapa, se concluye que la generación de vórtices a partir de un arreglo alineado permite la generación de vórtices más intensos y que perduran por más tiempo en el IC comparado con el caso escalonado, debido al efecto sinérgico que poseen las filas alineadas de GVL durante el recorrido. Además, se determina que dentro de los casos de estudio, la distancia longitudinal P_L afecta de manera importante la transferencia de calor y la caída de presión. A medida que aumenta el valor de P_L , la cantidad de GVL disminuye y, por lo tanto, la intensidad de los vórtices decae notablemente, generando una peor mezcla entre el fluido y las paredes del IC. Al terminar esta etapa, se concluye que la mejor configuración dentro de los casos de estudio corresponde a un arreglo alineado con $P_L = 1H$, donde se obtiene

$TEF = 1.28$, es decir, una mejora en el rendimiento del 28 % con respecto al canal sin GVL.

Durante la etapa N°2, donde se estudió la variación de la altura h de los GVL en un arreglo alineado con $P_L = 1H$, se observa que el tamaño de los GVL impacta directamente en el tamaño de los vórtices generados a lo largo del canal. Se observa que, al aumentar el valor de h , la mezcla entre el fluido y el IC es cada vez mayor, gracias a la interacción de vórtices de mayor tamaño y vorticidad. Un comportamiento similar se obtiene para la caída de presión en el sistema, donde mientras más grande es el tamaño del GVL, mayores pérdidas de carga se generan. Dentro de los casos de estudio, la altura óptima fue $h = 0.2H$, alcanzando un valor máximo de $TEF = 1.40$ para $Re = 4600$. Esto muestra una mejora del 40 % con respecto al caso base y una mejora del 12 % con respecto a la mejor configuración de la etapa N°1.

Al estudiar el efecto de las perforaciones en la etapa N°3, se observa que el caso que logra una mayor disminución en el factor de fricción normalizado corresponde al caso con perforaciones más grandes, es decir, diámetro $\Phi = 2.75 [mm]$, logrando reducir hasta un 9 % este valor con respecto al caso sin perforaciones. A pesar de esto, si bien la caída de presión disminuye, también lo hace la mezcla del fluido en el IC, y esto último ocurre en mayor medida. En esta etapa, los mejores resultados se obtienen para los GVL sin perforaciones, con $h = 0.2H$ y espesor $t = 0.5 [mm]$, alcanzando un $TEF = 1.43$, es decir, una mejora del 3 % comparado con el mejor resultado de la etapa N°2. El caso con perforaciones más pequeñas, es decir, diámetro $\Phi = 1.75 [mm]$, alcanza un $TEF = 1.39$, lo que no reporta mejoras. Es por esto que el uso de perforaciones en el arreglo con una gran cantidad de GVL termina siendo contraproducente si lo que se busca es mejorar el rendimiento termo-hidráulico del sistema.

Mediante las propuestas de mejoras en la etapa N°4 se buscó reducir la caída de presión asociada al uso de grandes cantidades de GVL, esto mediante la inclinación de estos (propuesta N°1) y mediante geometrías con una menor área superficial comparada a los clásicos Delta Winglet (propuesta N°2). Estas propuestas logran disminuir el factor de fricción normalizado f/f_0 hasta un 28 % y 20 %, respectivamente, comparado al caso con $h = 0.2H$ y $t = 0.5 [mm]$. A pesar de esto, la intensidad de los vórtices y la mezcla del fluido terminan siendo peores, por lo que no logran mejoras en términos de rendimiento termo-hidráulico. No obstante, se resalta que esta comparación es injusta para ambas propuestas, debido a que poseen una menor área frontal con respecto a los clásicos DW. En esta etapa, el mejor rendimiento lo alcanza la propuesta N°2, con un $TEF = 1.39$, es decir, una disminución del rendimiento del 4 % con respecto al mejor caso de la etapa N°3.

A partir del trabajo realizado, se concluye que aunque existen muchos estudios sobre la mejora del TEF para un único par de GVL en un canal, estos resultados no se pueden extrapolar directamente a arreglos con múltiples GVL. En base a lo anterior, es necesario continuar investigando el comportamiento de los vórtices longitudinales en configuraciones más complejas.

Trabajo propuesto

Tras el trabajo realizado, se propone seguir investigando el uso de arreglos con múltiples generadores de vórtices por medio de las siguientes líneas de trabajo:

- Estudiar el caso con altura de GVL $h = 0.1H$ para mayores números de Reynolds. Esto se debe al comportamiento casi constante que muestra para el rendimiento termo-hidráulico dentro del rango de estudio. Este factor puede hacer de esta geometría una opción muy competitiva para valores de Reynolds más grandes.
- Estudiar el uso de perforaciones modificando la ubicación de estas. Esto se debe a que en este trabajo se mantuvo constante la posición de las perforaciones, variando únicamente el diámetro de estas.
- Estudiar el efecto de la altura de los GVL para una geometría del tipo IPWP. Esto se debe al hecho de que los IPWP poseen una menor área superficial, por lo que no se puede extrapolar directamente que para esa geometría el caso $h = 0.2H$ sea el óptimo en términos de rendimiento.
- Estudiar otros parámetros asociados a la configuración de los GVL, como el ángulo de ataque, la distancia transversal entre pares de GVL y el largo de los GVL. Todos estos parámetros se mantuvieron fijos durante este trabajo, por lo que puede ser interesante realizar un estudio paramétrico más extenso.
- Estudiar el uso de GVL del tipo DW con curvatura, con el fin de reducir las caídas de presión e intentar mantener altos niveles de transferencia de calor.

Bibliografía

- [1] Zohuri, B., Compact heat exchangers. Springer Cham, Switzerland, 2017.
- [2] Cengel, Y. A. y Ghajar, A. J., Transferencia de calor y masa. McGraw-Hill Interamericana, 2011.
- [3] Fiebig, M., “Vortices, generators and heat transfer,” Chemical Engineering Research and Design, vol. 76, no. 2, pp. 108–123, 1998.
- [4] Chu, P., He, Y., y Tao, W., “Three-dimensional numerical study of flow and heat transfer enhancement using vortex generators in fin-and-tube heat exchangers,” 2009.
- [5] Oneissi, M., Habchi, C., Russeil, S., Bougeard, D., y Lemenand, T., “Novel design of delta winglet pair vortex generator for heat transfer enhancement,” International Journal of Thermal Sciences, vol. 109, pp. 1–9, 2016.
- [6] Lu, G. y Zhou, G., “Numerical simulation on performances of plane and curved winglet-pair vortex generators in a rectangular channel and field synergy analysis,” International Journal of Thermal Sciences, vol. 109, pp. 323–333, 2016.
- [7] Zhou, G. y Feng, Z., “Experimental investigations of heat transfer enhancement by plane and curved winglet type vortex generators with punched holes,” International Journal of Thermal Sciences, vol. 78, pp. 26–35, 2014.
- [8] Dogan, M. y Igci, A. A., “An experimental comparison of delta winglet and novel type vortex generators for heat transfer enhancement in a rectangular channel and flow visualization with stereoscopic piv,” International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 164, p. 120592, 2021.
- [9] Tang, L., Pan, J., y Sundén, B., “Parametric study and optimization on heat transfer and flow characteristics in a rectangular channel with longitudinal vortex generators,” Numerical Heat Transfer, Part A: Applications, vol. 76, no. 11, pp. 830–850, 2019.
- [10] Abdollahi, A. y Shams, M., “Optimization of shape and angle of attack of winglet vortex generator in a rectangular channel for heat transfer enhancement,” Applied Thermal Engineering, vol. 81, pp. 376–387, 2015.
- [11] Wu, J. y Tao, W., “Effect of longitudinal vortex generator on heat transfer in rectangular channels,” Applied Thermal Engineering, vol. 37, pp. 67–72, 2012.
- [12] Lu, G. y Zhou, G., “Numerical simulation on performances of plane and curved winglet

