



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

ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR
BAJO LOS EFECTOS DE LA INTERACCIÓN DE VÓRTICES
LONGITUDINALES Y TRANSVERSALES

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

DIEGO ROBERTO CANALES DEPIX

PROFESOR GUÍA:
ALVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

SANTIAGO DE CHILE
2019.

RESUMEN DE LA MEMORIA PARA OPTAR AL
TÍTULO DE: Ingeniero Civil Mecánico
POR: Diego Roberto Canales Depix
FECHA: 2019
PROFESOR GUÍA: Alvaro Valencia Musalem

ESTUDIO DEL DESEMPEÑO DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR BAJO LOS EFECTOS DE LA INTERACCIÓN DE VÓRTICES LONGITUDINALES Y TRANSVERSALES

En este trabajo se simulan diferentes modelos de intercambiadores de calor de tubos y aletas, mediante ANSYS Fluent. Se varía la geometría de aleta y se comparan las configuraciones en términos de aumento de la transferencia de calor y caída de presión.

El objetivo principal de este trabajo consiste en estudiar la transferencia de calor de un flujo de aire al pasar por un intercambiador de calor de aletas onduladas y generadores de vórtice (GV), utilizando un modelo computacional. Para lograr esto, primero se diseña y aplica un modelo de validación y se establece la independencia de malla. Luego, se diseñan los modelos a estudiar, y se procede a realizar las simulaciones en ANSYS Fluent. Posteriormente, se realiza un análisis de los resultados para determinar los parámetros de las geometrías combinadas. Una vez determinadas, se vuelve a simular para obtener resultados adicionales. Finalmente, se analizan los datos obtenidos y se concluye.

Se alcanza la validación del modelo, presentando diferencias porcentuales máximas respecto de los datos experimentales, para el número de Nusselt Nu y el factor de fricción f de un 13,6% y un 2,35%, respectivamente. También se establece la independencia de malla, consiguiendo diferencias porcentuales máximas de un 2,55% y un 4,91% para el número de Nusselt Nu y el factor de fricción f , respectivamente, entre el mallado medio y el mallado fino.

Dentro de las configuraciones estudiadas, la que presenta el mayor aumento de la transferencia de calor, respecto de la configuración con aletas planas, corresponde a la configuración con aletas onduladas con una ondulación de 30° . Lo anterior, se traduce en un aumento máximo del Nusselt Nu de un 183% a un Reynolds $Re_{Dh} = 2000$. Para la caída de presión, la configuración que presenta el mayor aumento, respecto de la configuración de aletas planas, corresponde a la configuración de aletas onduladas a 30° y 6 GV longitudinales por fila, con un aumento máximo para el factor de fricción f de 1134%, a un $Re_{Dh} = 2000$.

Se concluye que, en términos de aumento de la transferencia de calor, la configuración estudiada que mejor desempeño presenta corresponde a la que tiene una ondulación de 30° en sus aletas. Según el comportamiento fluido dinámico, la configuración que presenta mejor desempeño es la combinada de aletas con 20° de ondulación y 6 GV longitudinales por fila.

Talga Vassternich

- Kaja-Rang

Agradecimientos

Les agradezco a mi padre y madre que me dieron la oportunidad de formarme como un profesional. Desde una temprana edad me dieron las herramientas para surgir en todo ámbito.

Les agradezco a mis amigos tanto de la vida como de la universidad por que fueron parte importante de mi proceso de formación, ya sea en los momentos de relajación o en las pasadas de largo estudiando, en las buenas y en las malas, porque sin ellos no habría sido capaz de llegar tan lejos.

Por último, pero no menos importante, quiero darle las gracias a Catalina Morris por ser la mejor polola que se puede pedir. En las buenas como en las malas ella me ha dado el apoyo necesario para poder concluir con este trabajo y finalizar con esta etapa.

Tabla de contenido

Introducción.....	1
Antecedentes generales.....	1
Motivación.....	1
Objetivos.....	2
Objetivo general.....	2
Objetivos específicos.....	2
Alcances.....	2
1 Antecedentes Específicos.....	3
1.1 Intercambiadores de calor.....	3
1.2 Ecuaciones Gobernantes.....	4
1.2.1 Ecuación de continuidad.....	4
1.2.2 Ecuación de momentum.....	4
1.2.3 Ecuación de energía.....	4
1.2.4 Modelos de turbulencia.....	5
1.3 Mecanismos que modifican el intercambio.....	5
1.3.1 Superficies extendidas.....	6
1.3.2 Reducción o reinicio de capa límite.....	6
1.3.3 Mezcla de fluidos.....	6
1.3.4 Desestabilización o aumento de la turbulencia.....	6
1.4 Tipos de mejoramiento.....	6
1.4.1 Superficies extendidas.....	7
1.4.2 Generadores de vórtices.....	9
1.5 Tipos de vórtice.....	10
1.6 Estudios previos.....	11
2 Metodología.....	16
2.1 Diseño modelo de validación.....	16
2.2 Validación e independencia de mado.....	17
2.3 Definición y diseño de modelos con generadores de vórtices.....	17
2.4 Simulaciones.....	18
2.5 Análisis de resultados de modelos simples.....	18
2.6 Diseño de modelos combinados de generadores de vórtice.....	18
2.7 Análisis de resultados de modelos combinados.....	18
2.8 Conclusiones.....	19
3 Descripción de modelos.....	20
3.1 Modelos físicos diseñados.....	20

3.1.1	Parámetros constantes para todos los modelos	20
3.1.2	Modelo base	21
3.1.3	Modelos con aletas onduladas	21
3.1.4	Modelo con GV longitudinales.....	21
3.1.5	Modelo con geometrías combinadas.....	22
3.2	Dominio computacional	23
3.3	Condiciones de borde	24
3.3.1	Región extendida aguas arriba.....	25
3.3.2	Región extendida aguas abajo	26
3.3.3	Región del intercambio de calor	26
3.4	Parámetros	27
3.4.1	Parámetros de validación	27
3.4.2	Parámetros de entrada.....	28
3.4.3	Parámetros de salida	28
4	Presentación y Análisis de Resultados	31
4.1	Validación modelo	31
4.2	Independencia de malla	33
4.3	Intercambiadores con generadores de vórtice transversales	34
4.3.1	Intercambiador con ondulación de 10°.....	34
4.3.2	Intercambiador con ondulación de 20°.....	37
4.3.3	Intercambiador con ondulación de 25°.....	41
4.3.4	Intercambiador con ondulación de 30°.....	46
4.3.5	Resumen modelos con ondulación.....	50
4.4	Intercambiadores con generadores de vórtice longitudinales	53
4.4.1	Intercambiador con dos generadores de vórtice longitudinales	53
4.4.2	Intercambiador con cuatro generadores de vórtice longitudinales	58
4.4.3	Intercambiador con seis generadores de vórtice longitudinales.....	64
4.4.4	Resumen modelos con generadores de vórtice longitudinales.....	69
4.5	Comparación de resultados de intercambiadores simples	71
4.5.1	Modelos con ondulaciones	72
4.5.2	Modelos con GV longitudinales	74
4.5.3	Selección de modelos combinados	76
4.6	Intercambiadores con combinación de generadores de vórtice.....	77
4.6.1	Comportamiento del flujo	77
4.6.2	Comportamiento térmico	81
4.6.3	Resumen modelos combinados.....	83
4.6.4	Comparación	85
5	Conclusión	87
5.1	Generadores de vórtice transversales	87
5.2	Generadores de vórtice longitudinales	87
5.3	Modelo combinado.....	88
5.4	Comparación entre casos	88
5.5	Trabajo futuro	89
6	Bibliografía	90

Índice de Tablas

Tabla 3.1: Reynolds según diámetro hidráulico y largo adimensional.	27
Tabla 4.1: Resultados obtenidos para validación.	31
Tabla 4.2: Características mallado según tamaño.....	33
Tabla 4.3: Resultados y diferencia porcentual según mallado.	33
Tabla 4.4: Número de Nusselt y factor de fricción según Wa y Reynolds.	52
Tabla 4.5: Número de Nusselt y factor de fricción según N y Reynolds.	69
Tabla 4.6: Valores de número de Nusselt y factor de fricción geometrías simples.....	72
Tabla 4.7: Número de Nusselt y factor de fricción según N y Reynolds.	83
Tabla 4.8: Factor de desempeño para los modelos combinados y de aletas onduladas simples según Reynolds.....	85
Tabla 4.9: Diferencia porcentual del desempeño promedio entre modelos combinados y de aletas onduladas simple.....	85

Índice de Figuras

Figura 1.1: Intercambiadores de tubos aletados [2].	4
Figura 1.2: Aletas con tiras [6].	7
Figura 1.3: Desarrollo capa límite en aletas con tiras [6].	7
Figura 1.4: Aleta perforada.	8
Figura 1.5: Intercambiador de calor con tubos circulares y aletas con persianas.	8
Figura 1.6: Aletas onduladas en un intercambiador de calor. [9].	9
Figura 1.7: Generadores de vórtice y su geometría asociada. [10].	10
Figura 1.8: Comparación de tipos de vórtice. [11].	10
Figura 1.9: Vórtices transversales.	11
Figura 1.10: Vórtices longitudinales. [12].	11
Figura 1.11: Modelos estudiados por Sadeghianjahromi et. al [9].	12
Figura 1.12: Características del flujo de calor y pérdida de carga para comparación de aletas onduladas y combinación de aletas onduladas con aletas planas según velocidad de entrada [9].	13
Figura 1.13: Resistencia térmica según potencia de bombeo para aletas onduladas, combinación de aletas onduladas y planas, y combinación con dos persianas [9].	13
Figura 1.14: Nusselt promedio y Factor de fricción promedio según Reynolds [12].	14
Figura 1.15: Factor de Coulburn y de fricción para ambos arreglos de tubos con y sin GV longitudinales [12].	15
Figura 1.16: Efecto del ángulo de ataque sobre j/f según Reynolds [12].	15
Figura 2.1: Diagrama de flujo de metodología.	16
Figura 3.1: Intercambiador de calor de tubos y aletas.	20
Figura 3.2: Intercambiadores de calor con aletas onduladas.	21
Figura 3.3: Aletas de intercambiadores de calor con GV longitudinales.	22
Figura 3.4: Aleta inferior de Intercambiador con aletas onduladas y GV longitudinales.	23
Figura 3.5: Disposición de GV en geometría plana y ondulada.	23
Figura 3.6: Dominio computacional en modelo base.	23
Figura 3.7: Regiones de simulación en dominio computacional.	24
Figura 3.8: Condiciones de borde con GV longitudinales y $N = 2$.	25
Figura 4.1: Comparación entre simulación y correlación para número de Nusselt.	32
Figura 4.2: Comparación entre simulación y correlación para factor de fricción.	32
Figura 4.3: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re = 2000$.	34
Figura 4.4: Líneas de flujo en plano XY de modelo con aleta ondulada.	35
Figura 4.5: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re=2000$.	35
Figura 4.6: Contorno de temperatura en plano XY de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re = 2000$.	35
Figura 4.7: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re = 2000$.	36

Figura 4.8: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 10°, $Re = 2000$.	36
Figura 4.9: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 10°, $Re = 2000$.	37
Figura 4.10: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.	38
Figura 4.11: Líneas de flujo en plano XY de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.	38
Figura 4.12: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con aleta ondulada.	39
Figura 4.13: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.	40
Figura 4.14: contorno de temperatura en plano XY de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.	40
Figura 4.15: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.	40
Figura 4.16: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.	41
Figura 4.17: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.	41
Figura 4.18: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 25°, $Re = 2000$.	42
Figura 4.19: Líneas de flujo en plano XY de modelo con aleta ondulada, 25°, $Re = 2000$.	42
Figura 4.20: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con aleta ondulada.	43
Figura 4.21: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 25°, $Re = 2000$.	44
Figura 4.22: contorno de temperatura en plano XY de modelo con aleta ondulada, 25°, $Re = 2000$.	44
Figura 4.23: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 25°, $Re = 2000$.	45
Figura 4.24: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 25°, $Re = 2000$.	45
Figura 4.25: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 25°, $Re = 2000$.	46
Figura 4.26: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 30°, $Re = 2000$.	46
Figura 4.27: Líneas de flujo en plano XY de modelo con aleta ondulada, 30°, $Re = 2000$.	47
Figura 4.28: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con aleta ondulada.	48
Figura 4.29: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 30°, $Re = 2000$.	48
Figura 4.30: contorno de temperatura en plano XY de modelo con aleta ondulada, 30°, $Re = 2000$.	49
Figura 4.31: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 30°, $Re = 2000$.	49
Figura 4.32: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 30°, $Re = 2000$.	50

Figura 4.33: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 30° , $Re = 2000$.	50
Figura 4.34: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelos con aleta ondulada, $Re = 2000$.	51
Figura 4.35: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelos con aleta ondulada, $Re = 2000$.	51
Figura 4.36: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelos con aleta ondulada, $Re = 2000$.	52
Figura 4.37: Líneas de flujo 3D de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.	53
Figura 4.38: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.	54
Figura 4.39: Líneas de flujo en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.	54
Figura 4.40: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con GV longitudinales.	55
Figura 4.41: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.	56
Figura 4.42: contorno de temperatura en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.	56
Figura 4.43: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 2$, $Re = 2000$.	57
Figura 4.44: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 2$, $Re = 2000$.	57
Figura 4.45: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 2$, $Re = 2000$.	58
Figura 4.46: Líneas de flujo 3D de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.	59
Figura 4.47: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.	59
Figura 4.48: Líneas de flujo en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.	60
Figura 4.49: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con GV longitudinales.	60
Figura 4.50: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.	61
Figura 4.51: Contorno de temperatura en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.	62
Figura 4.52: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con GV longitudinales.	62
Figura 4.53: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 4$, $Re = 2000$.	63
Figura 4.54: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 4$, $Re = 2000$.	63
Figura 4.55: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 4$, $Re = 2000$.	64
Figura 4.56: Líneas de flujo 3D de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$.	65
Figura 4.57: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$.	65
Figura 4.58: Líneas de flujo en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$.	66
Figura 4.59: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con GV longitudinales.	66

Figura 4.60: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$	67
Figura 4.61: Contorno de temperatura en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$	67
Figura 4.62: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 6$, $Re = 2000$	68
Figura 4.63: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 6$, $Re = 2000$	68
Figura 4.64: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 6$, $Re = 2000$	69
Figura 4.65: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelos con GV longitudinal, $Re = 2000$	70
Figura 4.66: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelos con GV longitudinal, $Re = 2000$	70
Figura 4.67: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelos con GV longitudinal, $Re = 2000$	71
Figura 4.68: Número de Nusselt para los modelos con aletas onduladas según Reynolds.....	73
Figura 4.69: Factor de fricción para los modelos con aletas onduladas según Reynolds.	73
Figura 4.70: Factor de desempeño para los modelos con aletas onduladas según Reynolds.	74
Figura 4.71: Número de Nusselt para los modelos con GV longitudinales según Reynolds.....	75
Figura 4.72: Factor de fricción para los modelos con GV longitudinales según Reynolds.	75
Figura 4.73: Factor de desempeño para los modelos con GV longitudinales según Reynolds.	76
Figura 4.74: Mejora porcentual según factor de desempeño para modelos con ondulación y con GV longitudinales.....	77
Figura 4.75: Líneas de flujo 3D de modelo combinado, $W_a = 20^\circ$, $N = 6$, $Re = 2000$	78
Figura 4.76: Líneas de flujo 3D de modelo combinado, $W_a = 30^\circ$, $N = 6$, $Re = 2000$	78
Figura 4.77: Líneas de flujo en planos YZ de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 20^\circ$, $Re = 2000$..	79
Figura 4.78: Líneas de flujo en planos YZ de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 30^\circ$, $Re = 2000$..	79
Figura 4.79: Líneas de flujo en plano XY de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 20^\circ$, $Re = 2000$	80
Figura 4.80: Líneas de flujo en plano XY de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 30^\circ$, $Re = 2000$	81
Figura 4.81: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 20^\circ$ $Re = 2000$	81
Figura 4.82: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 30^\circ$ $Re = 2000$	82
Figura 4.83: contorno de temperatura en plano XY de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 20^\circ$, $Re =$	82
Figura 4.84: contorno de temperatura en plano XY de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 30^\circ$, $Re =$ 2000.....	83
Figura 4.85: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelos combinados, $Re = 2000$	84
Figura 4.86: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelos combinados, $Re = 2000$	84

Figura 4.87: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelos combinados, $Re = 2000$	85
Figura 4.88: Criterio de desempeño para los modelos combinados según Reynolds.	86

Introducción

Antecedentes generales

Existe una enorme cantidad de procesos que necesitan ser refrigerados para evitar el deterioro de sus componentes, para que su funcionamiento sea más eficiente, o simplemente, para que sean capaces de operar. Esto obliga a la utilización de intercambiadores de calor para disminuir la temperatura de los equipos. Los intercambiadores funcionan transfiriendo la temperatura de un fluido a otro, generalmente desde agua caliente, que circula por el interior del equipo, a aire frío ambiental.

Se sabe que los vórtices permiten una mejor distribución del calor dentro de los fluidos, posibilitando que estos sean capaces de absorber más calor proveniente, por ejemplo, de un intercambiador. Se genera entonces, la interrogante de que si es posible o no generar vórtices de manera artificial. Así aparecen los generadores de vórtice (GV), respecto de los cuales existen numerosos estudios.

Los GV más relevantes para este trabajo son los denominados “delta winglet” y “de aletas onduladas”. A partir de los estudios mencionados, se ha establecido que los GV delta winglet generan vorticidad longitudinal y los GV de aletas onduladas, vorticidad transversal. Estos últimos son los con menor representación en estudios previos.

Motivación

La capacidad de extraer mayor cantidad de calor de manera pasiva podría tener efectos positivos en el rendimiento de los equipos, en sus niveles aptos de operación y en el desgaste que sufren. Debido a lo anterior, una pequeña modificación en la fabricación de las aletas, consistente en agregar GV, podría tener grandes beneficios.

Consecuentemente, se genera el interés por determinar si la combinación de distintos tipos de GV y por consiguiente de las vorticidades que estos generan, produce beneficios en el intercambio de calor y, de ser esto efectivo, establecer las combinaciones más eficientes.

Objetivos

Objetivo general

Determinar si una combinación de generadores de vórtice longitudinales y transversales es capaz de mejorar el desempeño de un intercambiador de calor de aletas y tubos, caracterizando la combinación mediante el uso de metodología CFD.

Objetivos específicos

1. Establecer y validar el modelo base de un intercambiador de calor, a partir de correlaciones previamente establecidas por estudios empíricos.
2. Encontrar un mallado adecuado, para independizar los resultados de la simulación, de la malla utilizada.
3. Diseñar intercambiadores de calor con GV transversales, variando el ángulo de ondulación de las aletas, y simular su funcionamiento.
4. Diseñar intercambiadores de calor con GV longitudinales, variando el número de delta winglet en las aletas, y simular su funcionamiento.
5. Analizar los datos obtenidos en las simulaciones y combinar GV longitudinales y transversales, en un mismo intercambiador de calor y simular su funcionamiento.
6. Evaluar el desempeño de las combinaciones de GV respecto de geometrías sin combinar.

Alcances

1. Se estudiará el comportamiento fluido - dinámico de los vórtices sólo por CFD.
2. Se considerará como control un intercambiador de aletas planas previamente validado.
3. Se realizará un máximo de 48 simulaciones, considerando 4 Reynolds para cada modelo, distribuidos como se indica:
 - 1 modelo base para validación contra referencia de la literatura.
 - 2 modelos para pruebas de sensibilidad de malla.
 - 7 modelos con variaciones de su geometría (configuraciones de GV).
 - 2 modelos con combinación de GV.
4. No se realizarán trabajos de validación experimental.

Capítulo 1

1 Antecedentes Específicos

1.1 Intercambiadores de calor

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea. Un entendimiento básico de los componentes mecánicos de los intercambiadores de calor es necesario para comprender cómo estos funcionan y operan para un adecuado desempeño. [1]

Como se ha mencionado, un intercambiador de calor es un componente que permite la transferencia de calor de un fluido (líquido o gas) a otro fluido. Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes: [1]

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

Debe quedar claro que la función de los intercambiadores de calor es la transferencia de calor, donde los fluidos involucrados deben estar a temperaturas diferentes. Se debe tener en mente que el calor sólo se transfiere en una sola dirección, del fluido con mayor temperatura hacia el fluido de menor temperatura. En los intercambiadores de calor los fluidos utilizados no están en contacto entre ellos, el calor es transferido del fluido con mayor temperatura hacia el de menor temperatura al encontrarse ambos fluidos en contacto térmico con las paredes metálicas que los separan. [1]

Un tipo de intercambiador de calor relevante son los intercambiadores de tubos aletados, los cuales se pueden encontrar con tubos planos o circulares y con aletas de placa o circulares, como se puede ver en la Figura 1.1). Estos intercambiadores son principalmente utilizados en sistemas de ventilación como calefacción y aire-acondicionado, y en refrigeración de sistemas electrónicos y automóviles.

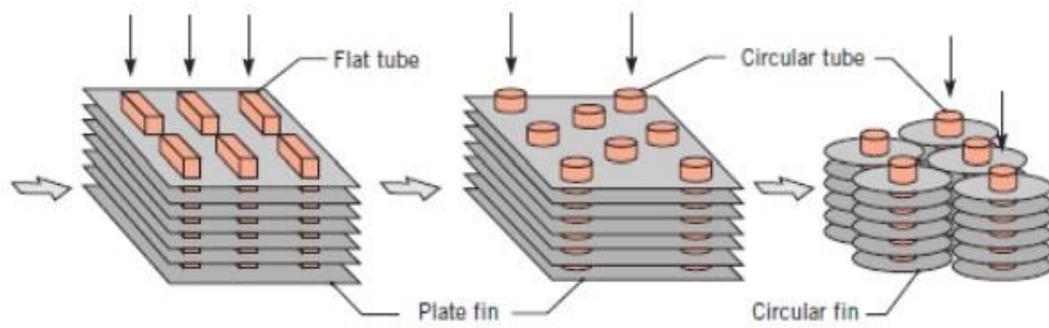


Figura 1.1: Intercambiadores de tubos aletados [2].

1.2 Ecuaciones Gobernantes

Para el fenómeno de transferencia de calor gobiernan tres ecuaciones principales. Las cuales son la ecuación de continuidad, momentum y energía. Para este estudio se considera un flujo incompresible, que las propiedades de este se mantienen constantes en el tiempo y se descartan los efectos causados por la gravedad.

1.2.1 Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial}{\partial x}(u) + \frac{\partial}{\partial y}(v) + \frac{\partial}{\partial z}(w) = 0 \quad (1.1)$$

1.2.2 Ecuación de momentum

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (1.2)$$

$$\rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (1.3)$$

$$\rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (1.4)$$

1.2.3 Ecuación de energía

$$\rho C_p \left(\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (1.5)$$

1.2.4 Modelos de turbulencia

Como modelo de turbulencia se utiliza el Modelo de Turbulencia $k - \omega$. Este corresponde a un modelo de turbulencia empírico, basado en la ecuación de transporte para la energía cinética de turbulencia (k) y su tasa de disipación (ω).

Las ecuaciones de transporte para k y ω en este modelo se muestran a continuación. [3]

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + \tilde{G}_k - Y_k + S_k \quad (1.6)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (1.7)$$

En estas ecuaciones G_k representa la generación de energía cinética turbulenta debido a los gradientes de velocidad medida. G_ω representa la generación de ω . Γ_k y Γ_ω representan la difusividad efectiva de k y ω , respectivamente. Y_k y Y_ω representan la disipación de k y ω debido a la turbulencia. D_ω representa el termino de difusión cruzada. Finalmente, los términos S_k y S_ω representan constantes definidas por el usuario.

La viscosidad turbulenta μ_t se define como:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\omega} \frac{1}{\max\left[\frac{1}{\alpha^*}, \frac{SF_2}{a_1 \omega}\right]} \quad (1.8)$$

Más detalles respecto a los diferentes términos utilizados en este modelo se pueden encontrar en la guía teórica y el manual de usuario de ANSYS Fluent [4] [5].

1.3 Mecanismos que modifican el intercambio

Para un intercambiador de calor con dos fluidos, la tasa de transferencia de calor se define como se muestra en la ecuación (1.11)

$$Q = UA\Delta T_m \quad (1.9)$$

Donde U es el coeficiente de transferencia de calor global, A es el área total donde se produce el intercambio (pared del intercambiador) y ΔT_m corresponde a la diferencia de temperatura media.

Si la ecuación (1.11) se ajusta en función del largo del intercambiador, de tal forma de obtener la ecuación (1.12), se puede observar el termino L/UA , el cual está definido como la resistencia térmica global del intercambiador y es en este término donde se deben buscar los cambios en estos equipos para mejorar la transferencia de calor.

$$Q = \frac{UA}{L} L \Delta T_m \quad (1.10)$$

1.3.1 Superficies extendidas

Una de las formas más simples de aumentar el intercambio de calor es incrementando el área donde se produce la transferencia, esto con el fin de disminuir la resistencia térmica global. Este método, sin embargo, tiene desventajas ya que el tamaño total del intercambiador aumenta considerablemente y se producen pérdidas de carga. [6]

1.3.2 Reducción o reinicio de capa límite

Al momento de entrar el fluido por las aletas se generan capas límites, las cuales producen una mayor resistencia térmica al intercambio de calor. Por esta razón se utilizan elementos que interrumpen el flujo, con el fin de evitar el continuo crecimiento de la capa límite. Se ha demostrado que incluso con valores bajos de Reynolds, con flujo laminar y estacionario se observa un aumento en la transferencia gracias a este mecanismo. [7]

1.3.3 Mezcla de fluidos

La mezcla de fluidos es el mecanismo más destacado para el aumento de la transferencia de calor en intercambiadores. Aquí se busca que el fluido cercano a la superficie de intercambio se mezcle con el flujo más lejano. El factor clave en este mecanismo es la generación de vórtices oscilatorios generados fácilmente por el aumento del Reynolds en el flujo, los cuales permiten la entrega de flujo frío hacia las superficies de transferencia de calor en los equipos. [3]

1.3.4 Desestabilización o aumento de la turbulencia.

Una transición de un flujo laminar a uno turbulento sucede cuando se generan inestabilidades en el flujo, esto se produce debido a la presencia de vórtices. De la misma manera, si el flujo ya es turbulento la presencia de vórtices intensifica las inestabilidades aumentando la intensidad de la turbulencia. En ambas situaciones se mejora el coeficiente de transferencia de calor en la zona de por donde fluye el aire. [6]

1.4 Tipos de mejoramiento

Dentro de los tipos de mejoramiento disponibles para aumentar el rendimiento de intercambiadores, existen técnicas activas y pasivas. Las técnicas activas corresponden a aquellas que requieren de potencia externa al intercambiador para lograr sus efectos. En cambio, las técnicas pasivas emplean superficies especiales para mejorar el intercambio de calor. En este trabajo no se consideran técnicas activas debido a la complejidad a la hora de simular. A continuación, se describen algunas técnicas pasivas de mejoramiento.

1.4.1 Superficies extendidas

Como ya se mencionó, aumentar el área aumenta la transferencia de calor y dado que este trabajo se centra en mejorar la transferencia de calor del fluido que circula por fuera del intercambiador (aire) para un intercambiador de aletas se describen diferentes maneras de lograr tal objetivo.

1.4.1.1 Aletas con tiras

En la Figura 1.2) se observa una configuración típica de este mecanismo. Esta configuración es eficaz para valores de Reynolds altos y bajos, y es utilizada en intercambiadores de placa como de tubos.

El principio de aumento de transferencia en esta configuración es la generación de una capa límite en el tramo inicial de la aleta, para luego ser disipada en la región de estela (wake region) [6], este principio se ilustra en la Figura 1.3).

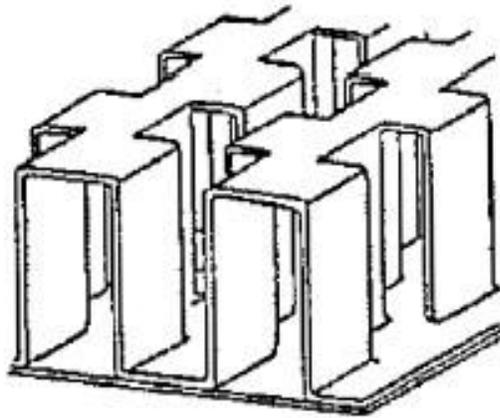


Figura 1.2: Aletas con tiras [6].

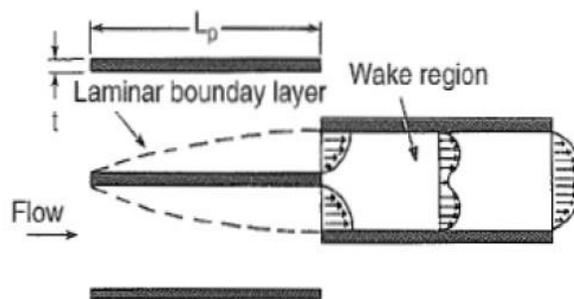


Figura 1.3: Desarrollo capa límite en aletas con tiras [6].

1.4.1.2 Aletas perforadas

Esta configuración consiste en aletas las cuales tienen patrones de orificios, los cuales aumentan la transferencia de calor mediante la disipación de la capa límite en las regiones de estela generada

por los orificios. Se puede utilizar tanto en intercambiadores de placa como en intercambiadores de tubos alteados. En la Figura 1.4) se puede observar una aleta perforada.



Figura 1.4: Aleta perforada.

1.4.1.3 Aletas con persianas

Esta configuración puede ser utilizada para diferentes arreglos de tubos. Los más utilizados son con tubos circulares posicionados perpendicularmente a un montaje de aletas con persianas paralelas como se observa en la Figura 1.5). [3]

Dado que esta configuración corresponde a una superficie interrumpida, el principal mecanismo de aumento de transferencia de calor presente es el crecimiento y destrucción de las capas límites, al igual que en las aletas con tiras y las aletas perforadas.

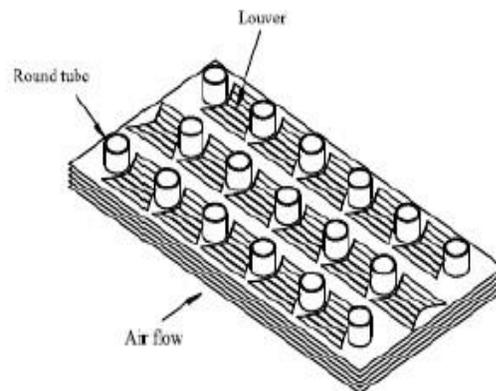


Figura 1.5: Intercambiador de calor con tubos circulares y aletas con persianas.

1.4.1.4 Aletas onduladas

El principio que ayuda al mejoramiento de la transferencia de calor es la mezcla de fluido, el cual se produce por los vórtices de Görtler, los que se generan cuando un flujo pasa por una superficie cóncava provocando inestabilidad centrífuga [8]. Estos vórtices generados en la superficie cóncava

ayudan a mezclar el fluido de la región más caliente con la región más fría, mejorando la transferencia de calor.

En la Figura 1.6) se observa un esquema de aletas onduladas, además de algunas características como: periodicidad de las ondulaciones, separación entre aletas, diámetro de tubos, ángulo de ondulación y simetría entre canales, valores que afectan directamente el rendimiento de la aleta.

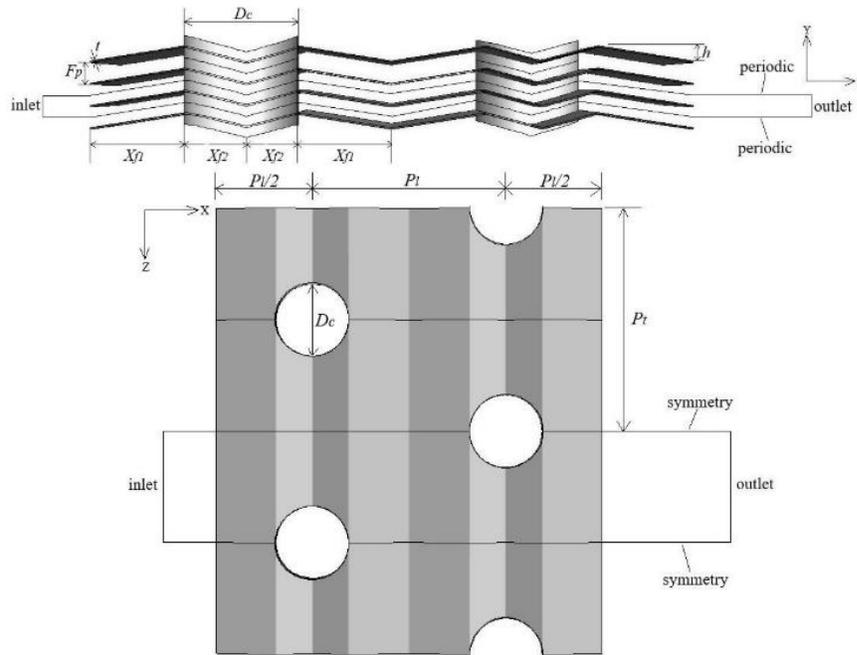


Figura 1.6: Aletas onduladas en un intercambiador de calor. [10]

1.4.2 Generadores de vórtices

Los generadores de vórtice son comúnmente usados en la superficie de aletas extendidas para aumentar aún más la tasa de intercambio de calor, la cual a su vez incrementa en intercambio de calor mediante la interacción y desestabilización de la capa límite entre la superficie del intercambiador y el fluido secundario que fluye sobre la superficie.

Dependiendo de la aplicación, los GV difieren en su geometría, dimensiones e integración con la superficie del intercambiador, llegando a las dos grandes categorías de GV: transversal y longitudinal. Generalmente, los vórtices longitudinales son más efectivos que los vórtices transversales en aumentar en intercambio de calor con solo una pequeña pérdida de presión.

Como se muestra en la Figura 1.7), cuatro diseños son generalmente utilizados para el aumento de transferencia inducido por vórtices longitudinales. Los parámetros geométricos de estos GV, tales como ángulo de ataque(α) y relación de aspecto(Λ), pueden tener una influencia significativa en la capacidad de intercambio de calor.

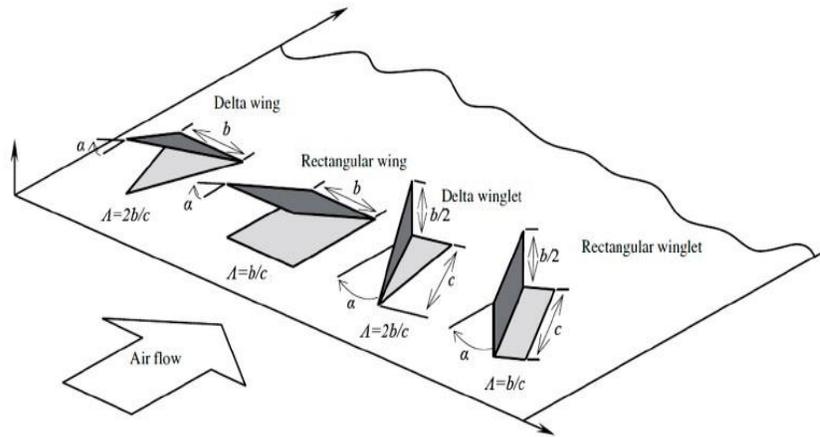


Figura 1.7: Generadores de vórtice y su geometría asociada. [11]

1.5 Tipos de vórtice

La reducción de presión dentro del intercambiador de calor es un tema importante. Por lo tanto, es fundamental que la tecnología genere un vórtice de baja resistencia.

A continuación, en la Figura 1.8) se pueden comparar dos tipos de vórtices, transversales y longitudinales.

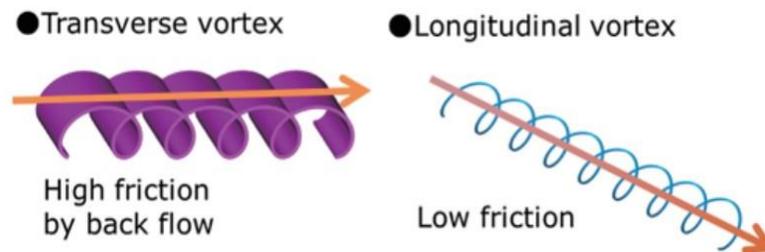


Figura 1.8: Comparación de tipos de vórtice. [12]

1.5.1.1 Vórtice transversal

El vórtice transversal generado por una aleta común tiene una parte de contraflujo y una alta velocidad de corte resultando en una alta pérdida de presión.

En la Figura 1.9) se puede observar el punto donde la capa límite se separa, se produce la recirculación y se generan vórtices transversales.

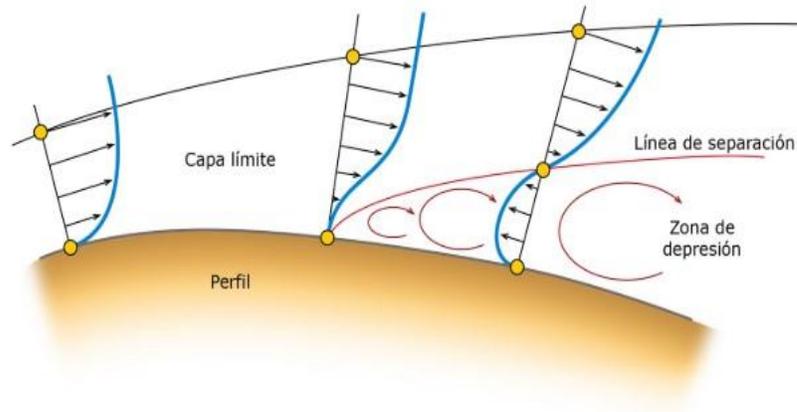


Figura 1.9: Vórtices transversales.

1.5.1.2 Vórtice Longitudinal

Un vórtice longitudinal con un flujo como un tornillo tiene la misma velocidad de corte que uno transversal, pero la pérdida de presión resultante es menor. La menor fricción resulta en una duración del vórtice mayor.

En la Figura 1.10) se pueden diferenciar tres generadores de vórtices longitudinales con ángulos de ataque distintos.

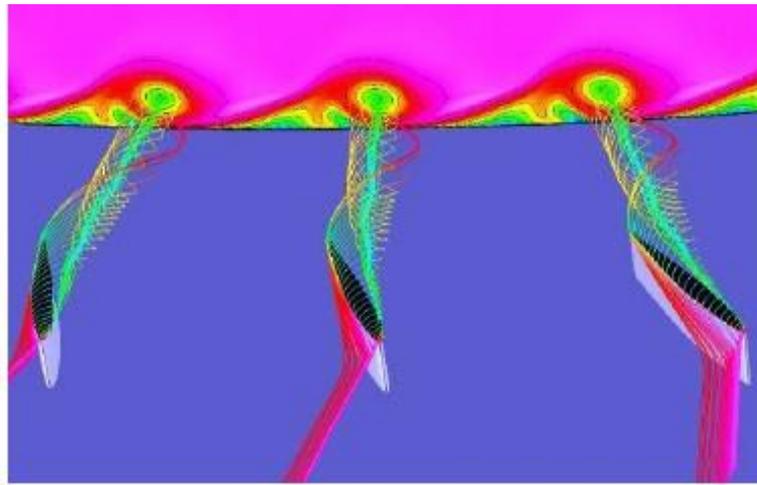
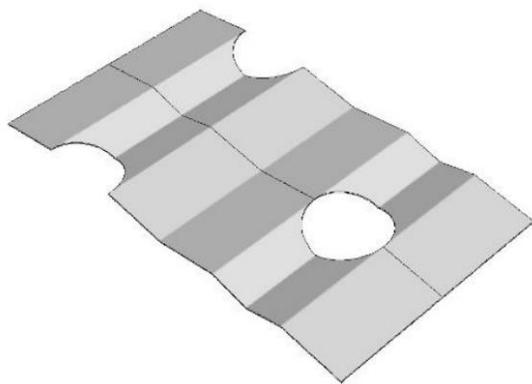


Figura 1.10: Vórtices longitudinales. [13]

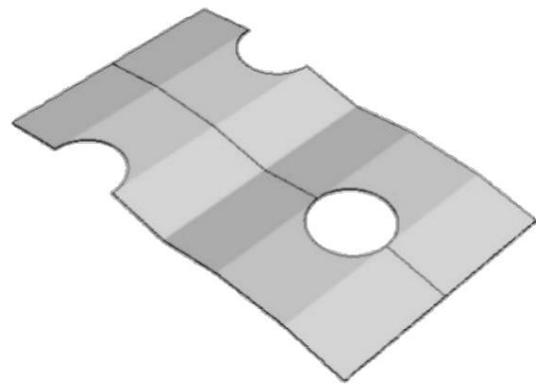
1.6 Estudios previos

En el año 2018 Sadeghianjahromi et. al [9], utilizando una simulación de un modelo numérico turbulento, para incrementar las características de transferencia térmica de un intercambiador de aletas y tubos. Con una geometría compuesta por combinaciones de aleta plana, persianas y GV longitudinales en aletas onduladas, las que se pueden ver en la Figura 1.11), se encontró que pueden incrementar considerablemente el desempeño en términos de transferencia de calor en un

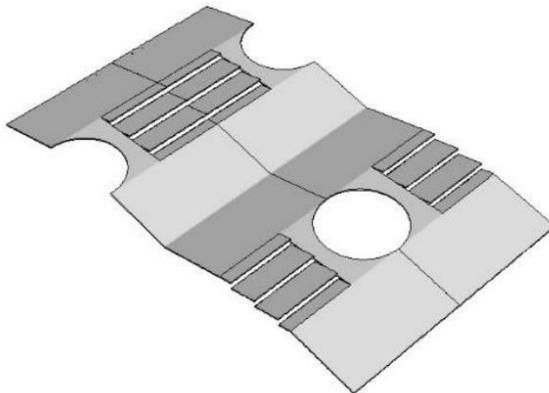
intercambiador de calor de tubos y aletas onduladas. Reemplazando la ondulación por aletas planas en las cercanías de los tubos no es efectivo en términos de reducción de la resistencia térmica, pero si es apreciable una disminución en la pérdida de carga, como se puede ver en la Figura 1.12). Agregar dos persianas a las porciones planas puede reducir la resistencia térmica hasta en un 6% en comparación con el modelo de referencia que posee aletas onduladas, como se puede apreciar en la Figura 1.13). Incrementar el número de persianas y su ancho permite reducir aún más la resistencia térmica. También, se encontró que el ángulo óptimo de las persianas es el mismo que el ángulo de las aletas onduladas, para ofrecer la menor resistencia térmica. Luego de simular con distintos parámetros para las persianas, obtuvieron que una geometría combinada con 3 persianas con un ancho de 12 [mm], una separación igual a la separación entre aletas y un ángulo igual al de las ondulaciones de la aleta, reduce en 16% para una potencia de bombeo igual a 0,001 [W]. Adicionalmente, agregar GV longitudinales a la geometría combinada recién mencionada disminuye la resistencia térmica hasta un 18%.



