



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

ESTUDIO TERMODINÁMICO EN LA VARIACIÓN DE ALTURA Y  
CONFIGURACIÓN DE GENERADORES DE VÓRTICES LONGITUDINALES PLANOS  
EN LA TRANSFERENCIA DE CALOR AL INTERIOR DE TUBOS

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

CAMILO BAYER RODRÍGUEZ

PROFESOR GUÍA:  
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
MÓNICA ZAMORA ZAPATA  
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ

SANTIAGO DE CHILE

2024

# Resumen

Han sido variados los estudios llevados a cabo con la intención de buscar formas de optimizar la transferencia de calor en tubos, habiendo, en su gran mayoría, estudios basados en el uso de generadores de vórtices (GVs), haciendo variar las geometrías de estos, las distancias entre pares de GVs, distancias entre juegos de GVs, entre otras. Para realizar la comparación de estos casos, se hace uso de los números de Nusselt, factor de fricción y factor de mejora térmica (TEF), siendo este último un coeficiente entre las otras dos magnitudes mencionadas.

Los estudios llevados a cabo a día de hoy llegan en su gran mayoría a conclusiones bastante positivas con respecto a mejoras en la eficiencia de estos, destacando en particular el buen rendimiento de los GVs de tipo delta-winglet con respecto a los demás. Aún así, en el presente trabajo se busca estudiar una aproximación distinta usando este mismo tipo de GV. Este estudio se lleva a cabo mediante simulación de fluidodinámica, utilizando un tubo de 1000 [mm] de largo y 50 [mm] de diámetro, en el que se realizan cuatro pruebas basadas en modificaciones a los GVs delta-winglet: prueba de altura, donde se variaron la altura de los GVs entre 2.5 [mm] y 7.5 [mm]; prueba de orientación, donde se buscó estudiar el efecto de orientar todos los GVs hacia un mismo lado en orientaciones derecha e izquierda; prueba de inclinación, donde se inclinaron los GVs con respecto a la normal del tubo y en el sentido del flujo entre los 0 y 45°; prueba de orificios en aletas, donde fueron propuestos cuatro modelos en los que se realizaron perforaciones de 5[mm] y 2.5 [mm] a los GVs.

Los resultados de la prueba de altura arrojaron que el mejor tamaño de estos GVs sería de 7.5 [mm]; la prueba de orientación mostró, por una parte, tener mejores resultados con respecto al modelo de validación, mientras que por otra parte arrojó resultados similares en sus orientaciones, aunque siendo estos levemente mejores en el caso de orientación izquierda para valores de Reynolds más bajos, mientras que para valores más alto fue lo contrario; la prueba de inclinación mostró que, para este caso en particular, la inclinación óptima de los GVs era de 0°; la prueba de orificios en las aletas arrojó que el modelo de 3 agujeros fue el que generó la menor caída de presión en el sistema, mientras que la mayor transferencia de calor se logró bajo el modelo de 2 agujeros mixtos, siendo también este último el que obtuvo un mayor TEF con respecto a los demás con 1.87 en su caso de orientación derecha y 1.88 en su caso de orientación izquierda, ambos para un número de Reynolds de 10000.

*A mi familia.*

# Agradecimientos

Comenzar agradeciendo a mi familia, papá, mamá y hermano, a quienes amo y quienes siempre han estado presentes, me han apoyado y siempre he sentido su amor y cariño. A mi mamá, quien me motivó muchas veces y desde hace un tiempo me ha acompañado desde el cielo, y a mi papá, quien tuvo que asumir aquel importante rol también desde hace ya unos años y estaré eternamente agradecido por su cariño, su comprensión, y su orientación en mis momentos mas importantes.

A Simón, gran amigo de la familia, quien me acompañó y se preocupó de mí y mi bienestar en uno de los momentos más complicados a los que me enfrenté.

Agradecer a mis padrinos: tío Pepo y tía Paola, a Portus, y mis queridos primos, quienes me motivaron, orientaron, ayudaron, y que siempre han estado cuando los he necesitado. Agredecer a mi tía Ximena, primas y Yaya, por su preocupación, cariño y amor incondicional.

A los amigos que conocí en mi primer año: Felipe, Víctor, Rorro, Camilo, Androli, Jorge, Roberto, Esteban. Y también a quienes conocí en el camino: Alex, Mateo, Alme, Alexo, Cote, Yuyin.

Un especial agradecimiento a mi gran amiga Fran, que aunque no estemos cerca ha sido una persona muy presente y preocupada; siempre teniendo un tiempo cuando ha sido necesario y que desde que conozco me ha brindado su apoyo y cariño de manera incondicional.

A mis amigos Marcelo y Andre, con quienes compartí muy buenos momentos mientras realizaba la memoria, y con quienes hemos compartido innumerables historias y risas.

Finalmente agradecer al profesor Valencia, quien me dio la oportunidad de trabajar con él, y quien me guió y estuvo presente durante el presente trabajo.

Un encarecido agradecimiento a cada uno de ustedes.

# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Motivación . . . . .	1
1.2. Objetivos . . . . .	2
Objetivo general . . . . .	2
Objetivos específicos . . . . .	2
1.3. Alcances . . . . .	2
<b>2. Antecedentes</b>	<b>3</b>
2.1. Intercambiadores de calor . . . . .	3
2.2. Generadores de vórtices . . . . .	4
2.3. Estudios previos . . . . .	4
Número de Nusselt . . . . .	5
Factor de fricción . . . . .	5
Factor de mejora térmica . . . . .	5
2.4. Ecuaciones y parámetros . . . . .	8
2.4.1. Ecuaciones . . . . .	8
Ecuaciones de Navier-Stokes . . . . .	8
Ecuación de energía . . . . .	9
Ecuación de continuidad . . . . .	9
Modelo de turbulencia k - $\omega$ SST . . . . .	9
2.4.2. Parámetros . . . . .	10
Calor transferido por metro cuadrado . . . . .	10
Coeficiente de transferencia de calor convectivo . . . . .	10
Número de Nusselt . . . . .	10
Número de Reynolds . . . . .	10
Factor de fricción . . . . .	11
Factor de mejora térmica . . . . .	11
Potencia mecánica . . . . .	11
Potencia térmica . . . . .	11
<b>3. Metodología</b>	<b>12</b>
3.1. Pruebas . . . . .	13
<b>4. Modelo</b>	<b>14</b>
4.1. Modelo de validación . . . . .	14
4.2. Modelo Computacional . . . . .	15
4.3. Independencia de mallado . . . . .	16
4.4. Validación del modelo - Tubo liso . . . . .	19

4.5. Validación de modelo - Tubo con GV's . . . . .	21
<b>5. Resultados</b>	<b>23</b>
5.1. Caso tubo liso . . . . .	23
5.2. Caso modelo C. Zhai . . . . .	24
5.3. Prueba de altura . . . . .	25
5.4. Prueba de orientación . . . . .	28
Orientación derecha . . . . .	28
Orientación izquierda . . . . .	31
5.5. Prueba de inclinación . . . . .	34
5.6. Prueba de orificios en aletas . . . . .	35
5.6.1. Modelo de 1 agujero . . . . .	36
5.6.2. Modelo de 2 agujeros . . . . .	39
5.6.3. Modelo de 3 agujeros . . . . .	42
5.6.4. Modelo de 2 agujeros mixtos . . . . .	46
5.7. Validación de Resultados . . . . .	50
5.8. Análisis de resultados . . . . .	52
5.8.1. Transferencia de calor . . . . .	54
5.8.2. Factor de fricción . . . . .	56
5.8.3. Rendimiento . . . . .	58
<b>6. Conclusión</b>	<b>61</b>
Trabajo propuesto . . . . .	62
<b>Bibliografía</b>	<b>63</b>
<b>1. Anexo</b>	<b>65</b>
1.1. Planos . . . . .	65
1.1.1. Planos de orientación . . . . .	65
1.1.2. Planos de agujeros . . . . .	67
1.1.3. Resultados orientación izquierda . . . . .	68
1.1.3.1. Modelo de 1 agujero . . . . .	68
1.1.3.2. Modelo de 2 agujeros . . . . .	69
1.1.3.3. Modelo de 3 agujeros . . . . .	70
1.1.3.4. Modelo de 2 agujeros mixtos . . . . .	72
1.1.3.5. Gráficos de resultados numéricos en orientación izquierda. . . . .	73