- type vortex generator pairs with punched holes,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 102, pp. 679–690, 2016.
- [13] Skullong, S. y Promvonge, P., “Experimental investigation on turbulent convection in solar air heater channel fitted with delta winglet vortex generator,” *Chinese Journal of Chemical Engineering*, vol. 22, no. 1, pp. 1–10, 2014.
- [14] Dogan, M. y Erzincan, S., “Experimental investigation of thermal performance of novel type vortex generator in rectangular channel,” *International Communications in Heat and Mass Transfer*, vol. 144, p. 106785, 2023.
- [15] Ansys Inc., “Ansys fluent 12.0 user’s guide,” 2009.
- [16] Hunt, J. C., Wray, A. A., y Moin, P., “Eddies, streams, and convergence zones in turbulent flows,” *Studying turbulence using numerical simulation databases*, 2. Proceedings of the 1988 summer program, 1988.
- [17] Tiggelbeck, S., Mitra, N., y Fiebig, M., “Comparison of wing-type vortex generators for heat transfer enhancement in channel flows,” 1994.

Anexos

Anexo A. Resultados numéricos

Tabla A.1: Número de Nusselt global.

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
-	Caso base	25.61	28.95	33.85	39.10	43.90
N°2	$h = 0.1H$	36.56	41.42	48.73	57.70	66.90
	$h = 0.2H$	52.52	58.73	69.06	80.31	90.16
	$h = 0.3H$	58.24	65.75	78.59	90.24	101.37
	$h = 0.4H$	62.00	69.67	82.82	95.35	107.78
	$h = 0.5H$	64.66	72.80	86.00	100.24	113.11
N°3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	52.86	58.89	69.02	80.18	90.05
	$\varphi = 0.06$	50.83	56.89	66.13	77.90	87.53
	$\varphi = 0.10$	49.89	55.75	65.70	77.19	86.78
	$\varphi = 0.12$	48.42	54.21	63.70	75.77	85.49
N°4	Propuesta N°1	45.88	51.09	59.59	70.52	79.20
	Propuesta N°2	48.19	53.66	62.68	74.09	83.07

Tabla A.2: Factor de fricción.

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
-	Caso base	0.035	0.032	0.030	0.026	0.023
N°2	$h = 0.1H$	0.052	0.049	0.047	0.045	0.044
	$h = 0.2H$	0.109	0.105	0.101	0.096	0.093
	$h = 0.3H$	0.166	0.164	0.163	0.153	0.150
	$h = 0.4H$	0.236	0.231	0.229	0.220	0.218
	$h = 0.5H$	0.330	0.324	0.315	0.309	0.305
N°3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	0.105	0.101	0.095	0.092	0.089
	$\varphi = 0.06$	0.103	0.098	0.092	0.088	0.086
	$\varphi = 0.10$	0.101	0.096	0.091	0.087	0.085
	$\varphi = 0.12$	0.097	0.093	0.088	0.085	0.083
N°4	Propuesta N°1	0.079	0.075	0.070	0.067	0.064
	Propuesta N°2	0.087	0.082	0.078	0.074	0.071

Tabla A.3: Caída de presión ΔP [Pa] en el IC.

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
-	Caso base	1.03	1.37	2.24	3.08	3.90
N°2	$h = 0.1H$	1.61	2.18	3.68	5.54	7.75
	$h = 0.2H$	3.37	4.65	7.90	11.73	16.43
	$h = 0.3H$	5.10	7.22	12.81	18.77	26.52
	$h = 0.4H$	7.27	10.19	17.98	26.97	38.52
	$h = 0.5H$	10.15	14.29	24.67	37.86	53.81
N°3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	3.24	4.47	7.47	11.22	15.73
	$\varphi = 0.06$	3.17	4.33	7.24	10.84	15.14
	$\varphi = 0.10$	3.10	4.23	7.14	10.71	14.93
	$\varphi = 0.12$	3.00	4.09	6.93	10.44	14.61
N°4	Propuesta N°1	2.45	3.29	5.48	8.16	11.32
	Propuesta N°2	2.69	3.63	6.08	9.05	12.55

Tabla A.4: Número de Nusselt normalizado.

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
N°2	$h = 0.1H$	1.43	1.43	1.44	1.48	1.52
	$h = 0.2H$	2.05	2.03	2.04	2.05	2.05
	$h = 0.3H$	2.27	2.27	2.32	2.31	2.31
	$h = 0.4H$	2.42	2.41	2.45	2.44	2.45
	$h = 0.5H$	2.53	2.52	2.54	2.56	2.58
N°3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	2.06	2.03	2.04	2.05	2.05
	$\varphi = 0.06$	1.98	1.97	1.95	1.99	1.99
	$\varphi = 0.10$	1.95	1.93	1.94	1.97	1.98
	$\varphi = 0.12$	1.89	1.87	1.88	1.94	1.95
N°4	Propuesta N°1	1.79	1.77	1.76	1.80	1.80
	Propuesta N°2	1.88	1.85	1.85	1.89	1.89

Tabla A.5: Factor de fricción normalizado.

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
N°2	$h = 0.1H$	1.49	1.51	1.56	1.71	1.89
	$h = 0.2H$	3.12	3.22	3.34	3.62	4.01
	$h = 0.3H$	4.72	5.00	5.42	5.80	6.46
	$h = 0.4H$	6.73	7.06	7.61	8.33	9.39
	$h = 0.5H$	9.40	9.89	10.44	11.69	13.12
N°3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	3.00	3.09	3.16	3.47	3.83
	$\varphi = 0.06$	2.93	3.00	3.06	3.35	3.69
	$\varphi = 0.10$	2.88	2.93	3.02	3.31	3.64
	$\varphi = 0.12$	2.78	2.83	2.94	3.22	3.56
N°4	Propuesta N°1	2.27	2.28	2.32	2.52	2.76
	Propuesta N°2	2.49	2.52	2.57	2.80	3.06

Tabla A.6: Calor transferido Q_a [W].

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
-	Caso base	19.63	24.78	27.39	32.72	38.26
Nº2	$h = 0.1H$	31.69	37.39	46.84	55.80	64.37
	$h = 0.2H$	47.29	53.60	65.45	76.48	87.02
	$h = 0.3H$	52.43	59.95	73.43	85.75	97.54
	$h = 0.4H$	55.67	63.38	77.56	90.38	103.28
	$h = 0.5H$	57.78	65.91	80.73	94.73	108.24
Nº3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	46.57	52.57	64.06	74.83	85.16
	$\varphi = 0.06$	45.31	51.05	62.13	72.50	82.45
	$\varphi = 0.10$	44.92	50.67	61.73	72.01	81.86
	$\varphi = 0.12$	44.05	49.90	61.10	71.36	81.12
Nº4	Propuesta Nº1	42.24	47.48	57.84	67.26	76.19
	Propuesta Nº2	43.48	49.01	59.48	69.20	78.43

Tabla A.7: Calor transferido Q_b [W].