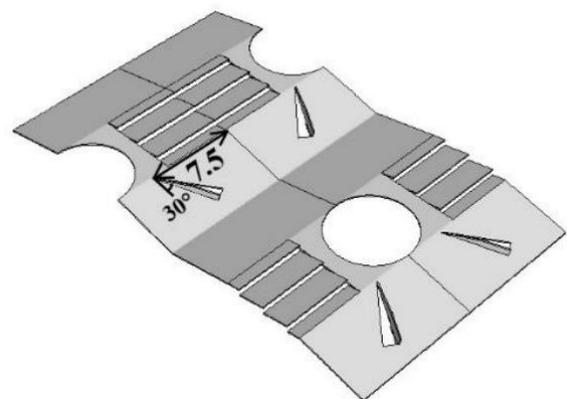
(a) Aletas onduladas



(b) Combinación de aleta ondulada y plana.



(c) Combinación de aleta ondulada, plana y tres persianas.



(d) Combinación de aleta ondulada, plana, persianas y GV longitudinales.

Figura 1.11: Modelos estudiados por Sadeghianjahromi et. al [9].

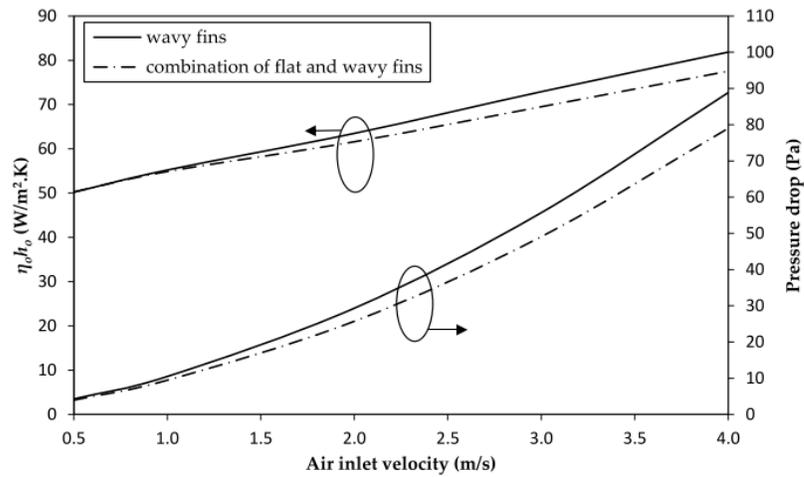


Figura 1.12: Características del flujo de calor y pérdida de carga para comparación de aletas onduladas y combinación de aletas onduladas con aletas planas según velocidad de entrada [9].

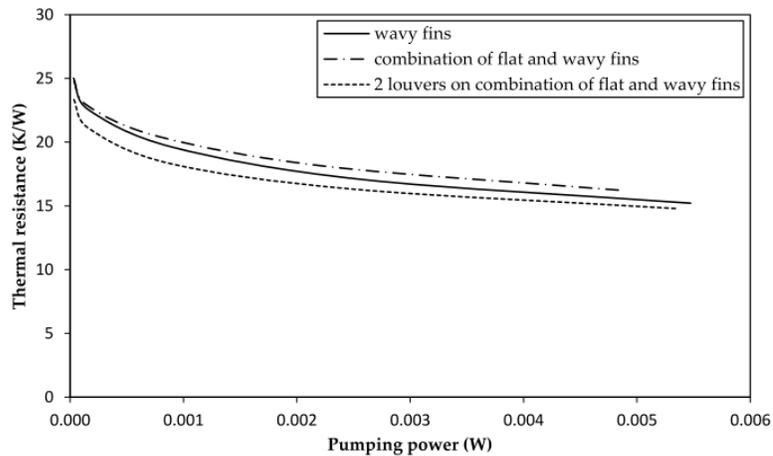


Figura 1.13: Resistencia térmica según potencia de bombeo para aletas onduladas, combinación de aletas onduladas y planas, y combinación con dos persianas [9].

En el año 2012 Ya Ling He y Yuwen Zhang [12], realizan un estudio donde analizan el efecto que tiene la presencia de GV longitudinales en cuatro geometrías (conducto plano, aletas planas y tubos circulares, aletas onduladas y tubos circulares, aletas planas y tubos ovalados), donde evalúan el efecto de variar la disposición de los tubos, ángulos de ondulación, posicionamiento de GV longitudinales con respecto a tubos, ángulo de ataque de GV longitudinales y cantidad de GV longitudinales por aleta.

En la Figura 1.14 se presentan los resultados obtenidos, considerando winglets rectangular (RWP), delta winglets (DWP), “common-flow-up” (CFU) y “common-flow-down” (CFD). De manera adicional se muestra una comparación que relaciona un conducto plano con GV longitudinales (Nu y f) y un conducto plano sin GV (Nu_0 y f_0). Además, en la figura (1.14a) se puede apreciar un

incremento de 4% a 16% del Nusselt luego de agregar GV al canal. Si se considera la misma relación de aspecto, la mejora en transferencia de calor por winglets rectangulares es más significativa que la producida por delta winglets. El número de Nusselt para una configuración CFU es mayor que en una configuración CFD. Por lo que el efecto de la configuración en el número de Nusselt para winglets rectangulares es más significativa que para los delta winglets.

Variaciones en el factor de fricción según el número de Reynolds son mostradas en la figura (1.14b). También, se puede apreciar un aumento del factor de fricción a causa de la presencia de GV. El aumento del factor de fricción a causa de winglets rectangulares es mayor que el producto de delta winglets y para ambos winglet, el factor de fricción es mayor en una configuración CFD que en una configuración CFU. Para el caso de los delta winglets, si la configuración es CFD o CFU no es tan significativa. En cambio, el factor de fricción es más sensible a la configuración de los winglets rectangulares.

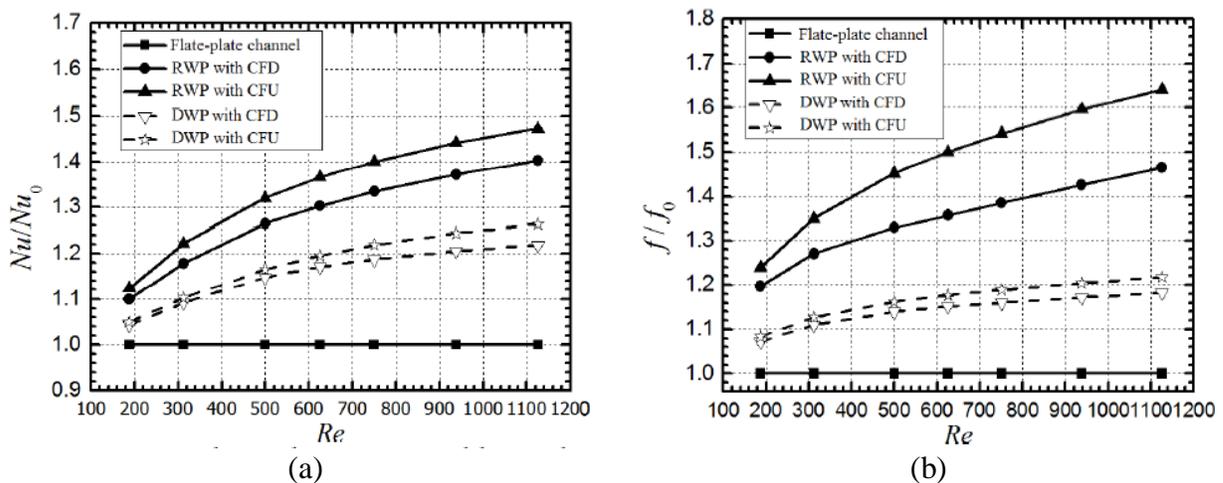


Figura 1.14: Nusselt promedio y Factor de fricción promedio según Reynolds [12].

En la geometría de tubos circulares y aletas planas estudian como el arreglo de los tubos, el cual puede ser en línea o alternados, y la presencia o ausencia de GV longitudinales afectan al factor de Colburn (j) y en al factor de fricción (f). Para un mismo Reynolds, el factor de Colburn para el caso con GV es mayor que para el caso de una aleta simple, independiente del tipo de arreglo. En el rango de Reynolds que fue estudiado, la transferencia de calor para un arreglo en línea es aumentada desde 38,8% a 50,9% a causa de los GV, en cambio, el aumento de la transferencia de calor para un arreglo alternado es de 35,1% a 45,2%. Esto se puede ver en la figura (1.15a). En otras palabras, el incremento en la transferencia de calor para un arreglo en línea es mejor que el de un arreglo alternado. Adicionalmente, la figura (1.15b) muestra la variación del factor de fricción para los distintos arreglos según el Reynolds. Se puede apreciar que el factor de fricción disminuye con el aumento del Reynolds, el factor de fricción para el caso con GV en la aleta es mayor que el con aleta plana sin GV.

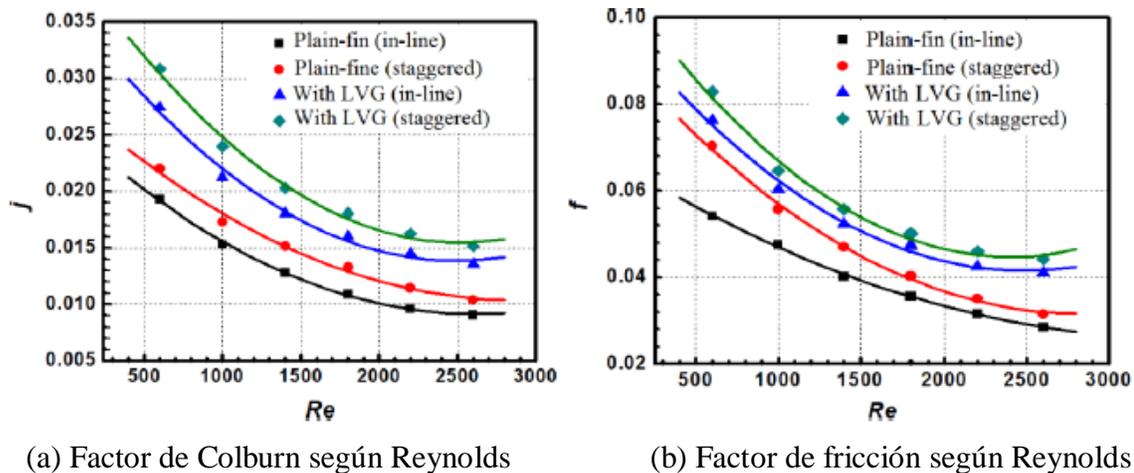


Figura 1.15: Factor de Colburn y de fricción para ambos arreglos de tubos con y sin GV longitudinales [12].

En la Figura 1.16) se muestra el desempeño global que presento una aleta ondulada con tubos circulares evaluando distintos ángulos de ataque β . Para un ángulo de ataque de 30° y 45° , la razón del factor de Colburn y el factor de fricción (j/f) para el caso con delta winglet es mayor que para el caso son GV longitudinales, " j/f " alcanza su máximo con $\beta = 30^\circ$. Con un ángulo de ataque de 60° , por el contrario, es incluso menor que el caso sin GV longitudinales para la mayoría de Reynolds excepto con $Re = 500$. Por lo tanto, con menores ángulos de ataque el aumento en transferencia de calor a causa de GV longitudinales es mayor que el aumento del factor de fricción. A medida que se aumenta el ángulo de ataque, el costo en pérdida de presión sobrepasa a los beneficios en aumento de transferencia de calor.

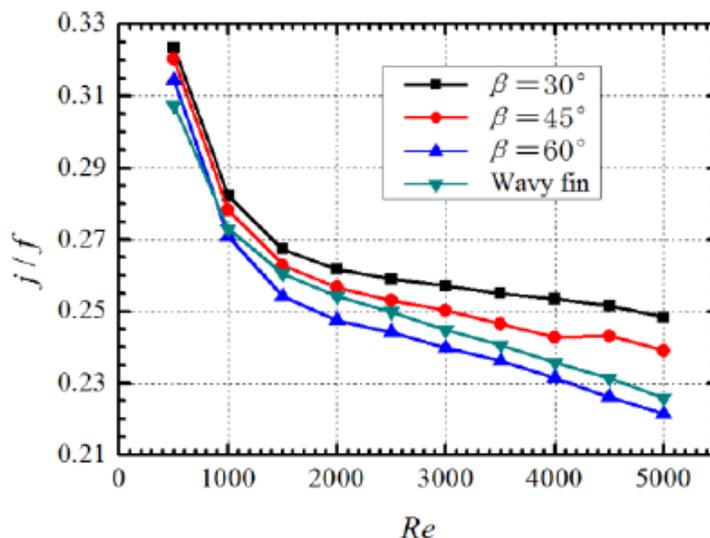


Figura 1.16: Efecto del ángulo de ataque sobre j/f según Reynolds [12].

Capítulo 2

2 Metodología

En la presente sección se muestra el método utilizado para la realización de los objetivos propuestos para este trabajo. La primera tarea consiste en diseñar el modelo base el cual se utilizará para validar las simulaciones posteriores y finalmente el estudio. La validación se realizará considerando un canal de aletas planas paralelas isotérmicas. De manera adjunta a la validación se estudiará el mallado para independizar sus resultados. Luego, se procede con el diseño de las distintas geometrías de GV con las que se simulará y generarán los primeros resultados, los cuales serán analizados permitiendo extraer conclusiones preliminares. Con los resultados preliminares se puede proponer y diseñar la geometría con combinación de GV más prometedora, con la que se obtendrán los resultados finales, para así concluir sobre las hipótesis propuestas en un principio.

En la Figura 2.1) se puede observar el diagrama de flujo correspondiente a los pasos de la metodología los cuales serán explicados con mayor detalle a continuación.

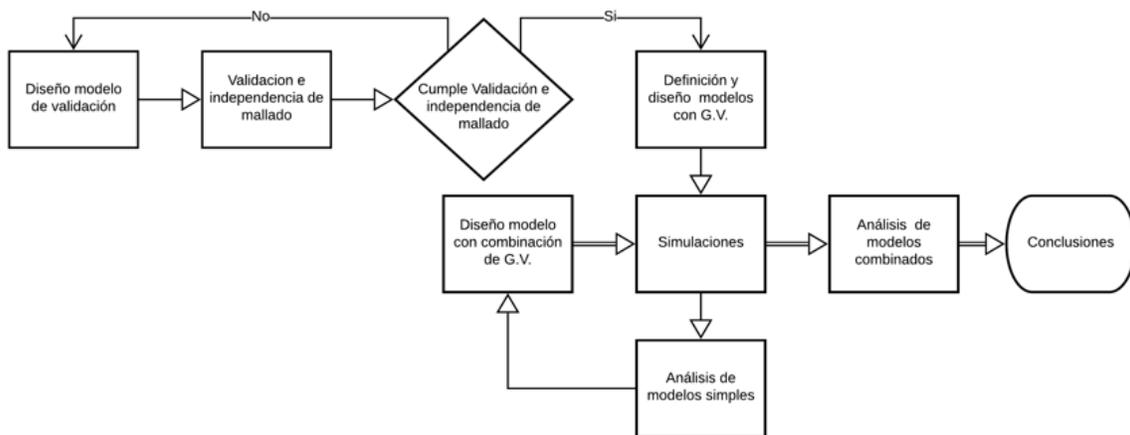


Figura 2.1: Diagrama de flujo de metodología.

2.1 Diseño modelo de validación

Debido a lo que se desea estudiar, el diseño del modelo base hace referencia a la sección entre tubos de un intercambiador de tubos con aletas planas, por lo que se utilizan las correlaciones de Çengel [13] y Muzychka [14] para el número de Nusselt y el factor de fricción respectivamente. Estos valores se obtienen a partir de los principales parámetros del intercambiador, mencionados en la sección (3.1.1)

2.2 Validación e independencia de mallado

Se comienza incorporando la geometría del modelo base al software ANSYS, etapa en la cual se configura el mallado, los parámetros de simulación y las condiciones de borde. Una vez configurada la simulación, se procede a simular en estado transiente, para luego obtener directamente del software los siguientes datos:

- Calor transferido: q [W/m^2]
- Temperatura aleta: T_{wall} [K]
- Velocidad máxima de flujo: V_{max} [m/s]
- Temperatura "bulk" del fluido: T_b [K]
- Presión promedio de entrada: P_{in} [Pa]
- Presión promedio de salida: P_{out} [Pa]

Los datos mencionados permiten calcular el número de Nusselt y el factor de fricción, valores que luego son comparados con los obtenidos de manera numérica según las correlaciones de Çengel [13] y Muzychka [14]. Estos datos se consideran como validados cuando los valores computacionales difieren en una cantidad menor al 15% respecto de los valores de las correlaciones.

Para considerar los resultados como independientes de la densidad de malla, se consideran 3 tamaños de elemento diferentes dentro de cada malla: 0,5 [mm] (gruesa), 0,4 [mm] (media) y 0,35 [mm] (fina) lo que genera aproximadamente 390,000, 770,000 y 1,150,000 elementos respectivamente. Luego se evalúa la diferencia porcentual de las mallas gruesa y fina con respecto a la fina. Una vez alcanzado una diferencia menor a 5% se considera que los resultados son independientes y se considera esa densidad de malla para las posteriores simulaciones.

Los valores de Reynolds Re_{D_h} utilizados en las simulaciones de validación e independencia de malla corresponden a 2000, 1600, 1200 y 800.

2.3 Definición y diseño de modelos con generadores de vórtices

Durante esta etapa se diseñan las geometrías que serán estudiadas posteriormente. Las geometrías en cuestión pueden ser vistas en las figuras (3.1.3) y (3.1.4).

Las geometrías se diseñan teniendo en cuenta la creación de una matriz, en la cual los datos cambien bajo la variación de un solo parámetro, los cuales serían la cantidad de GV por fila y el ángulo de elevación en las ondulaciones de la aleta.

Las geometrías se basan principalmente en base al estudio bibliográfico, teniendo en cuenta estudios ya realizados que validen los parámetros de ondulación y de los GV tipo winglet.

2.4 Simulaciones

Se simulan los 7 modelos con GV mencionados en las secciones (3.1.3) y (3.1.4), y 2 modelos combinados los que se muestran en la sección (3.1.5), considerando los 4 valores de Re_{Dh} mencionados con anterioridad, lo que da un total de 36 simulaciones, sin considerar las 12 simulaciones de validación e independencia de malla que se realizaron con anterioridad.

Las simulaciones se realizan en el software ANSYS, utilizando el método SIMPLE, considerando un time-step de 0,0001 [s]. Para tomar como convergente un time-step, se deben obtener valores de los residuales menores a 10^{-3} . Se simula en régimen transiente, por el tiempo suficiente para llegar a un régimen estacionario, lo que se evalúa mediante la medición de la temperatura promedio de salida del intercambiador, la cual, al converger a una temperatura durante un tiempo considerable, se da por terminada la simulación.

2.5 Análisis de resultados de modelos simples

Se analizan los resultados obtenidos de las simulaciones, haciendo uso de los parámetros de salida definidos en la sección (3.4.3) y de las herramientas disponibles en el software CFD-Post de ANSYS, donde se obtienen contornos para analizar temperaturas, vectores de velocidad y líneas de flujo para analizar su comportamiento fluido dinámico.

2.6 Diseño de modelos combinados de generadores de vórtice

En base al análisis de los resultados de los modelos simples, se diseñan modelos combinados que permitan estudiar el desempeño y la interacción de los vórtices generados por los GV longitudinales y transversales.

2.7 Análisis de resultados de modelos combinados

De la misma forma que en la etapa de análisis de resultados simples, se analizan los resultados de las simulaciones de las geometrías combinadas con la finalidad de caracterizar su desempeño y comportamiento fluido dinámico.

2.8 Conclusiones

Finalmente, se concluye en relación con la capacidad de una combinación de generadores de vórtice longitudinales y transversales para mejorar el desempeño de un intercambiador de calor de aletas y tubos respecto de uno de geometría simple.

Capítulo 3

3 Descripción de modelos

3.1 Modelos físicos diseñados

3.1.1 Parámetros constantes para todos los modelos

Los modelos que serán descritos en esta sección corresponden a intercambiadores de calor de tubos y aletas, diseñados para efectuar las simulaciones consideradas como parte de este estudio. Un ejemplo de estos se muestra en la Figura 3.1).

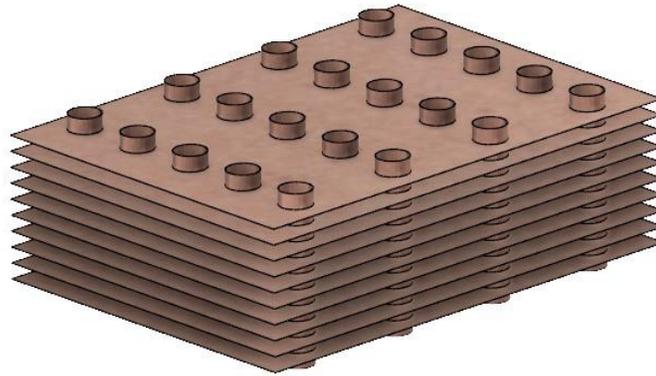


Figura 3.1: Intercambiador de calor de tubos y aletas.

Se describirán los modelos utilizados para la validación y para estudiar el comportamiento de los vórtices longitudinales y los transversales.

A partir de datos obtenidos en estudios previos [12], se establecen las dimensiones comunes a utilizar en todos los modelos, las cuales son las siguientes:

- Largo del intercambiador: $L = 80$ [mm]
- Separación vertical entre aletas: $F_p = 3$ [mm]
- Distancia transversal entre tubos: $P_t = 27,5$ [mm]
- Distancia longitudinal entre tubos: $P_l = 16$ [mm]
- Espesor aletas: $\delta_f = 0,12$ [mm]
- Distancia transversal entre paredes de tubos: $b = 20$ [mm]

No se determina la cantidad ni el diámetro de los tubos, a pesar de ser un componente intrínseco en un intercambiador, esto será explicado con mayor detalle en la sección (3.2).

3.1.2 Modelo base

El modelo que se utiliza para la validación del estudio corresponde al mismo intercambiador que se muestra en la Figura 3.1), es decir, un intercambiador de tubos y aletas planas de las mismas dimensiones previamente mencionadas.

3.1.3 Modelos con aletas onduladas

Se diseñan tres geometrías de aletas onduladas, las cuales se definen en función de dos nuevos parámetros: la distancia entre ondulaciones en dirección longitudinal, W_f , y el ángulo de inclinación de aleta, W_a .

Con la finalidad de que todos los modelos ondulados posean la misma cantidad de GV transversales, se determinan cinco ondulaciones en la longitud $L=80$ mm, definiéndose entonces, $W_f = 16$ [mm]. En relación con el ángulo de inclinación de aleta, se eligen los valores de 10° , 20° , 25° y 30° para W_a . Estas geometrías se pueden observar en las figuras (3.2a), (3.2b), (3.2c) y (3.2d) respectivamente.

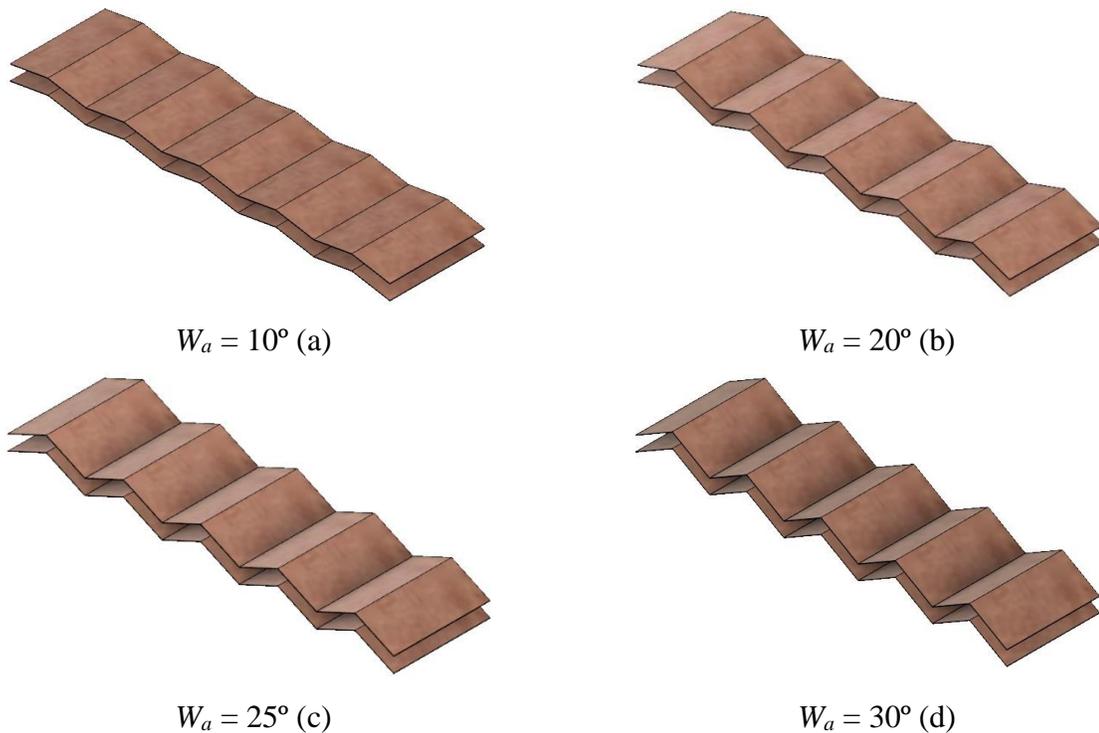


Figura 3.2: Intercambiadores de calor con aletas onduladas.

3.1.4 Modelo con GV longitudinales

Se diseñan 3 configuraciones de GV distintas sobre la geometría base. La disposición general de los GV se mantiene constante, con un total de 4 filas por aleta. Para cada geometría solo se aumenta

la cantidad de GV por fila, parámetro que llamaremos N y el cual tomará los valores de 2, 4 y 6, tales geometrías pueden ser vistas en las figuras (3.3a), (3.3b) y (3.3c) respectivamente.

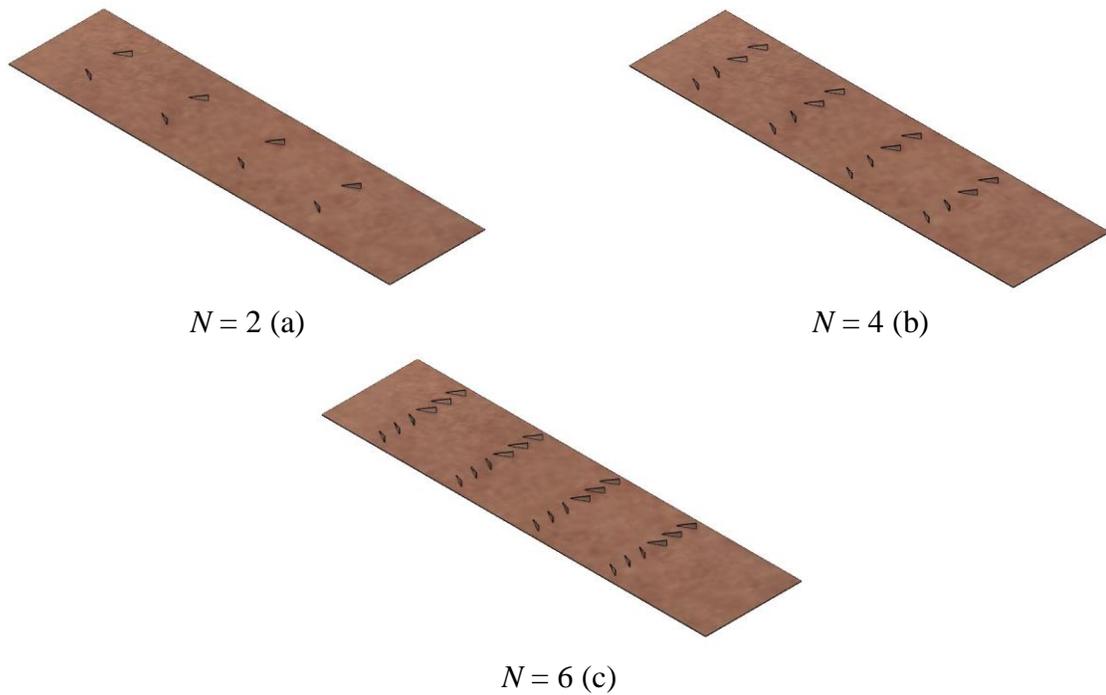


Figura 3.3: Aletas de intercambiadores de calor con GV longitudinales.

3.1.5 Modelo con geometrías combinadas

Para cumplir con el último objetivo y evaluar la posible mejora en el intercambio de calor, se proponen dos geometrías combinadas, las cuales pueden ser vistas en la Figura 3.4). Las geometrías son diseñadas usando como base los modelos de la sección (3.1.3) y la sección (3.1.4), además de los resultados obtenidos de las simulaciones de cada una, resultados que serán presentados y analizados en el Capítulo (4).

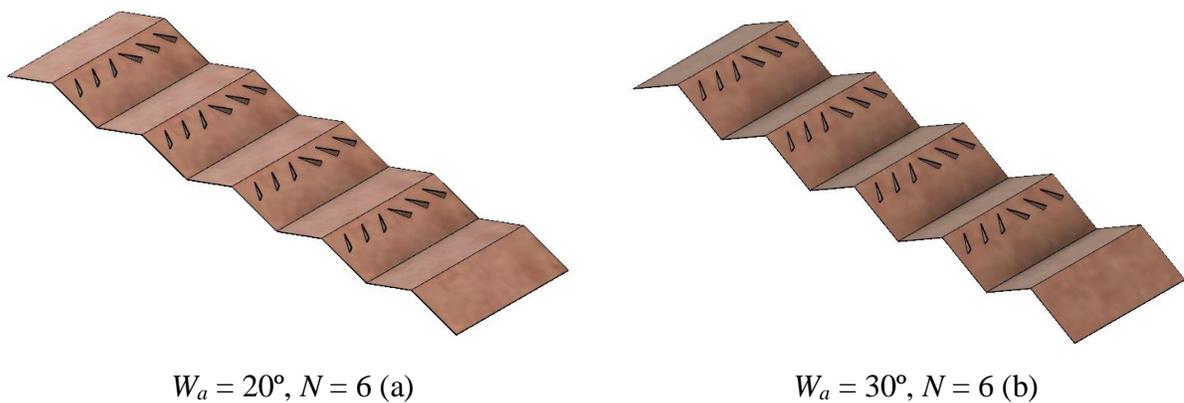


Figura 3.4: Aleta inferior de Intercambiador con aletas onduladas y GV longitudinales.

Debido a que se requiere evaluar la interacción entre vórtices longitudinales y transversales, en el intercambiador de geometría combinada, los GV longitudinales se disponen en la zona donde comienzan las vorticidades transversales.

En el intercambiador de geometría plana, la posición de las filas de GV longitudinales de la aleta superior está desplazada una distancia igual a 8 mm, en la dirección longitudinal, respecto de las filas de la aleta inferior. El desplazamiento es debido a que se desea mantener la correlación entre el modelo de geometría plana y combinada lo más parecida posible, de modo que los GV de ambos se encuentran en la misma disposición en términos de su posicionamiento longitudinal. Lo anterior se puede observar en la Figura 3.4).

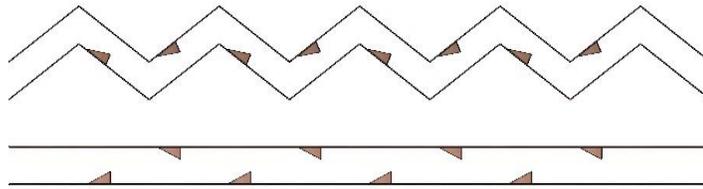


Figura 3.5: Disposición de GV en geometría plana y ondulada.

3.2 Dominio computacional

Como se mencionó en la sección (3.1.1) no será considerado el efecto de los tubos en el estudio, debido a que se desean aislar los efectos producidos por los distintos GV. La presencia de los tubos produce vórtices y posibles turbulencias que podrían alterar los resultados y sus conclusiones. En consecuencia, el dominio computacional considera el espacio transversal desde la superficie externa entre tubos y entre dos aletas consecutivas del intercambiador.

En la Figura 3.6) se puede observar el dominio computacional considerado.

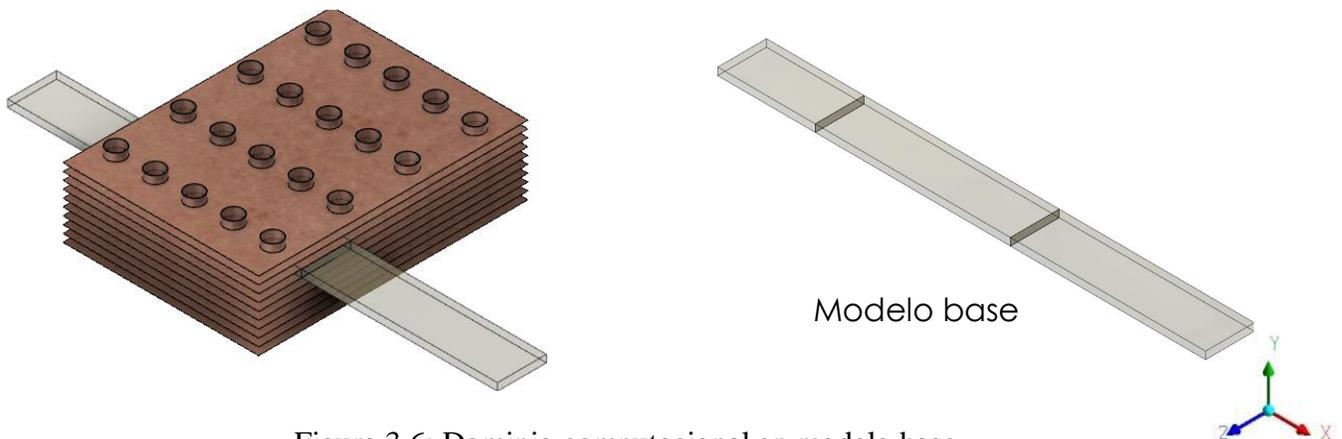


Figura 3.6: Dominio computacional en modelo base.

Para asegurar un flujo uniforme en la entrada del intercambiador el dominio computacional se extiende $0,5 \cdot L$ desde la entrada hacia el exterior. De manera similar, el dominio es extendido L desde la salida del intercambiador, esto es para asegurar un flujo desarrollado y cumplir con la condición de borde de no gradientes. Debido a lo anterior, el dominio computacional se dividirá en tres regiones de simulación, a saber:

- Región extendida aguas arriba.
- Región del intercambio de calor.
- Región extendida aguas abajo

En la Figura 3.7) se observan las regiones de simulación del dominio computacional considerado.

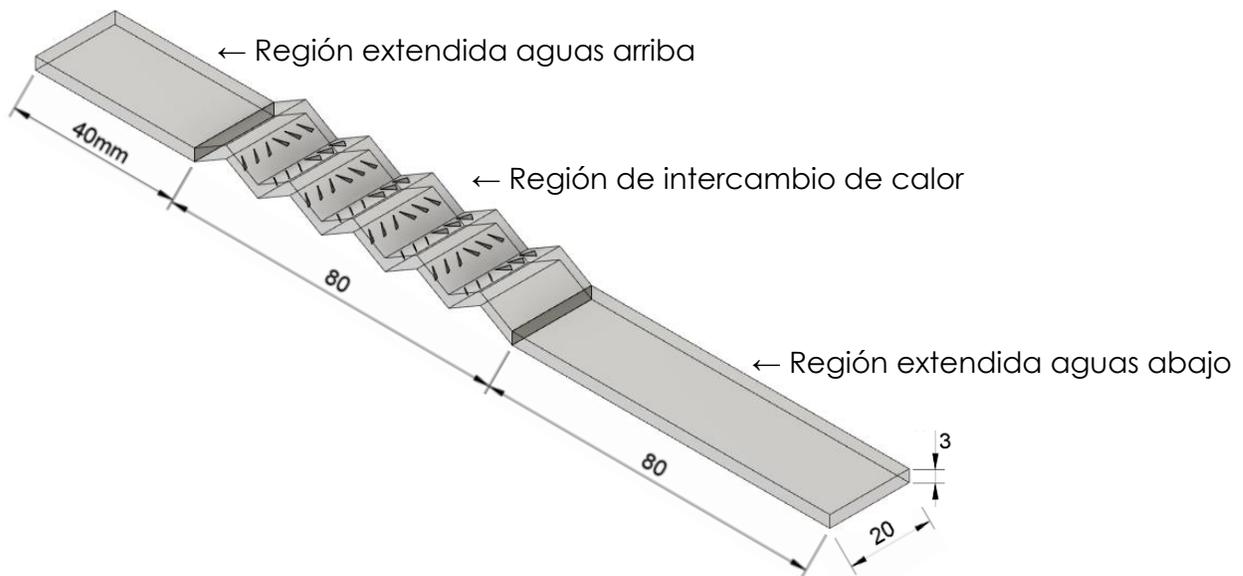


Figura 3.7: Regiones de simulación en dominio computacional.

3.3 Condiciones de borde

Con la finalidad de caracterizar el comportamiento del fluido en las zonas límite del dominio computacional, se definen ciertas condiciones de bordes que se aplicarán a las regiones de simulación del dominio computacional, para todas las geometrías a estudiar. Estas condiciones son las siguientes:

- Entrada
- Salida
- Muralla
- Simetría

En la Figura 3.8), se muestran las condiciones de borde usando como ejemplo el modelo con GV longitudinales y $N = 2$.

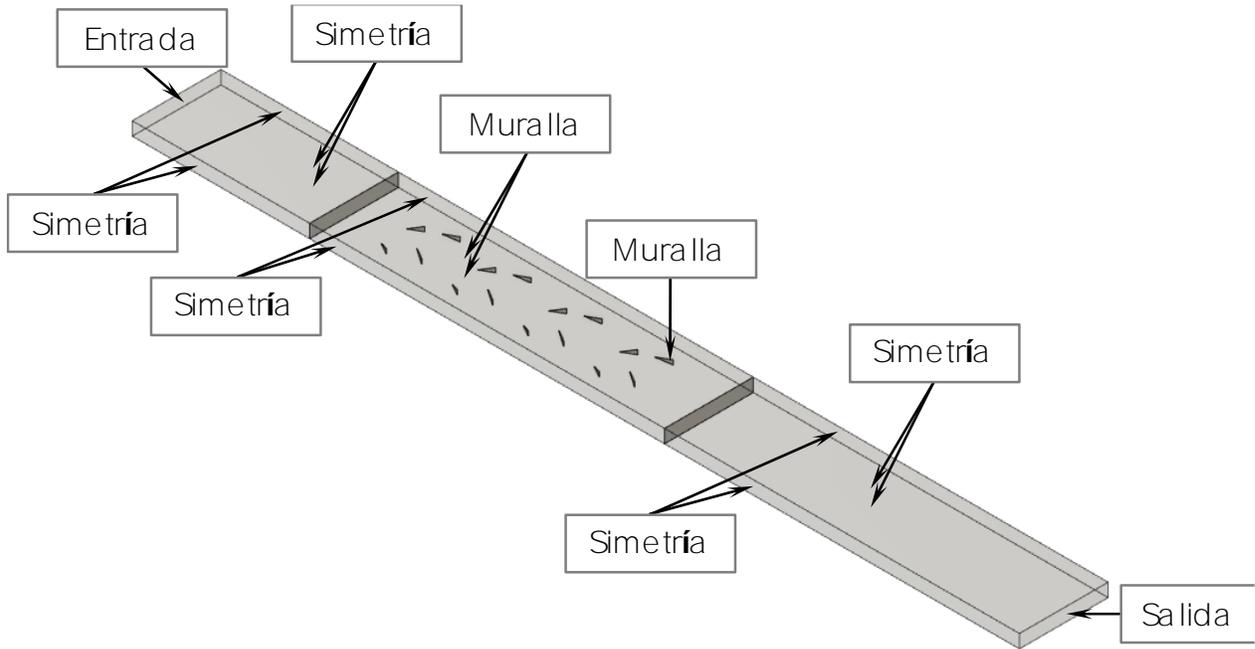


Figura 3.8: Condiciones de borde con GV longitudinales y $N = 2$.

Es necesario establecer, que tanto para los modelos con aletas planas como para los con aletas onduladas, se utiliza la condición de borde de muralla en la aleta y en los GV longitudinales.

3.3.1 Región extendida aguas arriba

En esta región se impone un flujo de aire uniforme con velocidad u_o m/s, constante y una temperatura T_{in} [K], constante. Las propiedades del fluido se determinan con las que posee a la temperatura media T_m entre T_{in} y T_{wall} .

$$u = u_o = \text{constante}$$

$$T_{in} = 293 \text{ [K]}$$

$$v = w = 0$$

$$T_m = 323 \text{ [K]}$$

La velocidad de entrada u_o se determina a partir de los valores seleccionados para Re_{Dh} . Los números de Reynolds Re_{Dh} seleccionados son 800, 1200, 1600 y 2000 los cuales son utilizados en las simulaciones para cada uno de los modelos propuestos.

En las caras superior e inferior se impuso condición de simetría, es decir:

$$\frac{\delta u}{\delta z} = \frac{\delta v}{\delta z} = 0$$

$$w = 0$$

$$\frac{\delta T}{\delta z} = 0$$

De la misma forma, para las caras laterales se impone simetría de la siguiente forma:

$$\frac{\delta u}{\delta y} = \frac{\delta v}{\delta y} = 0 \qquad v = 0 \qquad \frac{\delta T}{\delta y} = 0$$

3.3.2 Región extendida aguas abajo

Para la salida del flujo se considera la condición de no gradientes en la dirección del flujo principal:

$$\frac{\delta u}{\delta x} = \frac{\delta v}{\delta x} = \frac{\delta w}{\delta x} = \frac{\delta P}{\delta x} = \frac{\delta T}{\delta x} = 0$$

En las caras superior e inferior se impuso condición de simetría, es decir:

$$\frac{\delta u}{\delta z} = \frac{\delta v}{\delta z} = 0 \qquad w = 0 \qquad \frac{\delta T}{\delta z} = 0$$

De la misma forma, para las caras laterales se impone simetría de la siguiente forma:

$$\frac{\delta u}{\delta y} = \frac{\delta v}{\delta y} = 0 \qquad v = 0 \qquad \frac{\delta T}{\delta y} = 0$$

3.3.3 Región del intercambio de calor

Las caras superior e inferior corresponden a las aletas del intercambiador en cuestión, el material elegido para las aletas corresponde a cobre y se utilizan sus propiedades provenientes de la misma librería de materiales del software ANSYS. A las aletas se les impone una temperatura constante $T_{wall} = 353$ [K] y condición de no deslizamiento. Para los modelos con GV longitudinales se utilizan las mismas condiciones tanto para las aletas como para los GV.