# Índice de Tablas

5.1.	Resultados prueba de orientación - orientación derecha. . . . .	28
5.2.	Resultados para 4 aletas en orientación derecha en función del número de Reynolds. . . . .	29
5.3.	Resultados prueba de orientación - orientación izquierda . . . . .	31
5.4.	Resultados para 4 aletas en orientación izquierda en función del número de Reynolds. . . . .	31
5.5.	Resultados de prueba de inclinación. . . . .	35
5.6.	Resultados numéricos de modelo de 1 agujero. . . . .	39
5.7.	Resultados numéricos de modelo de 2 agujeros. . . . .	42
5.8.	Resultados numéricos de modelo de 3 agujeros. . . . .	45
5.9.	Resultados numéricos de modelo de 2 agujeros mixtos. . . . .	49
5.10.	Validación de resultados: calor numérico v/s calor teórico. . . . .	51
5.11.	Resumen de resultados (1/2) . . . . .	52
5.12.	Resumen de resultados (2/2) . . . . .	53

# Índice de Ilustraciones

2.1.	Esquema de intercambiador de calor de tubo y carcasa. [17] . . . . .	3
2.2.	Esquema de generadores de vórtices. . . . .	4
2.3.	Representación de las variables estudiadas en la investigación de C. Zhai. [1] . . . . .	6
2.4.	'Pitch Ratio' en estudio de C. Zhai, 2019. [2] . . . . .	6
3.1.	Diagrama de metodología seguida para la investigación. . . . .	12
4.1.	Plano lateral de modelo de validación. . . . .	14
4.2.	Vista frontal de modelo de validación. . . . .	15
4.3.	Valores de Nusselt en prueba de independencia de mallado. . . . .	17
4.4.	Valores de fricción en prueba de independencia de mallado. . . . .	17
4.5.	Mallado de 2 [mm] frontal al tubo. . . . .	18
4.6.	Mallado de 2 [mm] en segundo juego de GVs. . . . .	19
4.7.	Valores de Nusselt en validación en tubo liso. . . . .	20
4.8.	Valores de fricción en validación en tubo liso. . . . .	20
4.9.	Valores de Nusselt con respecto a modelo de validación. . . . .	21
4.10.	Valores de fricción con respecto a modelo de validación. . . . .	22
5.1.	Contorno de presión longitudinal en tubo liso. $Re = 10000$ . . . . .	23
5.2.	Contorno de presión longitudinal en tubo liso con arreglo de escala. $Re = 10000$ . . . . .	23
5.3.	Transferencia de calor en pared de tubo liso. $Re = 10000$ . . . . .	23
5.4.	Contorno de temperatura longitudinal en tubo liso. $Re = 10000$ . . . . .	24
5.5.	Contorno de presión longitudinal en modelo de C. Zhai [1]. $Re = 10000$ . . . . .	24
5.6.	Transferencia de calor en pared de modelo de C. Zhai [1]. $Re = 10000$ . . . . .	24
5.7.	Contorno de temperatura longitudinal en modelo de C. Zhai [1]. $Re = 10000$ . . . . .	24
5.8.	Criterio Q: Vórtices generados en modelo de C. Zhai [1]. $Re = 10000$ . . . . .	25
5.9.	Modelo de GVs utilizado para las pruebas de altura. . . . .	26
5.10.	Factor de mejora térmica en prueba de altura. . . . .	27
5.11.	Plano de prueba de orientación - orientación derecha. . . . .	28
5.12.	Contorno presión de tubo con 4 GVs. $Re = 10000$ . . . . .	29
5.13.	Transferencia de calor en pared de tubo con 4 GVs. $Re = 10000$ . . . . .	29
5.14.	Contorno de temperatura en tubo con 4 GVs. $Re = 10000$ . . . . .	30
5.15.	Contornos de temperatura en eje axial en puntos medios de los GVs en tubo con GVs orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	30
5.16.	Interacción de líneas de flujo en tubo con 4 GVs en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	30
5.17.	Criterio Q: Vórtices generados en tubo con 4 GVs orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	30
5.18.	Contorno de presión para tubo con 4 GVs en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	32
5.19.	Transferencia de calor en pared de tubo con 4 GVs en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	32



5.20.	Contornos de temperatura en eje axial en puntos medios de los GVs en tubo con GVs orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	32
5.21.	Contorno de temperatura axial en tubo con 4 GVs en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	32
5.22.	Interacción de líneas de flujo en tubo con 4 GVs en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	33
5.23.	Criterio Q: Vórtices generados en tubo con 4 GVs en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	33
5.24.	Planos isométricos de GVs con orientación derecha e inclinación de 0 y 15 grados, respectivamente . . . . .	34
5.25.	Planos isométricos de GVs con orientación derecha e inclinación de 30 y 45 grados, respectivamente . . . . .	34
5.26.	Plano frontal de modelo de GVs con 1 agujero de 5mm. . . . .	36
5.27.	Contorno de presión longitudinal con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	36
5.28.	Transferencia de calor en pared con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	37
5.29.	Contorno de temperatura longitudinal en tubo con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	37
5.30.	Contornos de temperatura en eje axial en puntos medios de los GVs en modelo de 1 agujero. $Re = 10000$ . . . . .	37
5.31.	Interacción de líneas de flujo en GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	38
5.32.	Criterio Q: Vórtices generados en GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	38
5.33.	Plano de modelo de GVs con 2 agujeros. . . . .	39
5.34.	Contorno de presión longitudinal con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	39
5.35.	Transferencia de calor en pared con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	40
5.36.	Contorno de temperatura en eje longitudinal con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	40
5.37.	Contornos de temperatura en corte axial en puntos medios de los GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	40
5.38.	Interacción de líneas de flujo en GVs en modelo de GVs con 2 agujeros en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	41
5.39.	Criterio Q: Vórtices generados en modelo de GVs con 2 agujeros en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	41
5.40.	Plano frontal de modelo de GVs de 3 agujeros. . . . .	42
5.41.	Contorno de presión longitudinal en modelo de 3 agujeros en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	43
5.42.	Transferencia de calor en pared en modelo de 3 agujeros en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	43
5.43.	Contorno de temperatura en eje longitudinal de modelo de GVs con 3 agujeros en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	43
5.44.	Contornos de temperatura en corte axial en puntos medios de los GVs de 3 agujeros en orientación derecha. $Re = 10000$ . . . . .	44

5.45.	Interacción de líneas de flujo en GVs de 3 agujeros en orientación derecha. Re = 10000 . . . . .	44
5.46.	Criterio Q: Vórtices generados en modelo de GVs con 3 agujeros en orientación derecha. Re = 10000 . . . . .	44
5.47.	Plano modelo de 2 agujeros mixtos. . . . .	46
5.48.	Contorno de presión en eje longitudinal en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha. Re = 10000 . . . . .	46
5.49.	Transferencia de calor en pared en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha. Re = 10000 . . . . .	46
5.50.	Contorno de temperatura en eje longitudinal en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha. Re = 10000 . . . . .	47
5.51.	Contornos de temperatura en corte axial en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha. Re = 10000 . . . . .	47
5.52.	Líneas de corriente en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha. Re = 10000 . . . . .	48
5.53.	Criterio Q: Vórtices generados en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha. Re = 10000 . . . . .	48
5.54.	Calor transferido numérico v/s teóricos de modelos sin agujeros, modelo de 2 agujeros mixto y modelo de 3 agujeros. . . . .	50
5.55.	Gráfico de números de Nusselt de modelos estudiados en orientación derecha. . . . .	54
5.56.	Gráfico de potencia térmica v/s número de Reynolds de modelos estudiados en orientación derecha. . . . .	55
5.57.	Factor de fricción de modelos estudiados en orientación derecha. . . . .	56
5.58.	Gráfico de potencia mecánica v/s número de Reynolds de modelos estudiados en orientación derecha. . . . .	57
5.59.	Gráfico de TEF de modelos estudiados en orientación derecha. . . . .	58
5.60.	Gráfico de factores de mejora térmica entre publicaciones citadas. . . . .	59
5.61.	Gráfico de potencia mecánica v/s potencia térmica de modelos estudiados en orientación derecha. . . . .	60
1.1.	Planos de GVs de 2 aletas para prueba de orientación. . . . .	65
1.2.	Planos de GVs de 3 aletas para prueba de orientación. . . . .	65
1.3.	Planos de GVs de 4 aletas para prueba de orientación. . . . .	66
1.4.	Planos de GVs de 5 aletas para prueba de orientación. . . . .	66
1.5.	Planos de GVs de 6 aletas para prueba de orientación. . . . .	66
1.6.	Planos de modelos de GVs de 1 agujero. . . . .	67
1.7.	Planos de modelos de GVs de 2 agujeros. . . . .	67
1.8.	Planos de modelos de GVs de 3 agujeros. . . . .	67
1.9.	Planos de modelos de GVs de 2 agujeros mixto. . . . .	68
1.10.	Contorno de presión longitudinal con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación izquierda. Re = 10000 . . . . .	68
1.11.	Transferencia de calor en pared con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación izquierda. Re = 10000 . . . . .	68
1.12.	Contorno de temperatura longitudinal en tubo con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación izquierda. Re = 10000 . . . . .	68
1.13.	Contornos de temperatura en eje axial en puntos medios de los GVs en modelo de 1 agujero en orientación izquierda. Re = 10000 . . . . .	69