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
-	Caso base	21.07	22.43	27.51	32.88	38.60
Nº2	$h = 0.1H$	35.51	40.53	48.42	57.69	67.14
	$h = 0.2H$	48.15	54.51	65.44	76.95	87.22
	$h = 0.3H$	52.34	59.77	72.89	84.90	96.38
	$h = 0.4H$	55.00	62.62	76.09	88.89	101.49
	$h = 0.5H$	56.85	64.84	78.46	92.63	105.65
Nº3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	48.40	54.63	65.41	76.84	87.13
	$\varphi = 0.06$	46.88	53.08	63.09	74.98	85.02
	$\varphi = 0.10$	46.16	52.20	62.74	74.39	84.39
	$\varphi = 0.12$	45.04	50.99	61.11	73.21	83.31
Nº4	Propuesta Nº1	43.07	48.52	57.72	68.81	77.95
	Propuesta Nº2	44.87	50.56	60.27	71.81	81.26

Tabla A.8: Calor transferido Q_c [W].

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
-	Caso base	20.84	22.23	27.17	32.38	38.12
N°2	$h = 0.1H$	35.22	40.22	48.14	57.39	66.82
	$h = 0.2H$	47.31	53.68	64.67	76.16	86.45
	$h = 0.3H$	51.21	58.62	71.77	83.81	95.30
	$h = 0.4H$	53.66	61.27	74.80	87.61	100.19
	$h = 0.5H$	55.34	63.32	77.02	91.16	104.16
N°3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	47.54	53.79	64.64	76.06	86.35
	$\varphi = 0.06$	46.11	52.33	62.41	74.26	84.31
	$\varphi = 0.10$	45.44	51.48	62.07	73.69	83.69
	$\varphi = 0.12$	44.37	50.33	60.50	72.55	82.64
N°4	Propuesta N°1	42.50	47.96	57.21	68.27	77.41
	Propuesta N°2	44.21	49.92	56.69	71.19	80.64

Tabla A.9: Potencia mecánica [W].

Etapa	Geometría	Reynolds				
		4600	6000	8000	10000	12000
-	Caso base	0.004	0.006	0.013	0.023	0.035
N°2	$h = 0.1H$	0.006	0.010	0.022	0.041	0.069
	$h = 0.2H$	0.012	0.021	0.047	0.087	0.145
	$h = 0.3H$	0.019	0.032	0.076	0.138	0.235
	$h = 0.4H$	0.027	0.045	0.106	0.199	0.341
	$h = 0.5H$	0.038	0.063	0.146	0.279	0.476
N°3	$h = 0.2H$ y $t = 0.5$ [mm]	0.012	0.020	0.044	0.083	0.139
	$\varphi = 0.06$	0.012	0.019	0.043	0.080	0.134
	$\varphi = 0.10$	0.011	0.019	0.042	0.079	0.132
	$\varphi = 0.12$	0.011	0.018	0.041	0.077	0.129
N°4	Propuesta N°1	0.009	0.015	0.032	0.060	0.100
	Propuesta N°2	0.010	0.016	0.036	0.067	0.111

Anexo B. Resultados adicionales para la Etapa 3

B.1. Caso $t = 0.5$ [mm]

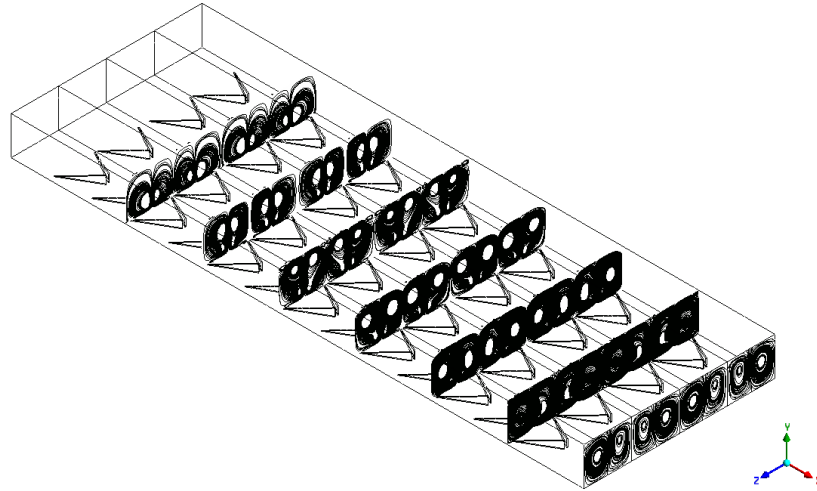
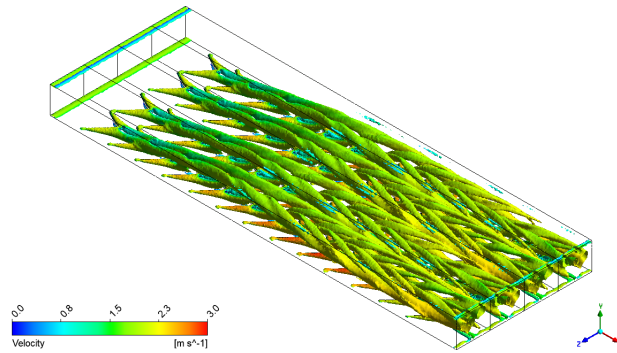
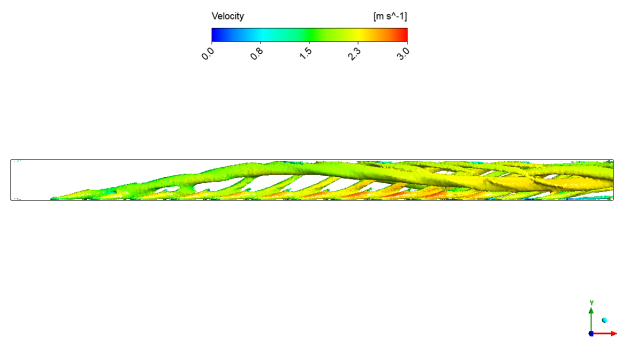


Figura B.1: Líneas de flujo para $t = 0.5$ [mm] y $Re = 4600$.

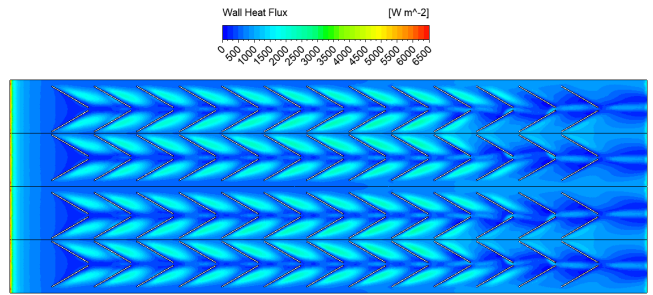


(a) Vista isométrica.

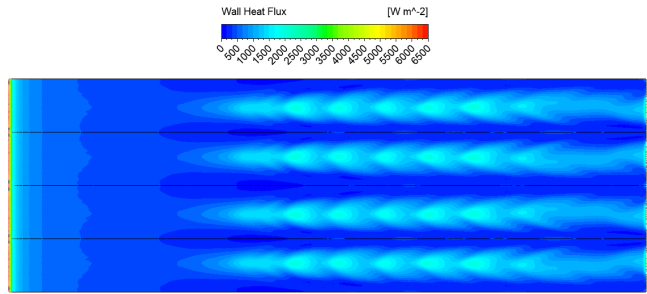


(b) Vista lateral.

Figura B.2: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000$ [s^{-2}] para $t = 0.5$ [mm] y $Re = 4600$.



(a) Pared inferior.



(b) Pared superior.

Figura B.3: Flujos de calor para $t = 0.5 [mm]$ y $Re = 4600$.