En las caras laterales de la zona de intercambio se imponen condiciones de simetría:

$$\frac{\delta u}{\delta y} = \frac{\delta v}{\delta y} = 0$$

$$v = 0$$

$$\frac{\delta T}{\delta y} = 0$$

3.4 Parámetros

En esta sección se muestran los parámetros utilizados en las simulaciones. Los parámetros son presentados según si fueron utilizados para la validación, como parámetros de entrada en el software o de salida de este.

3.4.1 Parámetros de validación

Para la validación del modelo de placas planas se utiliza como parámetros el Nusselt según Çengel [13] y el factor de fricción según Muzychka y Yovanovich [14]:

$$Nu = 7,54 + \frac{0,03 \frac{D_h}{L} RePr}{1 + 0,016 [\frac{D_h}{L} RePr]^{2/3}} \quad (2.1)$$

$$f = \frac{3,44}{Re_{\mathcal{L}} L^{1/2}} \quad (2.2)$$

$$Re_{\mathcal{L}} = \frac{\rho u_o 2H}{\mu} \quad (2.3)$$

$$L^+ = \frac{L}{D_h Re_{D_h}} \quad (2.4)$$

Donde Re_L es el valor de Reynolds utilizado en el estudio experimental para la posterior validación y L^+ es el largo adimensional del intercambiador. Luego se tiene el término D_h correspondiente al diámetro hidráulico en mm, definido en la ecuación (2.5).

$$D_h = \frac{4A_c L}{A_o} \quad (2.5)$$

Donde A_c y A_o equivalen al área de la sección transversal de menor tamaño del intercambiador y el área total de transferencia de calor respectivamente.

Los valores de Reynolds que se desprenden de las ecuaciones anteriores se pueden apreciar en la Tabla 3.1).

Tabla 3.1: Reynolds según diámetro hidráulico y largo adimensional.

Re_{D_h}	Re_L
2000	2300
1600	1840
1200	1380

3.4.2 Parámetros de entrada

Para determinar la velocidad de entrada del modelo, se utiliza la definición del número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico. Esta ecuación se puede apreciar en la ecuación (2.6), donde u_o en m/s es la velocidad de flujo a la entrada del intercambiador.

$$Re_{D_h} = \frac{\rho u_o D_h}{\mu} \quad (2.6)$$

Otro parámetro de entrada es el número de Prandtl, definición que se puede apreciar en la ecuación (2.7). Para este parámetro y otros que dependen de la temperatura del aire, se considera la T_m [K] para calcular sus valores.

$$Pr = \frac{C_p \mu}{k_{\text{aire}}} = 0,705 \quad (2.7)$$

3.4.3 Parámetros de salida

3.4.3.1 Coeficiente convectivo

$$h = \frac{q}{\Delta T} \quad (2.8)$$

Donde q W/m² es el calor por área que es liberado por las altas y ΔT [K] es la variación de la temperatura, la cual puede ser definida de distintas formas. Donde la variación logarítmica de temperatura ΔT_m [K] es:

$$\Delta T_m = \frac{(T_{\text{wall}} - T_{\text{in}}) - (T_{\text{wall}} - T_{\text{out}})}{\ln\left(\frac{T_{\text{wall}} - T_{\text{in}}}{T_{\text{wall}} - T_{\text{out}}}\right)} \quad (2.9)$$

Donde T_{wall} [K] es la temperatura de la aleta, T_{in} [K] es la temperatura de entrada del flujo de aire al intercambiador y T_{out} [K] es la temperatura de salida del flujo de aire desde el intercambiador.

3.4.3.2 Diferencia de temperatura

Para este estudio se considera la definición siguiente de diferencia de temperatura:

$$\Delta T(x) = T_{\text{wall}} - T_b(x) \quad (2.10)$$

Donde $T_b(x)$ [K] es la temperatura "bulk" que considera tanto la temperatura como la velocidad y se define a continuación:

$$T_b(x) = \frac{\int \int |u(x, y, z)| T(x, y, z) dy dz}{\int \int |u(x, y, z)| dy dz} \approx \frac{\sum |u(x_i, y, z)| T(x_i, y, z) \Delta y \Delta z}{\sum |u(x_i, y, z)| \Delta y \Delta z} \quad (2.11)$$

3.4.3.3 Número de Nusselt

$$Nu = \frac{h D_h}{k_{aire}} \quad (2.12)$$

$$Nu(x, y) = \left(\frac{q(x, y)|_{z=0}}{T_{wall}(x, y)|_{z=0} - T_b(x)} \right) + \left(\frac{q(x, y)|_{z=H}}{T_{wall}(x, y)|_{z=H} - T_b(x)} \right) \frac{D_h}{2k_{aire}} \quad (2.13)$$

Donde $q(x, y)$ W/m² es la distribución de calor en la aleta inferior ($y = 0$) y aleta superior ($y = H$), y se utiliza la definición de temperatura bulk definida en la ecuación (2.11).

A continuación, se define el Nusselt promedio en una sección transversal, la cual se utilizará en el Capítulo (3) para discretizar y graficar los valores a lo largo de la aleta.

$$Nu_{st}(x_i) = \frac{1}{b(x_i)} \int_0^{b(x)} Nu(x_i, y) dy \quad (2.14)$$

Donde $b(x)$ mm corresponde al ancho de la aleta en la dirección transversal y x mm corresponde a la posición longitudinal de la sección transversal.

El Nusselt promedio corresponde al Nusselt global del intercambiador que se utiliza para caracterizar el desempeño térmico promedio.

$$Nu_m = \int \int Nu(x, y) dx dy \approx \frac{\sum Nu_{st}(x_i) \Delta x}{A_{wall}} \quad (2.15)$$

Donde Δx [m] corresponde a la variación longitudinal entre secciones y A_{wall} m² corresponde al área de la aleta.

3.4.3.4 Factor de fricción

$$f = \frac{2 \cdot \Delta P}{\rho V_{max}^2} \frac{A_c}{A_o} \quad (2.16)$$

Donde ΔP Pa, es la variación de presión entre la entrada y salida del intercambiador y V_{max} m/s, la velocidad máxima al interior del intercambiador.

$$\Delta P = P_{st}(x = 0) - P_{st}(x = L) \quad (2.17)$$

$$P_{st}(x) = \frac{\int \int P(x, y, z) dy dz}{\int \int dy dz} \quad (2.18)$$

Donde $P_{st}(x)$ [Pa] es la presión promedio de una sección transversal.

3.4.3.5 Factor de desempeño

$$F_D = \left(\frac{Nu_m}{Nu_{m,ref}} \right) / \left(\frac{f}{f_{ref}} \right)^{1/3} \quad (2.19)$$

El criterio de desempeño se utilizará en la evaluación de los resultados para comparar los distintos modelos y así determinar cual será la combinación de GV a utilizar en la etapa final de simulación.

Capítulo 4

4 Presentación y Análisis de Resultados

4.1 Validación modelo

Para realizar la validación del estudio se simula un intercambiador de aletas planas, en base al modelo descrito en la sección (2.1.1), para 4 números de Reynolds distintos, los cuales se encuentran en el rango laminar. Para cada simulación se calculan el número de Nusselt y el factor de fricción según las ecuaciones presentadas en la subsección (2.4.3), para luego ser comparados con sus correlaciones respectivas, calculadas según los parámetros presentados en la subsección (2.4.1). Los resultados se muestran a continuación en la Tabla 4.1).

Tabla 4.1: Resultados obtenidos para validación.

Re_{D_h}	Simulación		Correlación		Error %	
	Nu	f	Nu	f	Nu	f
2000	11,43870	0,01735	9,8765004	0,01708	-13,66%	-1,53%
1600	10,52128	0,01943	9,4798588	0,01910	-9,90%	-1,71%
1200	9,55784	0,02258	9,0572998	0,02205	-5,24%	-2,35%
800	8,40933	0,02754	8,6025972	0,02701	2,30%	-1,94%

Como se puede observar en la Tabla 4.1), la diferencia es menor al 15% entre los valores obtenidos para en número de Nusselt y el factor de fricción respecto de los entregados por las correlaciones de Çengel [13] y Muzychka [14]. De manera complementaria, en las Figura 4.1) y (Figura 4.2) se puede apreciar un comportamiento similar del Nusselt y del factor de fricción entre las simulaciones y las correlaciones. Considerando la diferencia porcentual y el comportamiento de los parámetros se considera como validado el modelo.

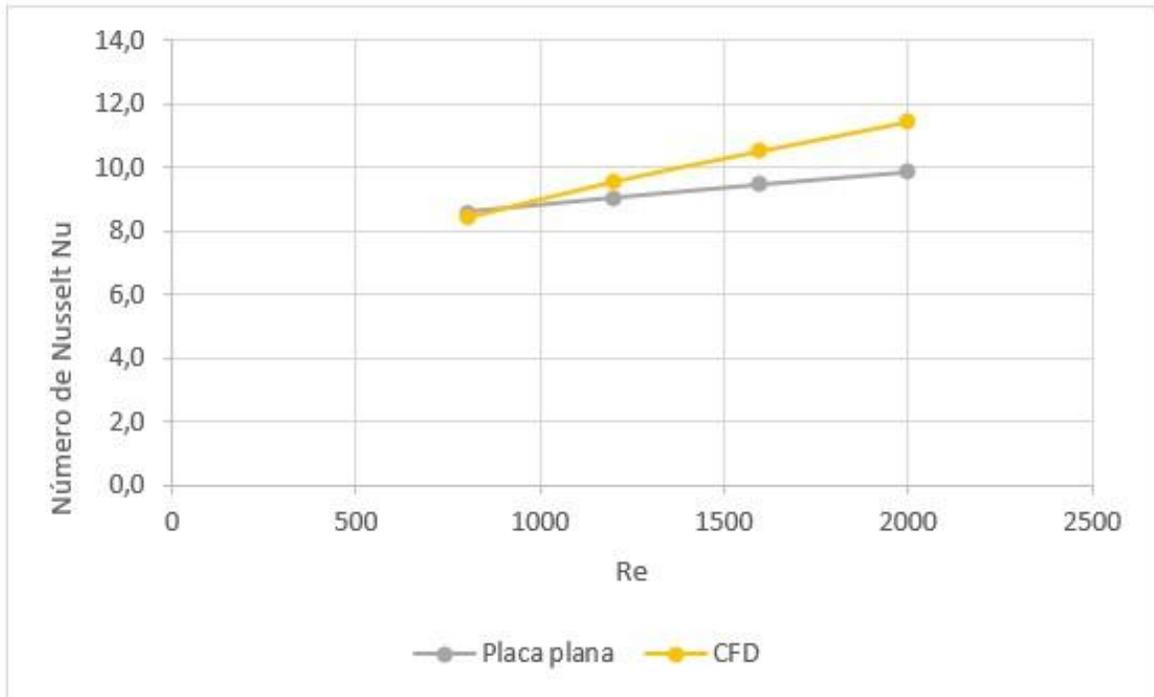


Figura 4.1: Comparación entre simulación y correlación para número de Nusselt.

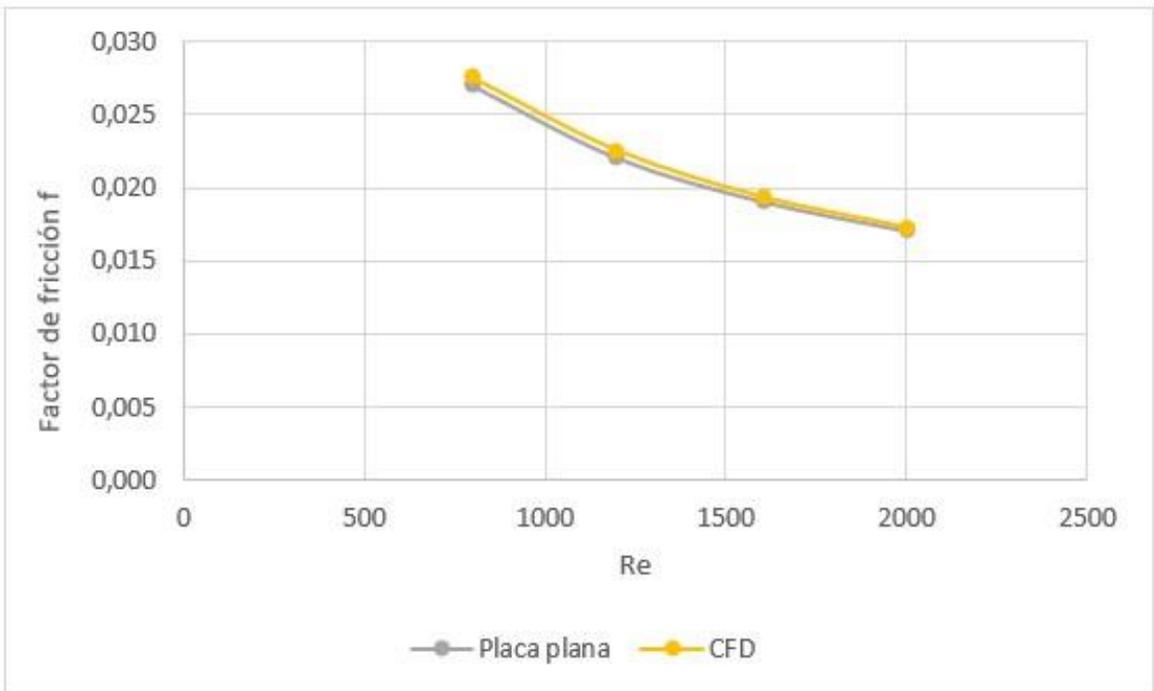


Figura 4.2: Comparación entre simulación y correlación para factor de fricción.

4.2 Independencia de malla

Para independizar los resultados obtenidos de la densidad de malla utilizada se estudia como estos difieren según el tamaño de elemento utilizado. Para esto se definen 3 tamaños distintos de elemento (Element Size): 0,5[mm], 0,4[mm] y 0,35[mm], con los que se obtienen las características de malla como el Skewness, Orthogonal Quality, cantidad de nodos y número de elementos, las cuales se pueden observar en la tabla (4.2). Para las distintas regiones se utilizan los siguientes métodos: Geometría cuadrada (Hex Dominant) en las regiones aguas arriba (3.3.1) y aguas abajo (3.3.2) y geometría tetraédrica (Patch Conforming) en la región de intercambio (3.3.3).

Tabla 4.2: Características mallado según tamaño.

Tamaño			Skewness	Orthogonal Q.	Nodos	Elementos
Grueso	0,5	mm	0,19707	0,80238	746.520	395.413
Medio	0,4	mm	0,19025	0,81004	1.452.495	774.285
Fino	0,35	mm	0,19024	0,81047	2.140.565	1.151.075

De la tabla (4.3) se pueden apreciar los valores obtenidos luego de las simulaciones para el número de Nusselt, el factor de fricción y la diferencia porcentual entre la malla gruesa y la media con respecto a la fina. Para determinar la independencia de los datos se necesita que la diferencia para ambos valores sea menor a 5%, condición que no es cumplida por la malla de tamaño grueso, pero si es cumplida por la maya de tamaño medio, por lo que es la malla de tamaño medio la seleccionada para las simulaciones posteriores.

Tabla 4.3: Resultados y diferencia porcentual según mallado.

Reynolds	Mallado	Nusselt	Factor fricción	% Nu	% f
2000	Grueso	11,63418	0,0169	-2,55%	7,15%
	Medio	11,63419	0,0173	-2,55%	4,63%
	Fino	11,34495	0,0182	-	-
1600	Grueso	11,24488	0,0194	-7,53%	4,98%
	Medio	10,68930	0,0194	-2,22%	4,60%
	Fino	10,45699	0,0204	-	-
1200	Grueso	9,73258	0,0225	-1,90%	5,24%
	Medio	9,73308	0,0226	-1,91%	4,91%
	Fino	9,55112	0,0237	-	-
800	Grueso	9,03767	0,0273	-4,86%	5,44%
	Medio	8,75054	0,0275	-1,52%	4,75%
	Fino	8,61915	0,0289	-	-

4.3 Intercambiadores con generadores de vórtice transversales

4.3.1 Intercambiador con ondulación de 10°

4.3.1.1 Comportamiento del flujo

En la Figura 4.3) se pueden ver representaciones de las líneas de flujo en distintos planos YZ a lo largo del intercambiador con ondulación de 10° . De manera más detallada, en la figura (4.5) se pueden apreciar las líneas de flujo en un plano XY, se muestra solo un plano debido a la simetría presente en el intercambiador, circunstancia que se repite para $W_a = 20$, $W_a = 25$ y $W_a = 30$. En la Figura 4.12) se pueden apreciar las líneas de flujo con mayor detalle en los planos YZ. La perspectiva de los planos en la Figura 4.12) es en el mismo sentido del flujo de aire, es decir, desde la entrada del intercambiador a la salida de este, perspectiva que se mantiene para todas las figuras equivalentes de los modelos estudiados. Esto es necesario destacarlo ya que es relevante para determinar la orientación del giro de los vórtices a causa de los distintos mecanismos presentes. De manera adicional, en la figura (4.4) no se observa la formación de vórtices transversales.

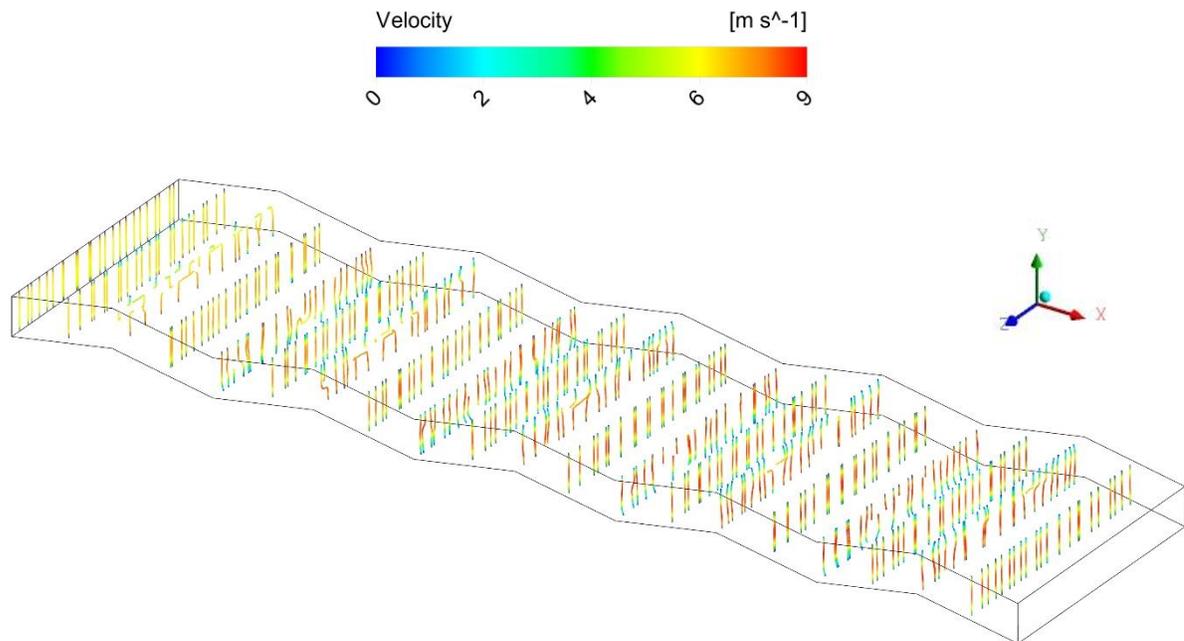
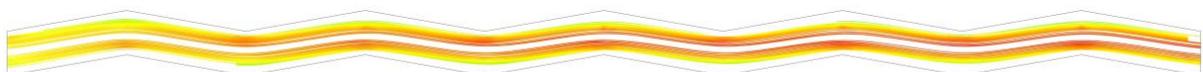


Figura 4.3: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re = 2000$.



$$W_a = 10^\circ, Re = 2000.$$

Figura 4.4: Líneas de flujo en plano XY de modelo con aleta ondulada.

4.3.1.2 Comportamiento térmico

En la figura (4.6) se presentan los contornos de temperatura en planos YZ, donde las ondulaciones ayudan a romper la capa límite térmica. Si se consideran las figuras (4.7) y (4.8), que muestran el flujo de calor y la temperatura “bulk” del fluido respectivamente, se puede apreciar el aumento en el número de Nusselt en las zonas donde el fluido se encuentre entre un valle y una cresta y bajas en el número de Nusselt en las zonas donde el fluido se encuentra entre una cresta y un valle.

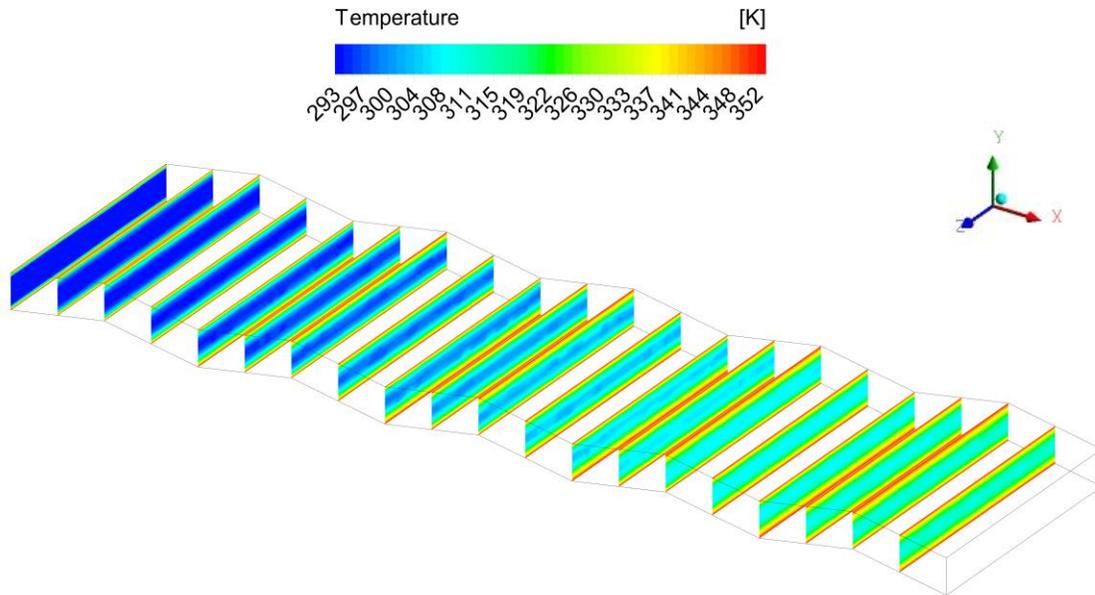


Figura 4.5: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re=2000$.

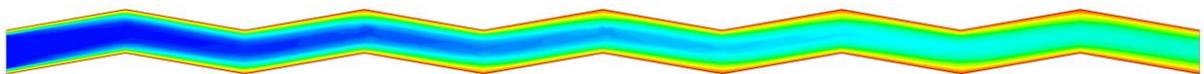


Figura 4.6: Contorno de temperatura en plano XY de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re = 2000$.

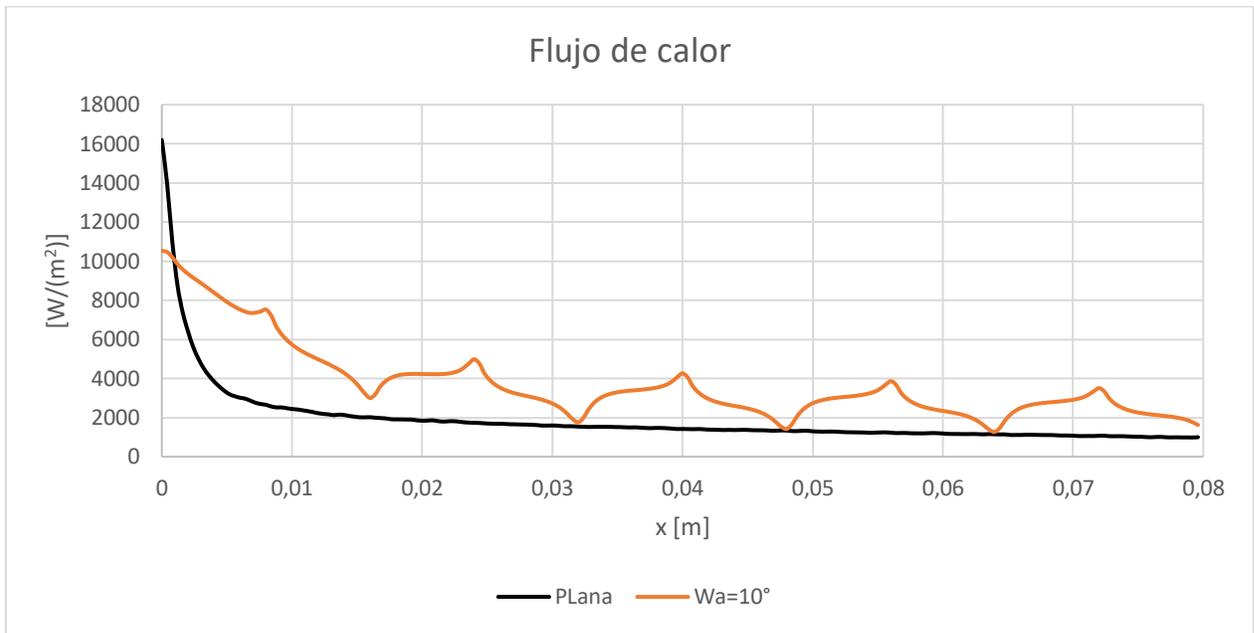


Figura 4.7: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re = 2000$.

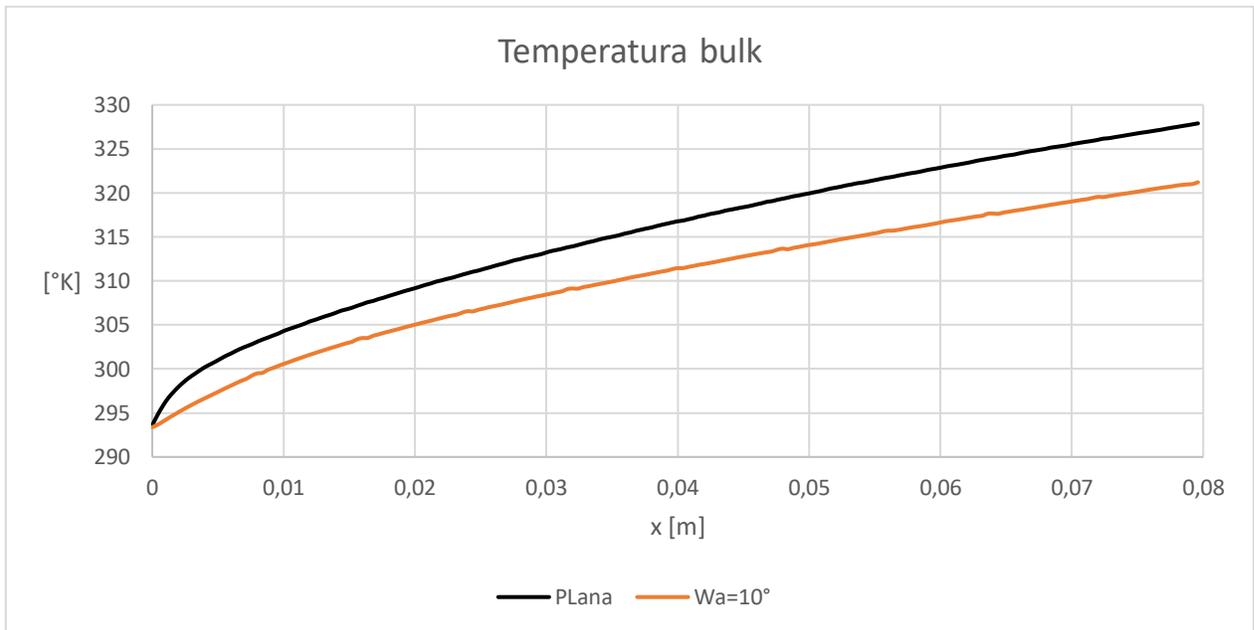


Figura 4.8: Valores de la temperatura "bulk" según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re = 2000$.

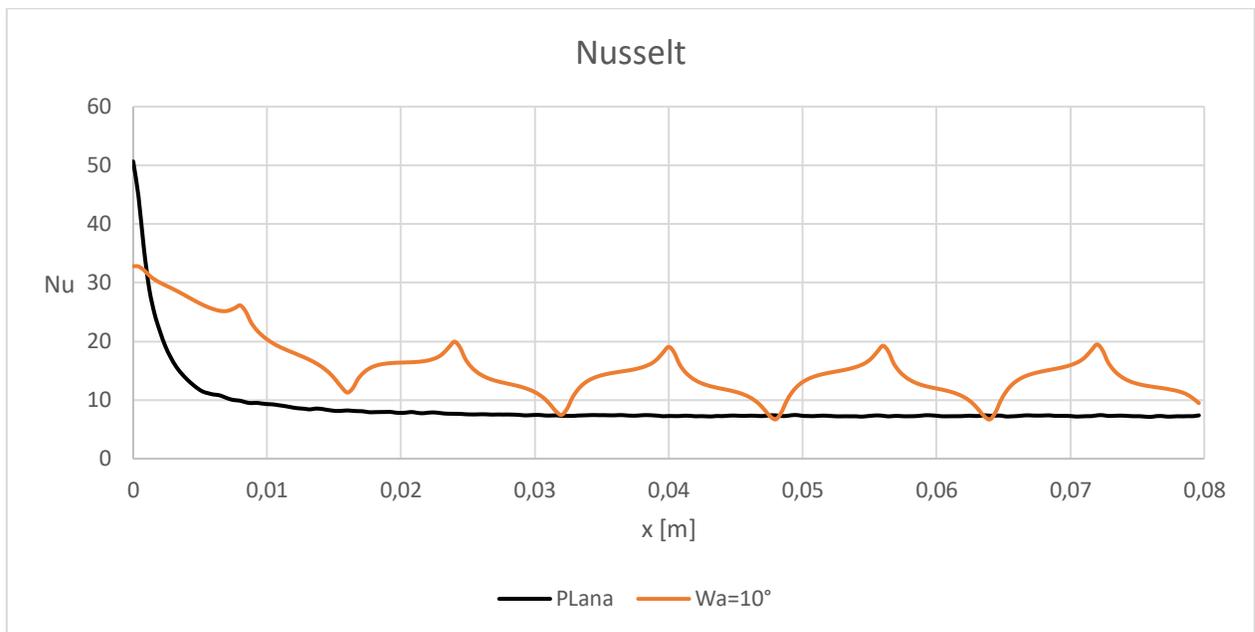


Figura 4.9: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 10° , $Re = 2000$.

4.3.2 Intercambiador con ondulación de 20°

4.3.2.1 Comportamiento del flujo

En la figura (4.10) se pueden observar las líneas de flujo en planos YZ, en los cuales se aprecia una disminución significativa en la velocidad del fluido con respecto al modelo con $W_a = 10^\circ$.

En la figura (4.11) se presentan las líneas de flujo en un plano XY y se pueden apreciar por primera vez la formación de vórtices transversales debido al desprendimiento de capa límite y a la recirculación de fluido en las zonas posterior a las crestas de la ondulación.

En la figura (4.12) se aprecian con mayor detalle las líneas de flujo en los planos YZ, en las cuales se pueden ver los vórtices de Görtler [8] en las figuras (4.12a), (4.12b) y (4.12c).

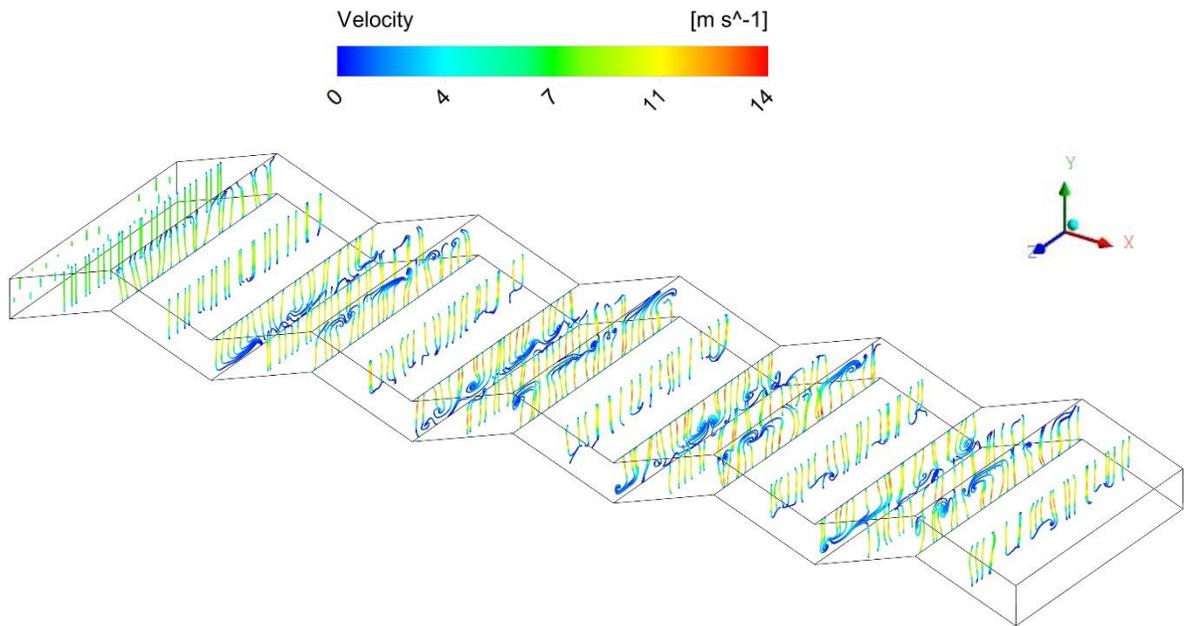


Figura 4.10: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.

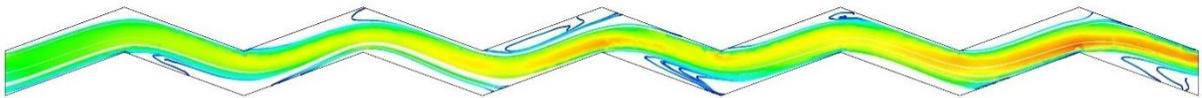
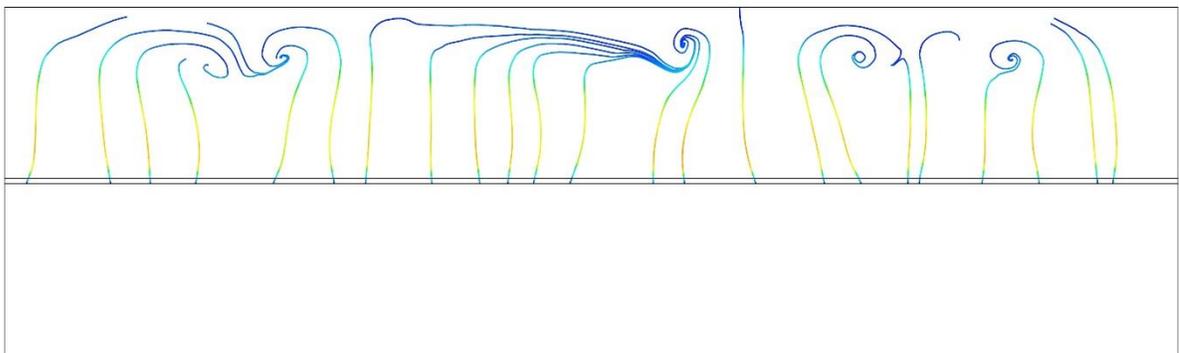
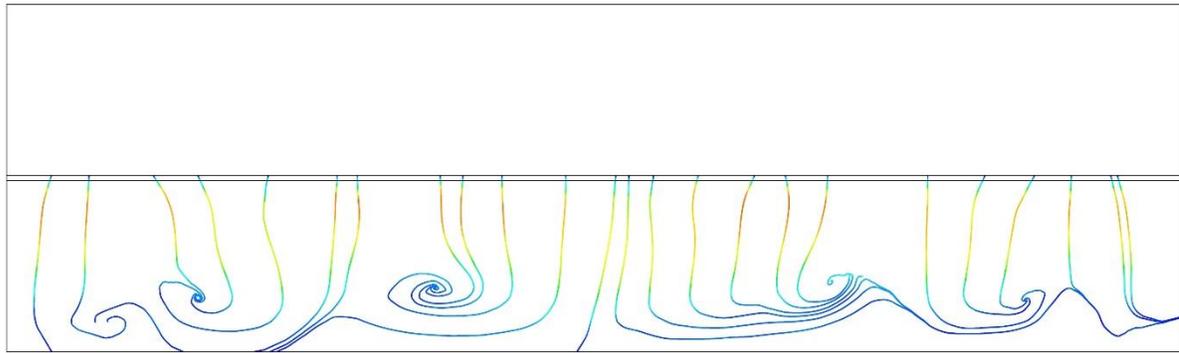


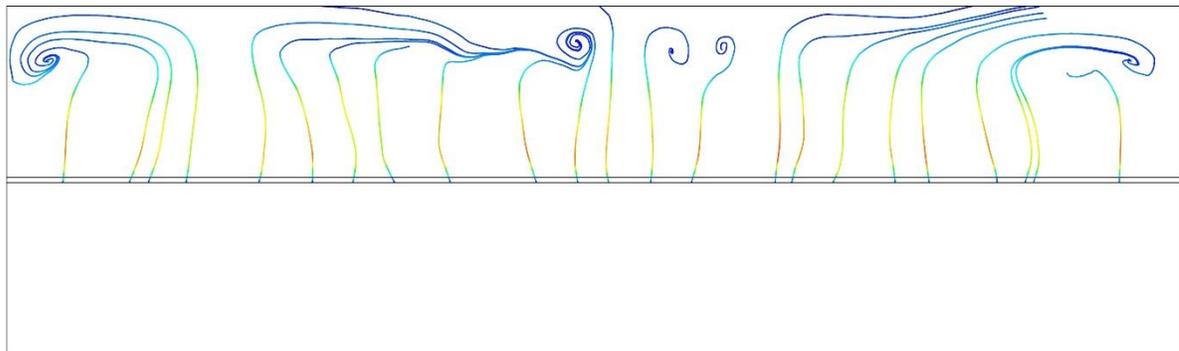
Figura 4.11: Líneas de flujo en plano XY de modelo con aleta ondulada, 20°, $Re = 2000$.



(a) $x/L=0,3$



(b) $x/L=0,4$



(c) $x/L=0,5$

Figura 4.12: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con aleta ondulada.

4.3.2.2 Comportamiento térmico

Debido a la formación de vórtices de Görtler, en la figura (4.13) se observa la pérdida de la capa límite térmica y mayores niveles de turbulencia, lo que permite aumentar más la temperatura del aire que en el modelo $W_a = 10^\circ$.

En la figura (4.14) se comienzan a apreciar zonas de acumulación de calor, las cuales corresponden a los sectores donde se produce la recirculación. Estas zonas de alta temperatura tienen un impacto negativo en el intercambio, el cual se puede ver en la figura (4.15) donde la oscilación del flujo de calor tiene valores más bajos que para el modelo con $W_a = 10^\circ$. Pero de manera contraria, debido a la presencia de los vórtices de Görtler más desarrollados los cuales permiten aumentar la temperatura “bulk” aún más que en el caso base, lo que se ve en la figura (4.16), logra mantener valores de Nusselt más altos, lo que se ve al considerar la figura (4.17).

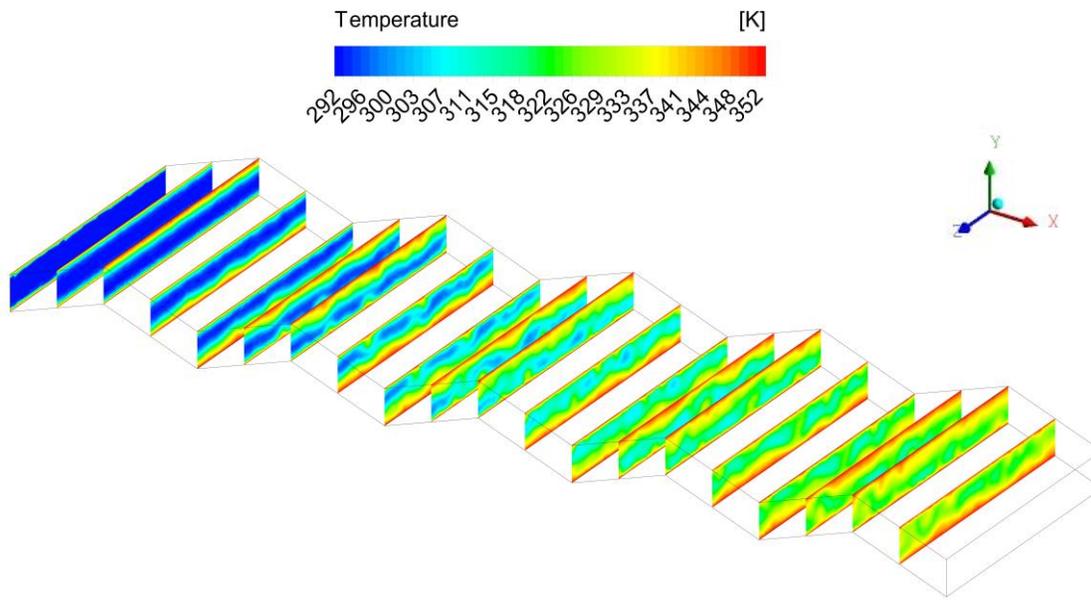


Figura 4.13: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 20° , $Re = 2000$.

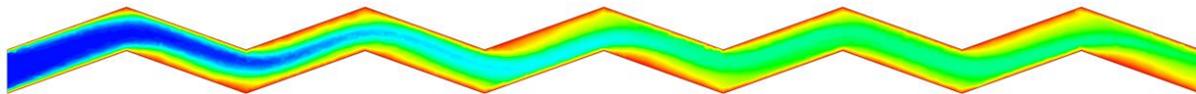


Figura 4.14: contorno de temperatura en plano XY de modelo con aleta ondulada, 20° , $Re = 2000$.