1.14.	Criterio Q: Vórtices generados en GVs de 1 agujero de 5mm en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	69
1.15.	Contorno de presión longitudinal con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	69
1.16.	Transferencia de calor en pared con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	69
1.17.	Contorno de temperatura en eje longitudinal con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	70
1.18.	Contornos de temperatura en corte axial en puntos medios de los GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	70
1.19.	Criterio Q: Vórtices generados en modelo de GVs con 2 agujeros en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	70
1.20.	Contorno de presión longitudinal en modelo de 3 agujeros en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	70
1.21.	Transferencia de calor en pared en modelo de 3 agujeros en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	71
1.22.	Contorno de temperatura en eje longitudinal de modelo de GVs con 3 agujeros en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	71
1.23.	Contornos de temperatura en corte axial en puntos medios de los GVs de 3 agujeros en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	71
1.24.	Criterio Q: Vórtices generados en modelo de GVs con 3 agujeros en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	71
1.25.	Contorno de presión en eje longitudinal en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	72
1.26.	Transferencia de calor en pared en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	72
1.27.	Contorno de temperatura en eje longitudinal en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	72
1.28.	Contornos de temperatura en corte axial en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	72
1.29.	Criterio Q: Vórtices generados en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda. $Re = 10000$ . . . . .	73
1.30.	Gráfico de número de Nusselt de los modelos estudiados en orientación izquierda.	73
1.31.	Gráfico de número de factor de fricción de los modelos estudiados en orientación izquierda. . . . .	74
1.32.	Gráfico de TEF de los modelos estudiados en orientación izquierda. . . . .	74
1.33.	Gráfico de potencia mecánica v/s número de Reynolds de los modelos estudiados en orientación izquierda. . . . .	75
1.34.	Gráfico de potencia térmica v/s número de Reynolds de los modelos estudiados en orientación izquierda. . . . .	75
1.35.	Gráfico de potencia mecánica v/s potencia térmica de los modelos estudiados en orientación izquierda. . . . .	76

# Capítulo 1

## Introducción

Los intercambiadores de calor son equipos utilizados en gran medida en procesos que se encuentren involucrados termofluidos, tanto a nivel industrial como doméstico, siendo estos fundamentales para el funcionamiento de diversos sistemas con el objetivo de aprovechar las temperaturas residuales en los procesos para así refrigerar o calentar otros elementos (como fluidos de trabajo).

Entre los tipos de intercambiadores de calor utilizados en la actualidad se encuentran los denominados 'intercambiadores de calor de tubo y carcasa', los que constan de un fluido que pasa a través de tubos que a su vez pasan por dentro de una carcasa en la cual circulará otro fluido a una distinta temperatura, haciendo que estos (los fluidos) intercambien calor en su recorrido a través de estos dos componentes.

A grandes rasgos el rendimiento de estos aparatos o equipos depende en gran medida del tipo de fluidos con los que se esté trabajando, el material del que estén hechos los componentes del intercambiador, y la velocidad de los flujos, siendo este último un punto de vital importancia para conocer el nivel de turbulencia del fluido en cuestión, y con ello también su transferencia de energía.

Teniendo en cuenta esto último es que desde hace algunos años se han investigado otras formas de aumentar la transferencia de calor en los tubos con métodos que buscan aumentar la vorticidad de los flujos mediante la alteración o modificación de las superficies por donde pasa el flujo, como lo ha sido el agregar rugosidades a las tuberías, o el uso de generadores de vórtices (GVs) al interior, estos con el objetivo de hacer más turbulento el flujo y con ello aumentar su transferencia de calor.

En particular, este estudio se centrará en el uso de estos últimos, los generadores de vórtices, con el fin de encontrar algún avance en el uso de estos objetos.

### 1.1. Motivación

Los estudios realizados para estudiar el efecto de la transferencia de calor se han centrado en su mayoría a estudiar el impacto que tienen distintas geometrías de GVs, junto con pruebas de altura de estas, y su efecto en el rendimiento térmico.

No obstante, no son numerosos los estudios llevados a cabo que realicen cambios en la configuración o disposición de los GVs al interior del tubo, así como de modificaciones en la estructura de estos. Por ello es que el presente estudio busca ser un aporte en el conocimiento científico en torno al efecto que puedan generar la disposición que tengan los GVs al interior de un tubo de intercambiador de calor en el rendimiento térmico de estos.

## **1.2. Objetivos**

### **Objetivo general**

Estudiar el rendimiento térmico de un intercambiador de calor de tubo y carcasa con generadores de vórtices longitudinales planos mediante la variación de altura y configuración de estos.

### **Objetivos específicos**

- Estudiar el efecto de alturas de aletas más pequeñas a las estudiadas habitualmente.
- Proponer una configuración/disposición de los GVs y analizar el efecto de esta en el rendimiento térmico y mecánico.
- Proponer modificaciones en los GVs y estudiar el cambio de estos en el rendimiento térmico y mecánico.

## **1.3. Alcances**

- El estudio se realizará para flujo al interior de un tubo.
- No habrá montaje experimental, se trata de un estudio mediante simulación.
- Sólo se utilizará aire como fluido de trabajo para el estudio.
- Se estudiará en base generadores de vórtices del tipo delta winglet.
- Las configuraciones propuestas serán estudiadas para un valor de Reynolds fijo de 10000.

# Capítulo 2

## Antecedentes

### 2.1. Intercambiadores de calor

Como fue mencionado anteriormente, los intercambiadores de calor son equipos ampliamente utilizados tanto a niveles industriales como a niveles domésticos, aunque el común de la gente no tenga conocimiento de esto, y al igual que muchos otros equipos de procesos, estos son sujetos a investigaciones que buscan lograr una mayor eficiencia, es decir, lograr su objetivo o propósito de una manera más efectiva con los mismos (o menos) recursos. Por ello es que se ha investigado ampliamente a través de los años cómo mejorar la eficiencia de los intercambiadores de calor, buscando hacer que estos transfieran una mayor cantidad de energía para una misma longitud de tubo.



Figura 2.1: Esquema de intercambiador de calor de tubo y carcasa. [17]

En el caso del presente estudio, fue señalado anteriormente que será un estudio enfocado en la mejora en el rendimiento térmico de intercambiadores de calor de tubo y carcasa. El funcionamiento de estos se puede observar de una manera simplificada en la figura 2.1, en donde en la parte azul se puede ver reflejada la parte de la carcasa en donde pasa un fluido 1, con sus respectivos puntos de entrada y salida; análogamente se puede observar un tubo rojo en el medio de la figura, lo que representa a los tubos que van dentro del intercambiador los cuales llevan consigo otro fluido, representado como "fluido 2".

## 2.2. Generadores de vórtices

Uno de los métodos que se han investigado ampliamente para aumentar la transferencia de calor en los tubos ha sido el uso de generadores de vórtices al interior de los tubos, estos con el objetivo de hacer más turbulento el flujo y con ello aumentando la transferencia de energía. A continuación se presenta un esquema en donde se observan cuatro distintos tipos de generadores de vórtices:

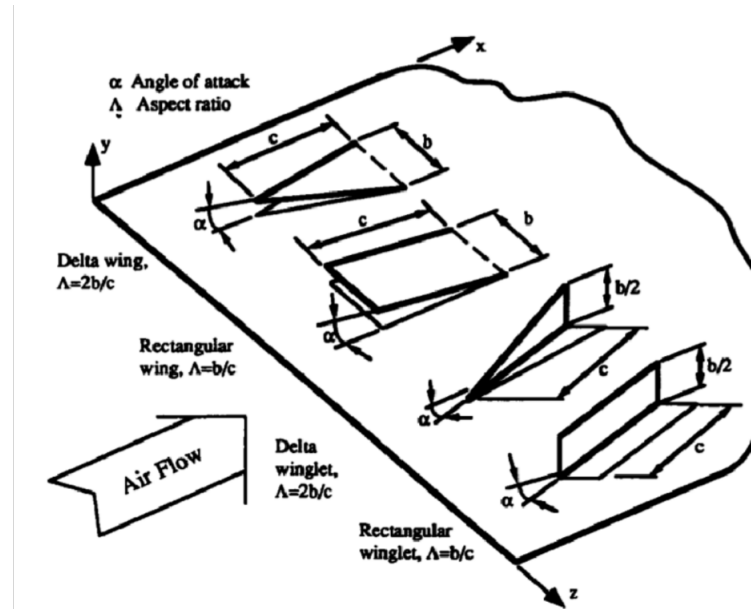


Figura 2.2: Esquema de generadores de vórtices.