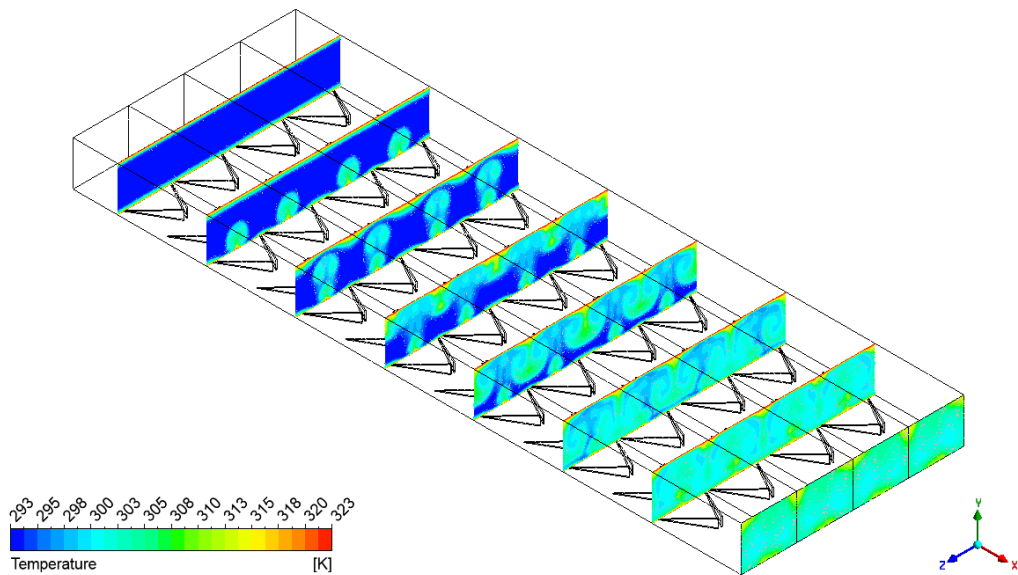


Figura B.4: Contornos de temperatura para $t = 0.5 [mm]$ y $Re = 4600$.

B.2. Caso $\varphi = 0.06$

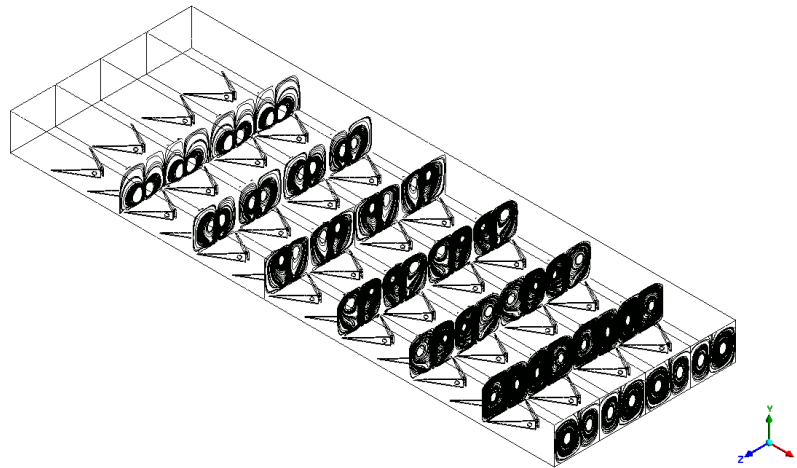
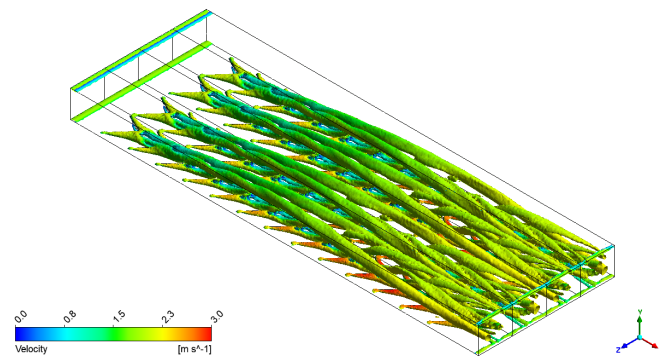
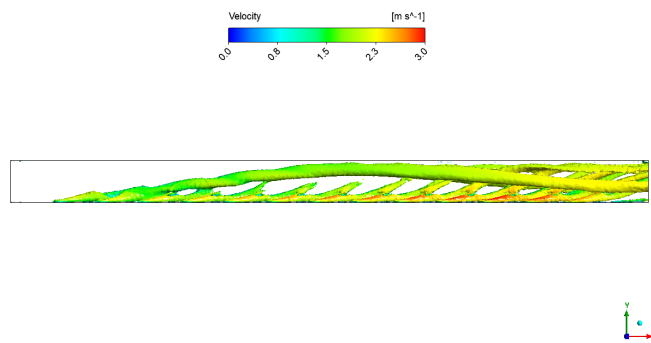


Figura B.5: Líneas de flujo para $\varphi = 0.06$ y $Re = 4600$.

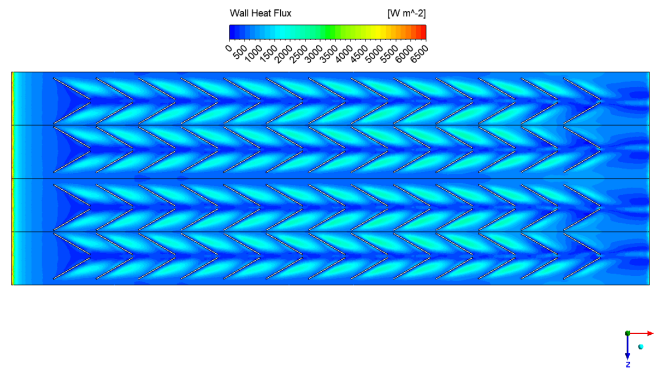


(a) Vista isométrica.

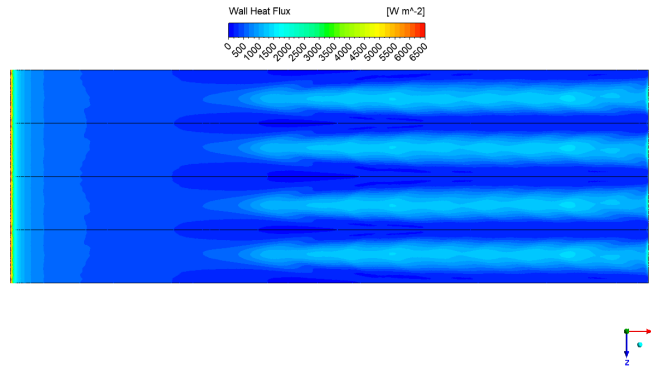


(b) Vista lateral.

Figura B.6: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 \text{ [s}^{-2}\text{]}$ para $\varphi = 0.06$ y $Re = 4600$.



(a) Pared inferior.



(b) Pared superior.

Figura B.7: Flujos de calor para $\varphi = 0.06$ y $Re = 4600$.