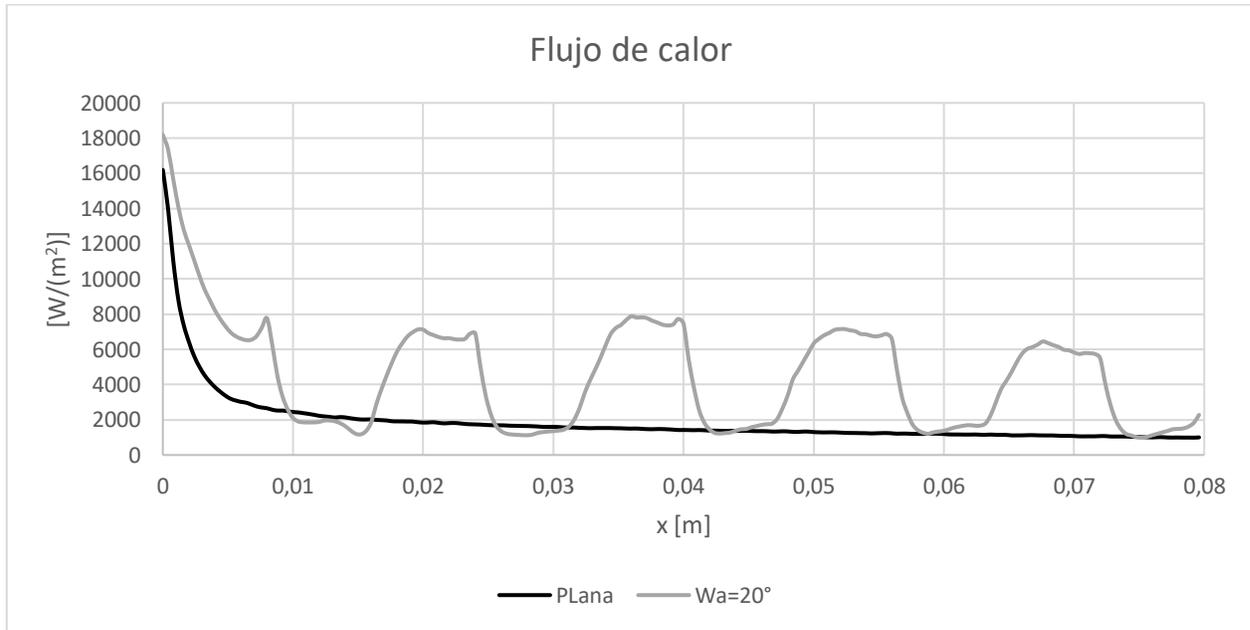


Figura 4.15: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 20° , $Re = 2000$.

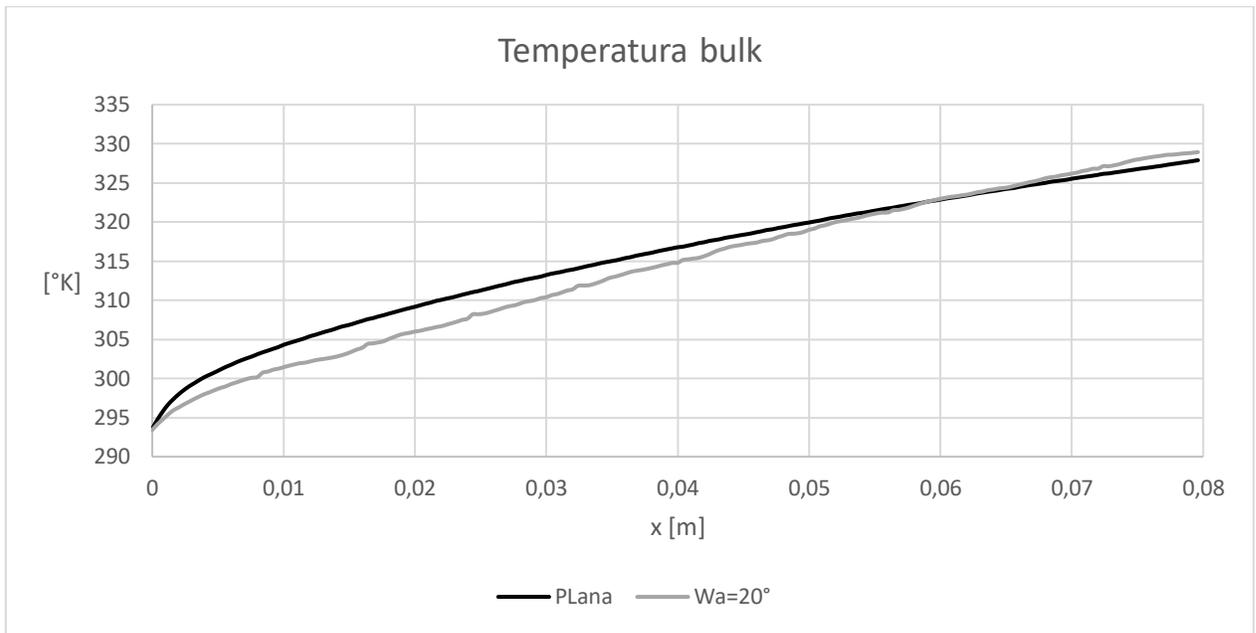


Figura 4.16: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 20° , $Re = 2000$.

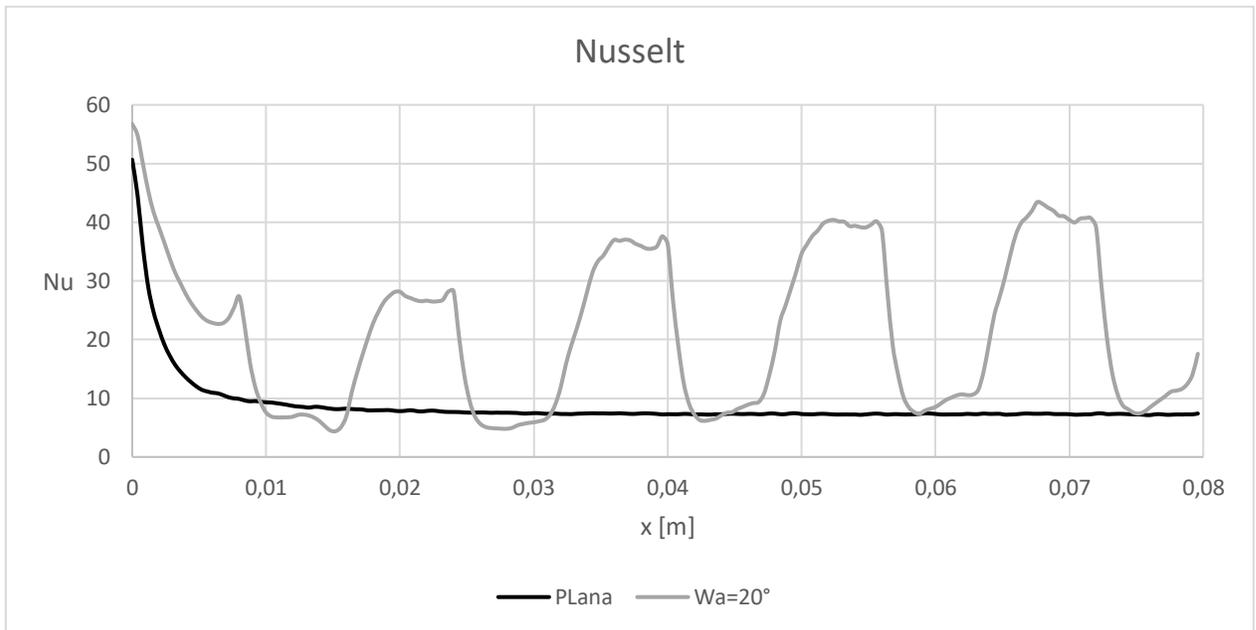


Figura 4.17: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 20° , $Re = 2000$.

4.3.3 Intercambiador con ondulación de 25°

4.3.3.1 Comportamiento del flujo

En la figura (4.18) se pueden observar las líneas de flujo en planos YZ, en los cuales se aprecia una disminución significativa en la velocidad del fluido, al igual que lo sucedido en el caso con $W_a = 20^\circ$.

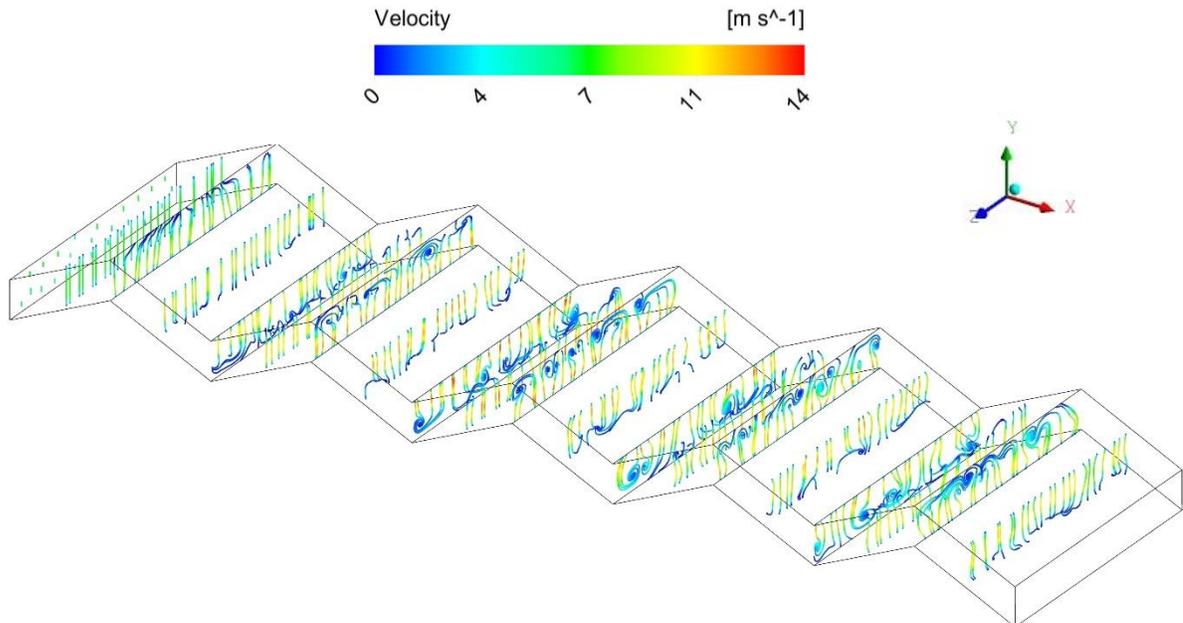


Figura 4.18: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 25° , $Re = 2000$.

En la figura (4.20) se presentan las líneas de flujo en un plano XY y se pueden apreciar la formación de vórtices transversales debido al desprendimiento de capa límite y a la recirculación de fluido en las zonas posterior a las crestas de la ondulación, especialmente luego de la segunda cresta.

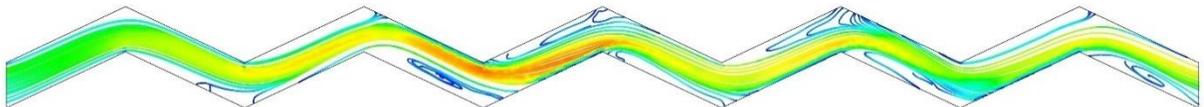
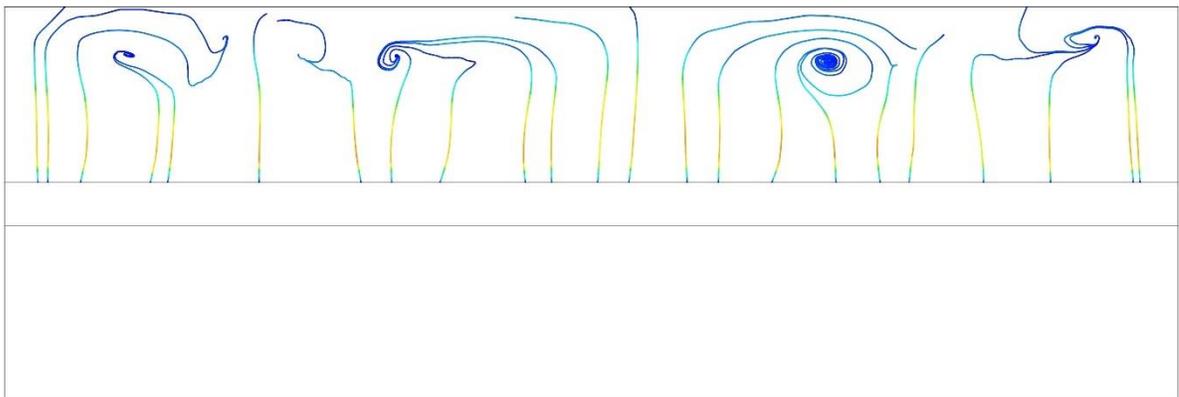
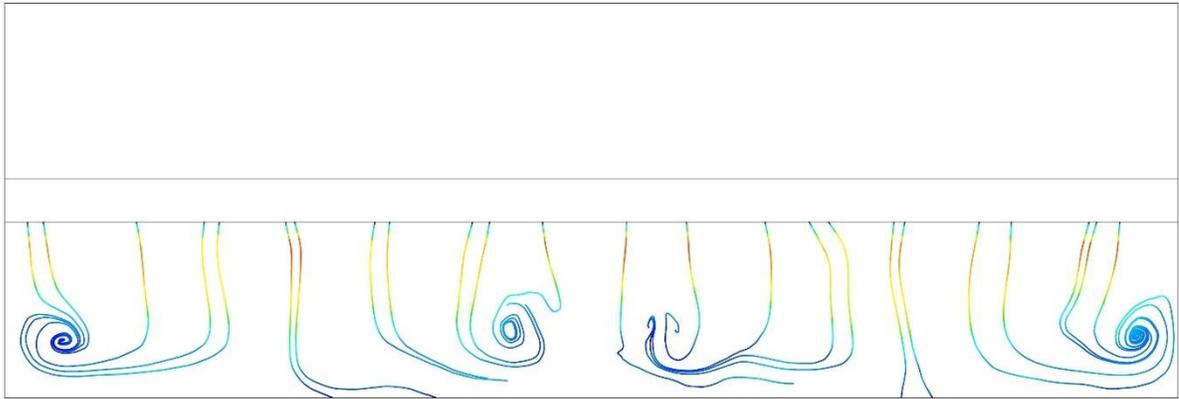


Figura 4.19: Líneas de flujo en plano XY de modelo con aleta ondulada, 25° , $Re = 2000$.

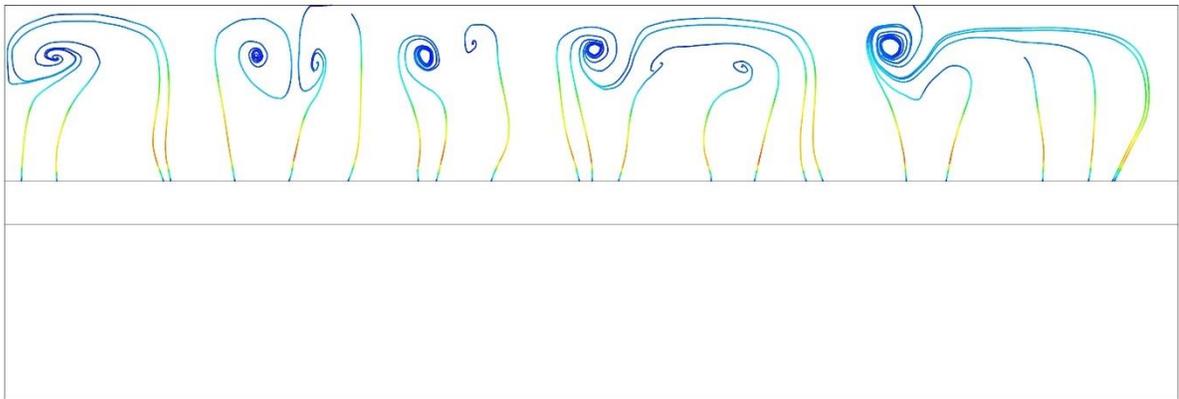
En la figura (4.21) se aprecian con gran detalle las líneas de flujo en los planos YZ, en las cuales se pueden ver los vórtices de Görtler [8] en las figuras (4.21a), (4.21b) y (4.21c).



(a) $x/L=0,3$



(b) $x/L=0,4$



(c) $x/L=0,5$

Figura 4.20: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con aleta ondulada.

4.3.3.2 Comportamiento térmico

Debido a la formación de vórtices de Görtler, en la figura (4.22) se observa la pérdida de la capa límite térmica y mayores niveles de turbulencia, lo que permite aumentar más la temperatura del aire que en los modelos anteriores.

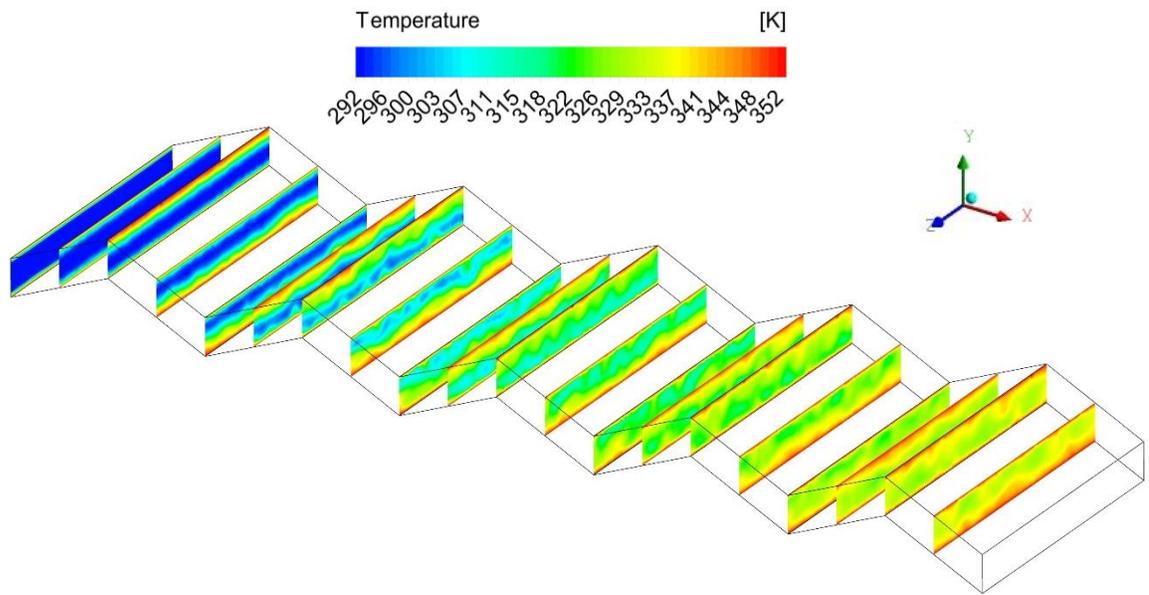


Figura 4.21: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 25° , $Re = 2000$.

En la figura (4.23) se aprecian las zonas de acumulación de calor, las cuales corresponden a los sectores donde se produce la recirculación. Estas zonas de alta temperatura tienen un impacto negativo en el intercambio, el cual se puede ver en la figura (4.24) donde la oscilación del flujo de calor tiene valores más bajos que para el modelo con $W_a = 10^\circ$ y el caso base. Pero de manera contraria, debido a la presencia de los vórtices de Görtler más desarrollados los cuales permiten aumentar la temperatura “bulk” aún más que en el caso anterior, lo que se ve en la figura (4.25), logra mantener valores de Nusselt más altos, lo que se ve al considerar la figura (4.26).

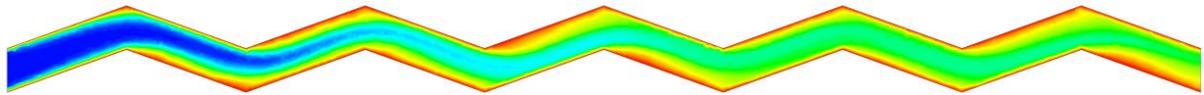


Figura 4.22: contorno de temperatura en plano XY de modelo con aleta ondulada, 25° , $Re = 2000$.

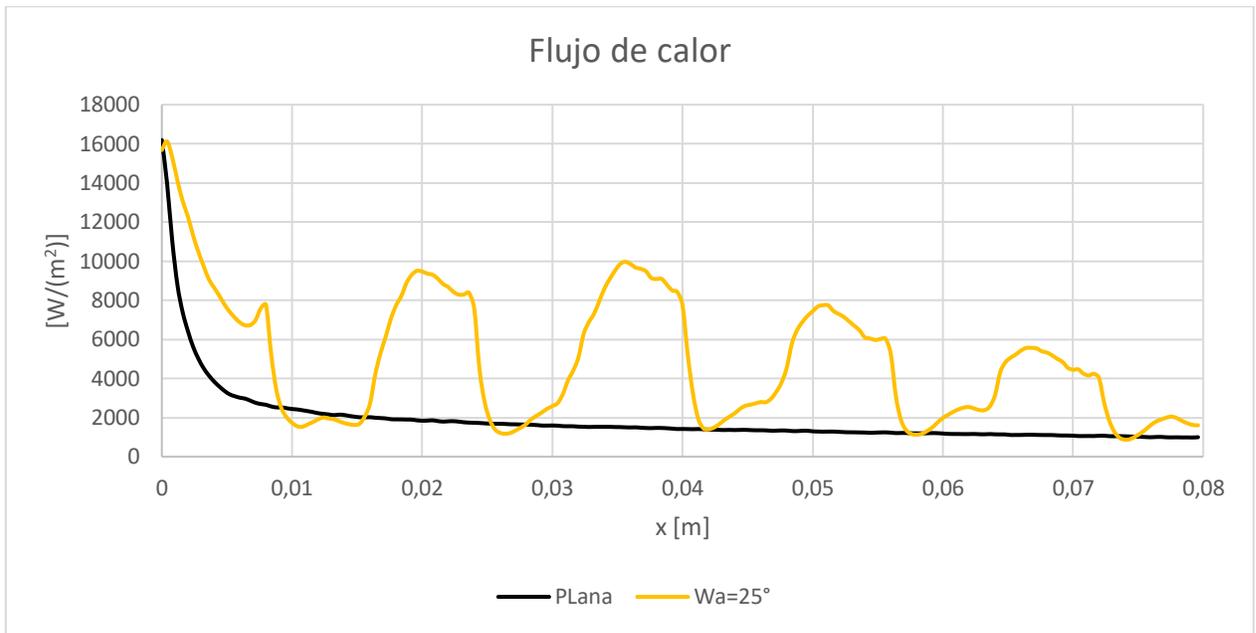


Figura 4.23: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 25° , $Re = 2000$.

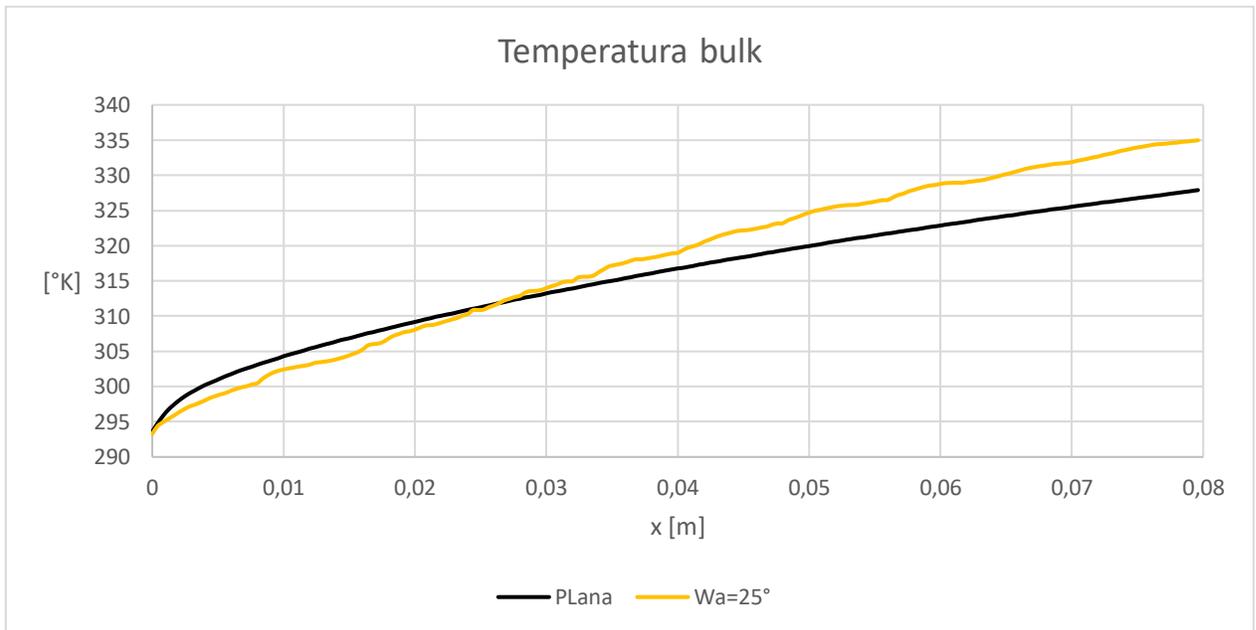


Figura 4.24: Valores de la temperatura "bulk" según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 25° , $Re = 2000$.

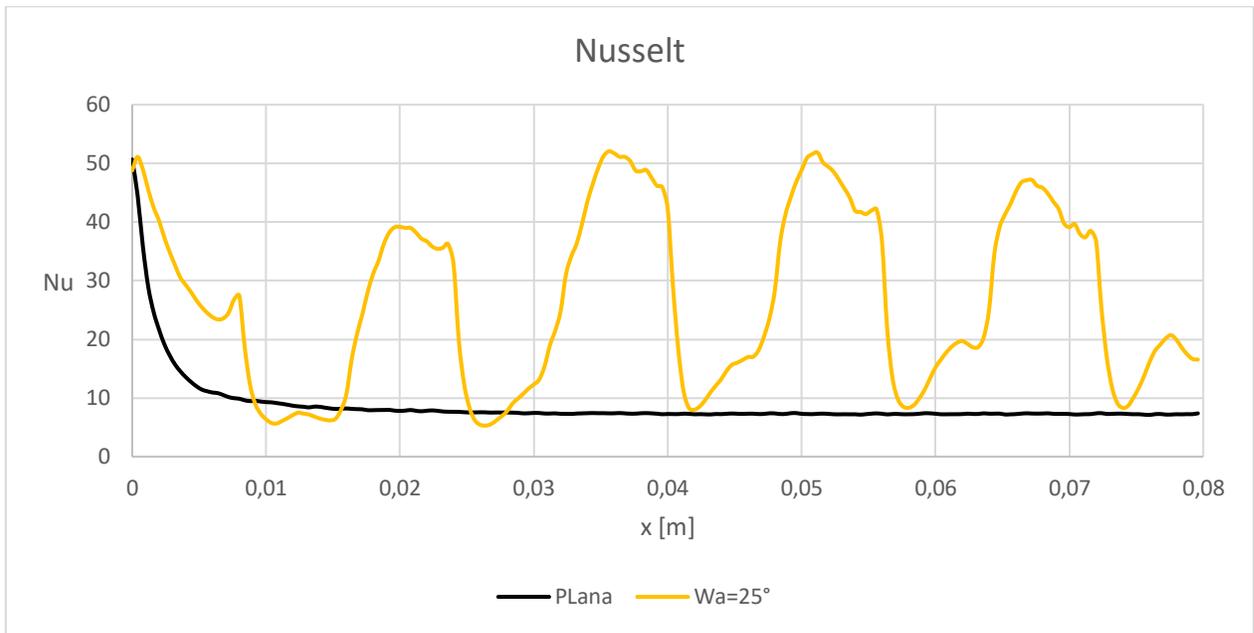


Figura 4.25: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 25° , $Re = 2000$.

4.3.4 Intercambiador con ondulación de 30°

4.3.4.1 Comportamiento del flujo

En la figura (4.26) se observan los mismos efectos que en las figuras (4.10) y (4.18) pero con mayor fuerza, presentando mayores vorticidades y mayores velocidades, sobre todo en la zona final del intercambiador, zona donde generalmente el intercambio se ve reducido.

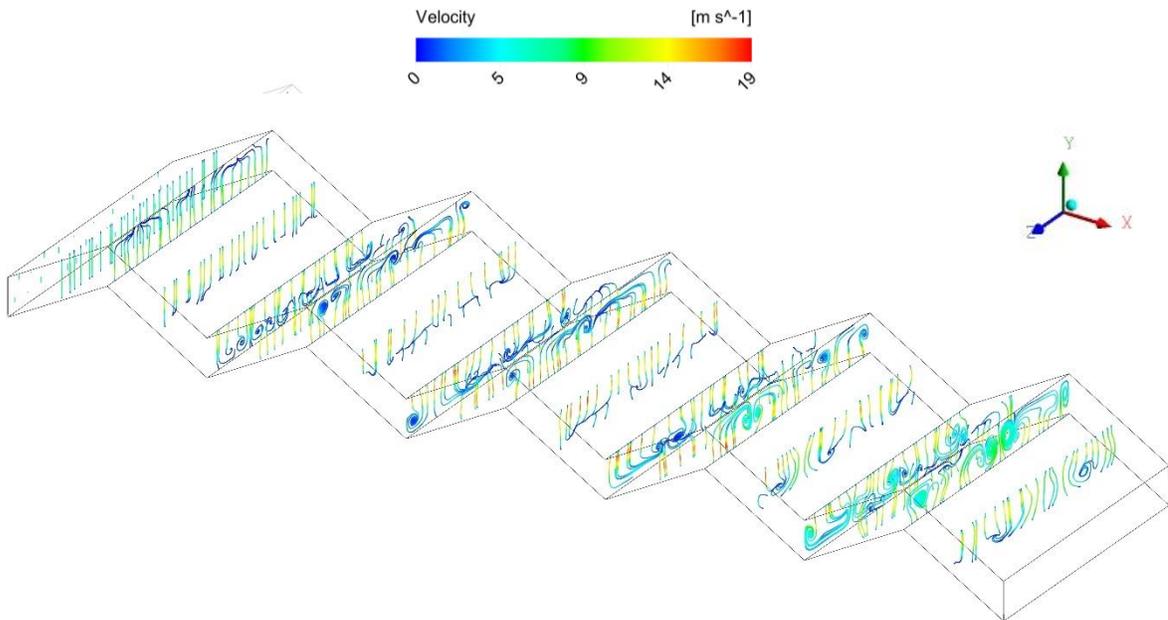


Figura 4.26: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 30° , $Re = 2000$.

En las figuras (4.27) y (4.28) se presentan grandes zonas de circulación y mayor cantidad de vórtices de Görtler respectivamente que en el modelo con $W_a = 20^\circ$ y $W_a = 25^\circ$. Esto se tendrá en consideración al momento de combinar los modelos, ya que las líneas de flujo indican que los GV longitudinales posiblemente tengan poco impacto debido a las bajas velocidades en las zonas de recirculación.

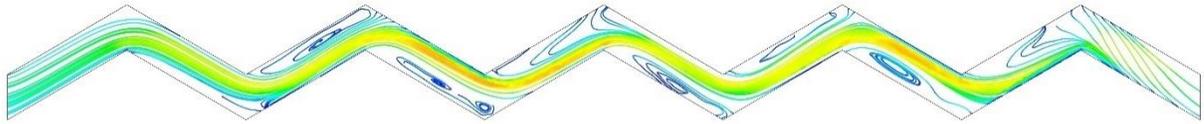
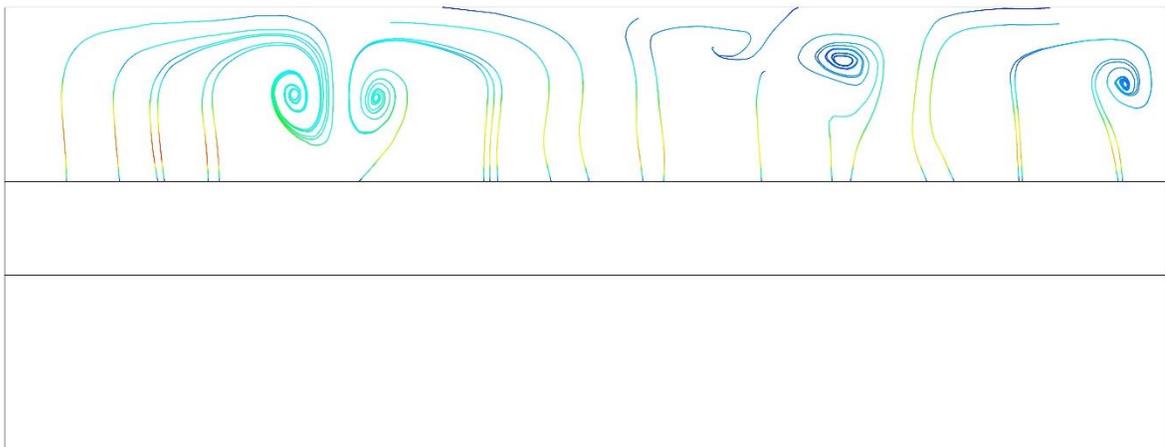
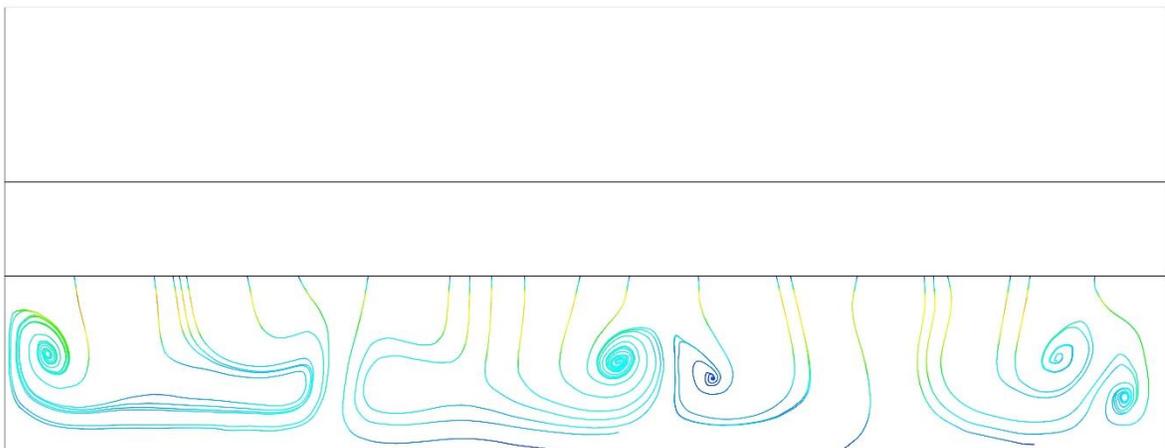


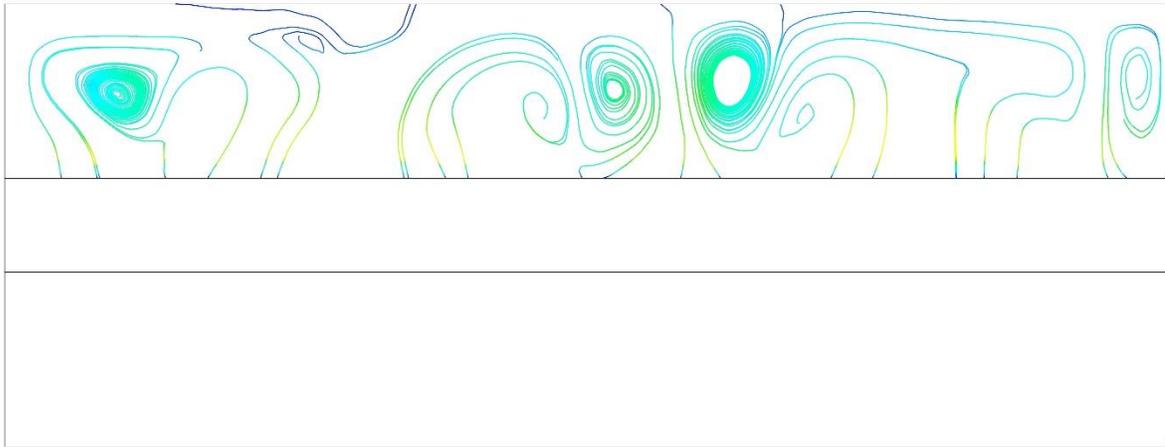
Figura 4.27: Líneas de flujo en plano XY de modelo con aleta ondulada, 30° , $Re = 2000$.



(a) $x/L=0,7$



(b) $x/L=0,8$



(c) $x/L=0,9$

Figura 4.28: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con aleta ondulada.

4.3.4.2 Comportamiento térmico

En la figura (4.29) se observan los contornos de temperatura para planos YZ a lo largo del intercambiador. Se aprecian temperaturas mayores que para los tres casos anteriores de intercambiadores con aletas onduladas. Al igual que en los modelos con $W_a = 20^\circ$ y $W_a = 25^\circ$, se pierde la capa límite térmica permitiendo un mayor intercambio de calor.

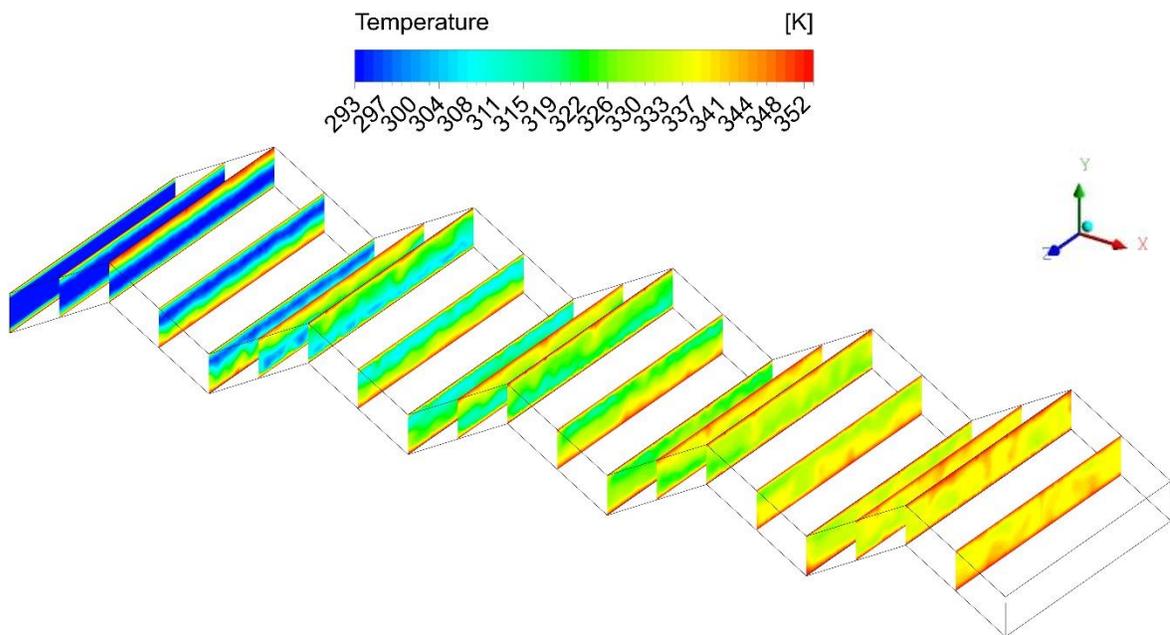


Figura 4.29: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con aleta ondulada, 30° , $Re = 2000$.

En la figura (4.30) se pueden apreciar zonas de acumulación de calor mayores que en el caso de $W_a = 20^\circ$ y $W_a = 25^\circ$, pero en contraste, a pesar de observarse valores similares de flujo de calor en la figura (4.31), se puede apreciar un aumento, antes a lo largo del intercambiador, de la temperatura “bulk”, lo cual se traduce en un aumento del Nusselt, lo que se ve en la figura (4.32), alcanzando valores considerablemente mayores.

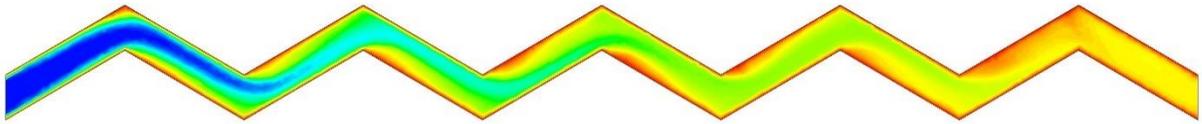


Figura 4.30: contorno de temperatura en plano XY de modelo con aleta ondulada, 30° , $Re = 2000$.

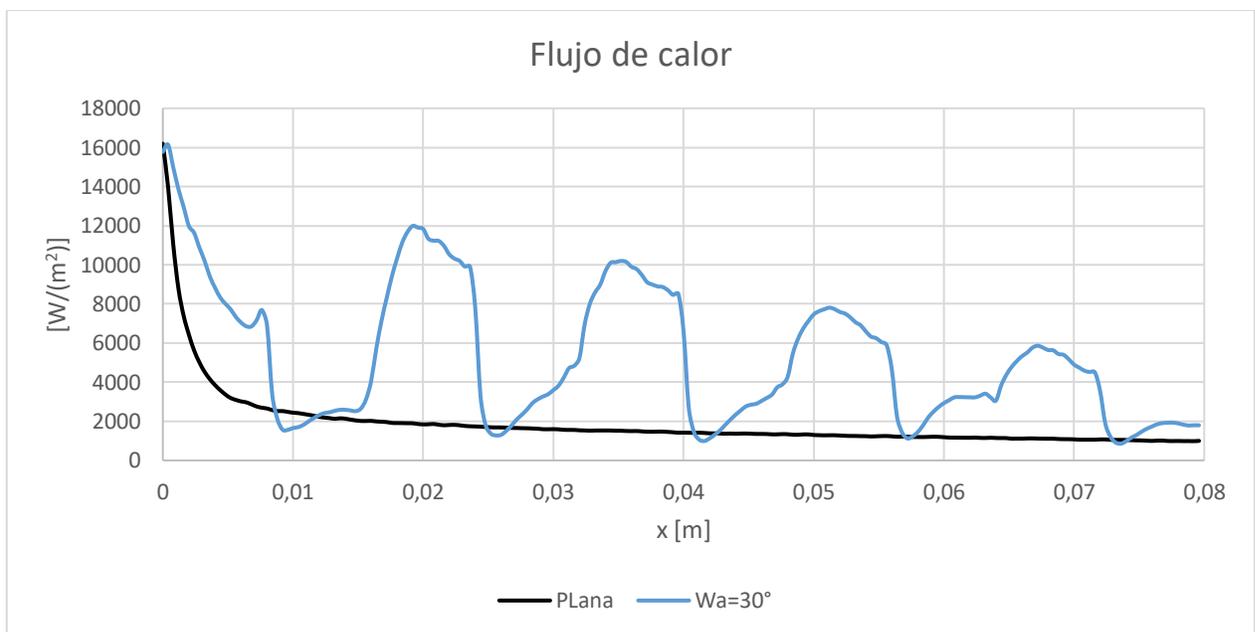


Figura 4.31: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 30° , $Re = 2000$.