Como se puede observar en la figura anterior, los generadores de vórtices son aletas que sobresalen de una superficie con la intención de realizar ciertos cambios en el sentido y/o en el comportamiento de los flujos. En el presente trabajo se centrará en el uso de los generadores de tipo "delta winglet", representados en tercer lugar en la figura.

## 2.3. Estudios previos

Un problema que han presentado las investigaciones realizadas con respecto a los GVs, es que los intercambiadores de calor al ser equipos que trabajan con fluidos en constante movimiento, el hecho de agregar estas aletas en sus interiores conllevan a que haya un aumento en la pérdida de carga (o pérdida de presión) en el sistema, lo que implica que los equipos que se requieren para mover los fluidos en cuestión necesitarían de una mayor potencia para cumplir con los requerimientos del sistema en comparación al caso en que se tuviesen los tubos completamente lisos.

De esta manera es que se han investigado diversas formas en que se pueda mejorar la eficiencia de la transferencia de calor en el sistema, pero con el objetivo de penalizar en la menor medida posible la pérdida de carga al interior de los tubos, en donde el estudio de la eficiencia se basa en el factor de mejora térmica (TEF), el cual se apoya, por un lado, en el

número de Nusselt para la transferencia de calor, y por el otro, en el factor de fricción para la pérdida de carga. A continuación se expone como están formados estos parámetros:

## Número de Nusselt

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (2.1)$$

- $h$  = Coeficiente de transferencia de calor.
- $D$  = Diámetro interior del tubo [m].
- $k$  = Conductividad térmica [W/mK].

## Factor de fricción

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \left(\frac{v^2}{2}\right)} \quad (2.2)$$

- $\Delta P$  = Caída de presión.

## Factor de mejora térmica

$$TEF = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (2.3)$$

- $Nu_0$  = Número de Nusselt obtenido en caso base estudiado (tubo liso).
- $f_0$  = Factor de fricción obtenido en caso base estudiado (tubo liso).

Los diversos estudios realizados han mostrado resultados favorables en cuanto al aumento de la transferencia de calor para geometrías más complejas, aunque con una eficiencia notablemente menor con respecto a las geometrías más sencillas, como las delta winglet. Debido a esto es que resulta conveniente dar a conocer tres investigaciones relacionadas a esta materia particular que resultan de utilidad para el presente trabajo. Cabe destacar que estas tres investigaciones fueron realizadas para tubos de un (1) metro de largo y 52 [mm] de diámetro.

En primer lugar, una publicación realizada mediante un estudio experimental por C. Zhai (2019) [1] en la que realiza un estudio en que utiliza dos pares de generadores de vórtices de tipo delta winglet variando el ángulo en que estos inciden en el flujo ( $\alpha$ ), la separación entre los pares de aletas ( $s$ ), y la altura de las aletas ( $h$ ), tal y como se señalan en la siguiente figura:



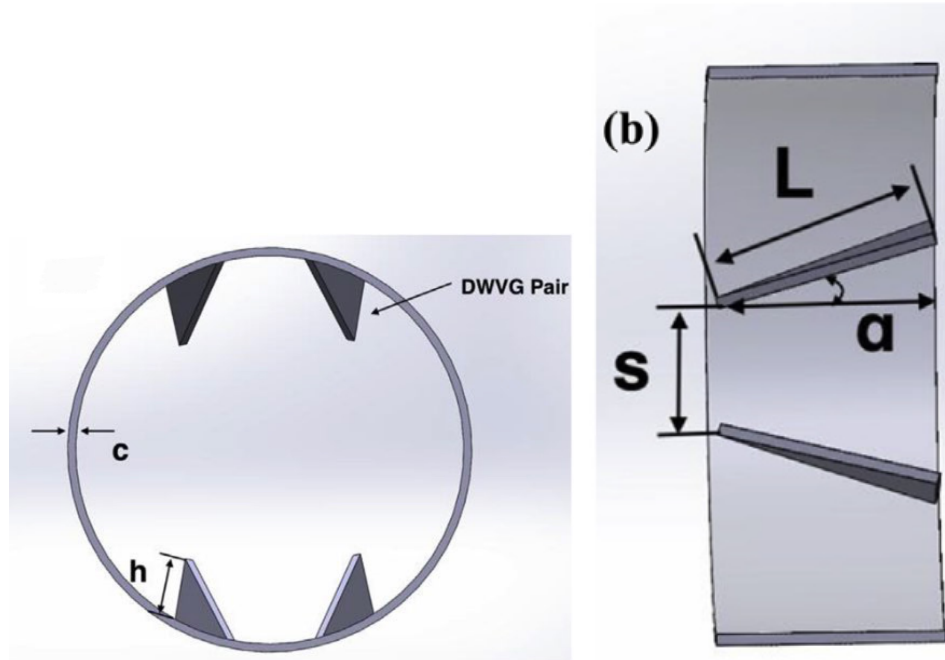


Figura 2.3: Representación de las variables estudiadas en la investigación de C. Zhai. [1]

Bajo esta investigación se llegó a la conclusión que la combinación que mostró tener un mayor factor de mejora térmica (TEF) con respecto al resto fue de:  $s = 15$  [mm];  $h = 7,5$  [mm];  $\alpha = 30^\circ$ , con  $TEF = 1.44$  para un número de Reynolds de 5000.

En segundo lugar, el mismo autor del artículo anterior (C. Zhai, 2019) [2] realizó otro estudio experimental en que variaba la distancia entre los pares de generadores de vórtices basándose en lo que denominó 'Pitch Ratio' (PR), tomando valores de  $PR = 2.4, 3.6, 4.8, 6.4, 9.6$ , y  $19.2$  (ver figura 2.4). La conclusión de esta investigación fue que mientras más cercanos estaban los pares de generadores mayor sería el aumento en la transferencia de calor, sin embargo, el mayor TEF se obtuvo para un valor de  $PR = 9.6$ , equivalente a una distancia de  $250$  [mm] entre cada uno de los pares.

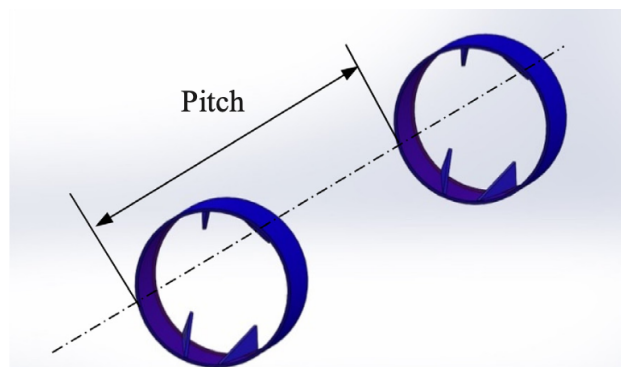


Figura 2.4: 'Pitch Ratio' en estudio de C. Zhai, 2019. [2]

En tercer lugar, un trabajo de título realizado por J. Leiva (2023) [3] de la Universidad

de Chile, llevado a cabo mediante software de mecánica de fluidos computacional. En este trabajo se estudiaron dos geometrías de generadores de vórtices al interior de tubos: delta winglet curvo y trapezoidal curvo, aunque también teniendo como caso de control los delta winglet rectos de C. Zhai [1], llegando, por una parte, a la conclusión que estos últimos aunque sean una geometría más sencilla que las demás, sigue siendo la geometría que tiene un mejor factor de mejora térmica en comparación al resto; por otra parte, propone realizar un trabajo con generadores de vórtices más pequeños y estudiar el efecto de esto.

Estos tres estudios mencionados anteriormente suponen una cierta base para el presente estudio, aún así caben destacar otros estudios que fueron tomados en cuenta para el desarrollo del trabajo, aunque no necesariamente traten con aletas tipo delta winglet, e incluso algunos casos que no son de flujos en tubos. A continuación se darán a conocer algunos de estos.