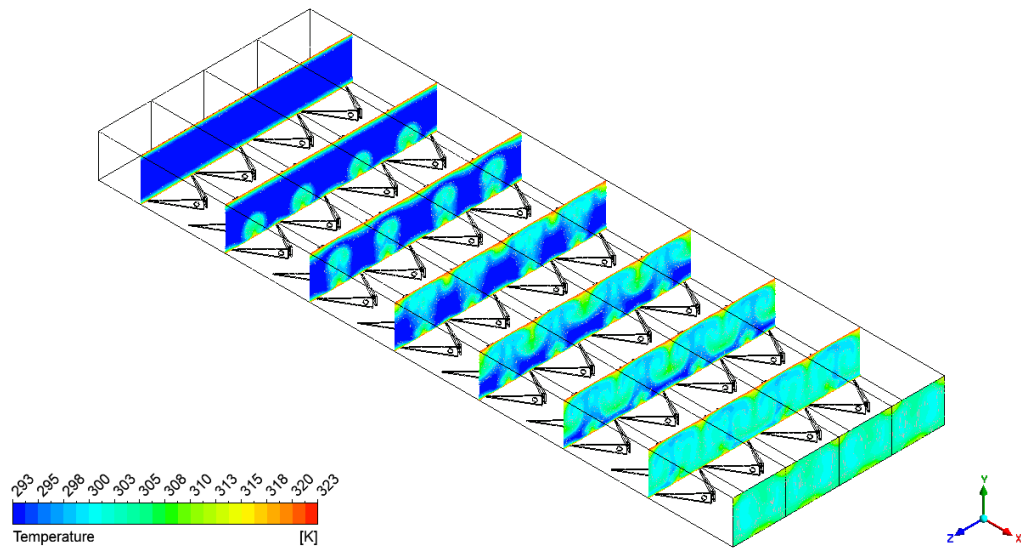


Figura B.8: Contornos de temperatura para $\varphi = 0.06$ y $Re = 4600$.

B.3. Caso $\varphi = 0.10$

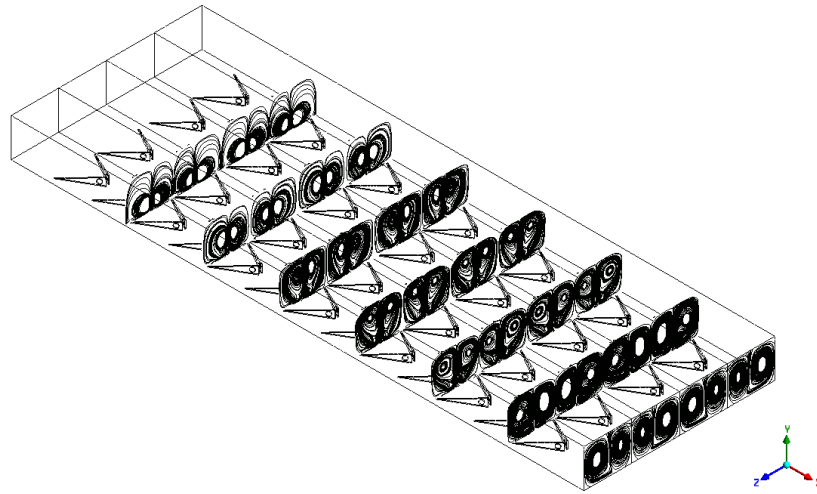
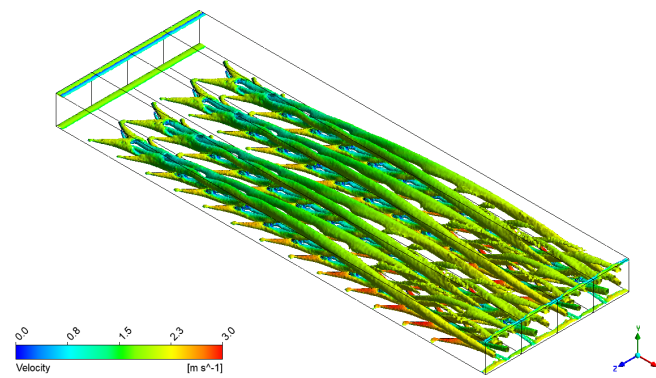
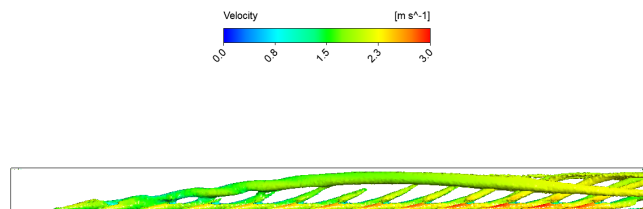


Figura B.9: Líneas de flujo para $\varphi = 0.10$ y $Re = 4600$.

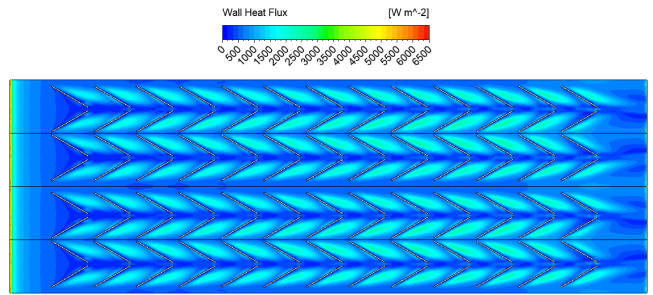


(a) Vista isométrica.

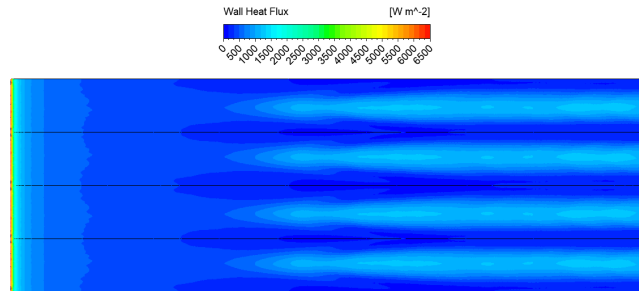


(b) Vista lateral.

Figura B.10: Isosuperficies de vorticidad con $Q = 10000 [s^{-2}]$ para $\varphi = 0.10$ y $Re = 4600$.



(a) Pared inferior.



(b) Pared superior.

Figura B.11: Flujos de calor para $\varphi = 0.10$ y $Re = 4600$.

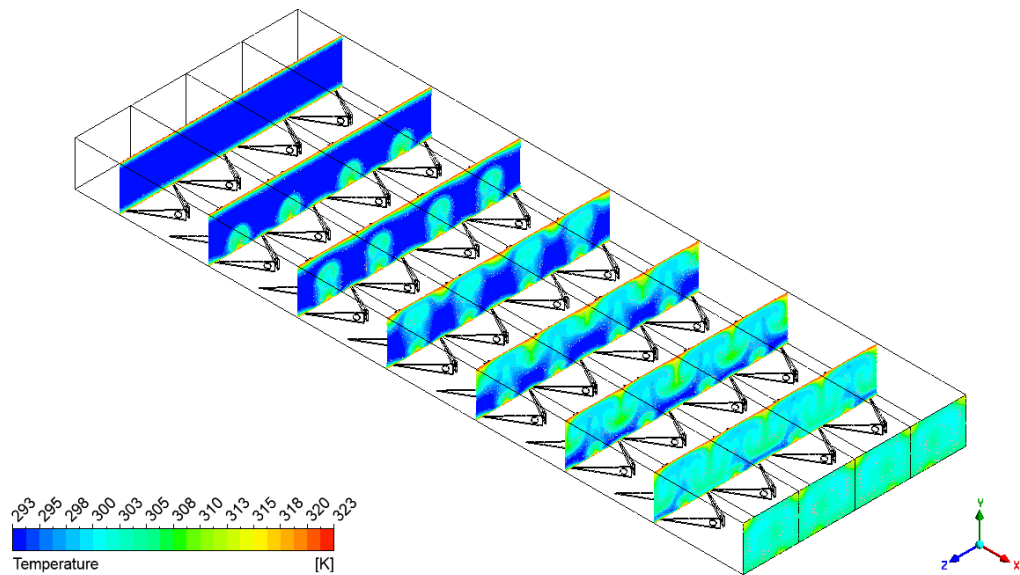


Figura B.12: Contornos de temperatura para $\varphi = 0.10$ y $Re = 4600$.