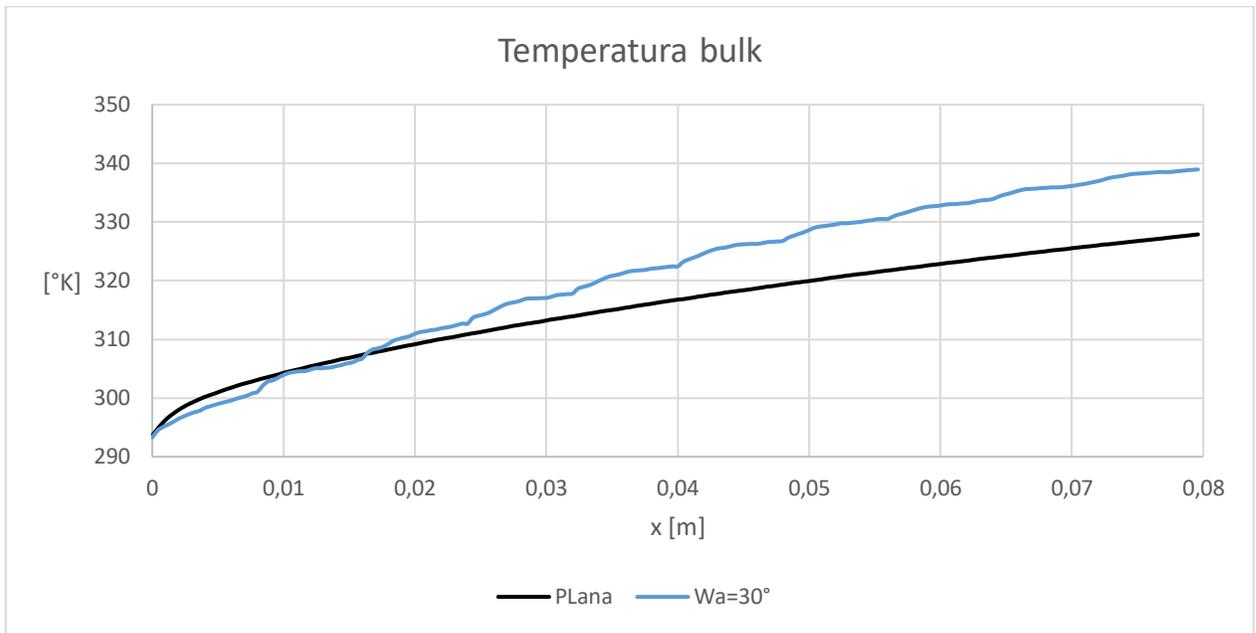


Figura 4.32: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 30°, $Re = 2000$.

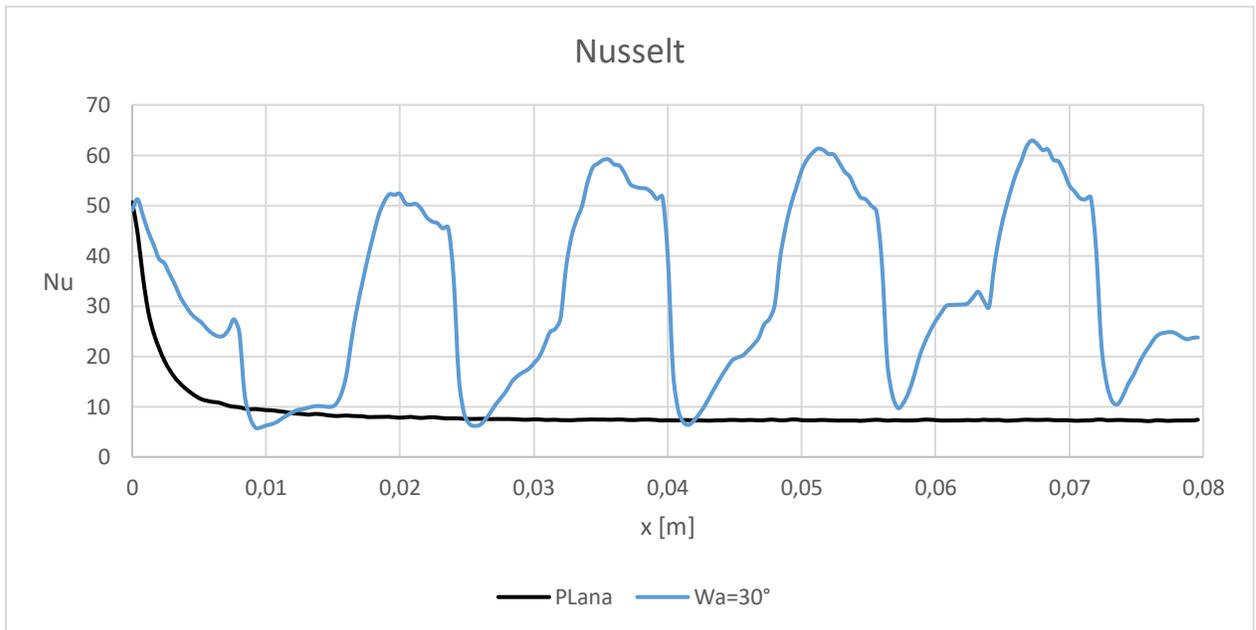


Figura 4.33: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con aleta ondulada, 30°, $Re = 2000$.

4.3.5 Resumen modelos con ondulación

De manera de resumen se presentan los gráficos del flujo de calor, la temperatura “bulk” y del número de Nusselt para todas las geometrías con ondulación agrupadas. Donde se ven los flujos de calor en la figura (4.34), las temperaturas “bulk” en la figura (4.35) y los Nusselt en la figura (4.36).

De manera adicional, en la tabla (4.4) se muestran los valores obtenidos del número de Nusselt y factor de fricción para todas las geometrías onduladas simuladas.

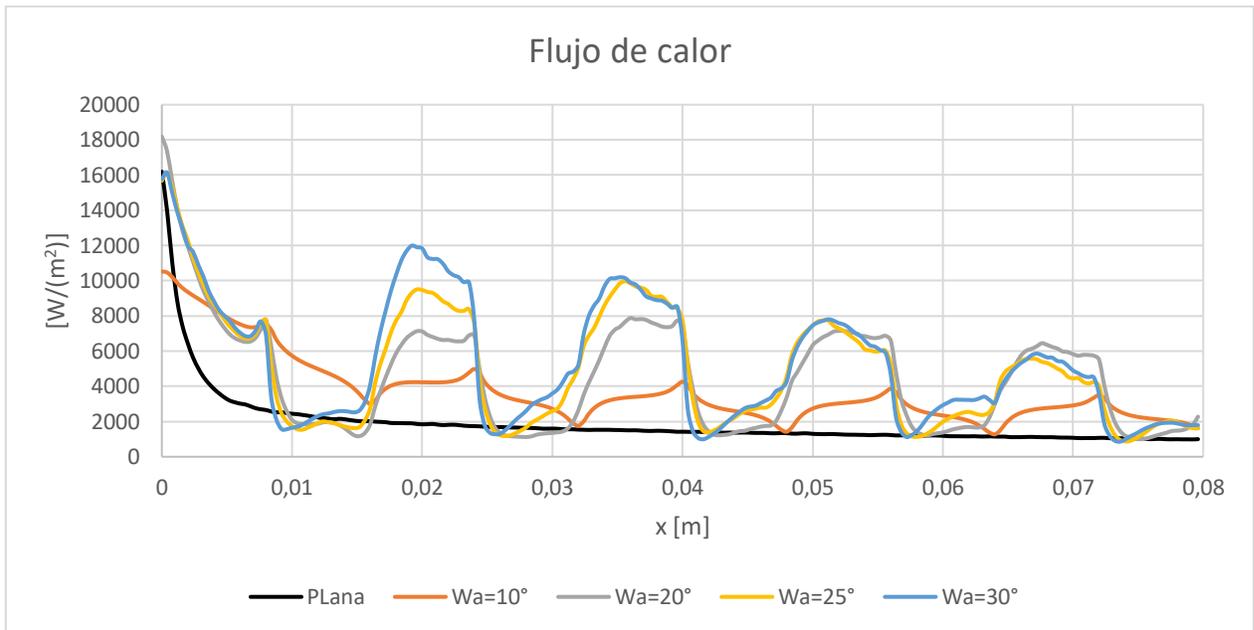


Figura 4.34: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelos con aleta ondulada, $Re = 2000$.

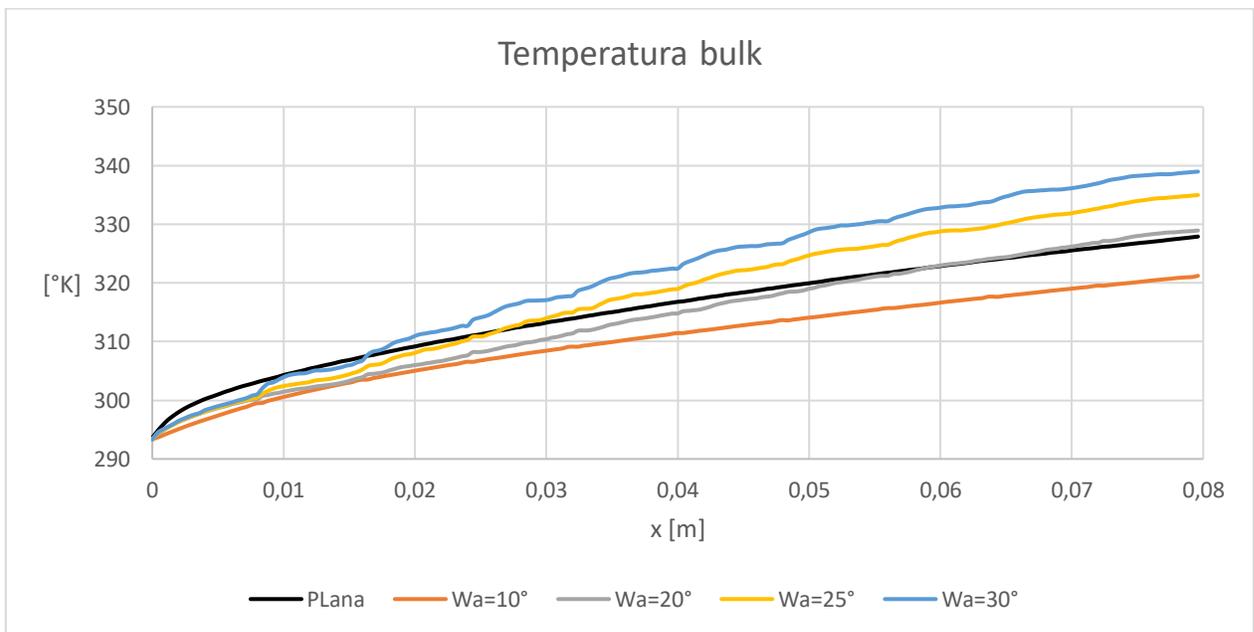


Figura 4.35: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelos con aleta ondulada, $Re = 2000$.

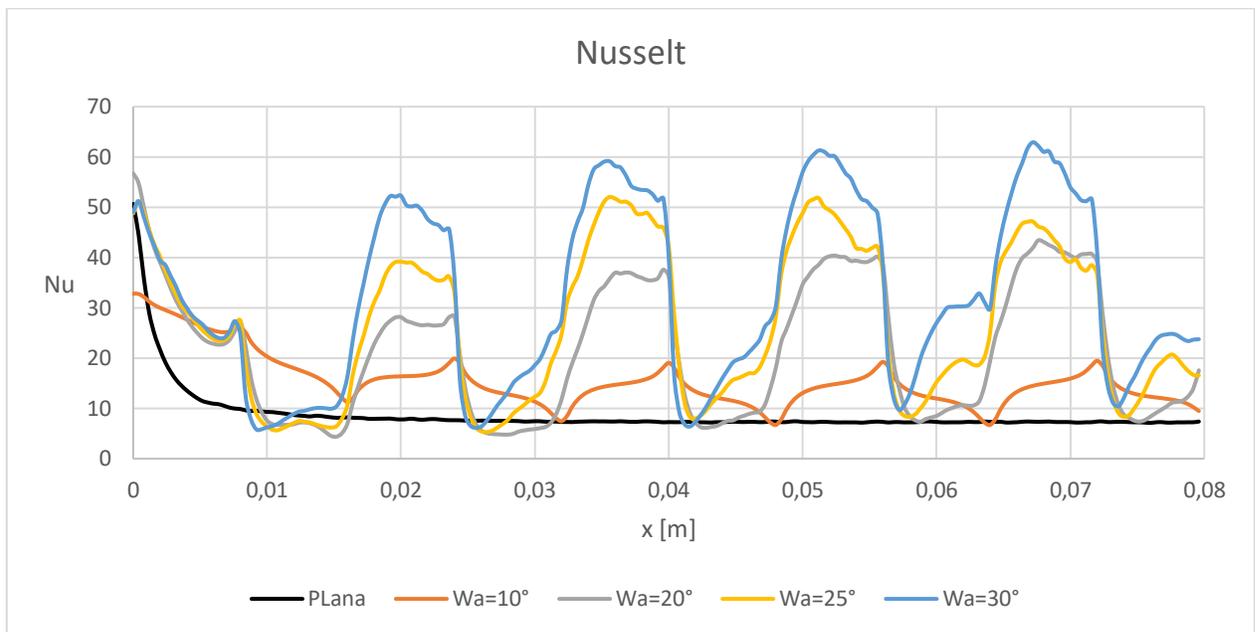


Figura 4.36: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelos con aleta ondulada, $Re = 2000$.

Tabla 4.4: Número de Nusselt y factor de fricción según Wa y Reynolds.

Re		2000	1600	1200	800
Nu	$Wa = 10^\circ$	15,576584	14,184003	12,490123	10,140508
	$Wa = 20^\circ$	21,586501	18,125550	14,549348	11,063989
	$Wa = 25^\circ$	26,717716	23,060602	19,145009	14,612995
	$Wa = 30^\circ$	32,425781	29,536699	24,255176	18,958197
f	$Wa = 10^\circ$	0,025508	0,029304	0,035398	0,046197
	$Wa = 20^\circ$	0,091600	0,101884	0,111896	0,111933
	$Wa = 25^\circ$	0,133172	0,157571	0,168635	0,173387
	$Wa = 30^\circ$	0,205315	0,218558	0,227618	0,235005

4.4 Intercambiadores con generadores de vórtice longitudinales

4.4.1 Intercambiador con dos generadores de vórtice longitudinales

4.4.1.1 Comportamiento del flujo

Gracias a la herramienta CFD-Post de ANSYS, se pueden presentar las líneas de flujo, causadas por los delta winglets, en forma 3D dentro del intercambiador. Dichas líneas de flujo pueden ser vistas en la figura (4.37)

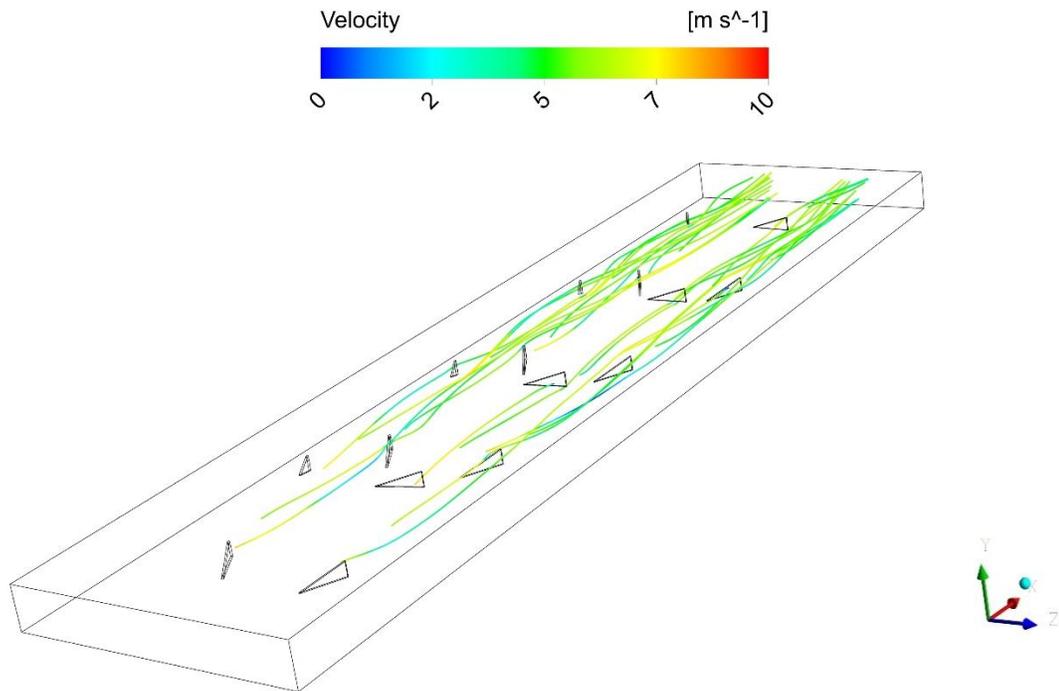


Figura 4.37: Líneas de flujo 3D de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.

En la figura (4.38) se pueden apreciar las líneas de flujo presentadas en planos YZ para un intercambiador con 2 GV longitudinales por fila. En las figuras (4.39b) y (4.39d) se puede ver como los vórtices ayudan a mover el fluido que se encuentra en la zona media entre aletas y lo acercan a la superficie de las aletas.

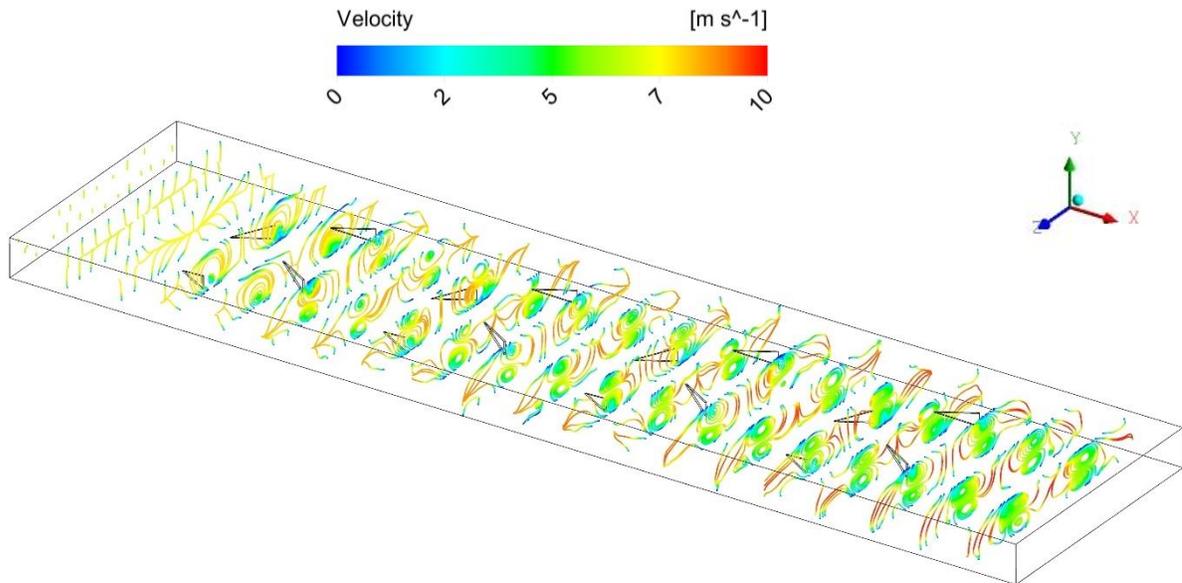


Figura 4.38: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.

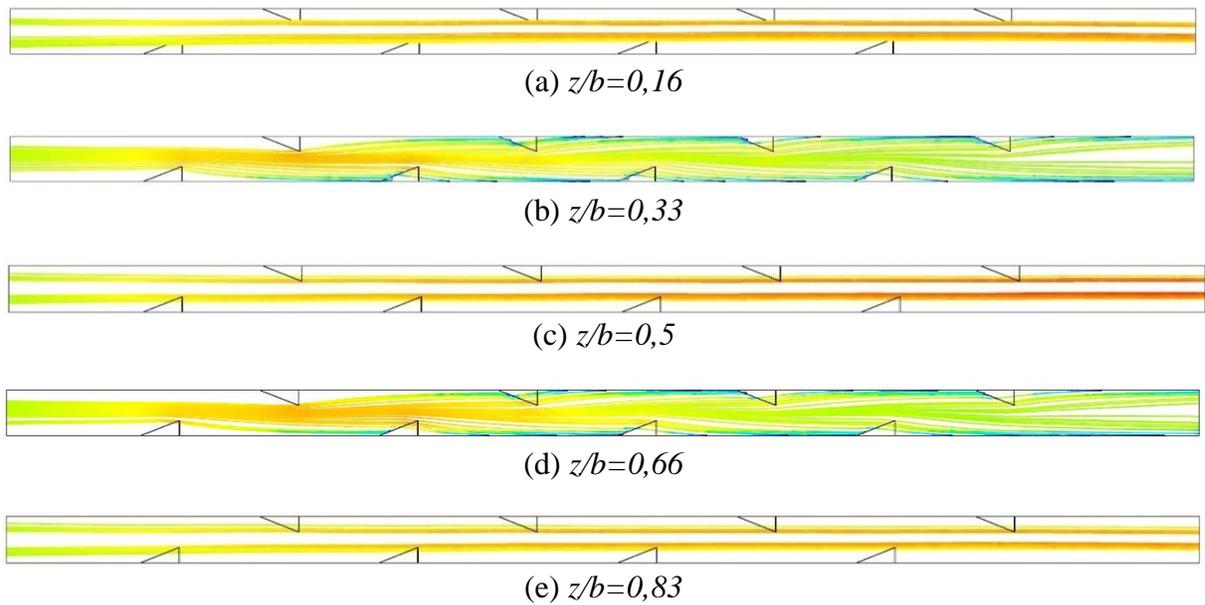


Figura 4.39: Líneas de flujo en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.

En la figura (4.40) se pueden observar algunos planos YZ con mayor detalle que en la figura (4.38), por lo que se puede determinar el sentido del giro de los vórtices a causa de los GV longitudinales. Como se ve en las figuras (4.40a) y (4.40b) los vórtices generados son a causa de los GV de la aleta inferior, de los cuales el de la izquierda gira en el sentido horario y el de la derecha en el sentido antihorario. En las figuras (4.40c) y (4.40d) se observan los vórtices generados por los GV de la aleta superior, donde el de la izquierda gira en sentido antihorario y el de la derecha en sentido

horario. El sentido del giro esta principalmente determinado por la geometría del GV longitudinal. Además, a causa del ángulo de ataque, el eje de rotación del vórtice tiende a desviarse hacia las zonas laterales, lo que es ideal ya que, de considerarse los tubos dentro de los modelos, este flujo secundario ayudaría a aumentar el flujo en las zonas posteriores a los tubos.

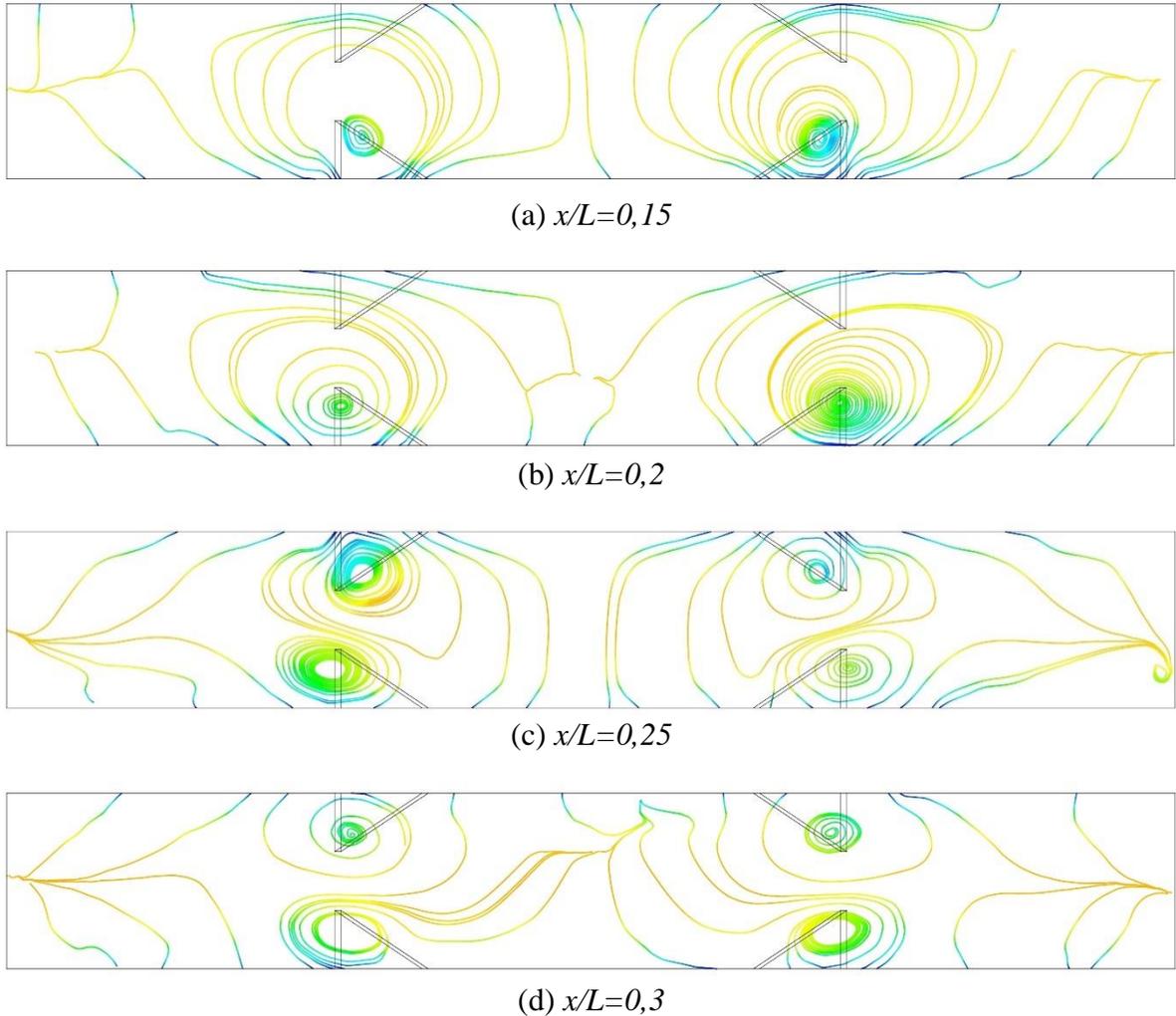


Figura 4.40: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con GV longitudinales.

4.4.1.2 Comportamiento térmico

En la figura (4.41) se pueden ver los contornos de temperatura en planos YZ a lo largo del intercambiador.

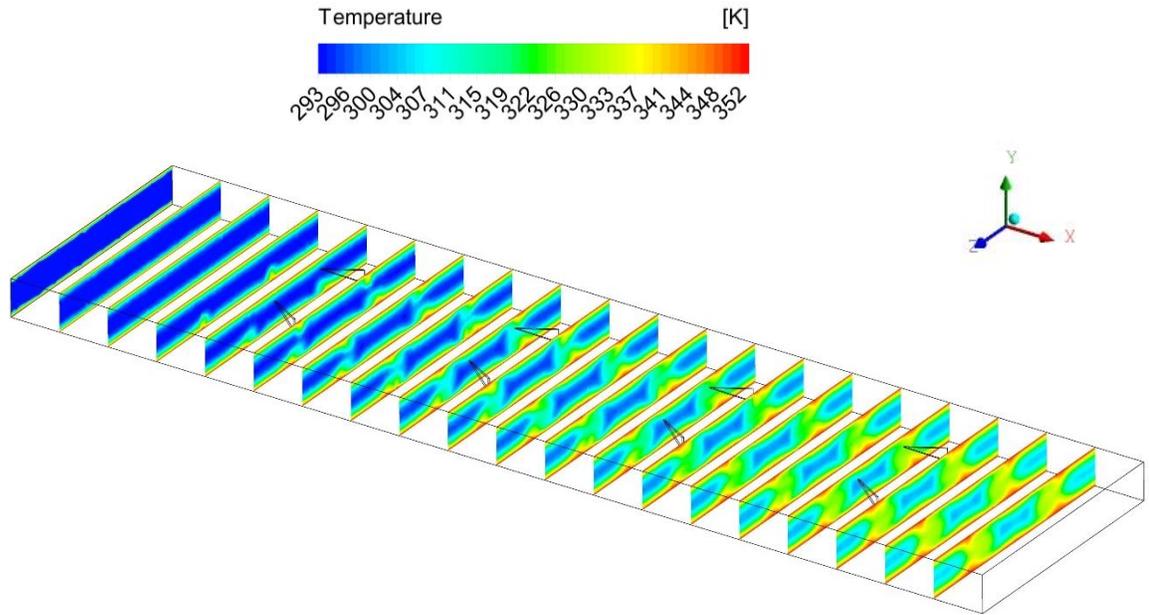


Figura 4.41: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.

En la figura (4.42b) se pueden ver una zona cercana a los GV y en la figura (4.42c) una lejana. Esto permite apreciar la diferencia en el perfil de temperatura que se forma.

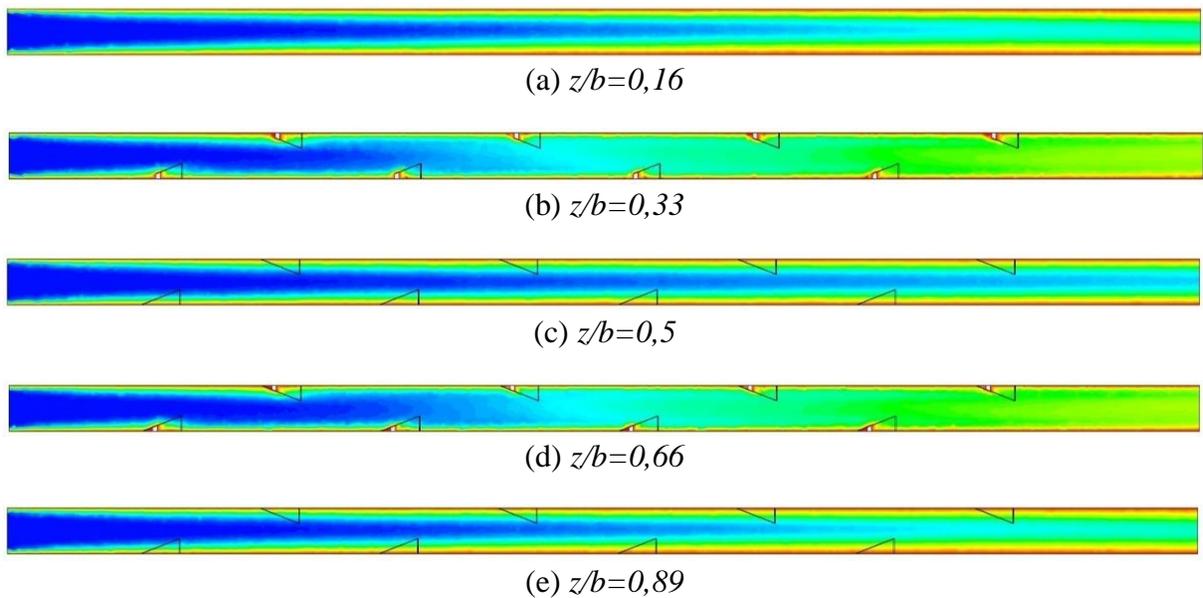


Figura 4.42: contorno de temperatura en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 2$, $Re = 2000$.

En la figura (4.43) se ve el flujo de calor, mientras que en la figura (4.44) se aprecia la temperatura “bulk” del intercambiador. En ambos casos se muestran los valores según si posición longitudinal dentro del intercambiador. En la figura (4.45), se muestran los valores de Nusselt donde se aprecian los aumentos a causa de los GV en la aleta inferior. Esto se debe a la renovación del fluido, lo que a su vez aumenta la variación de temperatura entre la aleta y el aire.

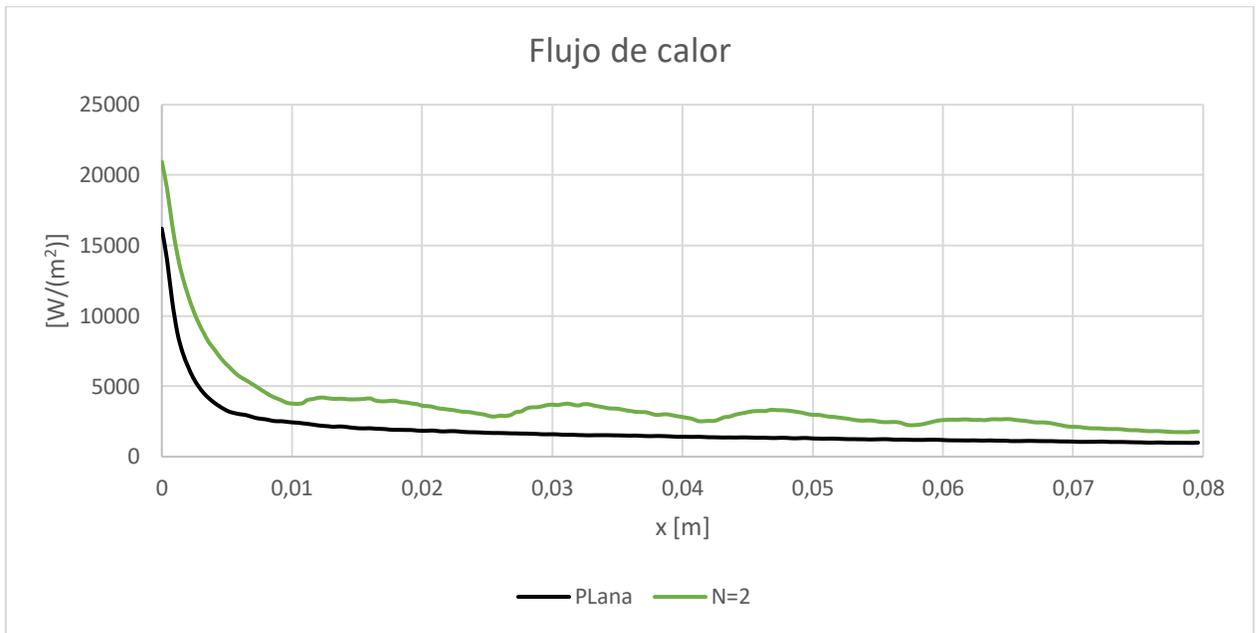


Figura 4.43: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 2$, $Re = 2000$.

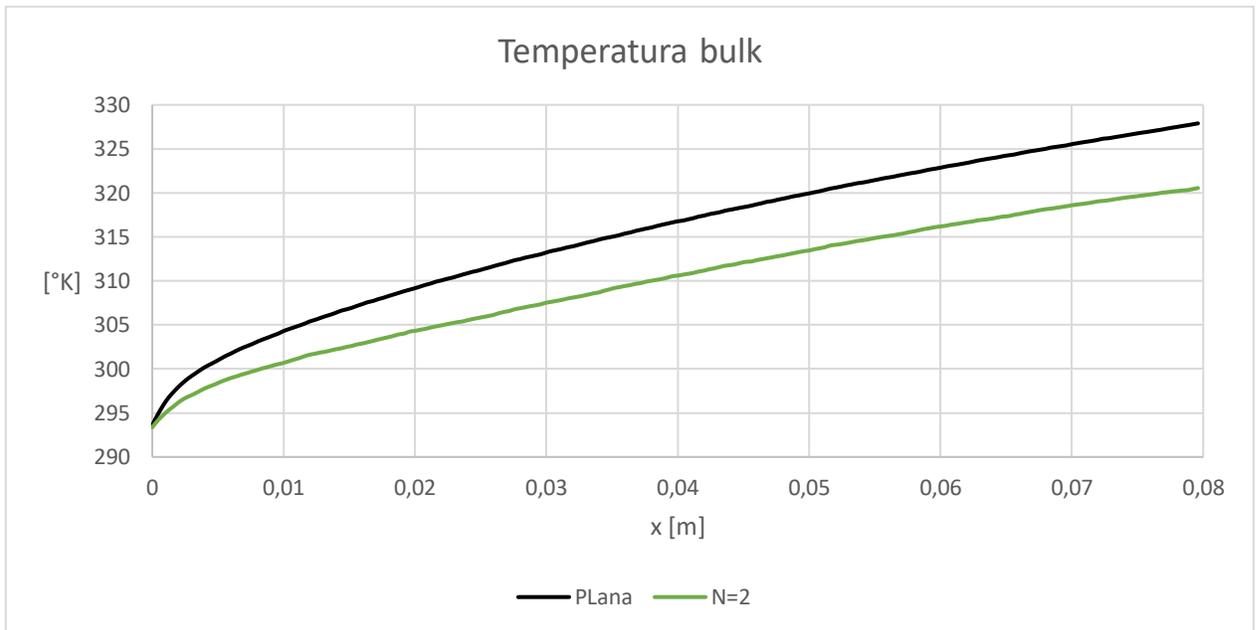


Figura 4.44: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 2$, $Re = 2000$.

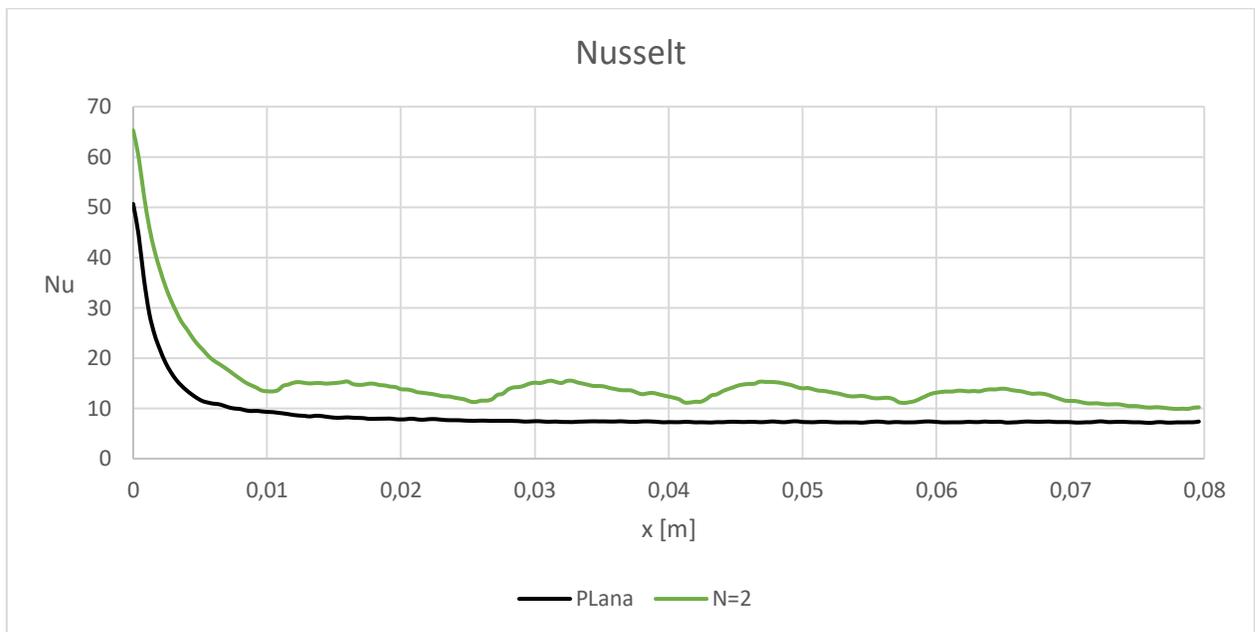


Figura 4.45: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 2$, $Re = 2000$.

4.4.2 Intercambiador con cuatro generadores de vórtice longitudinales

4.4.2.1 Comportamiento del flujo

De la misma forma que para el modelo con $N=2$, en la figura (4.46) se pueden ver las líneas de flujo en 3D dentro del intercambiador.

En la figura (4.47) se presentan las líneas de flujo en planos YZ distribuidos equidistantes en la dirección longitudinal para un intercambiador de calor de aletas planas con $N = 4$ GV longitudinales por fila. En los distintos planos, se puede ver el efecto en la velocidad y dirección de flujo a causa de los GV longitudinales.

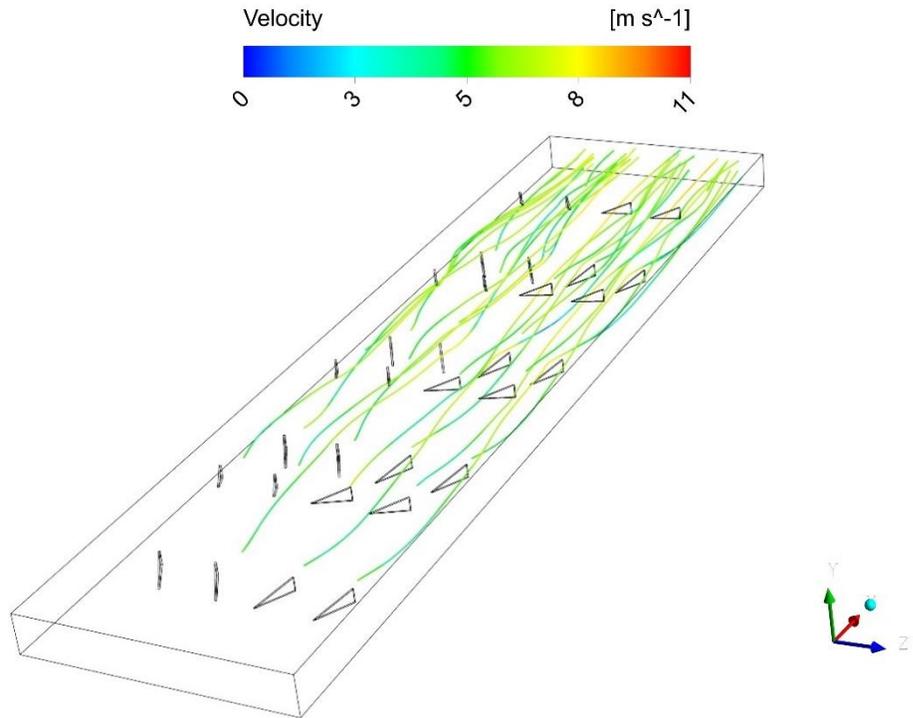


Figura 4.46: Líneas de flujo 3D de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.

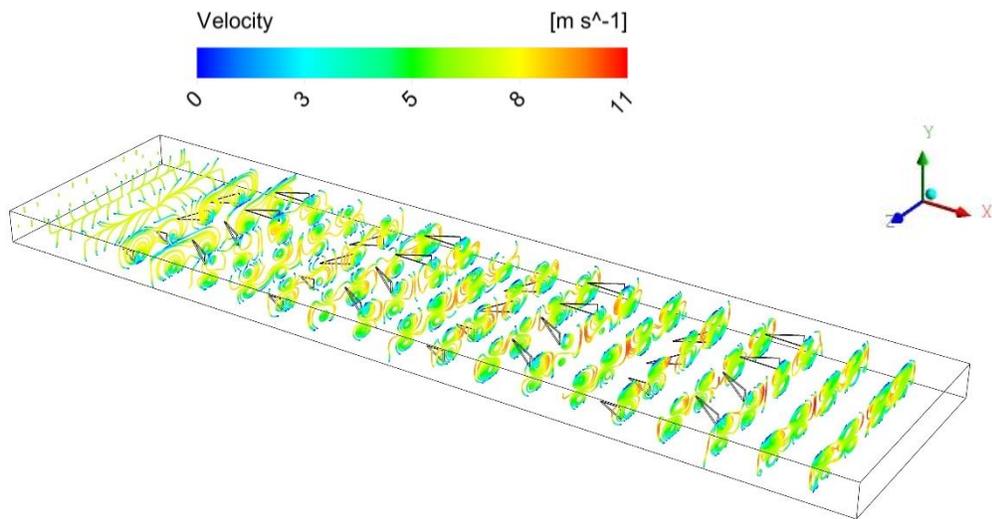


Figura 4.47: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.