Un estudio experimental de J. Wang (2022) [4] en que estudian el efecto de agregar agujeros a los GVs para tres 'Pitch Ratios' distintos y un ángulo de ataque fijo de las aletas con respecto al flujo. Para llevar a cabo la investigación realizan una comparación entre GVs planos y GVs con agujeros, tomando los casos de estos últimos como agujeros curvos (circulares) y agujeros con cortes rectos (rectangulares, triangulares, romboides). El trabajo concluye señalando que los agujeros circulares obtuvieron mejores resultados que los que tenían cortes rectos, diciendo incluso que estos últimos no serían propicios para la pérdida de calor en una superficie.

En un trabajo realizado por Chokphoemphun (2014) [5] se estudia experimentalmente el cambio en la transferencia de calor al interior de un tubo haciendo uso de barras paralelas entre si, pero con un ángulo con respecto a las paredes del tubo, haciendo estas de generadores de vórtices. Para llevar a cabo el experimento se hicieron dos cambios a estudiar, por una parte la relación de paso"definida como la distancia entre cada una de las aletas, y por otra la relación de bloqueo"de las aletas, siendo esta el ángulo de ataque con respecto al flujo de aire. Se llegó a la conclusión que relaciones de paso menores tienden a incrementar la transferencia de calor, mientras que relaciones de bloqueo mayores generan el mismo efecto, sin embargo, los efectos de las configuraciones en la fricción hicieron que esta fuese mayor con más relación de bloqueo, mientras que las relaciones de paso más acotadas tuvieron mejores resultados.

En la publicación realizada por Skullong [6] se realizó un experimento y validación de resultados mediante simulación, en donde estudian la transferencia de calor dentro de un tubo considerando que a la mitad de este lo atraviesa una placa plana con pares de aletas delta dispuestas hacia ambos lados, pero con una cierta distancia entre las que van hacia un lado con respecto a las del otro. Para realizar el estudio variaron los ángulos de ataque de las aletas, al igual que la relación de paso entre las aletas. Los resultados mostraron que a medida que se acotaba la relación de paso, y a medida que aumenta el ángulo de ataque la transferencia de calor era mayor, pero penalizando en gran medida la fricción al interior del tubo (hasta 69 veces más que el tubo plano); por otra parte una configuración mas intermedia, bajando el ángulo de ataque y aumentando la relación de paso, llegaba a resultados con una mejor eficiencia.

Kumar (2016) [7] estudió la transferencia de calor mediante flujo de aire a través de un tubo en el cual hay una placa cilíndrica (o anillo) que cumple con el rol de generadora de vórtice. La característica de esta placa es que está perforada y se le hace variar los diámetros de los agujeros, al igual que cuanta área del anillo está perforado. En este caso resulta interesante notar que se concluye la investigación aseverando que los mejores resultados de transferencia de calor son para los casos en que hay menores diámetros de los agujeros, además de tener mejor resultados con una menor proporción del anillo perforado.

En la publicación de Chamoli (2017) [8] se presenta un estudio experimental de transferencia de calor para generadores de vórtices semicirculares, con una cierta inclinación con respecto al sentido del flujo, con la característica que estos están perforados. En el estudio varían el índice de perforación de las aletas (que porcentaje del material está perforado) y la relación de paso de estas. Los resultados mostraron un aumento en la transferencia de calor y de la pérdida de presión para índices de perforación y relaciones de paso menores, sin embargo resulta interesante destacar que el rendimiento térmico tendía a aumentar a medida que aumentaba el índice de perforación de las aletas.

En la publicación de Song (2015) [9] se realiza un estudio para generar vórtices en un flujo longitudinal en un canal rectangular. A pesar que se trate de un estudio en un canal rectangular resulta interesante destacar que se estudió el efecto de hacer rotar en sentidos inversos el flujo que pasaba por el canal. Llegaron a concluir que el hacer rotar los flujos en direcciones opuestas conllevaba a un aumento de la transferencia de calor del fluido, sin embargo, también concluyen que la distancia entre estos vórtices tiene un punto óptimo, ya que al juntar mucho estos vórtices se tendía a obtener el efecto contrario al buscado.

En el trabajo realizado por Promvongse (2013) [10] se estudia la transferencia de calor para flujo de aire dentro de un tubo con generadores de vórtices en forma de anillos. Los parámetros que variados durante el montaje fueron la relación de paso y la relación de ancho de los anillos, mientras que se mantuvo constante el ángulo de ataque de estos. Los resultados mostraron (al igual que en los casos anteriores) que una menor relación de paso ayudaba a la transferencia de calor, y un resultado análogo con respecto a aumentar la relación de ancho de los anillos, aunque penalizando en gran medida la pérdida de presión, llegando a la conclusión que el mejor rendimiento fue obtenido con una baja relación de paso y con la relación mínima estudiada de ancho de anillos, destacando que el uso de estos anillos tendía a ser notoriamente más efectiva para valores de números de Reynolds bajos.

## 2.4. Ecuaciones y parámetros

### 2.4.1. Ecuaciones

A continuación se dan a conocer las ecuaciones que serán utilizadas para el estudio del modelo fluidodinámico a estudiar:

#### **Ecuaciones de Navier-Stokes**

Como se realizará un estudio en tres dimensiones del flujo, se tendrán que considerar las tres coordenadas cartesianas. No obstante, se despreciará el efecto de la gravedad y se asu-

mirá flujo incompresible ( $\rho$  constante).

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

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

$$\rho \left( \frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left( \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (2.6)$$

### Ecuación de energía

Para el caso de la ecuación de energía, se despreciará el término  $\dot{q}$  debido a que no se tratará con un caso en que haya generación de calor en el tubo; asimismo se despreciará el término asociado a la disipación viscosa ( $\mu\Phi$ ) debido a que no se trabajará con aceites. Así la ecuación queda de la siguiente manera:

$$\rho \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (2.7)$$

### Ecuación de continuidad

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (2.8)$$

### Modelo de turbulencia k - $\omega$ SST

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}) + G_k - Y_k \quad (2.9)$$

$$\rho \frac{\partial}{\partial x_i} (\omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} (\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j}) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega \quad (2.10)$$

- $\Gamma_k$  = Difusividad efectiva de k.
- $\Gamma_\omega$  = Difusividad efectiva de  $\omega$ .
- $G_k$  = Generación de energía cinética por el flujo promedio.
- $G_\omega$  = Generación de  $\omega$

- $Y_k$  = Disipación de  $k$  por la turbulencia.
- $Y_\omega$  = Disipación de  $\omega$  por la turbulencia.
- $D_\omega$  = Término asociado a la relación entre los modelos *k-epsilon* y *k-omega*

## 2.4.2. Parámetros

### Calor transferido por metro cuadrado

$$\dot{q} = h \cdot \Delta T_{ln} \quad (2.11)$$

### Coefficiente de transferencia de calor convectivo

Coefficiente que cuantifica la influencia de un fluido para transferir calor por convección.

$$h = \frac{Q}{L \cdot \Delta T_m} \quad (2.12)$$

- $Q$  = Calor transferido [W].
- $L$  = Largo del tubo [m].
- $\Delta T$  = Diferencia de temperatura logarítmica [K].

### Número de Nusselt

A partir de este parámetro se podrá cuantificar el aumento en la transferencia de calor desde el fluido en cuestión (aire) hacia el tubo. La expresión es de la forma:

$$Nu = \frac{h \cdot D}{k} \quad (2.13)$$

- $h$  = Coeficiente de transferencia de calor.
- $D$  = Diámetro interior del tubo [m].
- $k$  = Conductividad térmica [W/mK].

### Número de Reynolds

Número adimensional que caracteriza el régimen de flujo en el movimiento de un fluido, es decir, si se encuentra en un estado laminar, de transición o turbulento.

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad (2.14)$$

- $\rho$  = Densidad del fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].
- $v$  = Velocidad del fluido [ $\text{m}/\text{s}$ ].
- $D$  = Diámetro interior del tubo [ $\text{m}$ ].
- $\mu$  = Viscosidad dinámica [ $\text{kg}/\text{ms}$ ].

### Factor de fricción

Número adimensional que cuantifica el la fricción entre una superficie y un fluido. En este caso, particularmente, servirá para cuantificar la pérdida de carga en el sistema.

$$f = \frac{\Delta P}{\frac{L}{D} \cdot \rho \cdot \left(\frac{v^2}{2}\right)} \quad (2.15)$$

- $\Delta P$  = Caída de presión.