Anexo C. Gráficos de contorno adicionales

C.1. Flujos de calor

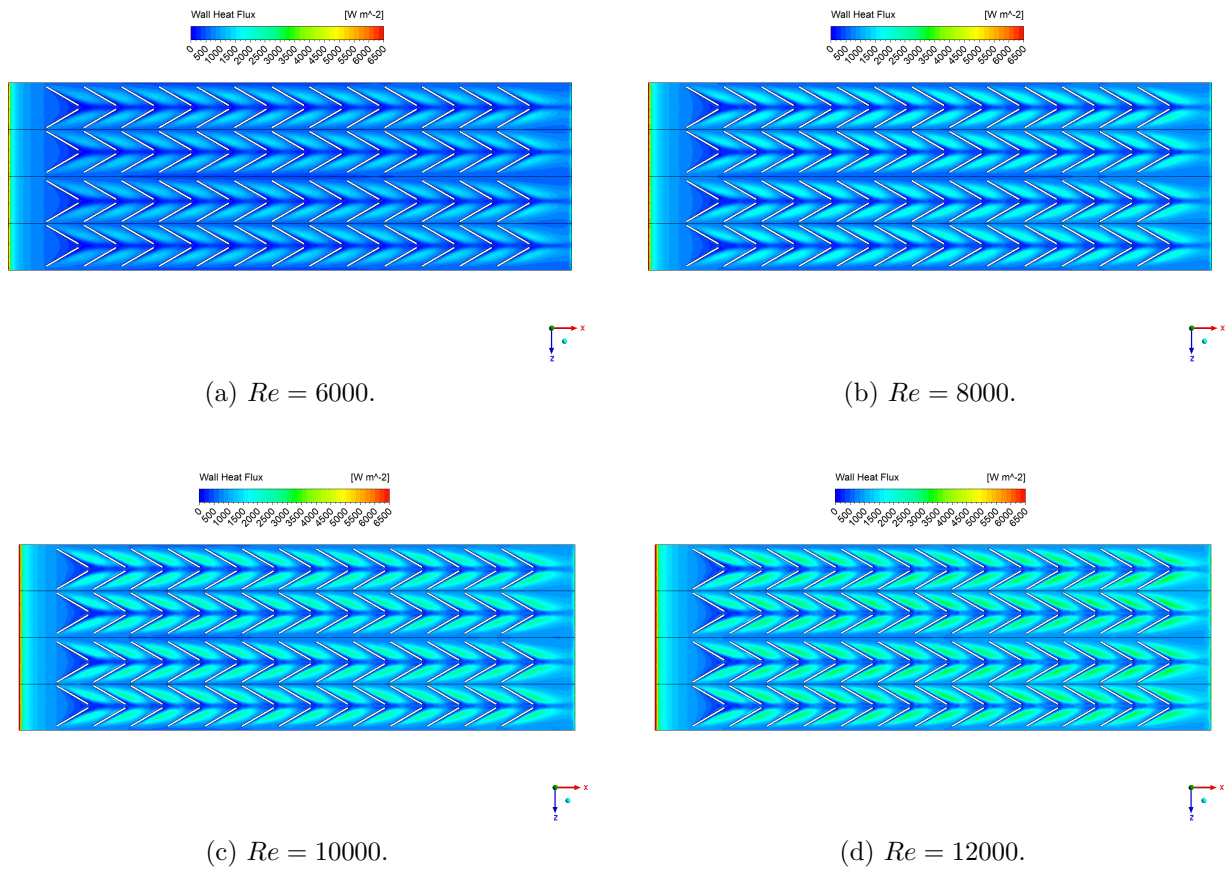


Figura C.1: Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.1H$.

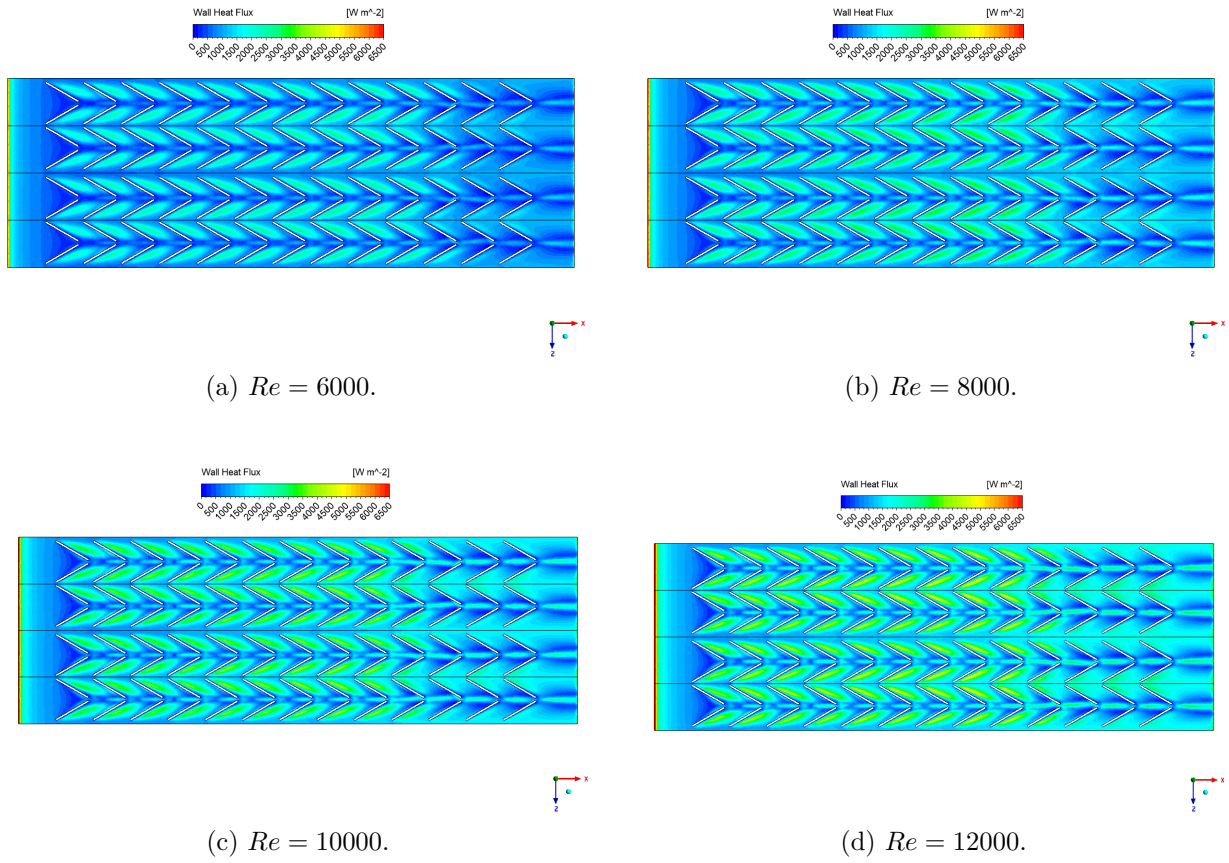


Figura C.2: Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.2H$.