En la figura (4.48) se observan líneas de flujo distribuidas en planos XY. En las figuras (4.48a), (4.48b), (4.48d) y (4.48e) se puede apreciar el efecto en la distorsión de las líneas de flujo a lo largo del intercambiador. Esta distorsión es muy parecida al caso con $N = 2$, pero tiene un alcance más transversal, el cual se puede apreciar con mayor detalle en la figura (4.49), figura en la cual también se puede distinguir el sentido de giro de los vórtices, siendo anti-horario para los GV ubicados a la

derecha en la aleta inferior y a la izquierda en la aleta superior y horario para los GV ubicados a la izquierda en la aleta inferior y a la derecha en la aleta superior. También se mantiene la traslación de los ejes de giro de los vórtices hacia las zonas de simetría laterales.

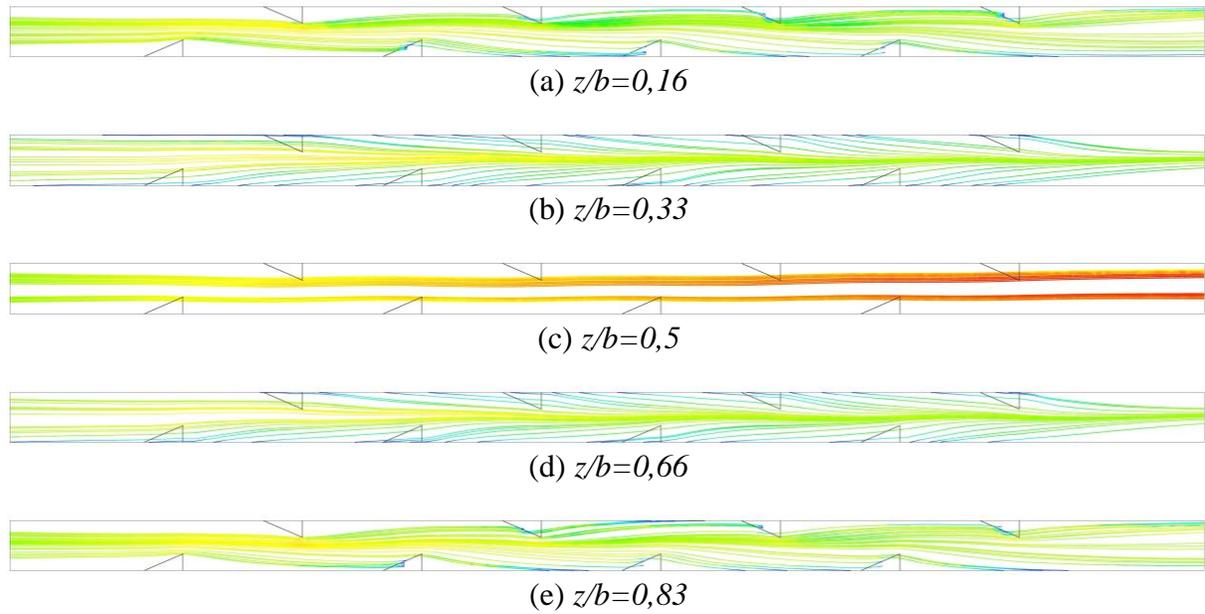


Figura 4.48: Líneas de flujo en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.

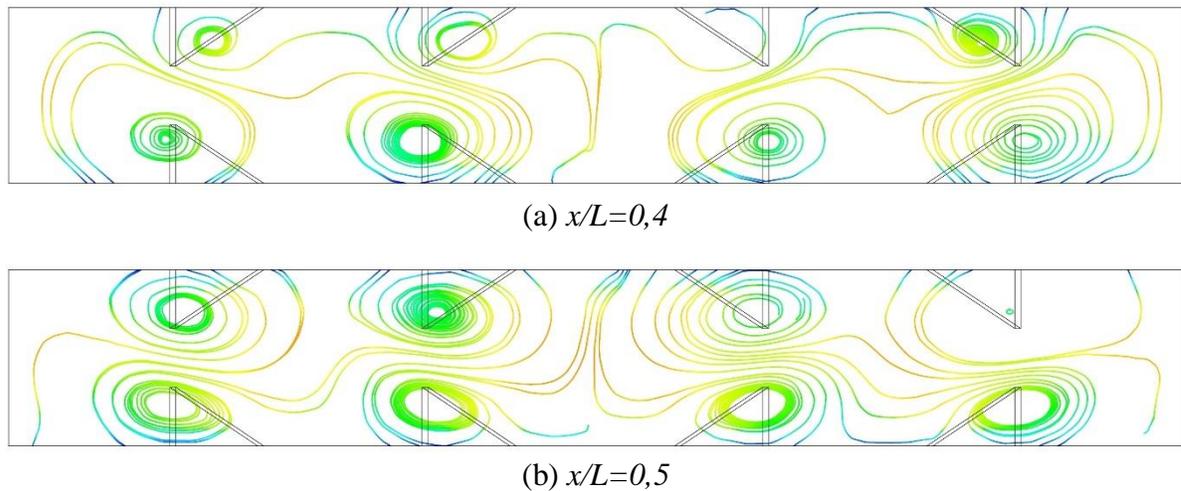


Figura 4.49: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con GV longitudinales.

4.4.2.2 Comportamiento térmico

En la figura (4.50) se pueden ver los contornos de temperatura para planos YZ a lo largo del intercambiador con $N = 4$.

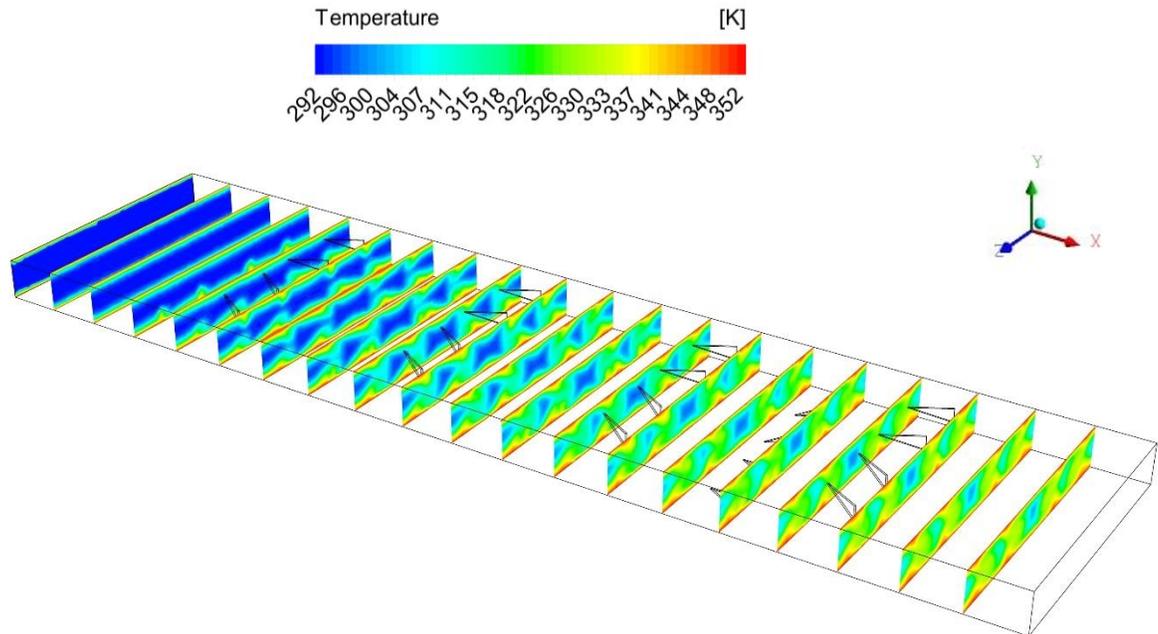
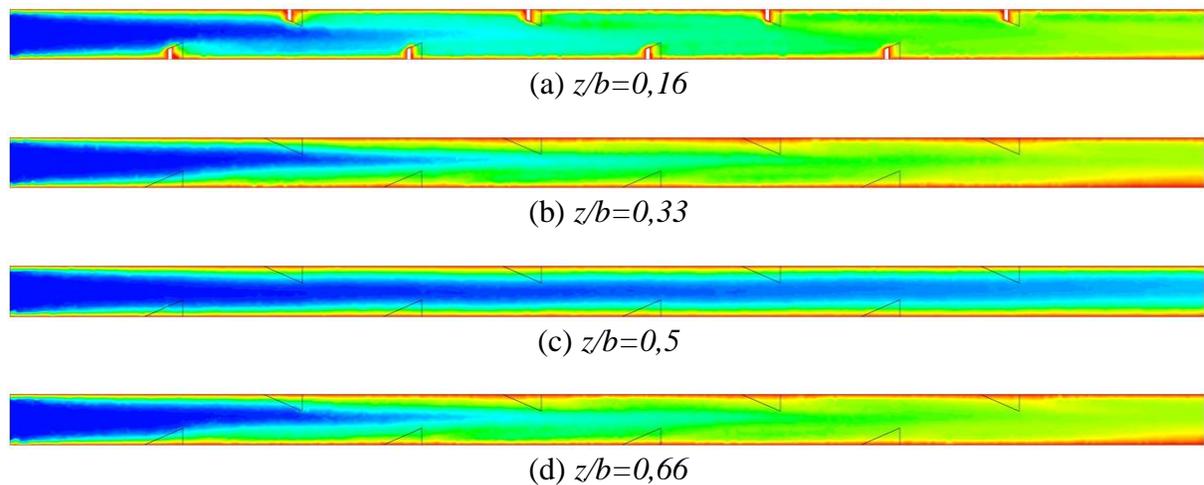


Figura 4.50: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.

En la figura (4.51) se presentan planos XY con los contornos de temperatura de dichos planos. La traslación y el sentido de giro genera una zona de baja temperatura en la zona central del intercambiador, la cual se puede ver en la figura (4.51c).



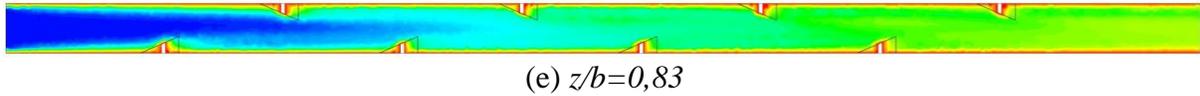


Figura 4.51: Contorno de temperatura en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 4$, $Re = 2000$.

En la figura (4.52) se puede ver como los vórtices alejan el fluido caliente y lo reemplazan por fluido relativamente más frío. Además, se pueden apreciar el tamaño de la zona de influencia del GV longitudinal en contexto al modelo utilizado.

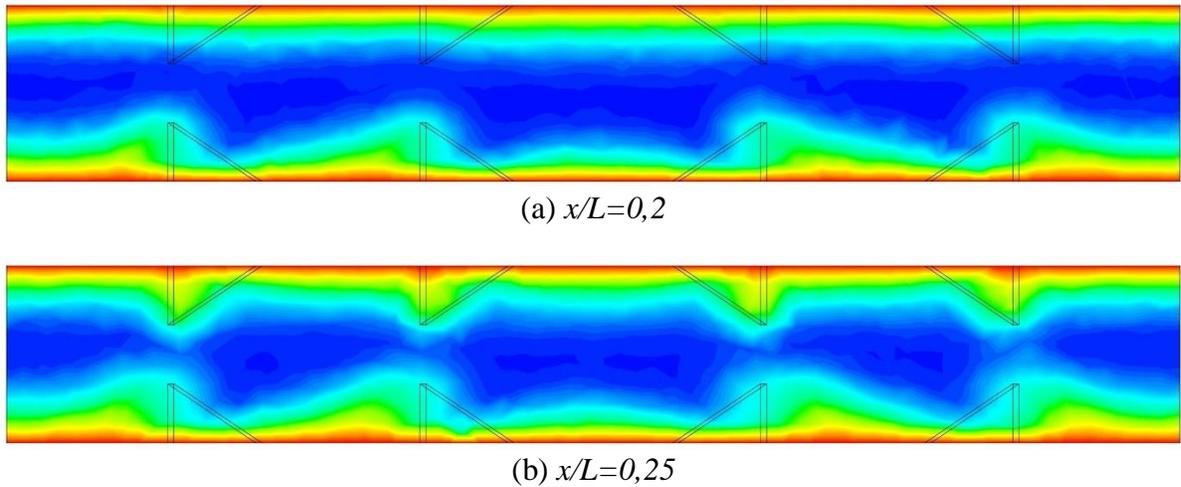


Figura 4.52: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con GV longitudinales.

En la figura (4.53) se ve el flujo de calor, mientras que en la figura (4.54) se aprecia la temperatura “bulk” del intercambiador. En ambos casos se muestran los valores según si posición longitudinal de la aleta inferior dentro del intercambiador. En la figura (4.55), se muestran los valores de Nusselt donde se aprecian los aumentos a causa de los GV en la aleta inferior. Esto se debe a la renovación del fluido, lo que a su vez aumenta la variación de temperatura entre la aleta y el aire. Si se considera un leve aumento en el flujo de calor local y en la temperatura “bulk”, resulta en un aumento local del Nusselt, en comparación con el modelo con $N=2$.

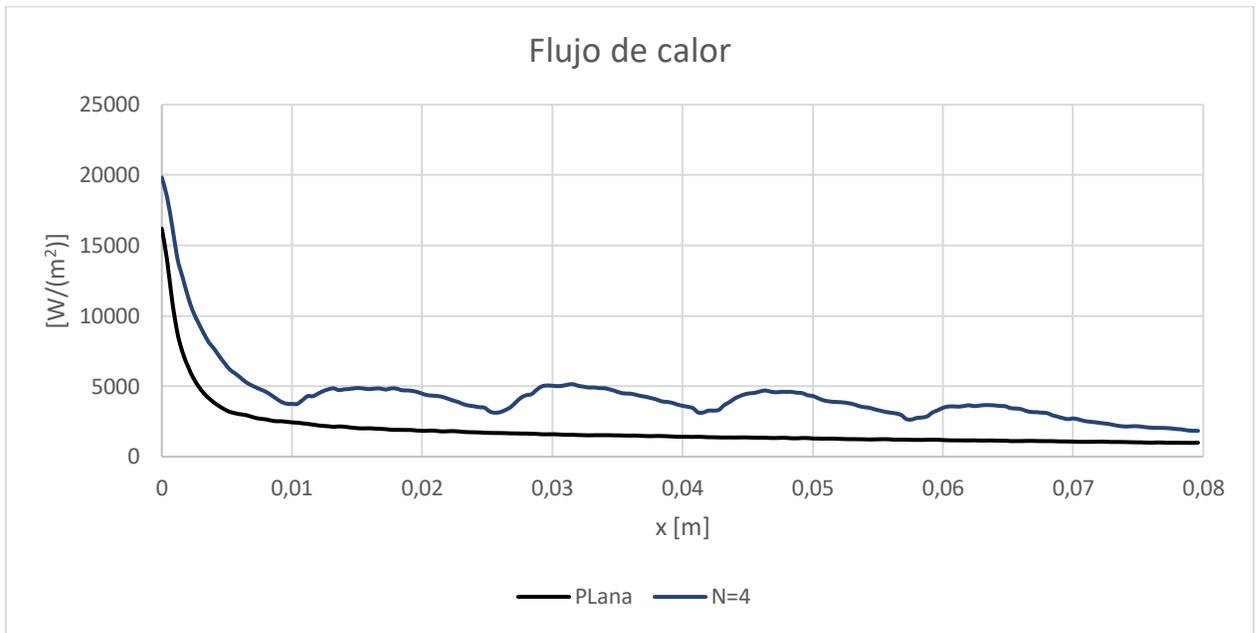


Figura 4.53: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 4$, $Re = 2000$.

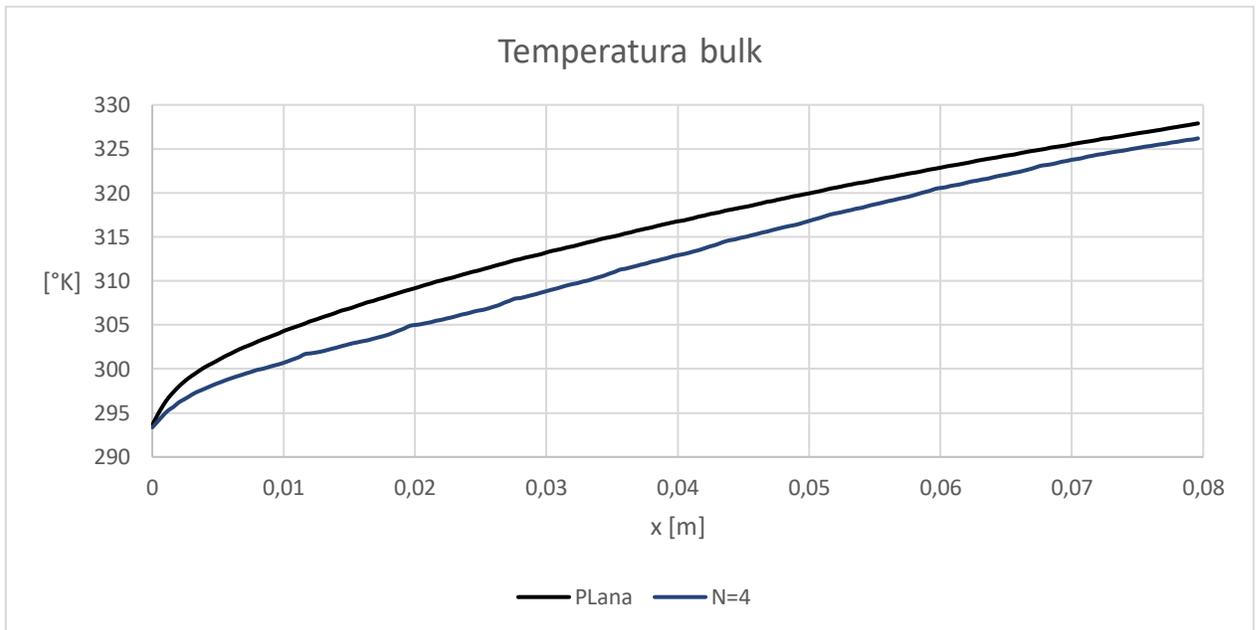


Figura 4.54: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 4$, $Re = 2000$.

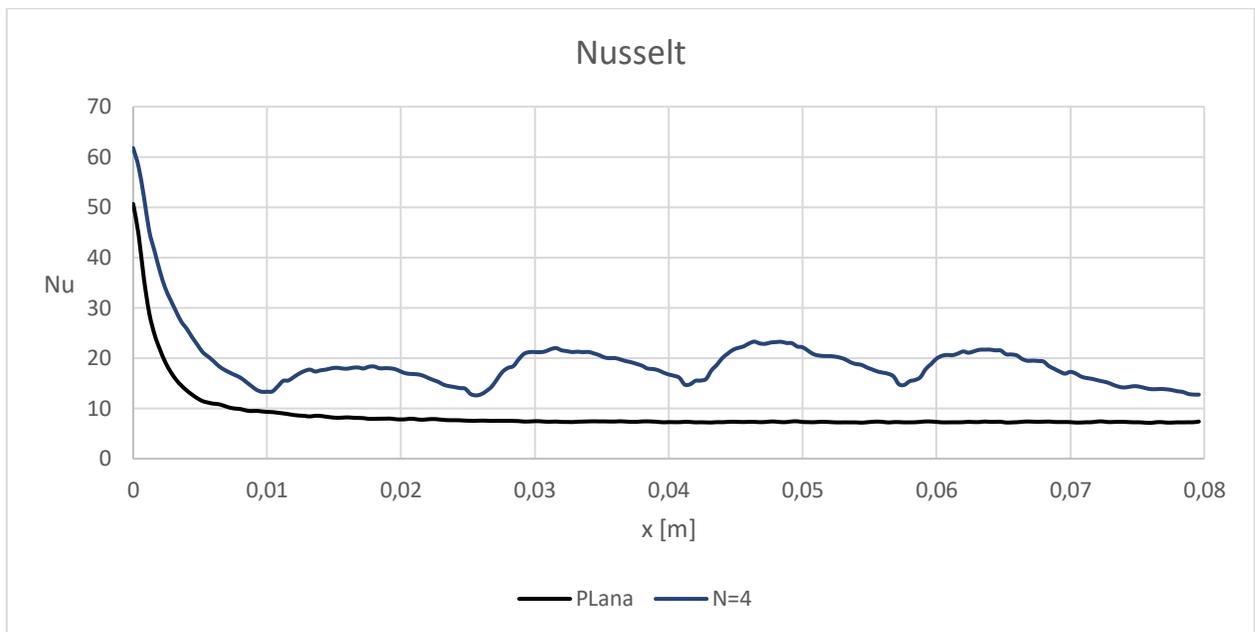


Figura 4.55: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 4$, $Re = 2000$.

4.4.3 Intercambiador con seis generadores de vórtice longitudinales

4.4.3.1 Comportamiento del flujo

Repitiendo la metodología utilizada ya en los modelos con $N=2$ y $N=4$, en la figura (4.56) se muestran las líneas de flujo 3D a lo largo del intercambiador con $N=6$. A diferencia con los modelos anteriores, en este modelo cuesta un poco más distinguir el giro de los vórtices longitudinales, debido a la mayor cantidad presente dentro del intercambiador.

En la figura (4.57) se presentan las líneas de flujo en planos YZ con los cuales se puede ver el efecto producido por los GV longitudinales de manera global. En la figura (4.58) se observa, a diferencia que en los casos con $N = 2$ y $N = 4$, cambio en las líneas de flujo situadas en el plano de la figura (5.58c). Esto se debe a la mayor cantidad de GV, lo que permite que las vorticidades se acoplen y formen una vorticidad conjunta, la cual puede ser vista con mayor detalle en las figuras (5.59a) y (5.59b).

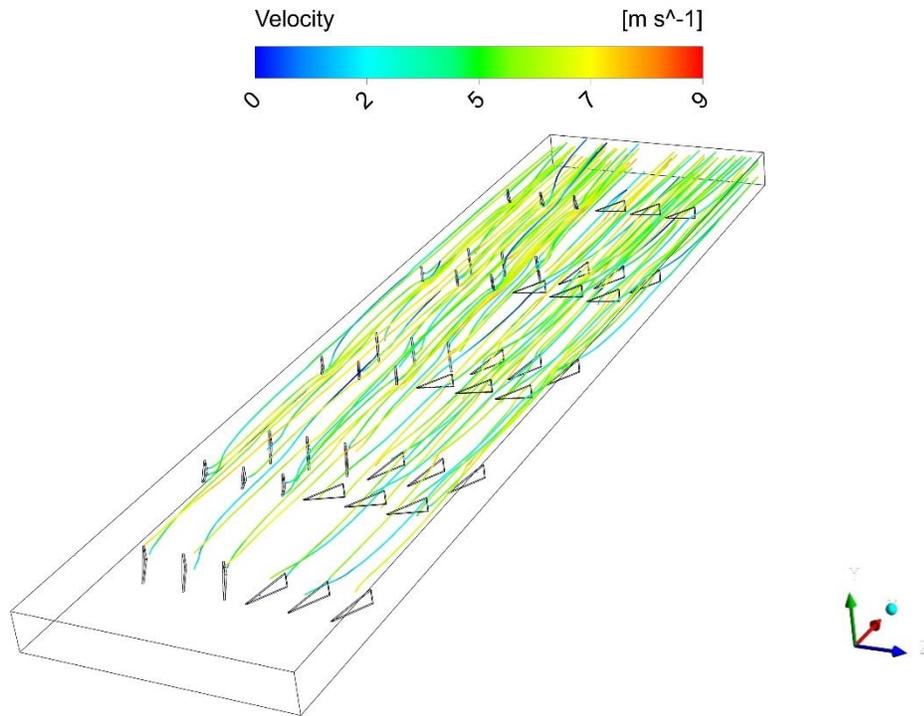


Figura 4.56: Líneas de flujo 3D de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$.

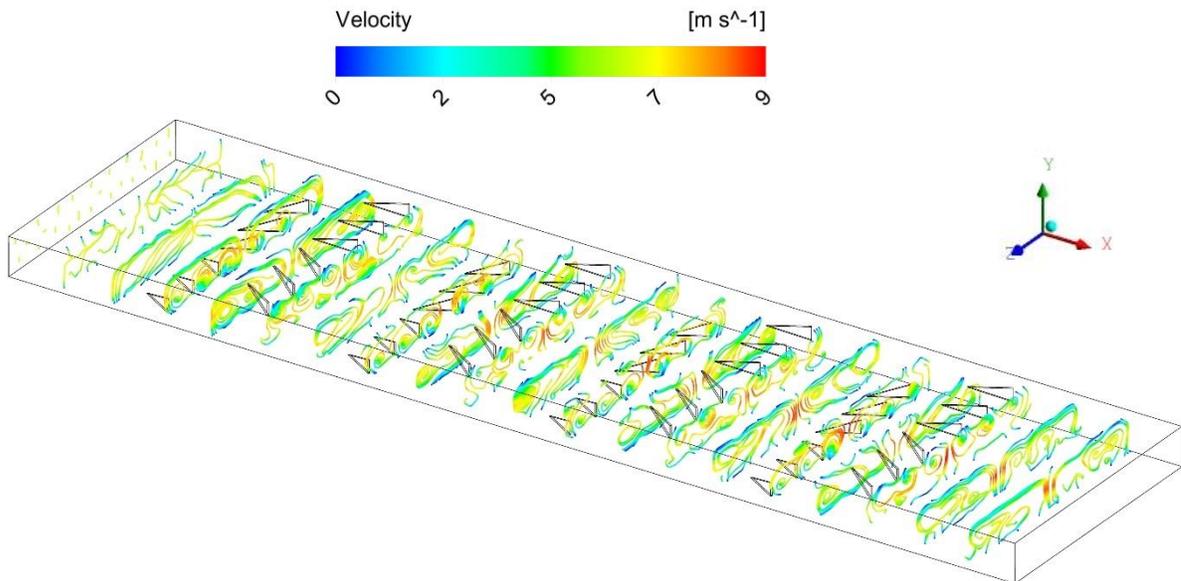


Figura 4.57: Líneas de flujo en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$.

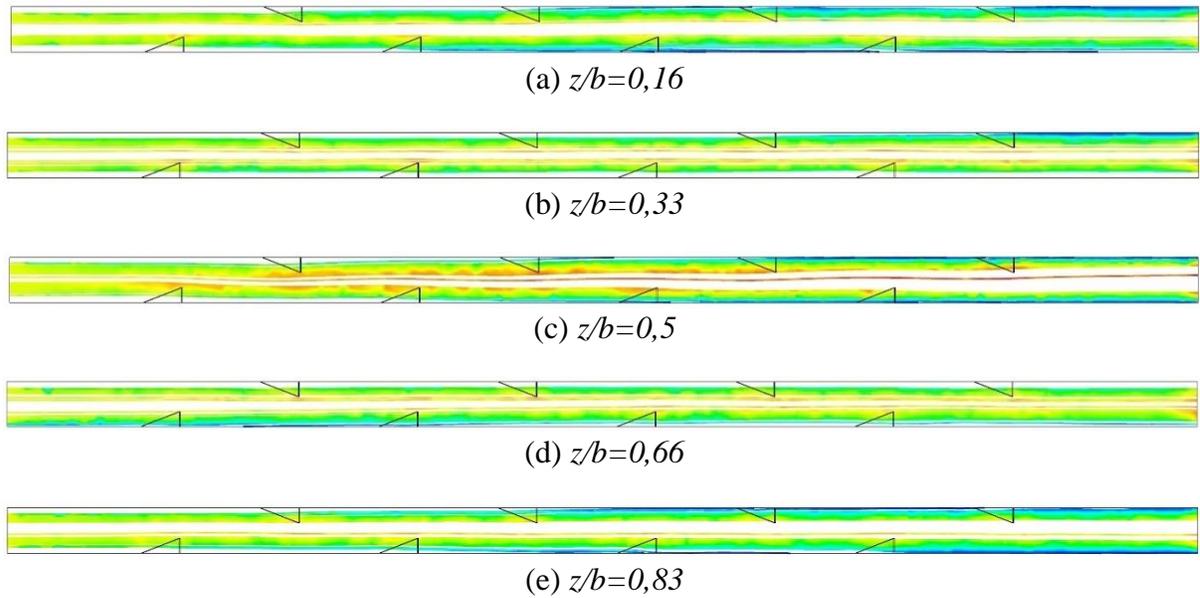


Figura 4.58: Líneas de flujo en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$.

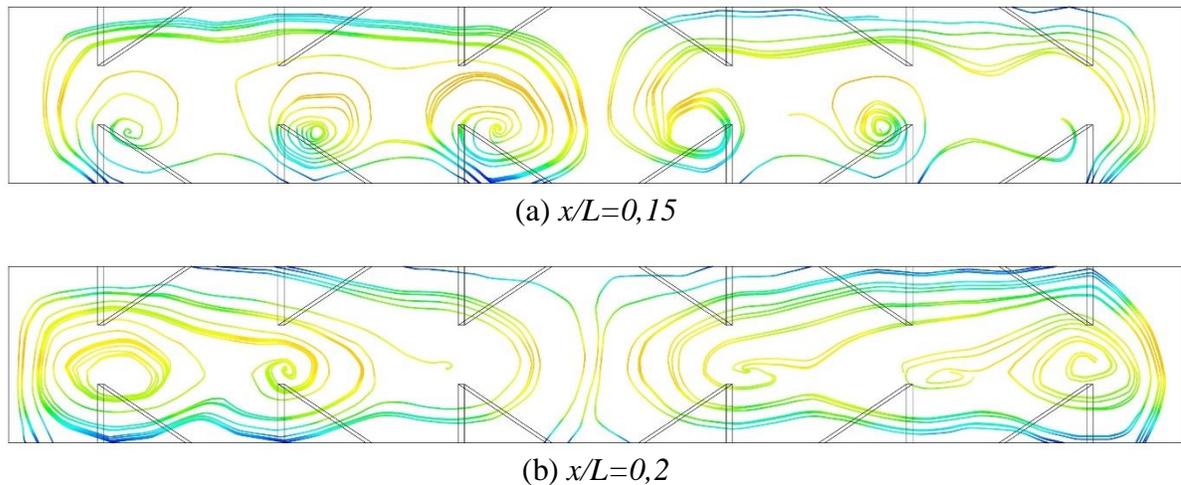


Figura 4.59: Líneas de flujo en plano YZ de modelo con GV longitudinales.

4.4.3.2 Comportamiento térmico

En las figuras (4.60) y (4.61) se pueden apreciar planos YZ y XY respectivamente, en los cuales se puede ver como la capa límite térmica se ve alterada por efecto de los GV longitudinales. Además, se observa una distribución más homogénea en los perfiles de temperatura que en los casos con $N = 2$ y $N = 4$.

En la figura (4.64) se presenta el comportamiento del Nusselt local para la aleta inferior, de lo que se puede extraer como a causa de los GV longitudinales el Nusselt tiene una rápida subida para luego decaer paulatinamente antes de que el fluido se enfrente a la nueva fila de GV. Este

comportamiento del Nusselt se debe a la forma en la que se distribuye el flujo de calor a lo largo de la aleta inferior, ver figura (4.62). La diferencia de temperatura, la cual depende de la temperatura de la aleta, la cual es constante y de la temperatura “bulk”, no afecta tanto en el comportamiento del Nusselt ya que la temperatura “bulk” se mantiene creciente a medida que se avanza por la aleta en la dirección longitudinal, esto se puede ver en la figura (4.63).

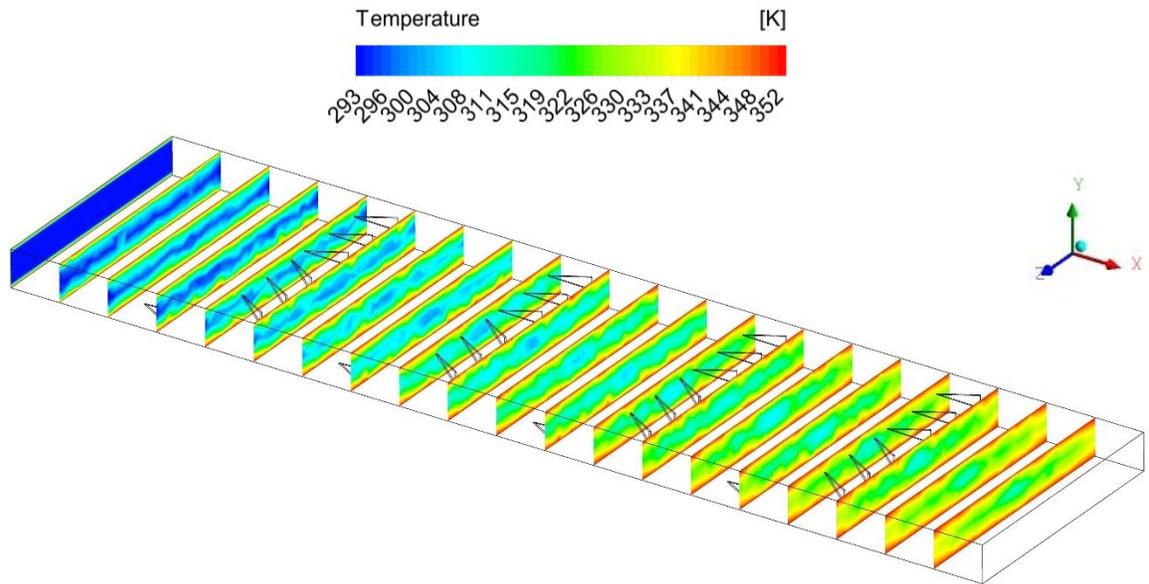


Figura 4.60: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$.

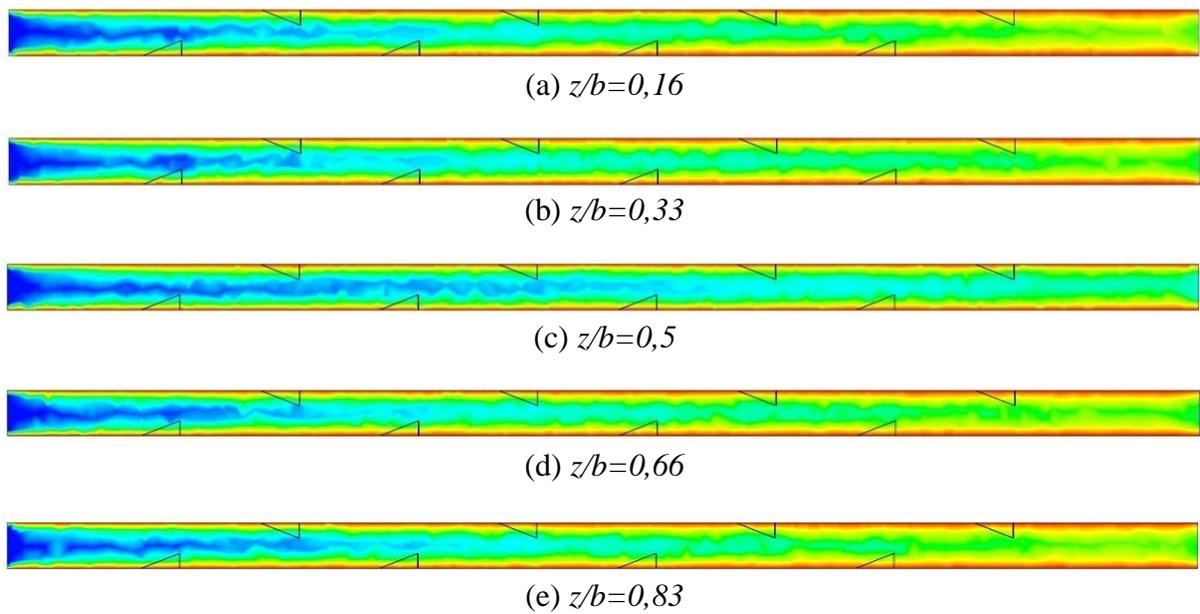


Figura 4.61: Contorno de temperatura en plano XY de modelo con GV longitudinales, $N = 6$, $Re = 2000$.

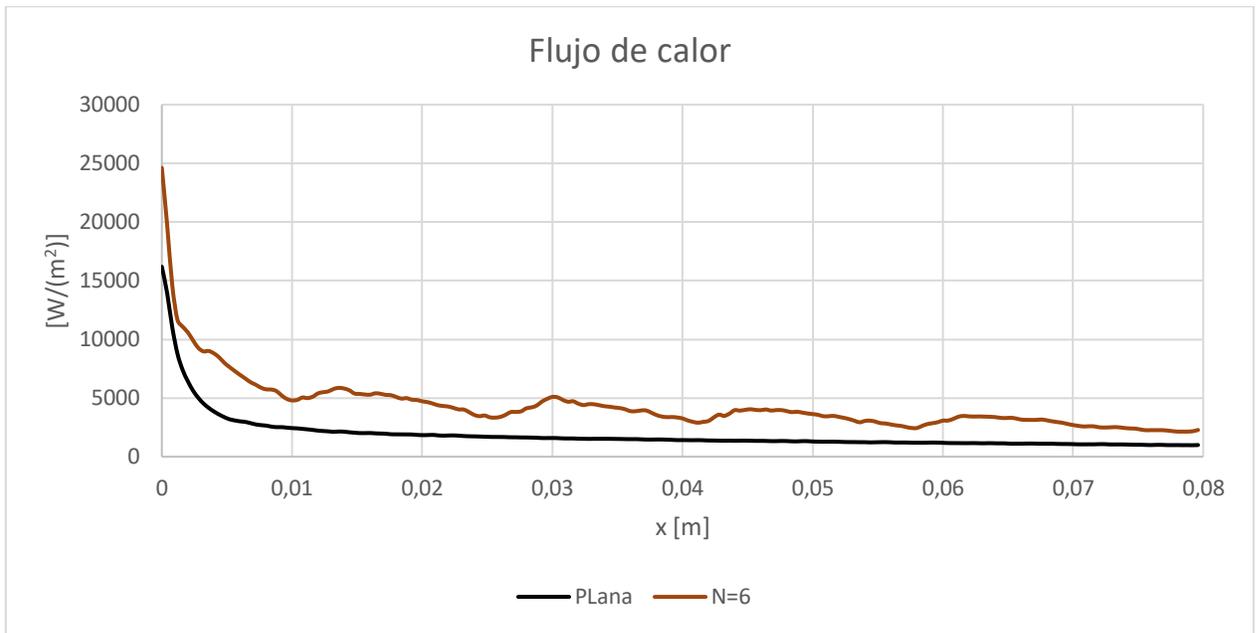


Figura 4.62: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 6$, $Re = 2000$.

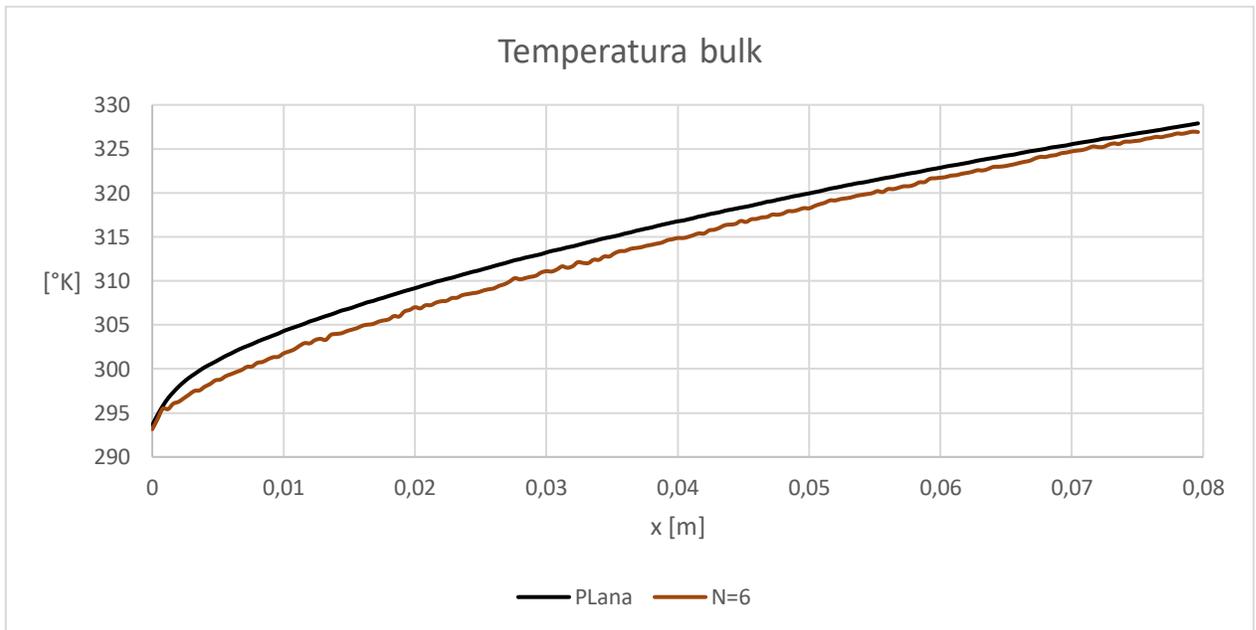


Figura 4.63: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 6$, $Re = 2000$.

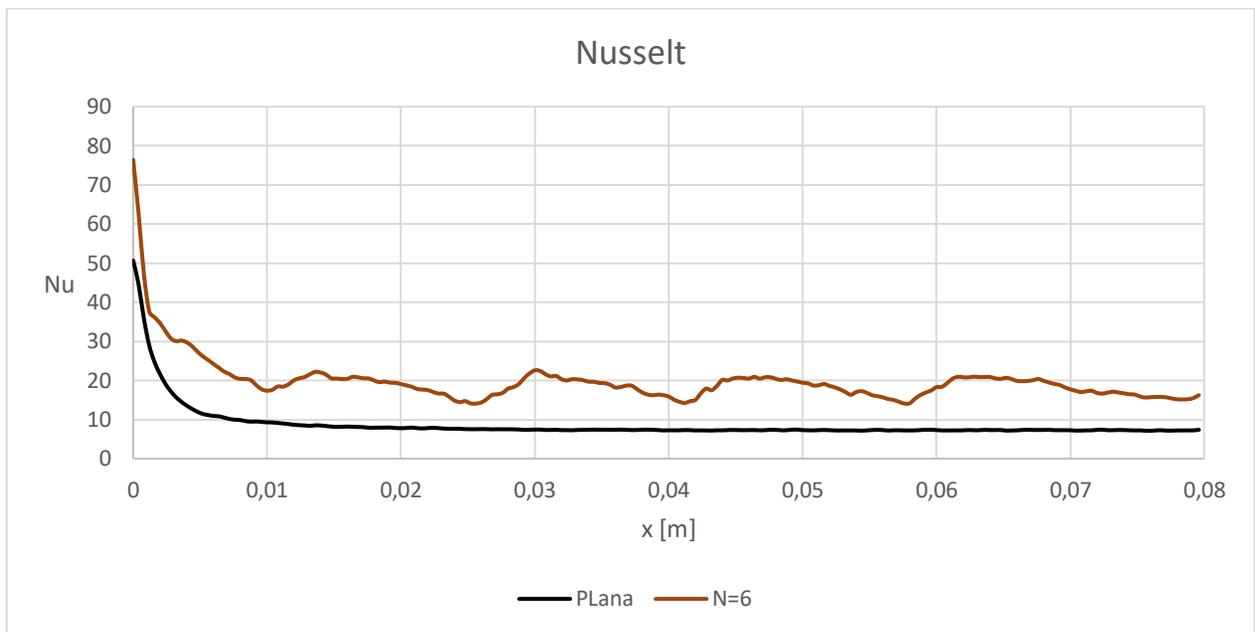


Figura 4.64: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelo con GV longitudinal, $N = 6$, $Re = 2000$.