### Factor de mejora térmica

El factor de mejora térmica (TEF, por sus siglas en inglés) es el factor que nos señalará indicará la relación entre el cambio de transferencia de calor y el cambio en la caída de presión con respecto a un caso base como punto de comparación.

$$TEF = \frac{Nu/Nu_0}{(f/f_0)^{1/3}} \quad (2.16)$$

- $Nu_0$  = Número de Nusselt obtenido en simulación del modelo de validación.
- $f_0$  = Factor de fricción obtenido en simulación del modelo de validación.

### Potencia mecánica

$$P = \Delta P \cdot V \cdot A \quad (2.17)$$

- $P$  = Potencia mecánica
- $\Delta P$  = Caída de presión
- $V$  = Velocidad
- $A$  = Área de sección

### Potencia térmica

$$\dot{Q} = \dot{q} \cdot A \quad (2.18)$$

- $\dot{Q}$  = Potencia térmica
- $\dot{q}$  = Calor transferido
- $A$  = área de transferencia de calor

# Capítulo 3

## Metodología

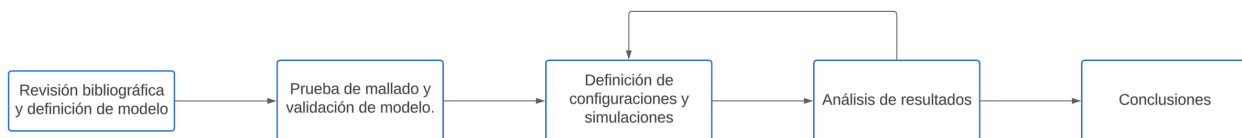


Figura 3.1: Diagrama de metodología seguida para la investigación.

En primer lugar se debió realizar una revisión bibliográfica en la que se hayan estudiado modelos que hagan referencia a la mejora de la transferencia de calor en tubos. Con este punto se busca determinar un modelo en el cual basarse, para así tener un modelo de validación en el cual contrastar si el modelo computacional planteado resulta adecuado para el estudio o no. Asimismo, definir con qué tipo de geometría se realizaría el estudio. Análogamente, también se define qué modelo computacional se utilizará para realizar las simulaciones.

Al tener modelo de validación y modelo computacional se procede a realizar una prueba de independencia de mallado con el fin de asegurar que los resultados futuros no estén sujetos a grandes cambios debido al tamaño de la malla en cuestión. A continuación, realizar pruebas para flujo dentro de un tubo liso y comparar los resultados de Nusselt y factor de fricción con las ecuaciones empíricas de Petukhov, Blasius, Gnielinski y Dittus-Boelter, correspondientes a las ecuaciones 16, 17, 18 y 19 en la publicación de C. Zhai [1]. Análogamente realizar pruebas del modelo computacional propuesto con respecto a la geometría del modelo de validación seleccionado.

Posteriormente se realiza una prueba con la altura de las aletas, variando estas en valores de 2.5 [mm], 5 [mm] y 7.5 [mm]. Una vez teniendo la altura que mostró un mejor rendimiento, se procede a plantear las variaciones propuestas a ser objeto de estudio. Cabe destacar que este punto está sujeto a iteraciones, ya que las configuraciones dependerán en parte de los resultados obtenidos más adelante.

Una vez teniendo una propuesta de configuración de aletas esta pasará a ser modelada y llevada al software Ansys Fluent para realizar las simulaciones correspondientes bajo condiciones definidas para estudiar el modelo. Este punto también se encuentra sujeto a posibles iteraciones debido a la posibilidad de resultados imprevistos, revisiones del modelo y/o de los parámetros utilizados para cada simulación, por lo que se debe tener suma atención a estos.

Al finalizar las simulaciones que se estén llevando a cabo se pasa a una fase de cuantificación y visualización de los resultados, esto es, extraer los valores obtenidos mediante las simulaciones y llevarlos a hojas de datos de manera de cuantificar lo obtenido bajo los parámetros establecidos anteriormente, y con ello visualizarlos a través de gráficas para realizar las comparaciones y análisis pertinentes. Este punto resulta crucial en la metodología de trabajo, ya que dependiendo de los resultados que sean obtenidos, se definirá posteriormente que clase de iteración seguir para el segundo punto señalado en la figura.

Finalmente una vez teniendo todas las simulaciones realizadas y con sus respectivos resultados cuantificados y graficados se procederá a la conclusión del estudio realizado, tomando en cuenta las transferencias de calor, los coeficientes de fricción, y principalmente los factores de mejora térmica (TEF), junto con una posible propuesta de estudio a partir de lo concluido.

### 3.1. Pruebas

A continuación se presentan las pruebas a realizar propuestas para la investigación:

- **Prueba de altura:** Se realiza una prueba de altura con la geometría de GVs delta winglet con la intención de responder al trabajo propuesto en [3]. El estudio de altura de los GVs será para valores de  $h = 2.5$  [mm],  $5.0$  [mm] y  $7.5$  [mm].
- **Prueba de orientación:** A partir de los resultados de la prueba de altura se toma el mejor de estos y se lleva a cabo una prueba de orientación de los GVs, ya que bajo la configuración presentada en [1], estos se encuentran a  $30^\circ$  con respecto al flujo, pero uno apuntando hacia la derecha y el otro hacia la izquierda, por lo que se propone hacer una prueba en que todos estos estén apuntando hacia un mismo lado (haciendo pruebas para ambos sentidos), y variar las cantidades de GVs entre 2 y 6 por grupo de aletas.
- **Prueba de inclinación:** Una vez teniendo los resultados de la prueba de orientación, se harán estudios del rendimiento en la transferencia de calor a partir de la inclinación de los GVs. En el modelo planteado por C. Zhai [1] se utilizan generadores que están normales con respecto al tubo, por lo que se propone realizar una prueba en que se varíe la inclinación de los generadores en  $15^\circ$ ,  $30^\circ$  y  $45^\circ$ , y compararlos.
- **Prueba de orificios en aletas:** Finalmente se realizarán variaciones en los GVs agregando orificios de dos distintos tamaños y disponiendo de estos a través de la aleta.



# Capítulo 4

## Modelo

### 4.1. Modelo de validación

Para validar el modelo que será propuesto se necesita tener como punto de comparación una investigación que haya sido realizada de forma experimental, por lo que se toma como modelo de validación la investigación de C. Zhai [1].

Para realizar el modelo de validación se hace uso del software Fusion 360 (Autodesk) y se lleva a cabo siguiendo las características que arrojaron el mejor resultado en cuanto al factor de mejora térmica (TEF) según las publicaciones de C. Zhai [1] [2]. Es decir:

- Tubo de 1000 [mm] de largo.
- Diámetro interior de 50 [mm] y 1 [mm] de espesor (52 [mm] de diámetro exterior).
- GVs de tipo delta winglet de 7.5 [mm] de alto.
- Separación de 15 [mm] entre la punta de los GVs.
- Ángulo de  $30^\circ$  con respecto al flujo.
- 4 juegos de aletas dejando una separación de 250 [mm] entre cada uno.

A partir de lo señalado en los puntos anteriores y siguiendo las representaciones del modelo indicadas en la figura 2.3 se llevó a cabo el siguiente modelo:

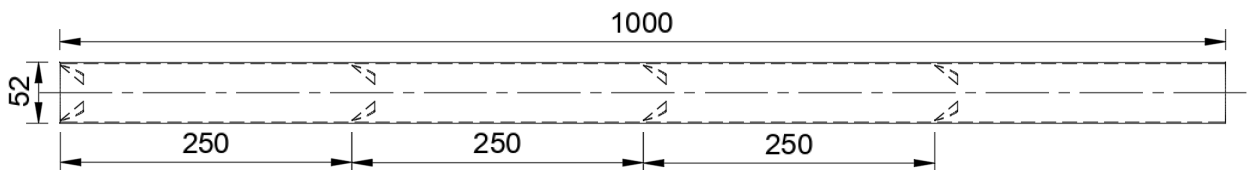


Figura 4.1: Plano lateral de modelo de validación.

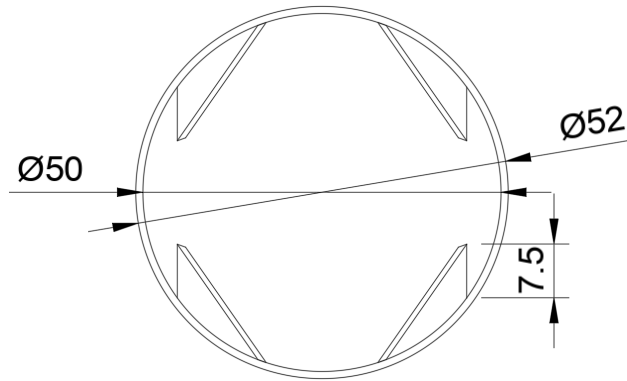


Figura 4.2: Vista frontal de modelo de validación.