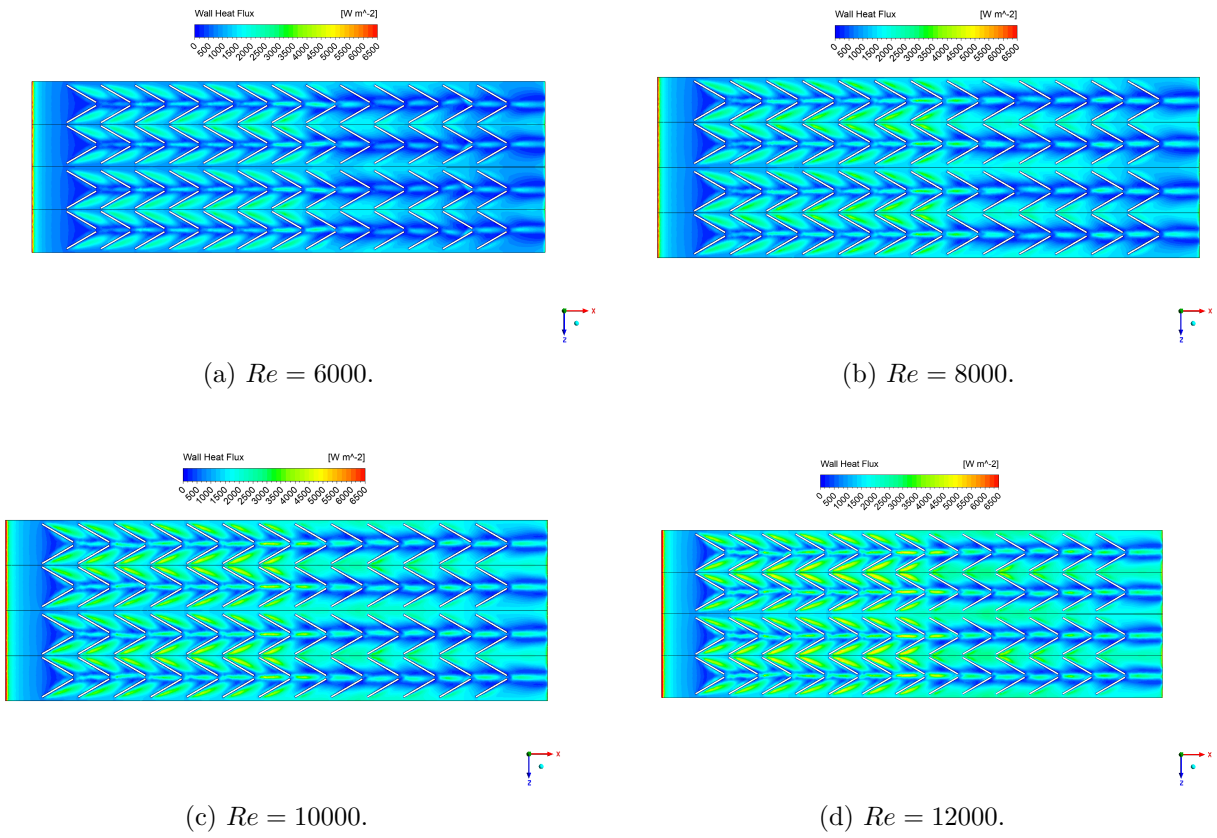


Figura C.3: Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.3H$.

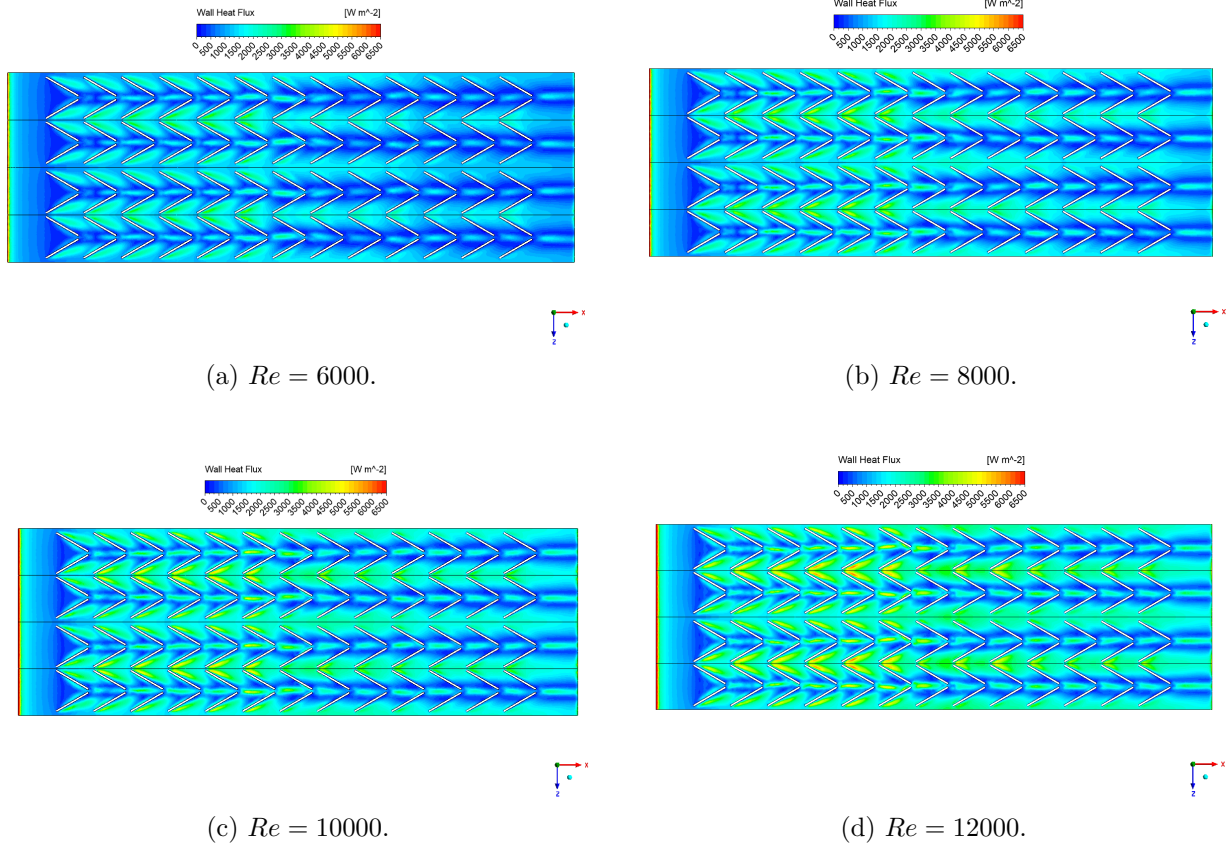


Figura C.4: Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.4H$.