4.4.4 Resumen modelos con generadores de vórtice longitudinales

De manera de resumen se presentan los gráficos del flujo de calor, la temperatura “bulk” y del número de Nusselt para todas las geometrías con GV longitudinales agrupadas. Donde se ven los flujos de calor en la figura (4.65), las temperaturas “bulk” en la figura (4.66) y los Nusselt en la figura (4.67). En la tabla (4.5), se presentan los valores del número de Nusselt y el factor de fricción obtenido para todas las geometrías con GV longitudinales simuladas.

Tabla 4.5: Número de Nusselt y factor de fricción según N y Reynolds.

		Re	2000	1600	1200	800
Nu	N = 2		14,980195	13,077028	11,164785	9,304124
	N = 4		19,260318	16,212723	13,140080	10,098253
	N = 6		19,854590	17,145259	14,501182	11,876118
f	N = 2		0,030498	0,033174	0,037174	0,044947
	N = 4		0,037135	0,039787	0,043493	0,050310
	N = 6		0,037006	0,040233	0,045381	0,055300

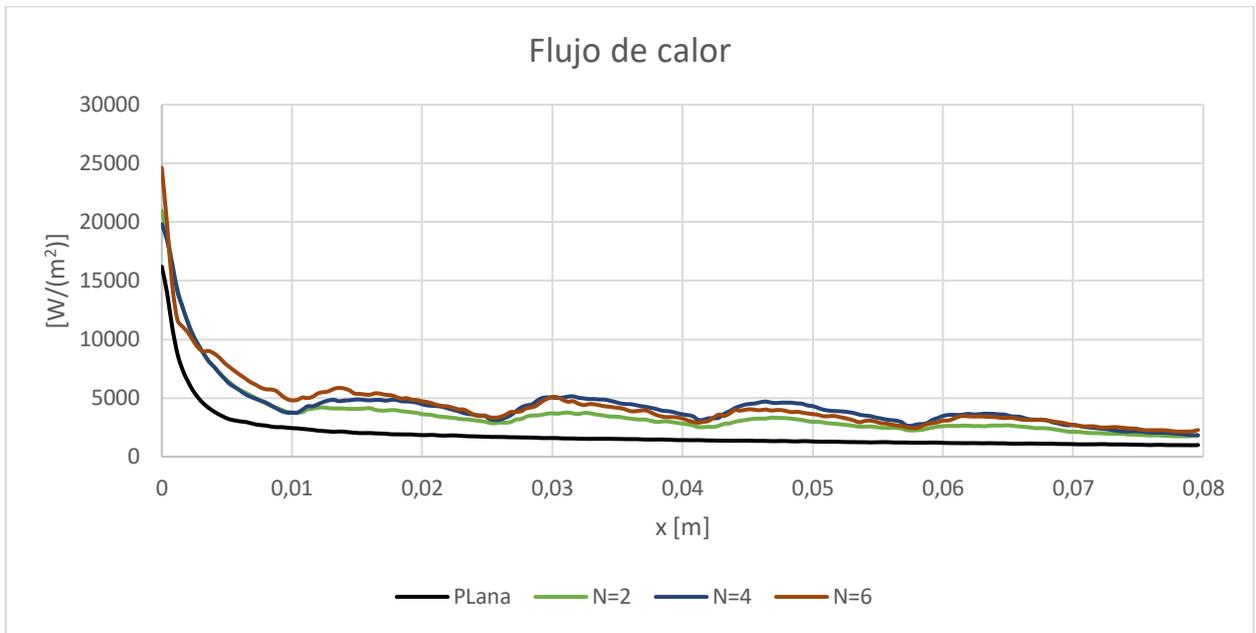


Figura 4.65: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelos con GV longitudinal, Re = 2000.

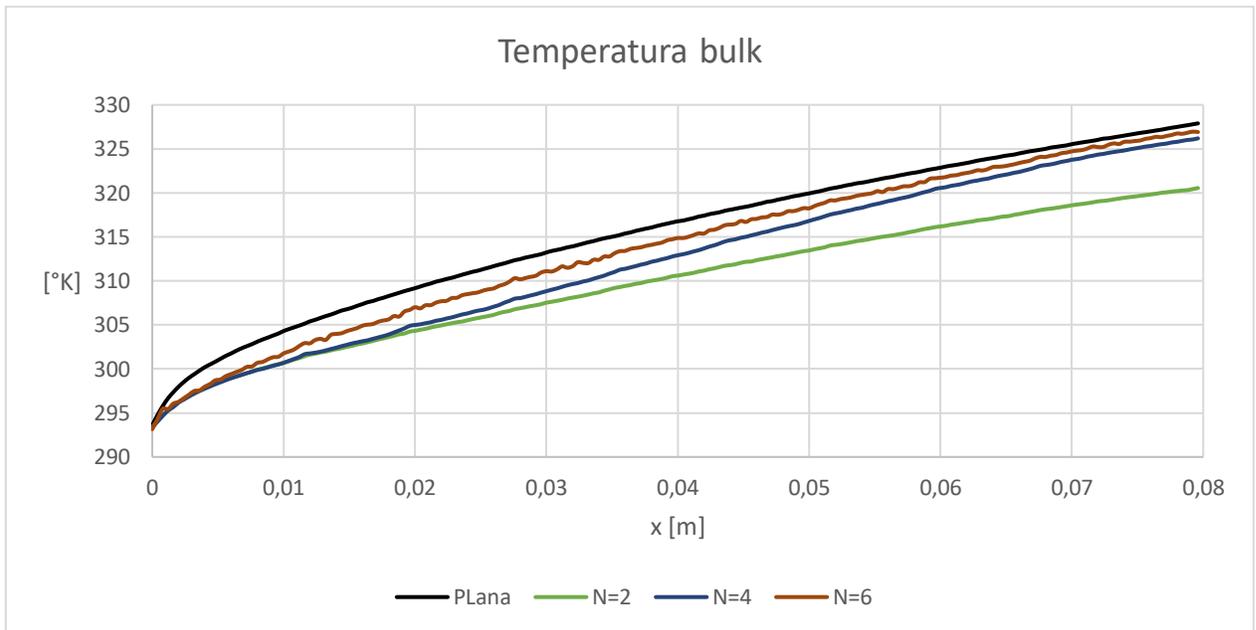


Figura 4.66: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelos con GV longitudinal, Re = 2000.

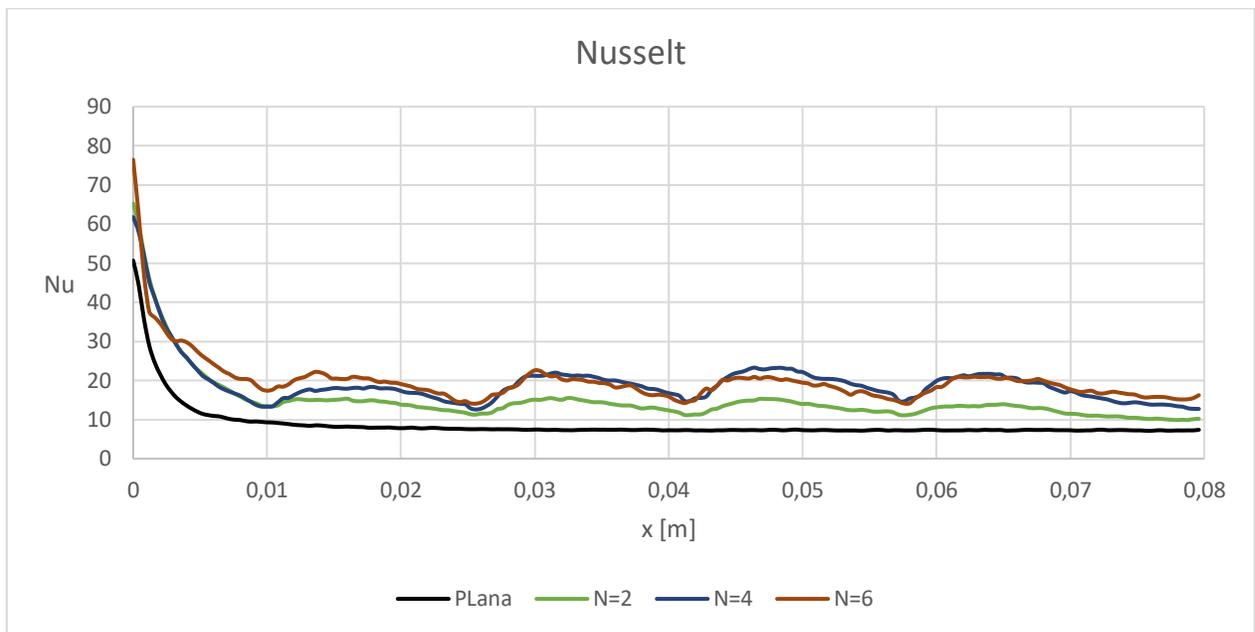


Figura 4.67: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelos con GV longitudinal, $Re = 2000$.

4.5 Comparación de resultados de intercambiadores simples

En esta sección se realizará una comparación cuantitativa de los parámetros calculados y una comparación cualitativa del comportamiento térmico y de flujo de los distintos modelos en sus contextos correspondientes. En la tabla (4.6) se presenta un resumen con los valores de Nusselt y el factor de fricción para todos los modelos simples simulados.

Tabla 4.6: Valores de número de Nusselt y factor de fricción geometrías simples.

		Re	2000	1600	1200	800
Nu	Base		11,438699	10,521279	9,557844	8,409327
f	Base		0,017348	0,019431	0,022582	0,027543
Nu	$W_a = 10^\circ$		15,576584	14,184003	12,490123	10,140508
	$W_a = 20^\circ$		21,586501	18,125550	14,549348	11,063989
	$W_a = 25^\circ$		26,717716	23,060602	19,145009	14,612995
	$W_a = 30^\circ$		32,425781	29,536699	24,255176	18,958197
f	$W_a = 10^\circ$		0,025508	0,029304	0,035398	0,046197
	$W_a = 20^\circ$		0,091600	0,101884	0,111896	0,111933
	$W_a = 25^\circ$		0,133172	0,157571	0,168635	0,173387
	$W_a = 30^\circ$		0,205315	0,218558	0,227618	0,235005
Nu	N = 2		14,980195	13,077028	11,164785	9,304124
	N = 4		19,260318	16,212723	13,140080	10,098253
	N = 6		19,854590	17,145259	14,501182	11,876118
f	N = 2		0,030498	0,033174	0,037174	0,044947
	N = 4		0,037135	0,039787	0,043493	0,050310
	N = 6		0,037006	0,040233	0,045381	0,055300

4.5.1 Modelos con ondulaciones

En las figuras (4.68) y (4.69) se puede visualizar gráficamente el comportamiento del número de Nusselt y el factor de fricción para los 3 modelos con aletas onduladas. Para el caso del Nusselt, el modelo con $W_a = 30^\circ$ es en promedio un 38% y un 50% mayor que los modelos con $W_a = 20^\circ$ y $W_a = 10^\circ$ respectivamente. En el caso del factor de fricción, la diferencia es 53% y 85%.

Luego de utilizar la ecuación (2.19) para calcular el valor del criterio de desempeño F_D se obtienen los resultados representados en la figura (4.70). donde se puede observar que según el factor de desempeño el mejor modelo es el intercambiador de calor con $W_a = 30^\circ$ y el peor es el con $W_a = 20^\circ$. Pero como también se deben considerar aspectos cualitativos es relevante recalcar que el mejor modelo, en términos de comportamiento de fluido y de alineamiento con los objetivos del trabajo, es el intercambiador con $W_a = 20^\circ$ debido a que posee vórtices transversales a diferencia del caso $W_a = 10^\circ$ y no presenta zonas tan grandes de recirculación como es el caso de $W_a = 30^\circ$.

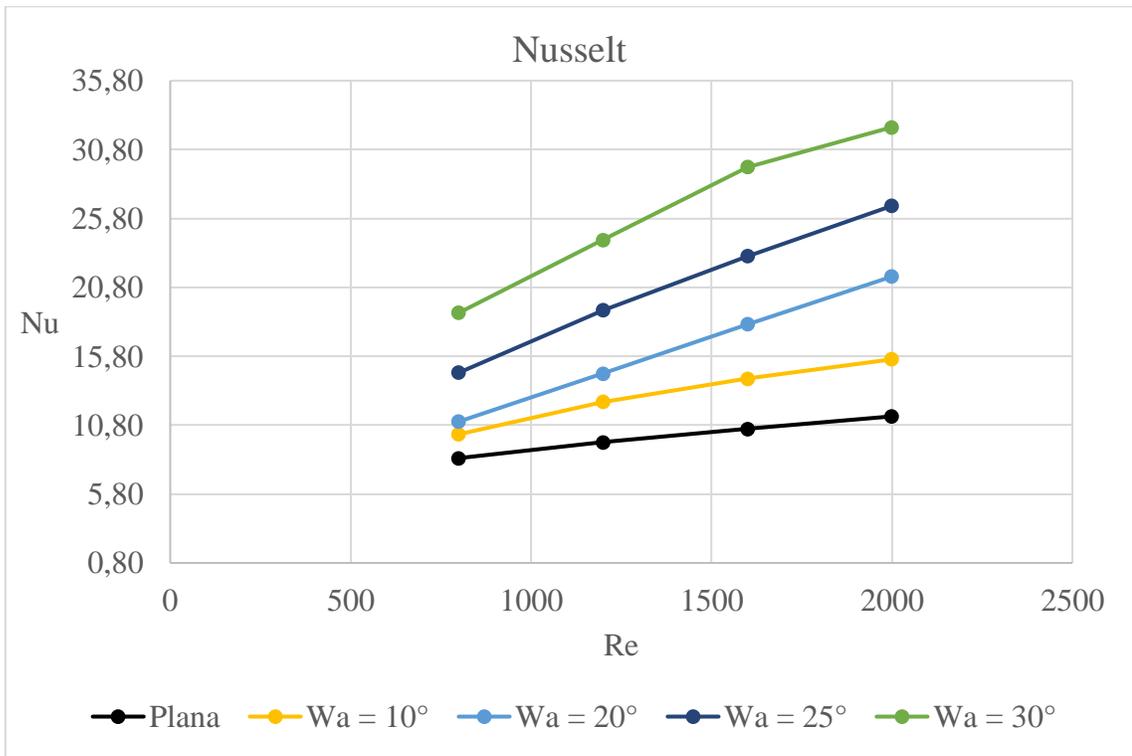


Figura 4.68: Número de Nusselt para los modelos con aletas onduladas según Reynolds.

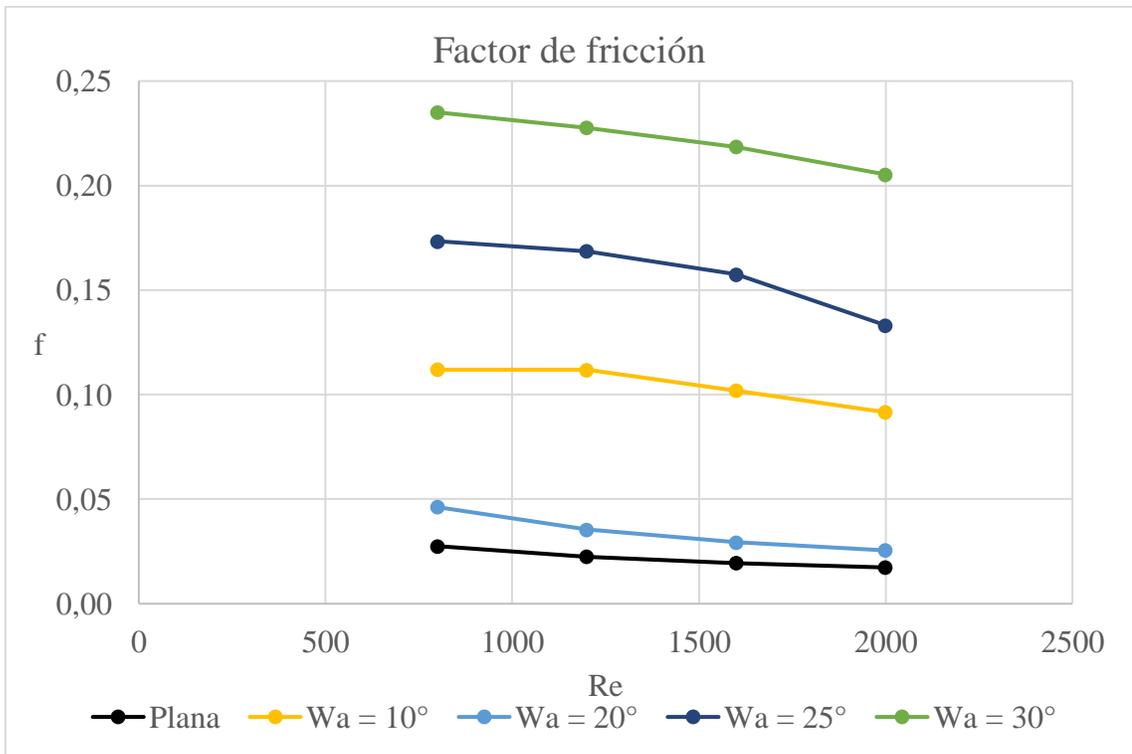


Figura 4.69: Factor de fricción para los modelos con aletas onduladas según Reynolds.

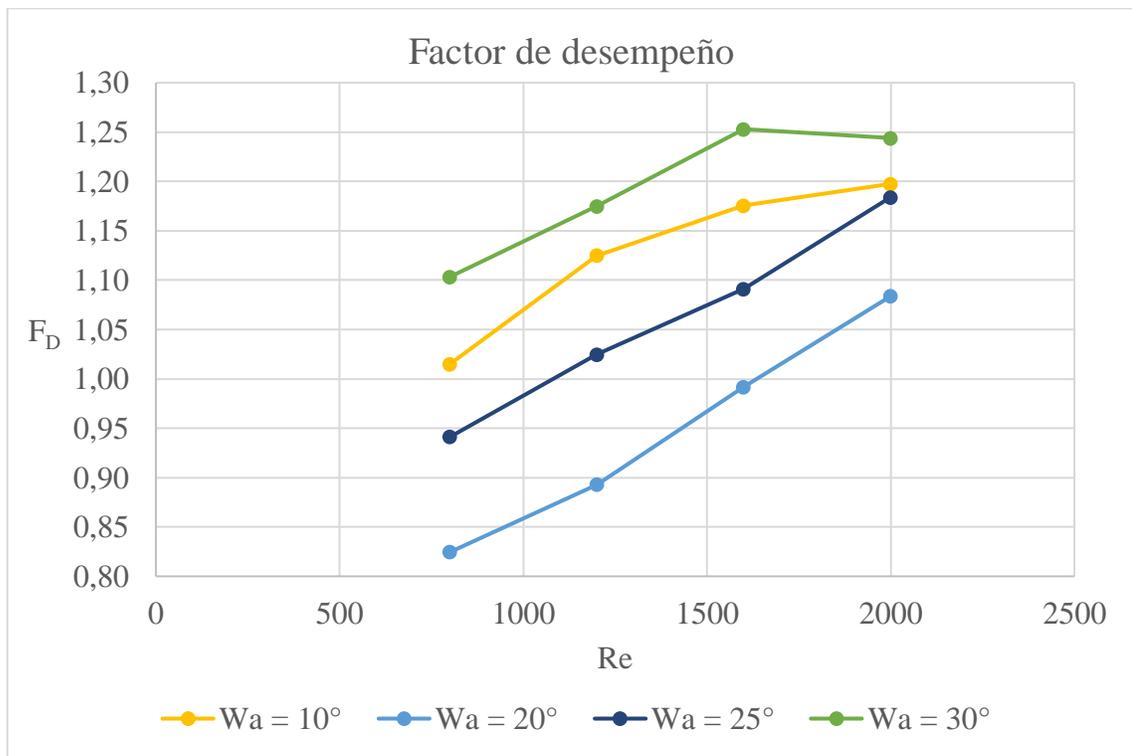


Figura 4.70: Factor de desempeño para los modelos con aletas onduladas según Reynolds.

4.5.2 Modelos con GV longitudinales

En las figuras (4.71) y (4.72) se puede visualizar gráficamente el comportamiento del número de Nusselt y el factor de fricción para los 3 modelos con GV longitudinales. Para el caso del Nusselt, el modelo con $N = 6$ es en promedio un 7% y un 23% mayor que los modelos con $N = 4$ y $N = 2$ respectivamente. En el caso del factor de fricción, la diferencia es 4% y 18%.

En la figura (4.73) se pueden ver los resultados obtenidos al calcular el parámetro R para los modelos con GV longitudinales, donde se ve claramente que el criterio de desempeño tiene una proporcionalidad directa al número de GV longitudinales por fila, por lo que el mejor diseño corresponde al modelo de intercambiador con $N = 6$.

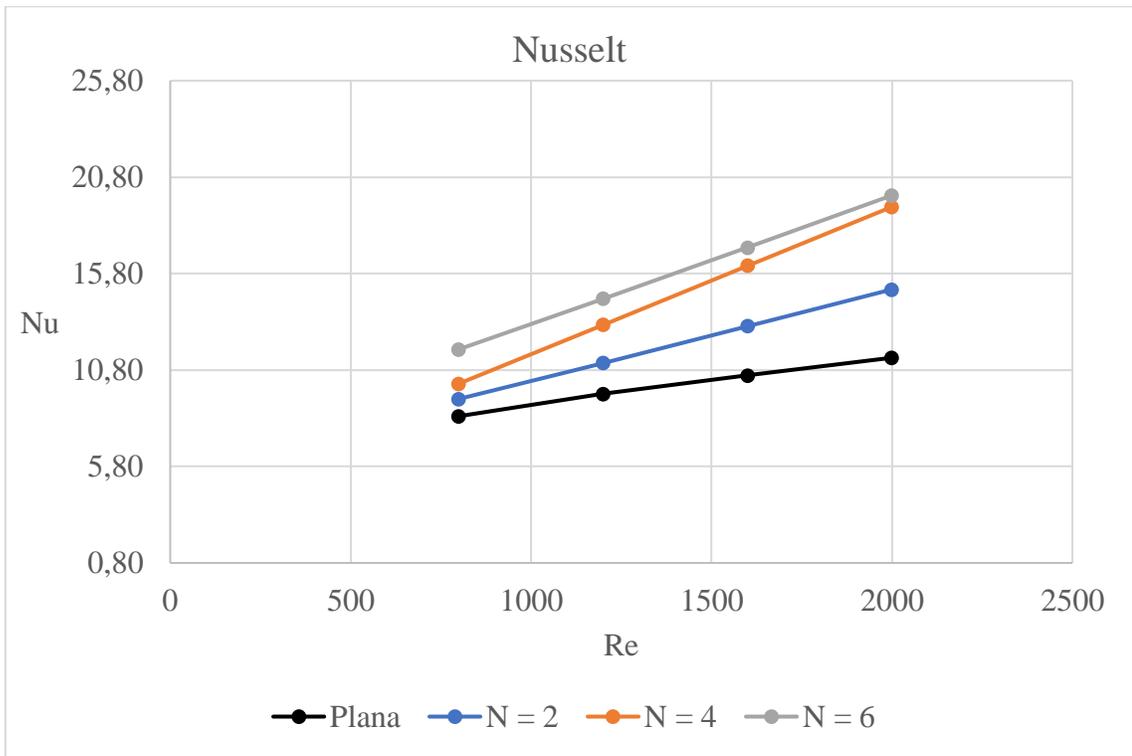


Figura 4.71: Número de Nusselt para los modelos con GV longitudinales según Reynolds.

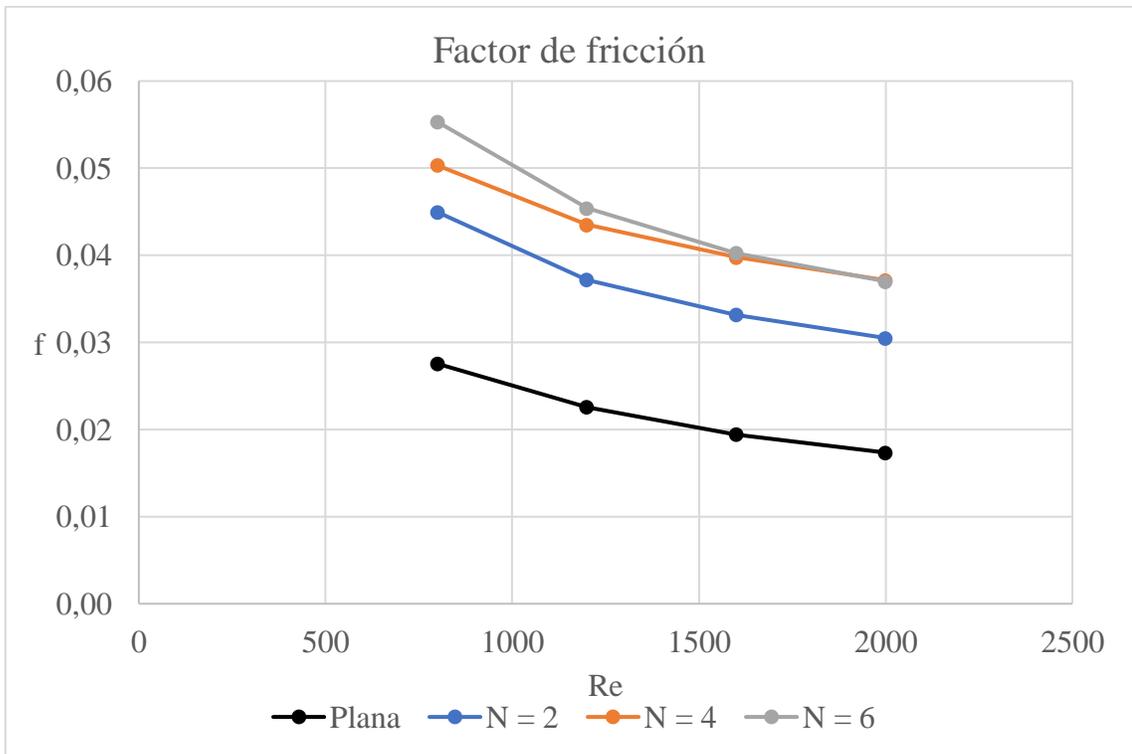


Figura 4.72: Factor de fricción para los modelos con GV longitudinales según Reynolds.

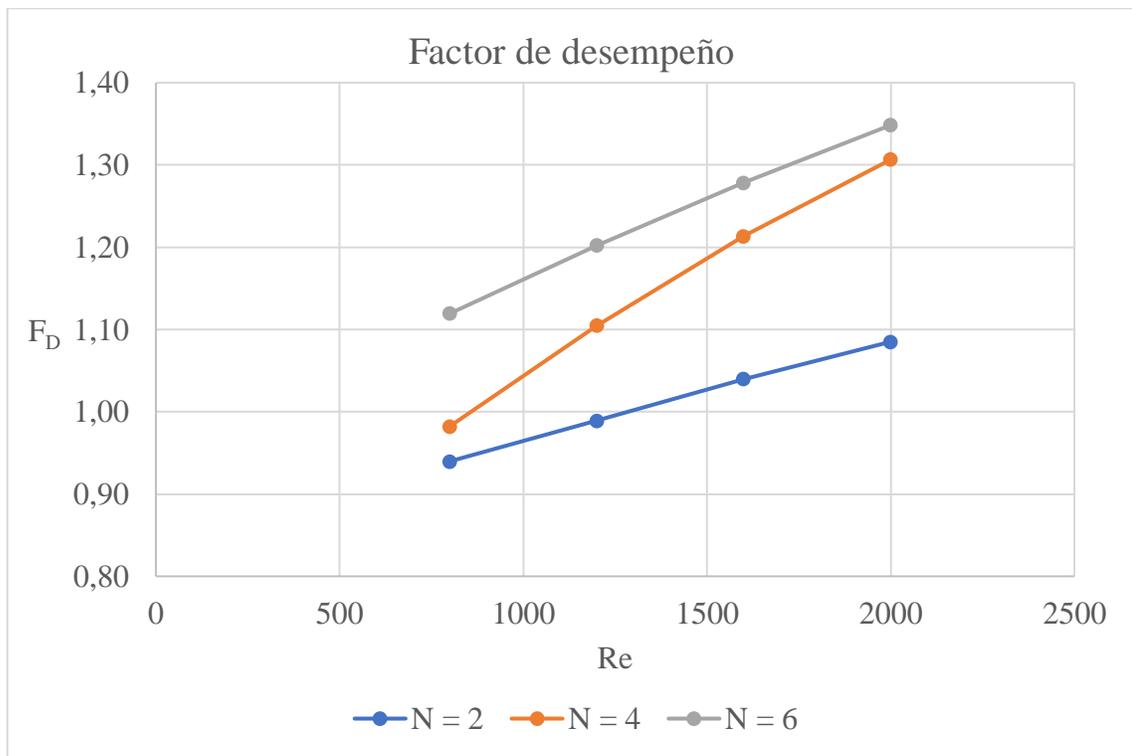


Figura 4.73: Factor de desempeño para los modelos con GV longitudinales según Reynolds.

4.5.3 Selección de modelos combinados

Del análisis de la comparación entre resultados de simulaciones de los modelos con ondulaciones y los modelos con GV longitudinales, se establece que el primer modelo combinado a seleccionar será aquel conformado por los dos mejores resultados de las simulaciones de modelos simples, según el criterio de desempeño, el cual corresponde a un intercambiador con $W_a = 30^\circ$ y con $N = 6$.

El criterio de desempeño relaciona el intercambio de calor con la pérdida de carga de manera que cuando esta es muy alta se hace significativa y reduce el factor de desempeño.

Debido a que el intercambiador con $W_a = 20^\circ$ tiene el segundo mejor intercambio de calor después del de $W_a = 30^\circ$, y aunque tiene el peor factor de desempeño, debido a grandes pérdidas de carga producidas por los vórtices transversales, se selecciona junto al anterior con la finalidad de evaluar si la inclusión de delta winglet mejora su transferencia de calor en las zonas de recirculación. En la figura (4.74) se representan los factores de desempeño promedio q fueron evaluados, en la cual se evidencia la presencia de un desempeño mínimo en función del ángulo de ondulación, el cual se encuentra cercano de $W_a = 20^\circ$, lo que genera aún más interés por una geometría combinada que considere $W_a = 20^\circ$.

Por lo tanto, los modelos combinados que serán sometidos a simulación son:

- $W_a = 30^\circ$ y con $N = 6$
- $W_a = 20^\circ$ y con $N = 6$

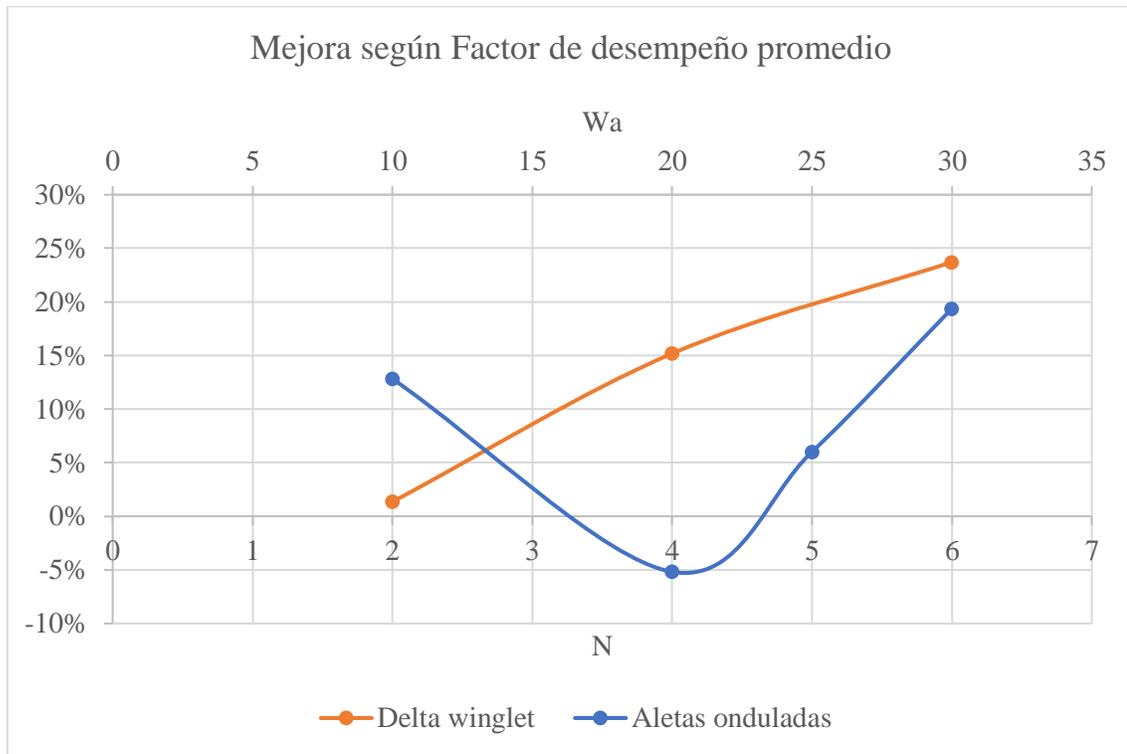


Figura 4.74: Mejora porcentual según factor de desempeño para modelos con ondulación y con GV longitudinales.

4.6 Intercambiadores con combinación de generadores de vórtice

En esta sección se presentan los resultados de simulaciones de intercambiadores de calor en los que se han combinado GV transversales y longitudinales.

4.6.1 Comportamiento del flujo

En las figuras (4.75) y (4.76) se muestran las líneas de flujo 3D de los modelos combinados con $W_a = 20^\circ$ y $W_a = 30^\circ$ respectivamente. En ellas se pueden apreciar leves rotaciones de las líneas de flujo a causa de los GV longitudinales como de los vórtices de Görtler.

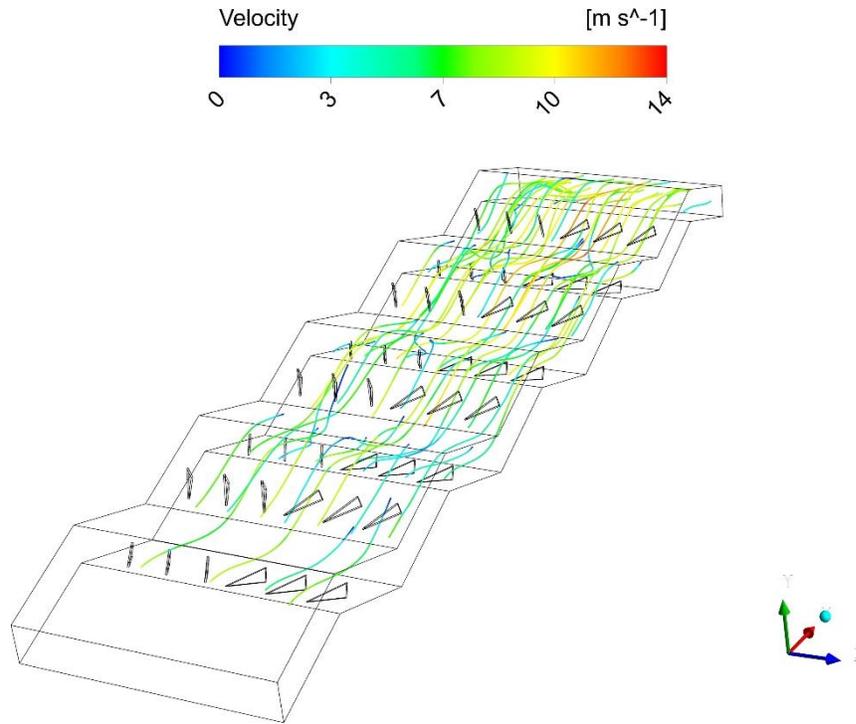


Figura 4.75: Líneas de flujo 3D de modelo combinado, $W_a = 20^\circ$, $N = 6$, $Re = 2000$.

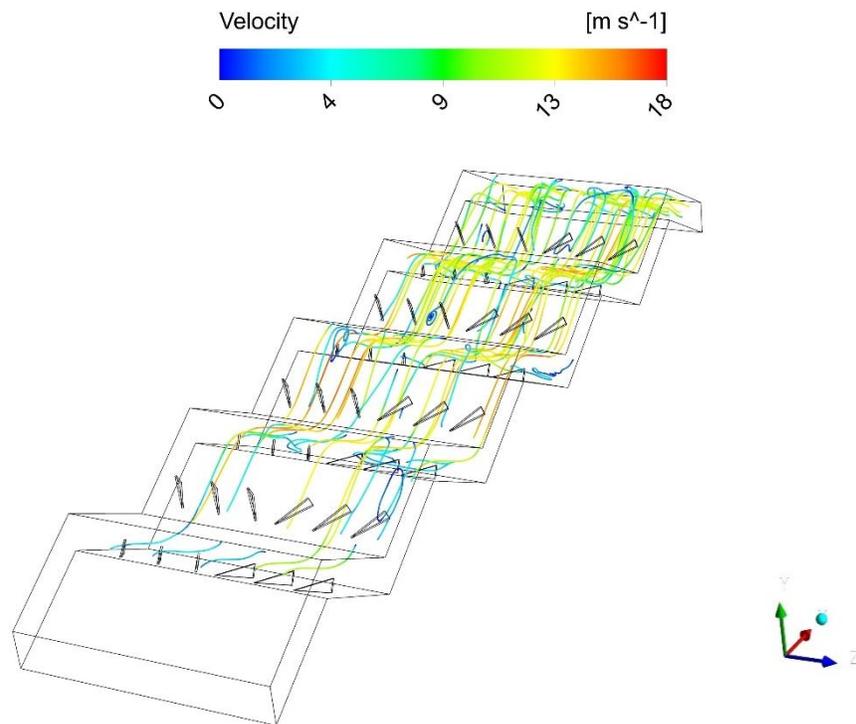


Figura 4.76: Líneas de flujo 3D de modelo combinado, $W_a = 30^\circ$, $N = 6$, $Re = 2000$.

En las figuras (4.77) y (4.78) se presentan las líneas de flujo en planos YZ con los cuales se puede ver el efecto producido por los GV de manera global. En estas figuras es más sencillo reconocer los vórtices longitudinales.

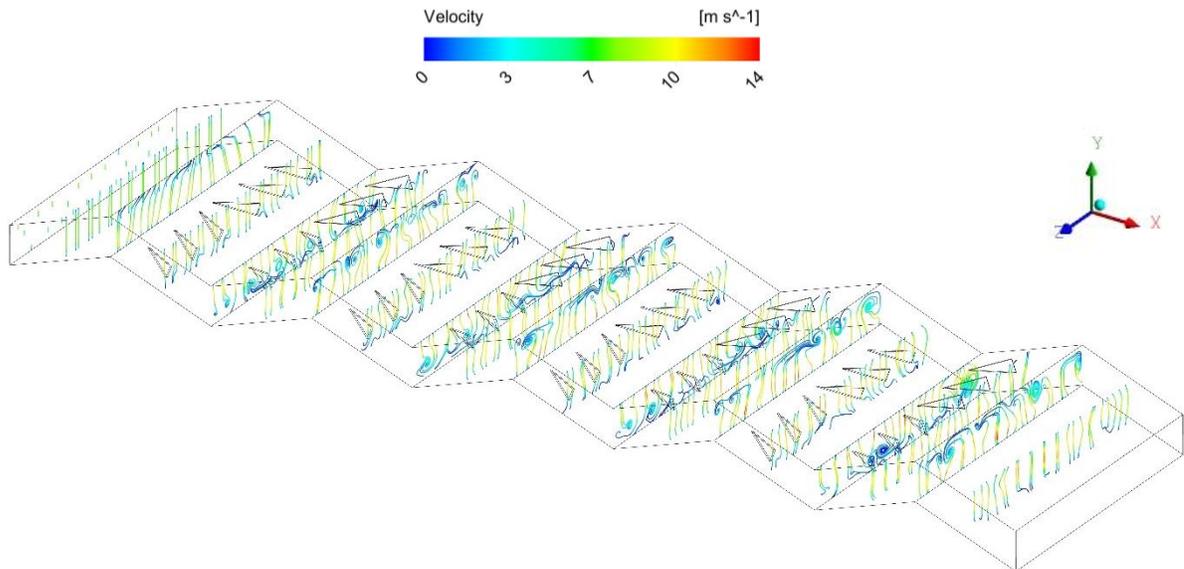


Figura 4.77: Líneas de flujo en planos YZ de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 20^\circ$, $Re = 2000$.

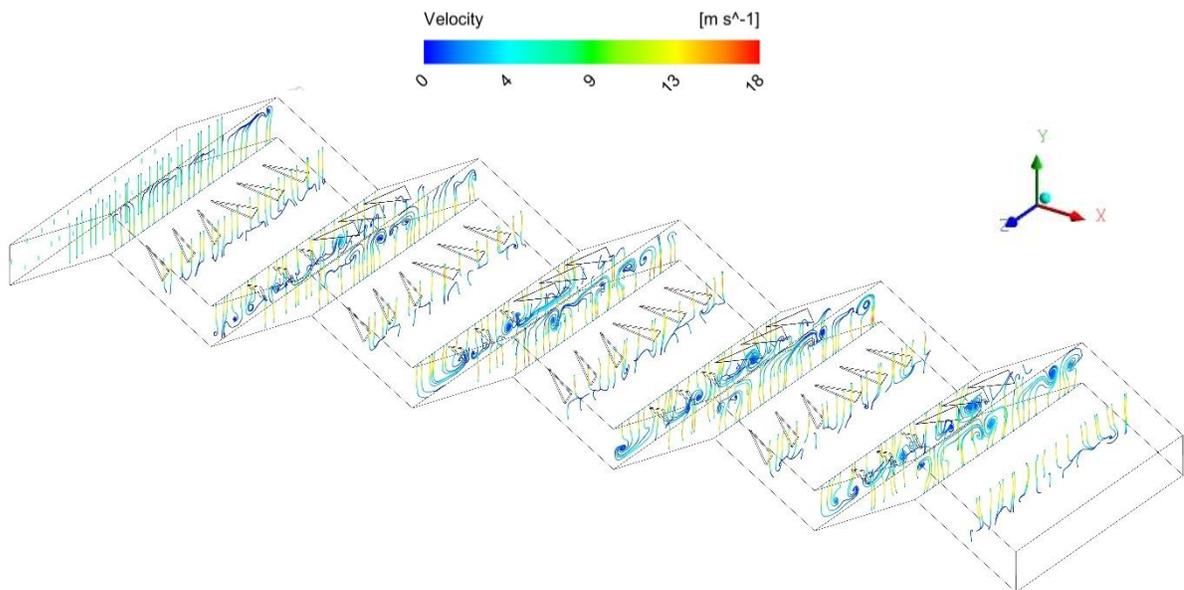


Figura 4.78: Líneas de flujo en planos YZ de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 30^\circ$, $Re = 2000$.