## 4.2. Modelo Computacional

Para realizar las simulaciones tanto de validaciones así como de las pruebas de los modelos planteados, se hace uso del software Ansys Fluent. En este se configuran los parámetros, métodos utilizados, y condiciones de borde a tomar en cuenta para llevar a cabo el estudio.

Las simulaciones de las pruebas planteadas se ejecutarán bajo una velocidad de entrada del fluido igual y constante para todos los casos, siendo esta de 2,9[m/s], equivalente a estudiar el flujo bajo un régimen turbulento con un valor de Reynolds de 10000.

El fluido de trabajo que se utiliza para las simulaciones es aire con una temperatura de entrada de 298 K. Al tratarse de un estudio de transferencia de calor debe de existir un delta de temperatura con respecto a los sólidos (la pared y las aletas) la cual se establece en los 320 K. Finalmente se debe fijar que al final de la geometría del tubo el flujo salga de este, por lo que en la salida del tubo se aplica la condición de 'outflow'.

Teniendo en cuenta que las simulaciones a realizar es para un fluido que pasa dentro de un tubo y que se está tratando con un flujo turbulento es que se debe de utilizar un modelo de turbulencia que ayude a resolver las ecuaciones del RANS. Para ello se hace uso del modelo  $k-\omega$  SST, esto debido a su buen desempeño para flujos en espacios cerrados [11], además de tener un bajo costo computacional en comparación con otros métodos.

Finalmente se selecciona como método de solución de las ecuaciones el método Coupled. La elección de este método se basa principalmente en que a diferencia del método SIMPLEC, el método Coupled hace la resolución de las ecuaciones de velocidad y de presión de manera acoplada, mientras que SIMPLEC hace una separación de estas [13]. Por otra parte el método PISO resulta ser mas recomendado para casos de estudio transientes, mientras que el método Coupled es mas recomendado para flujos permanentes como lo es en este caso [12].

- **Software:** Ansys Fluent
- **Modelo de turbulencia:**  $k - \omega$  SST
- **Temperatura de entrada del aire:** 298 K
- **Velocidad de entrada:** 2,9 [m/s]

- **Condición de salida:** outflow
- **Temperatura del tubo y aletas:** 320 K
- **Método de solución:** Coupled

### 4.3. Independencia de mallado

Para asegurar que los resultados del modelo y de las simulaciones posteriores no se encuentran sujetas a variaciones debido a la malla que haya sido aplicada, se procede a realizar un estudio de independencia de mallado.

Se realiza un mallado general para todo el cuerpo utilizando elementos de forma tetrahédrica, partiendo de un mallado de 10 [mm] hasta llegar a un mallado más fino de 1,5 [mm]. Para cada mallado se anota el valor promedio de Skewness y su desviación estándar. Una vez realizada una simulación se anotan los resultados obtenidos y se extraen los valores de Nusselt y del factor de fricción para así notar la variación de los valores con cada mallado.

La geometría utilizada para llevar a cabo la prueba de independencia de mallado es la diseñada en base al modelo de C. Zhai (figuras 4.2 4.1). La prueba se realiza bajo las configuraciones expuestas anteriormente, lo que arrojó como resultado lo siguiente:

Mallado	Nº de elementos	Nu	f	Skewness promedio	Desv. estándar
10 mm	35033	54,40	0,0427	0,252	0,153
8 mm	35201	54,28	0,0422	0,256	0,152
6 mm	64977	55,93	0,0448	0,241	0,138
4 mm	167059	58,82	0,0484	0,233	0,124
3 mm	339947	59,76	0,0509	0,229	0,119
2 mm	887622	58,40	0,0533	0,227	0,117
1,5 mm	1792216	58,40	0,0530	0,224	0,116

En principio se puede notar el cambio que sufre tanto el número de Nusselt (Nu) como el factor de fricción (f) a medida que se ejecutan pruebas con un mallado mas fino. En el caso del Nusselt tiene un incremento en su valor hasta llegar a un máximo de casi 60 para un mallado de 3 [mm] hasta estabilizarse posteriormente en 58,4 para las próximas dos refinaciones. Por otra parte el factor de fricción sufre un incremento bastante rápido en su valor (para la escala en que se mueve este factor), hasta llegar poco a poco a estabilizarse, o más bien, no sufrir cambios bruscos para los mallados más finos.

A continuación se ilustra el cambio de estas magnitudes según el número de elementos de la simulación:

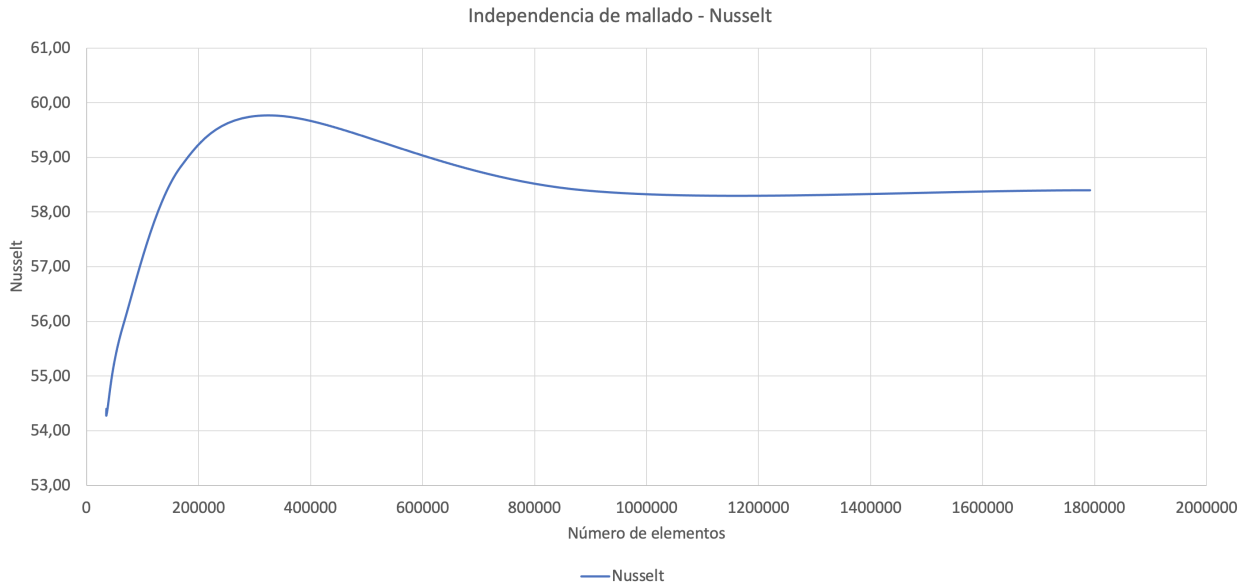


Figura 4.3: Valores de Nusselt en prueba de independencia de mallado.

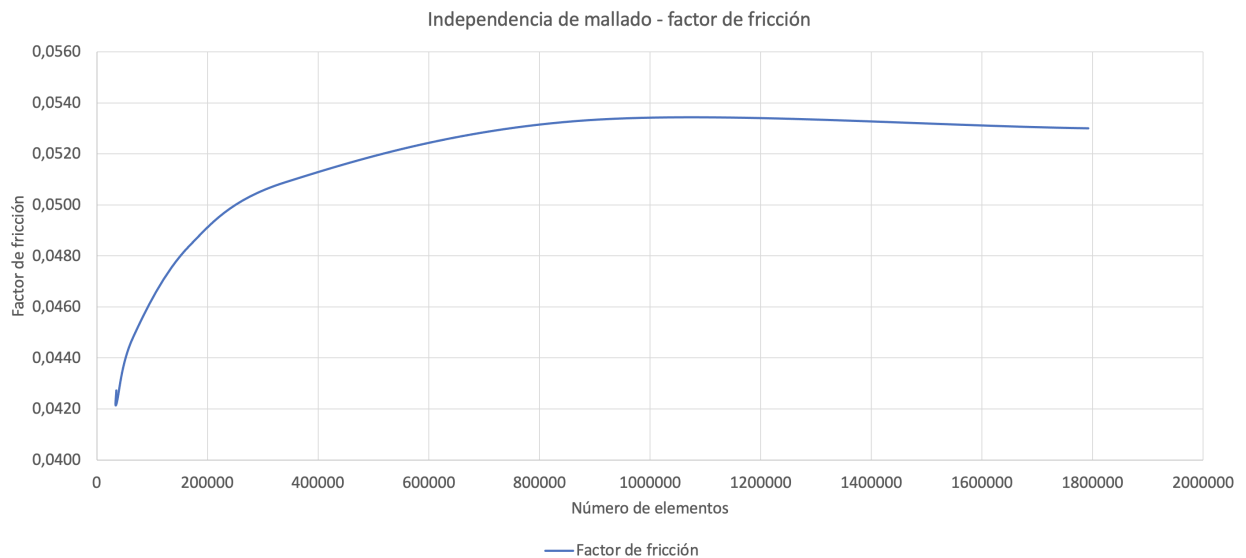


Figura 4.4: Valores de fricción en prueba de independencia de mallado.