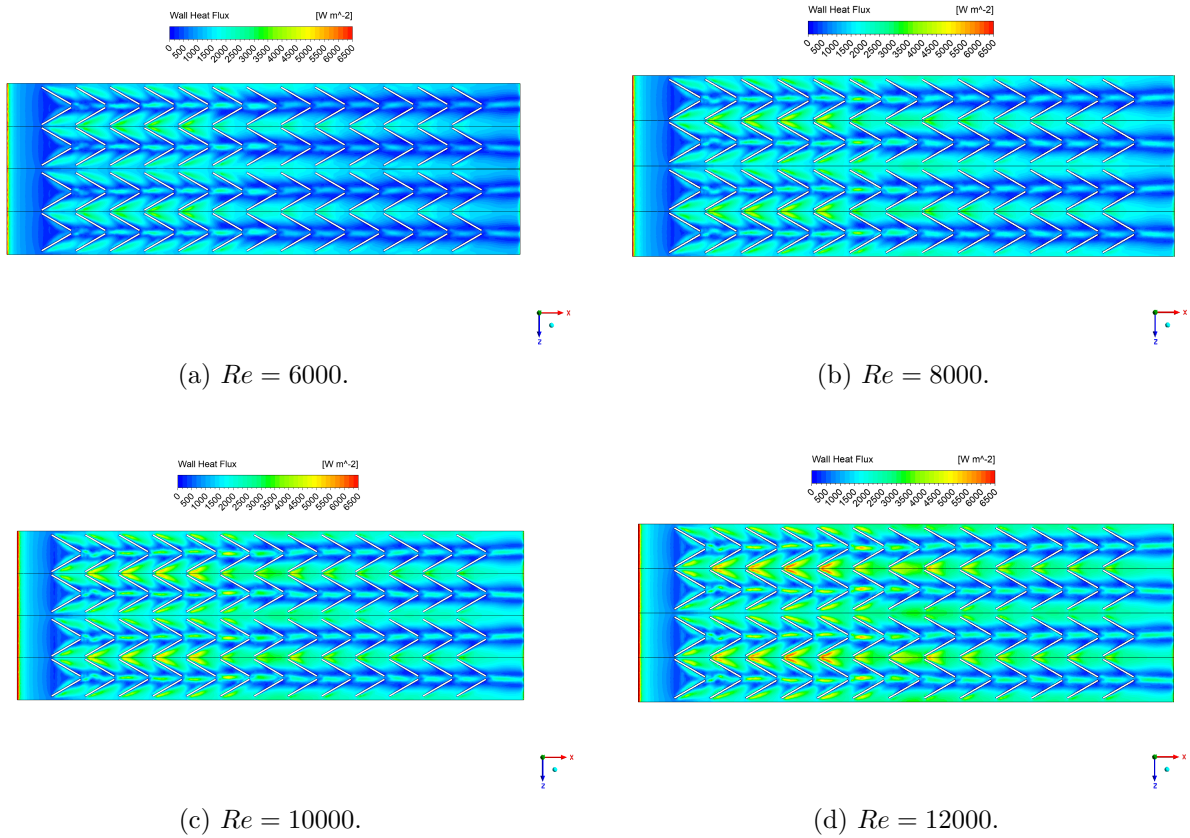


Figura C.5: Flujos de calor en la pared inferior para diferentes números de Reynolds, caso $h = 0.5H$.

Anexo D. Gráficos de independencia de mado

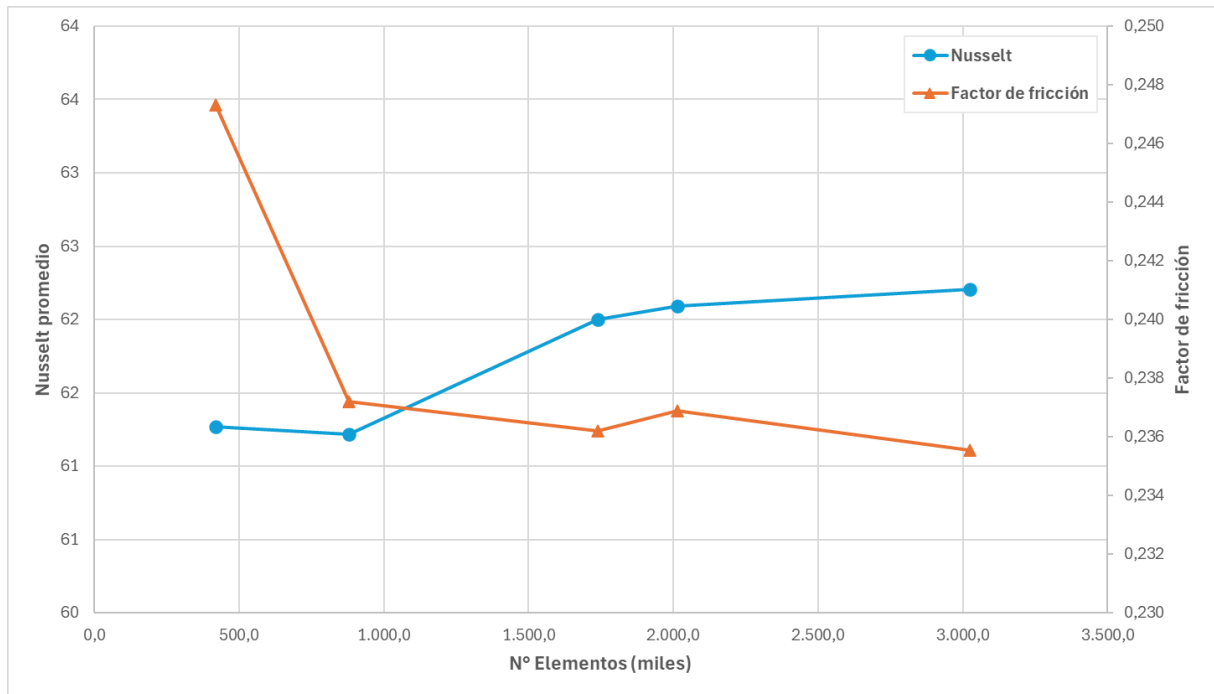


Figura D.1: Convergencia de resultados caso $h = 0.4H$, $P_L = 1H$, $t = 1$ [mm] y $Re = 4600$.

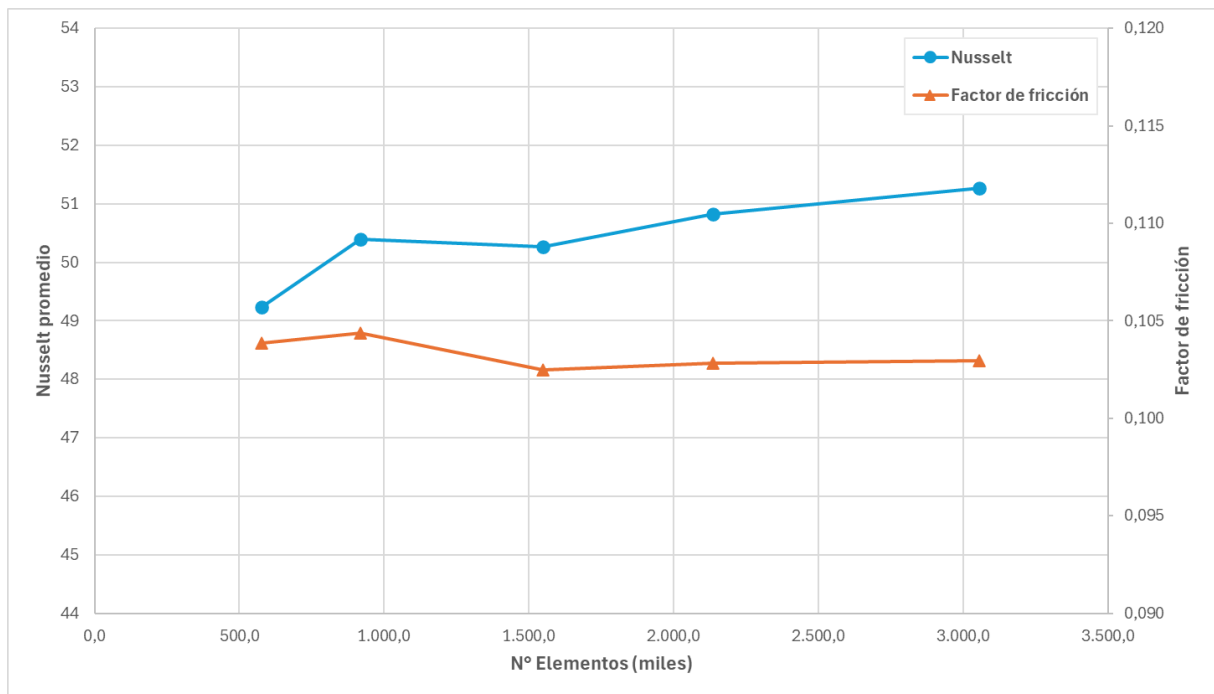


Figura D.2: Convergencia de resultados caso $h = 0.2H$, $\varphi = 0.06$, $P_L = 1H$, $t = 0.5$ [mm] y $Re = 4600$.