En las figuras (4.79) y (4.80) se observan menores niveles de recirculación que en su contraparte sin GV longitudinales para el caso de $W_a = 20^\circ$, en cambio para el caso de $W_a = 30^\circ$ no se nota una diferencia significativa.

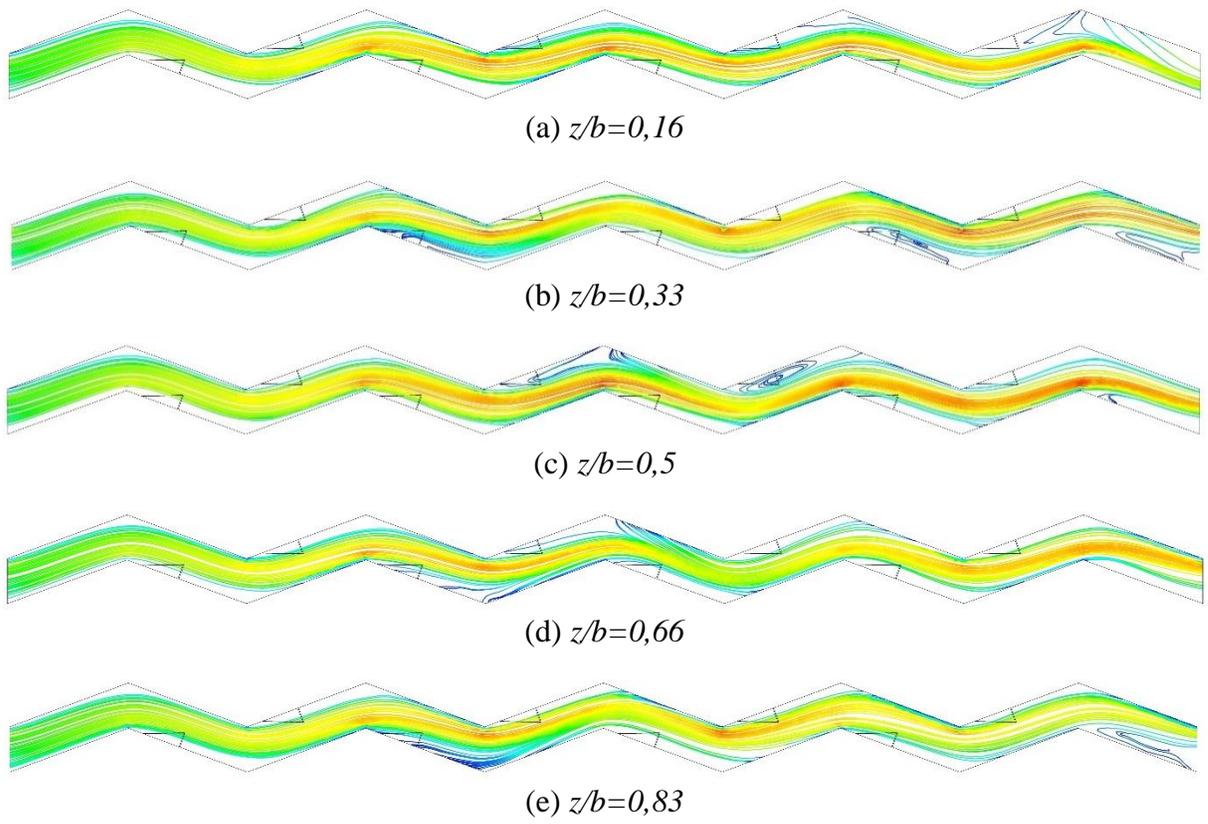
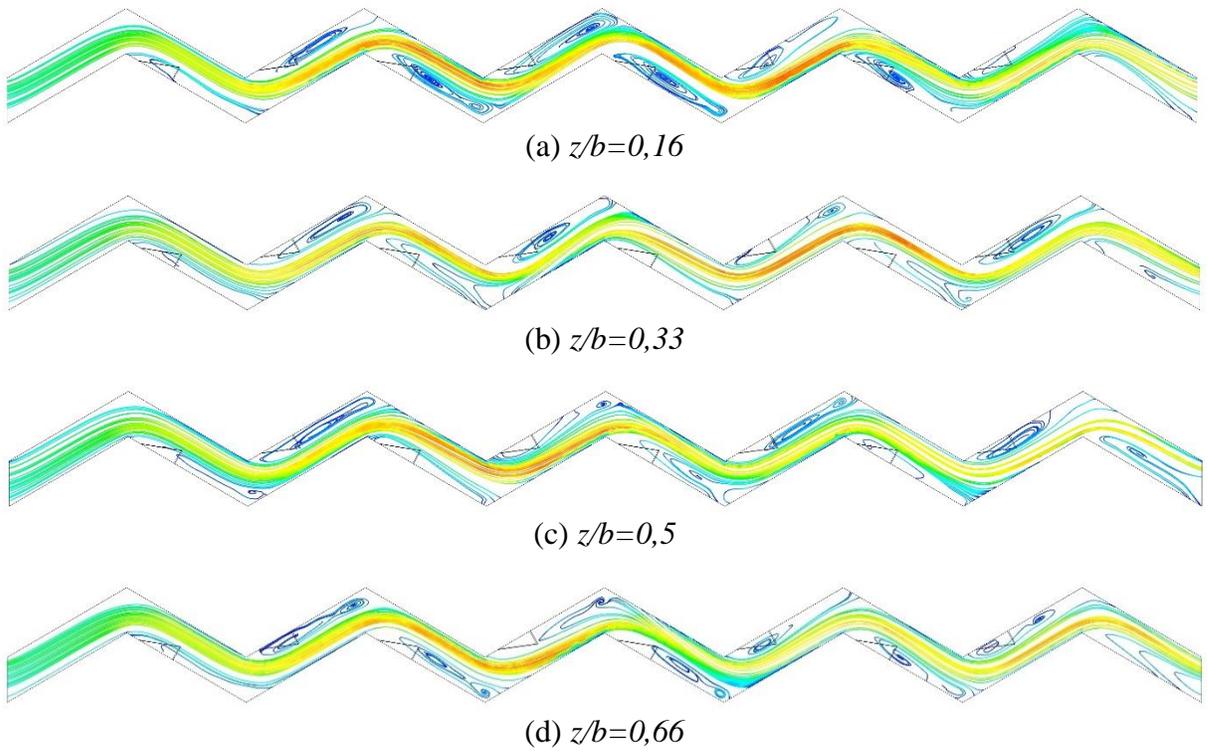


Figura 4.79: Líneas de flujo en plano XY de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 20^\circ$, $Re = 2000$.



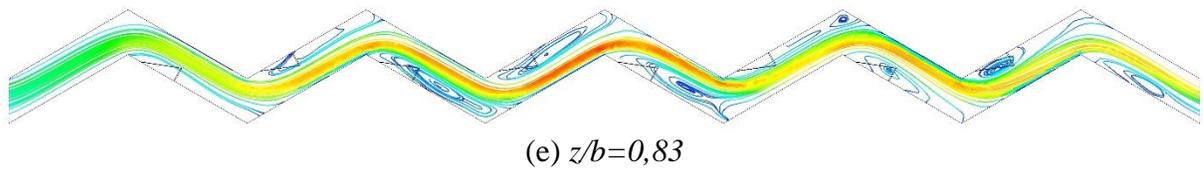


Figura 4.80: Líneas de flujo en plano XY de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 30^\circ$, $Re = 2000$.

4.6.2 Comportamiento térmico

En las figuras (4.81) y (4.82) se pueden apreciar planos YZ con los contornos de temperatura para los modelos combinados con $W_a = 20^\circ$ y $W_a = 30^\circ$ respectivamente. A simple vista se puede distinguir un mayor aumento en la temperatura del aire que circula por el intercambiador con geometría combinada de $W_a = 30^\circ$, los mismo puede ser dicho al analizar las figuras (4.83) y (4.84).

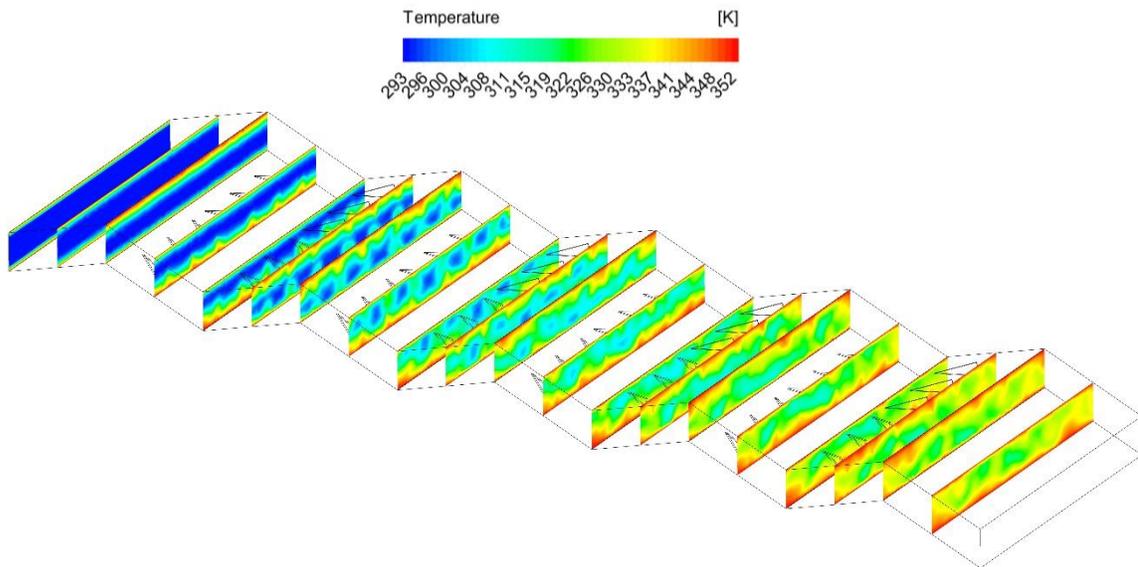


Figura 4.81: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 20^\circ$ $Re = 2000$.

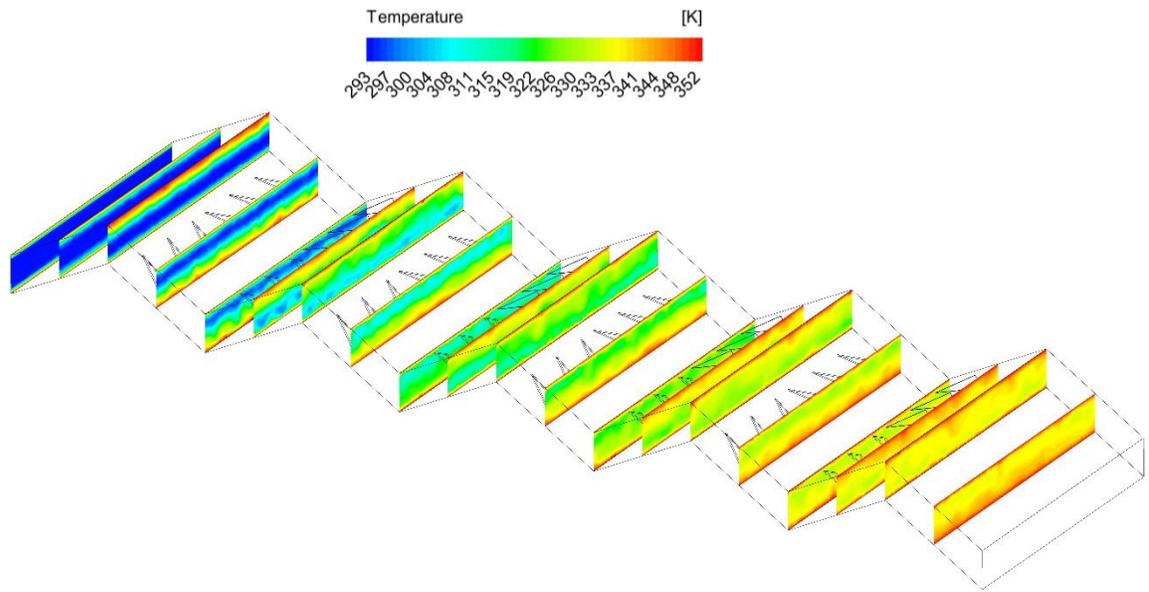


Figura 4.82: Contornos de temperatura en planos YZ de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 30^\circ$ $Re = 2000$.

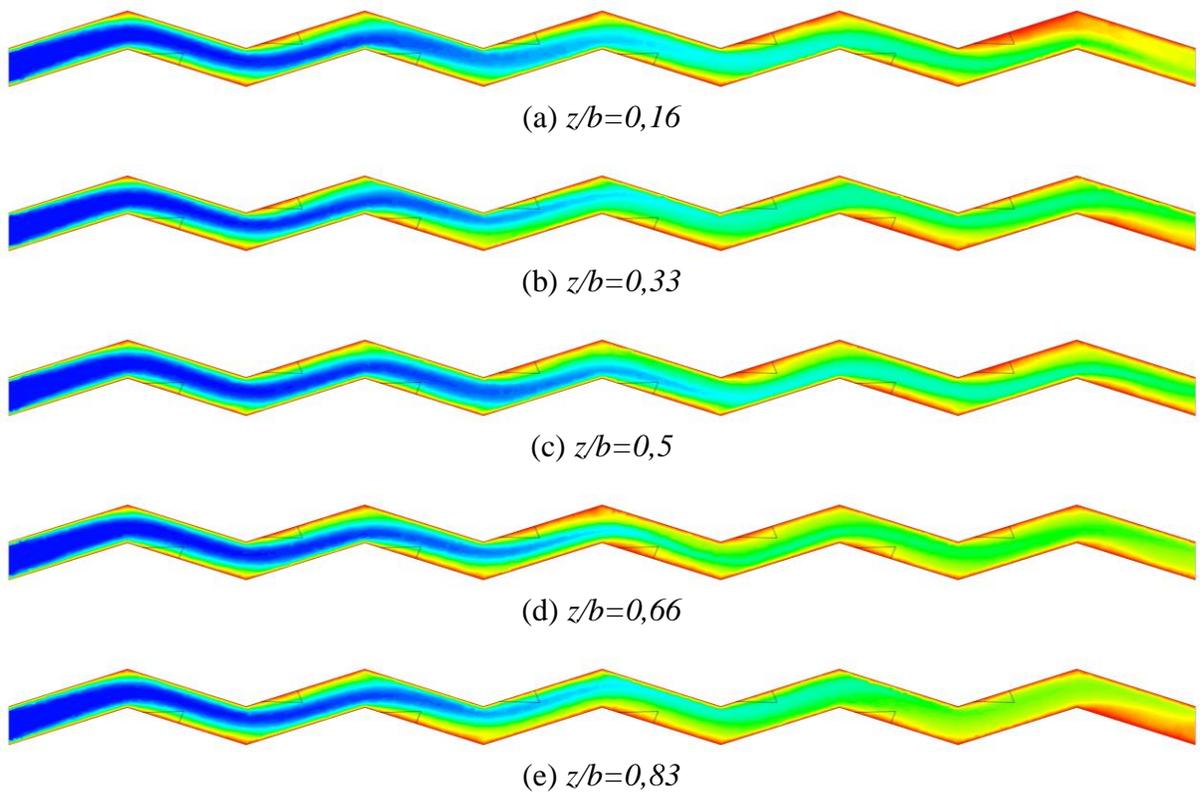


Figura 4.83: contorno de temperatura en plano XY de modelo combinado, $N = 6$, $W_a = 20^\circ$, $Re = 2000$.

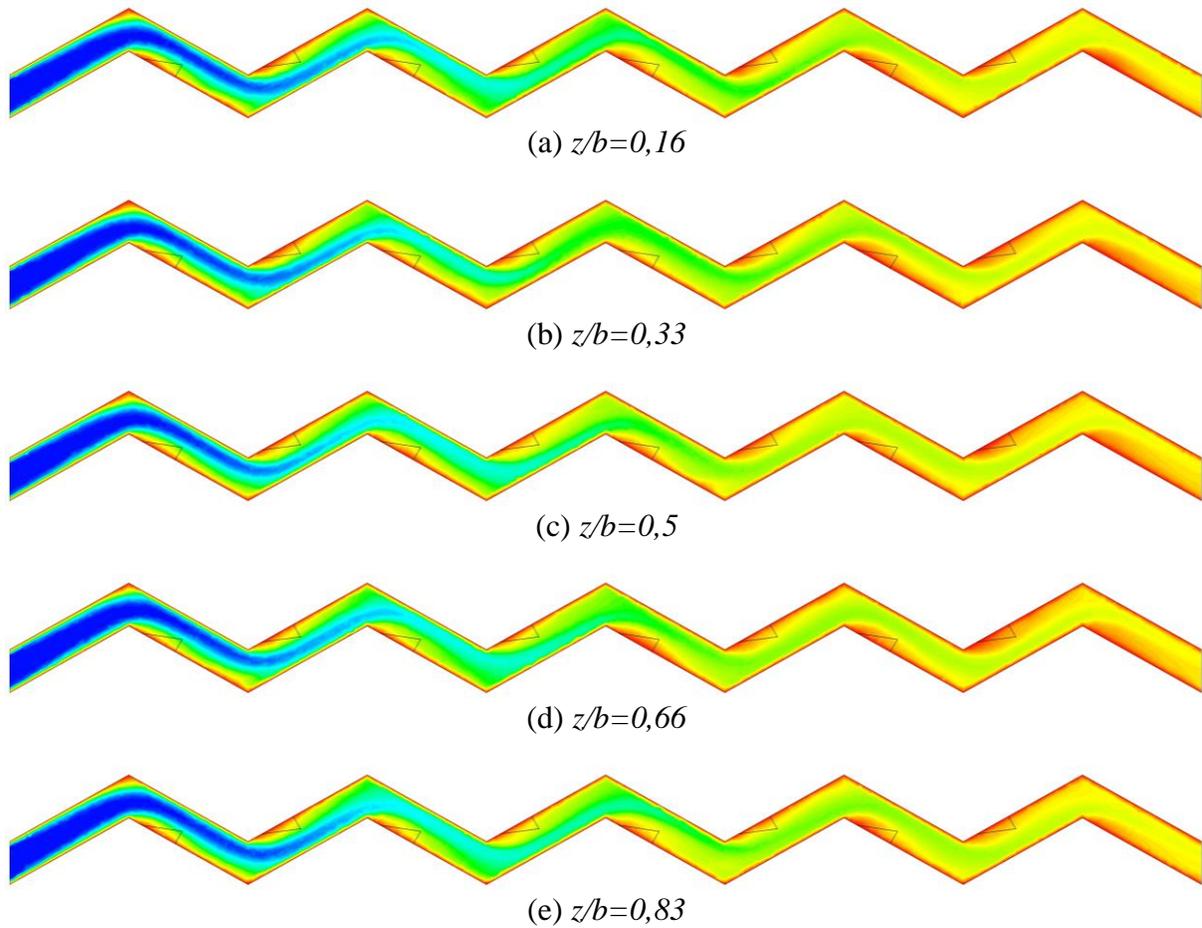


Figura 4.84: contorno de temperatura en plano XY de modelo combinado, $N = 6$, $Wa = 30^\circ$, $Re = 2000$.

4.6.3 Resumen modelos combinados

De manera de resumen se presentan los gráficos del flujo de calor, la temperatura “bulk” y del número de Nusselt para todas las geometrías combinadas agrupadas. Donde se ven los flujos de calor en la figura (4.85), las temperaturas “bulk” en la figura (4.86) y los Nusselt en la figura (4.87). En la tabla (4.7), se presentan los valores del número de Nusselt y el factor de fricción obtenido para todas las geometrías combinadas simuladas.

Tabla 4.7: Número de Nusselt y factor de fricción según N y Reynolds.

		2000	1600	1200	800
Nu	$N = 6, Wa = 20^\circ$	23,237924	18,812860	15,121040	12,189348
	$N = 6, Wa = 30^\circ$	31,212252	28,559649	24,039575	19,048528
f	$N = 6, Wa = 20^\circ$	0,086015	0,096786	0,106203	0,108045
	$N = 6, Wa = 30^\circ$	0,214085	0,222570	0,237075	0,225201

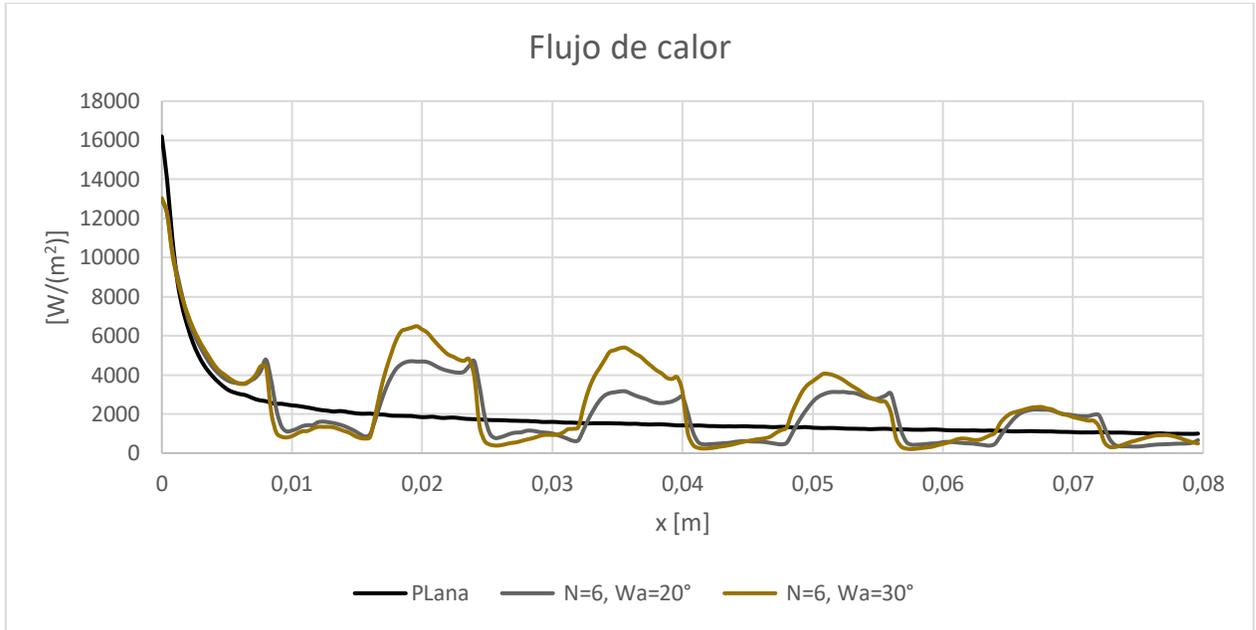


Figura 4.85: Valores del flujo de calor según posición longitudinal de modelos combinados, $Re = 2000$.

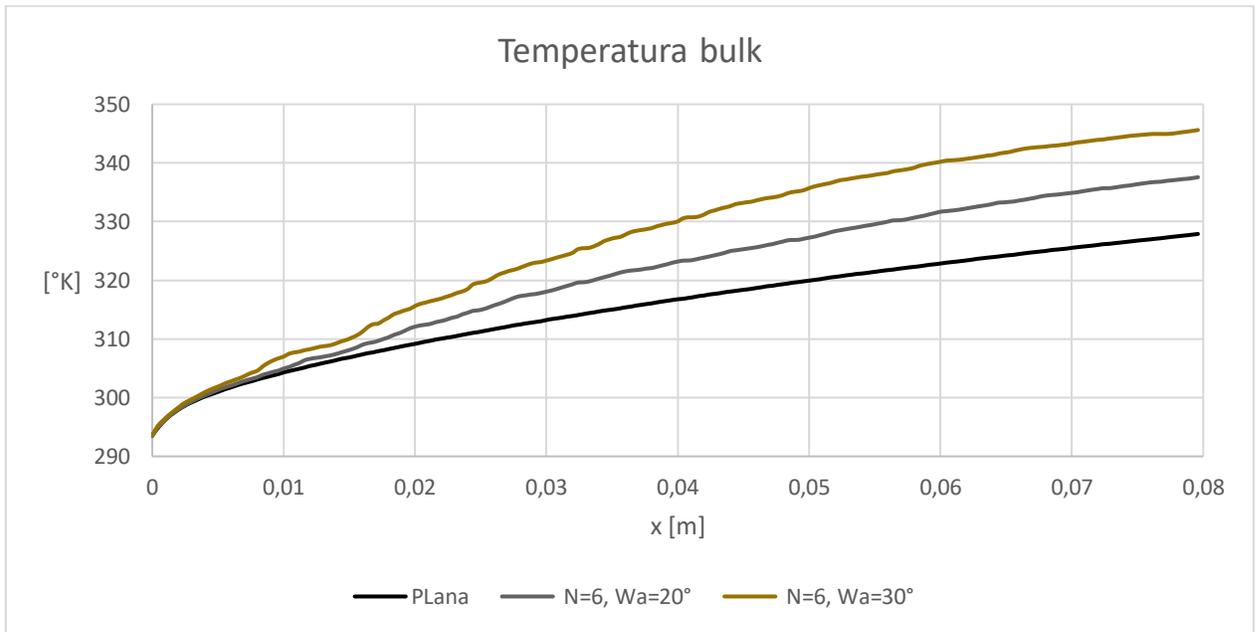


Figura 4.86: Valores de la temperatura “bulk” según posición longitudinal de modelos combinados, $Re = 2000$.

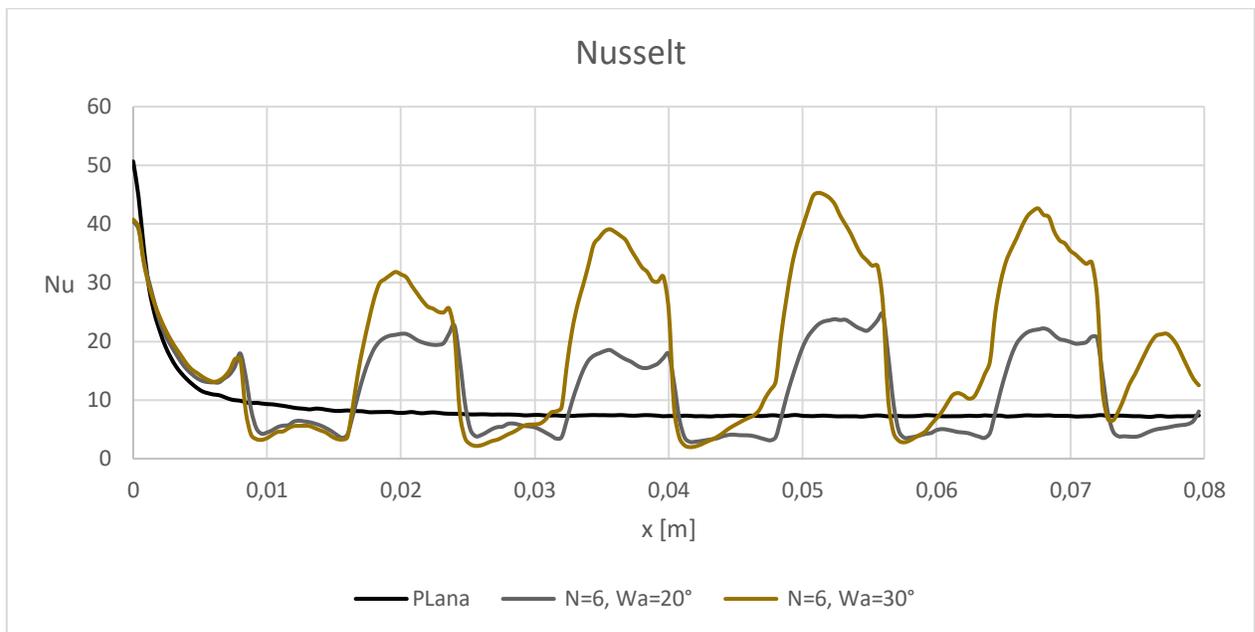


Figura 4.87: Valores del número de Nusselt según posición longitudinal de modelos combinados, $Re = 2000$.

4.6.4 Comparación

Además de realizar una comparación entre ambos modelos combinados, se realizó con sus contrapartes sin GV longitudinales para evaluar la mejora en desempeño a causa de la combinación GVs. De las simulaciones se obtienen los valores mostrados en las tablas (4.8) y (4.9). En la figura (4.88) se grafican los valores del criterio de desempeño para ambas geometrías combinadas y sus contrapartes con aletas onduladas simples, además de graficar el modelo con GV longitudinales simple ($N = 6$), a modo de comparación.

Tabla 4.8: Factor de desempeño para los modelos combinados y de aletas onduladas simples según Reynolds.

	2000	1600	1200	800	PROM
Comb. 20°	1,1914	1,0470	0,9443	0,9191	1,0254
Comb. 30°	1,1808	1,2042	1,1487	1,1244	1,1645
Simple 20°	1,0837	0,9916	0,8929	0,8245	0,9482
Simple 30°	1,2439	1,2529	1,1748	1,1033	1,1937

Tabla 4.9: Diferencia porcentual del desempeño promedio entre modelos combinados y de aletas onduladas simple.

	Simple	Comb.	Dif. %
Wa = 20°	0,9482	1,0254	8%
Wa = 30°	1,1937	1,1645	-2%

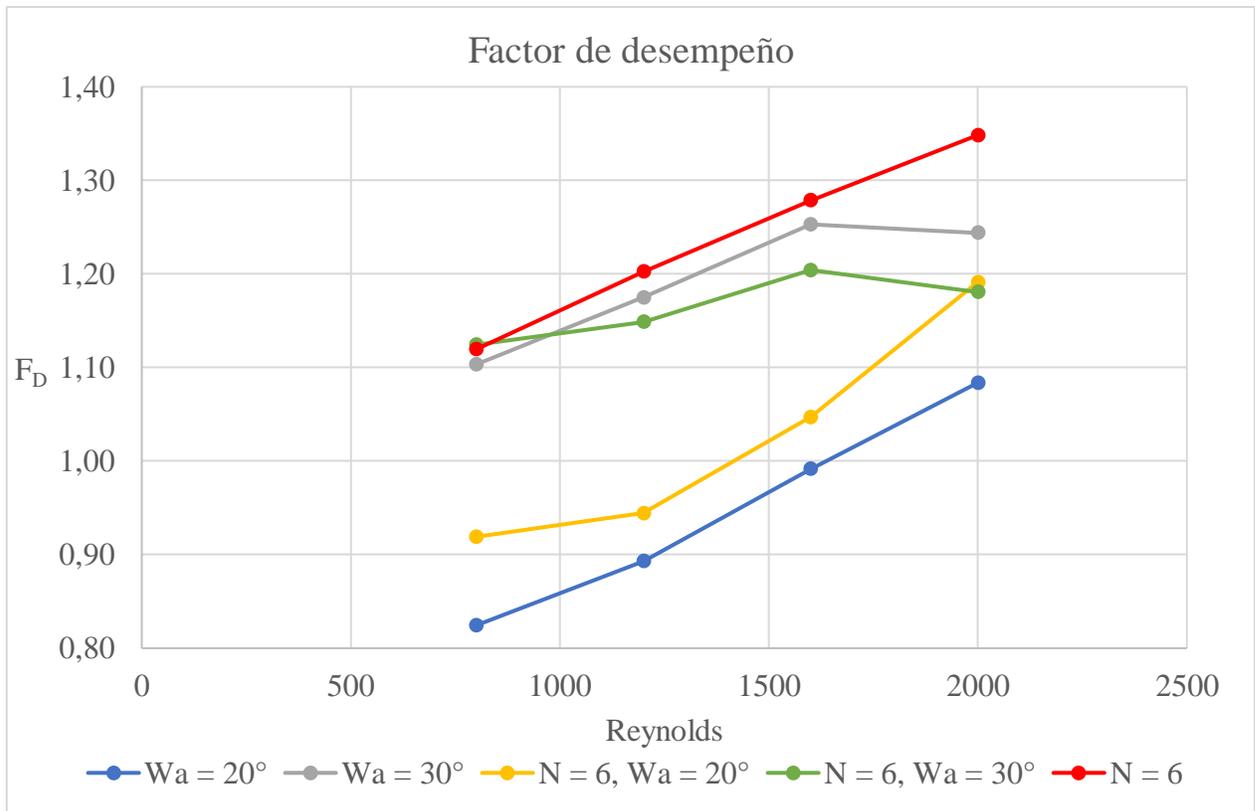


Figura 4.88: Criterio de desempeño para los modelos combinados según Reynolds.

De los datos obtenidos se extrae que al combinar el modelo ondulado con $W_a = 30^\circ$ con los GV longitudinales, en particular $N = 6$, se pierde desempeño del intercambiador, la que se ve como una pérdida del 2% en el desempeño promedio. De manera contraria, el modelo con $W_a = 20^\circ$ tiene una mejora del 8% al combinarse con GV longitudinales.

Finalmente, se debe señalar que a pesar de ser de manera global $W_a = 30^\circ$ mejor que $W_a = 20^\circ$, para el caso particular de $Re = 2000$ $W_a = 20^\circ$ supera en desempeño a $W_a = 30^\circ$, considerando ambas geometrías combinadas.

5 Conclusión

El trabajo consistió en evaluar térmica y globalmente, mediante modelos CFD, los efectos de modificación de aleta sobre un flujo de aire en un intercambiador de tubos y aletas planas. Las configuraciones utilizadas corresponden a aletas planas, aletas onduladas, la adición de GV longitudinales a aletas planas y la combinación de ambas.

5.1 Generadores de vórtice transversales

Para los modelos con aletas onduladas se observa la presencia de vórtices de Görtler, mecanismo principal por el cual se produce la mejora del intercambio de calor. Estos vórtices se producen por el paso del fluido por una curvatura cóncava, que en los modelos ondulados corresponden a los valles de la ondulación. Adicionalmente se producen vórtices transversales a causa de las zonas de baja presión por el desprendimiento de capa límite en las crestas de la ondulación, generando zonas de recirculación y de acumulación de fluido caliente.

El aumento en el número de Nusselt es, en promedio para los 4 Reynolds, de 31%, 64%, 109% y 163% para $W_a = 10^\circ$, $W_a = 20^\circ$, $W_a = 25^\circ$ y $W_a = 30^\circ$ respectivamente, alcanzando un aumento máximo de casi 300% para el caso de $W_a = 30^\circ$ con $Re = 2000$. Al mismo tiempo se tienen las pérdidas de cargas representadas con el factor de fricción aumentando hasta 920% en promedio para el caso de $W_a = 30^\circ$.

Finalmente, considerando tanto en cambio en el Nusselt como en el factor de fricción los valores para el criterio de desempeño muestran un cambio de 13%, -5%, 6% y 19% para $W_a = 10^\circ$, $W_a = 20^\circ$, $W_a = 25^\circ$ y $W_a = 30^\circ$ respectivamente. Lo anterior, determina al modelo con $W_a = 30^\circ$ como el mejor candidato para la geometría combinada. Adicionalmente, debido a las particularidades consideradas respecto del modelo con $W_a = 20^\circ$, este fue agregado a las geometrías combinadas.

5.2 Generadores de vórtice longitudinales

En el caso de los modelos con GV longitudinales se observa un aumento proporcional en la cantidad de vórtices al aumentar la cantidad de GV. De manera adicional, el aumento en el número de GV produce un efecto de acoplamiento de los vórtices, lo que finalmente aumenta el área de influencia de los vórtices longitudinales aumentando la transferencia de calor en el intercambiador. También, el sentido del ángulo del ataque del GV longitudinal determina la traslación del eje de giro del vórtice, a medida que avanza por el intercambiador, lo que determina las zonas que son afectadas por los vórtices.

El Nusselt ve un cambio de 22%, 47% y 59%, el factor de fricción cambia en 68%, 96% 105% y el criterio de desempeño varía en 1%, 15% y 24% para $N = 2$, $N = 4$ y $N = 6$ respectivamente. Lo anterior, determina al modelo con $N = 6$ como el candidato a participar de la geometría combinada.

Al igual que en los modelos con aletas onduladas, los mejores resultados se obtienen para $Re = 2000$, lo que nos dice que a menores velocidades los GV tienen poco efecto.

5.3 Modelo combinado

En los modelos combinados se observa como interaccionan ambos mecanismos de mejoramiento, siendo la ondulación de las aletas el que mayor efecto genera.

Para el modelo combinado con $W_a = 20^\circ$, el valor del Nusselt promedio, calculado a partir de los 4 Re utilizados, aumenta un 74% respecto del modelo base y el factor de fricción aumenta un 357%.

Para el modelo combinado con $W_a = 30^\circ$, el valor del Nusselt promedio, calculado a partir de los 4 Re utilizados, aumenta un 158% respecto del modelo base y el factor de fricción aumenta un 934%.

Ambos casos alcanzan valores de incremento por sobre el caso base, los cuales se mantienen más cercanos a los alcanzados por los modelos solo con ondulación de aletas que los alcanzados por aquellos solo con GV longitudinales.

En consecuencia, tanto el Nusselt como el factor de fricción son más sensibles a la presencia de ondulaciones que a la de delta winglets.

Debido al posicionamiento de los GV longitudinales dentro de la geometría combinada, se ve que tienen poco impacto ya que quedan sumergidos en las zonas de recirculación, donde las velocidades del fluido son bajas. Adicionalmente se ve que globalmente el modelo combinado con $W_a = 30^\circ$ tiene un desempeño 2% menor que su contraparte sin GV longitudinales. En cambio, en la misma comparación, el modelo combinado con $W_a = 20^\circ$ tiene un desempeño 8% mayor.

5.4 Comparación entre casos

La configuración que presentó un mayor aumento en la transferencia de calor respecto del modelo base corresponde al modelo simple con aletas onduladas, el cual presenta un aumento del número de Nusselt de un 183% para el $Re = 2000$. En cambio, el modelo con menor aumento es GV con $N = 2$ para $Re = 800$ con un aumento del 10%.

Con respecto al aumento en la pérdida de carga, el modelo con la mayor diferencia corresponde al modelo combinado con $W_a = 30^\circ$ el cual logra un aumento del 1134% para un $Re = 2000$ y el modelo con la menor pérdida de carga es el modelo simple con aletas onduladas con $W_a = 10^\circ$, para $Re = 2000$, con un aumento del 47%.

En relación con el modelo que mejor aprovecha la interacción de los vórtices longitudinales y transversales, resulta ser el modelo combinado con $W_a = 20^\circ$ ya que permite que los GV longitudinales actúen disminuyendo las zonas de recirculación, mediante su mecanismo de acercar las líneas de flujo a la superficie de las aletas. Pero, a partir del criterio de desempeño, el cual considera tanto la mejora en la transferencia como el aumento en la pérdida de carga, se determina

que en, términos globales, el mejor modelo corresponde al modelo simple con GV longitudinales con $N = 6$, ya que posee la mayor transferencia de calor a un menor costo en términos de caída de presión.

5.5 Trabajo futuro

De los análisis realizados en este trabajo se extraen algunos posibles caminos que se pueden tomar para profundizar en el tema. Uno de ellos es optimizar tanto el ángulo de la ondulación como la posición de los GV longitudinales con respecto a la ondulación de la aleta, ya que en este estudio se tomaron valores discretos y no se maximizó la interacción de ambos mecanismos. Una segunda opción es optimizar la formación de vórtices de Görtler, ya que es mediante este mecanismo que las aletas onduladas obtuvieron buenos resultados en términos de intercambio, por lo que se propone estudiar una geometría ondulada en forma de "S" alargada en el sentido horizontal, con la cual se maximizaría la superficie cóncava en la que se forman dichos vórtices. Adicionalmente se puede aumentar el rango de los Reynolds utilizados y salir del rango laminar para evaluar el comportamiento de las distintas geometrías en regímenes turbulentos.

6 Bibliografía

1. O. A. Jaramillo, “Intercambiadores de calor,” 2007.
2. F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*. John Wiley & Sons, Inc., 4 ed., 1999.
3. C. J. Encina, Aumento de la transferencia de calor mediante modificaciones de altas en intercambiadores de tubos ovalados y aletas. PhD thesis, Universidad de Chile, 2018.
4. ANSYS Inc., *ANSYS FLUENT Theory Guide*, vol. 15317. Southpointe, 2013.
5. ANSYS Inc., *ANSYS Fluent User's Guide*, vol. 15317. Southpointe, 2013.
6. R. L. Webb and N.-H. Kim, *Principles of enhanced heat transfer*, vol. 21. Taylor & Francis, 2 ed., 2005.
7. L. W. Zhang, S. Balachandar, D. Tafti, and F. Najjar, “Heat transfer enhancement mechanisms in inline and staggered parallel-plate fin heat exchangers,” *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 40, no. 10, pp. 2307–2325, 1997.
8. W. S. Sarie, “Görtler vortices,” *Annual Review of Fluid Mechanics*, vol. 26, no. 1, pp. 379–409, 1994.
9. A. Sadeghianjahromi, S. Kheradmand, H. Nemati, J. S. Liaw, and C. C. Wang, “Compound heat transfer enhancement of wavy fin-and-tube heat exchangers through boundary layer restarting and swirled flow,” *Energies*, vol. 11, no. 8, 2018.
10. L. Chai and S. A. Tassou, “A review of airside heat transfer augmentation with vortex generators on heat transfer surface,” *Energies*, vol. 11, no. 10, 2018.
11. M. Iwasaki, J. Hara, and I. Honda, “DEVELOPMENT OF VORTEX GENERATOR FOR EGR COOLER,” in *Technical papers, FISITA World Automotive Congress*, no. June 2014, (Maastricht, Netherlands), pp. 76 – 81, 2014.
12. Y. L. He and Y. Zhang, *Advances and Outlooks of Heat Transfer Enhancement by Longitudinal Vortex Generators*, vol. 44. 2012.
13. Y. A. Çengel and A. J. Ghajar, *Heat and Mass Transfer - fundamentals & applications*. Mc Graw Hill Education, 5 ed., 2015.
14. Y. S. Muzychka and M. M. Yovanovich, “Pressure Drop in Laminar Developing Flow in Noncircular Ducts: A Scaling and Modeling Approach,” *Journal of Fluids Engineering*, vol. 131, no. 11, p. 111105, 2009.