Por otra parte, cabe destacar los valores de Skewness de los mallados, en donde siempre se busca tener un valor lo más cercano a 0 posible. Se considera (a modo general) que un mallado es muy bueno para valores bajo 0.25 [15], sin embargo en el caso de tener elementos tetrahédricos se considera un buen mallado teniendo un promedio de este valor bajo el 0.33, y ningún elemento con un valor más arriba de 0.95, donde en particular, para los casos de mallados de 2 y 1,5 [mm] se obtuvieron valores máximos de 0.92 y 0.91, respectivamente.

Finalmente se escoge una mallada de 2 [mm] para llevar a cabo las simulaciones, debido por una parte a la escasa diferencia en los resultados obtenidos para ambos casos, mientras que por otra parte con un mallado de 2 [mm] se tiene poco más de la mitad de elementos

que en el otro caso, lo que conlleva a un menor costo computacional para realizar las pruebas.

A continuación se presentan dos imágenes del tubo con el mallado escogido:

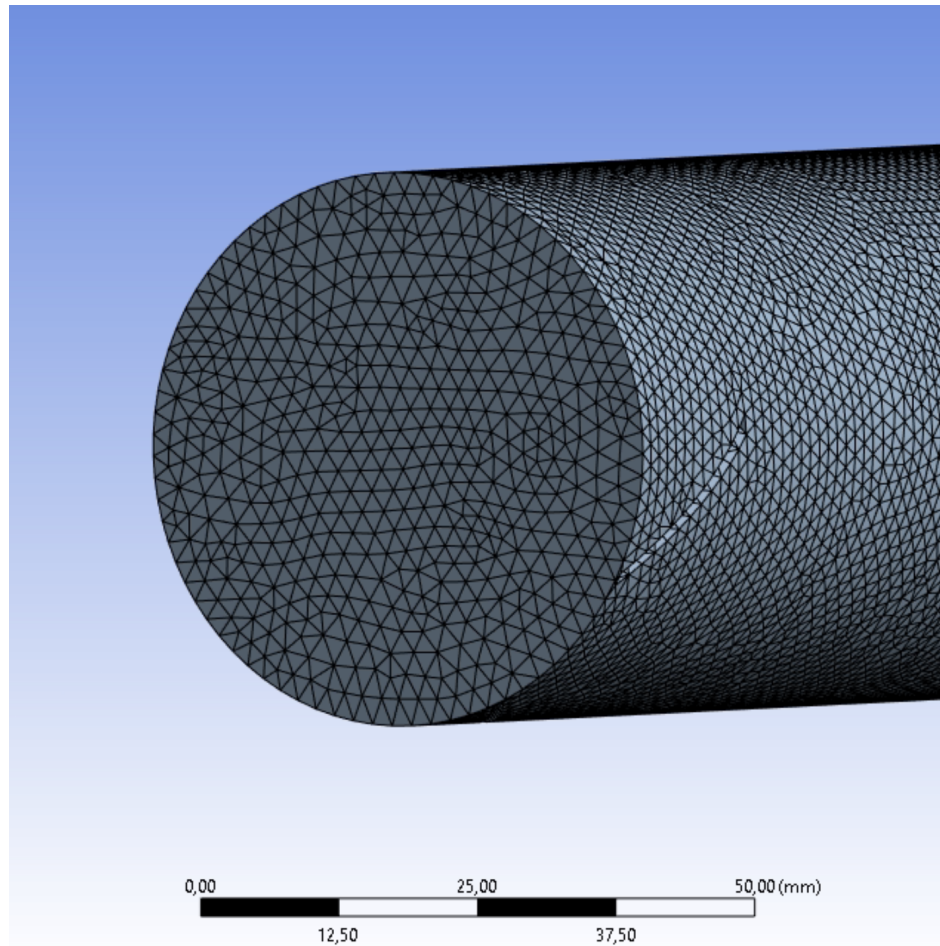


Figura 4.5: Mallado de 2 [mm] frontal al tubo.

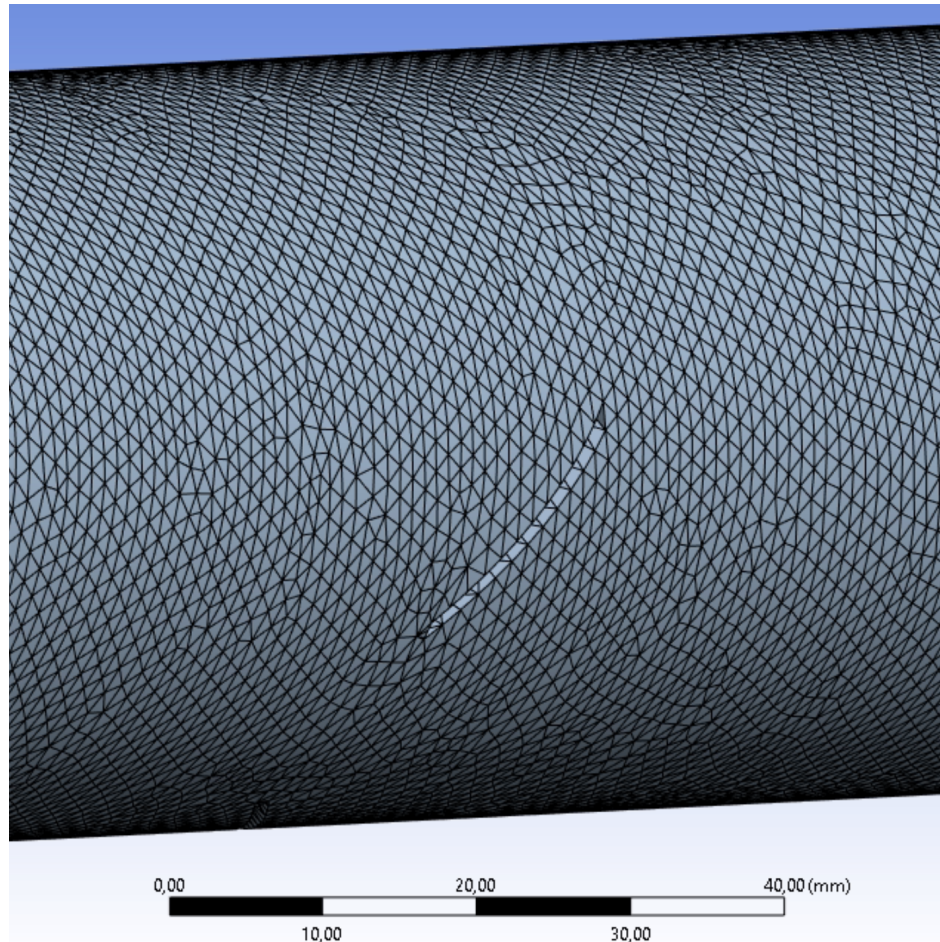


Figura 4.6: Mallado de 2 [mm] en segundo juego de GVs.

#### 4.4. Validación del modelo - Tubo liso

Para realizar la validación del modelo computacional propuesto se llevan a cabo simulaciones de transferencia de calor en el caso de un tubo liso. Análogamente a lo llevado a cabo por C. Zhai se compararán los resultados de las pruebas con respecto a las ecuaciones empíricas de Petukhov y Blasius, relacionadas al factor de fricción, y las ecuaciones de Gnielinski y Dittus-Boelter, relacionadas al número de Nusselt.

A continuación se presentan los gráficos con los resultados obtenidos en número de Nusselt y factor de fricción por el modelo actual junto con los resultados extraídos a partir de las ecuaciones empíricas:

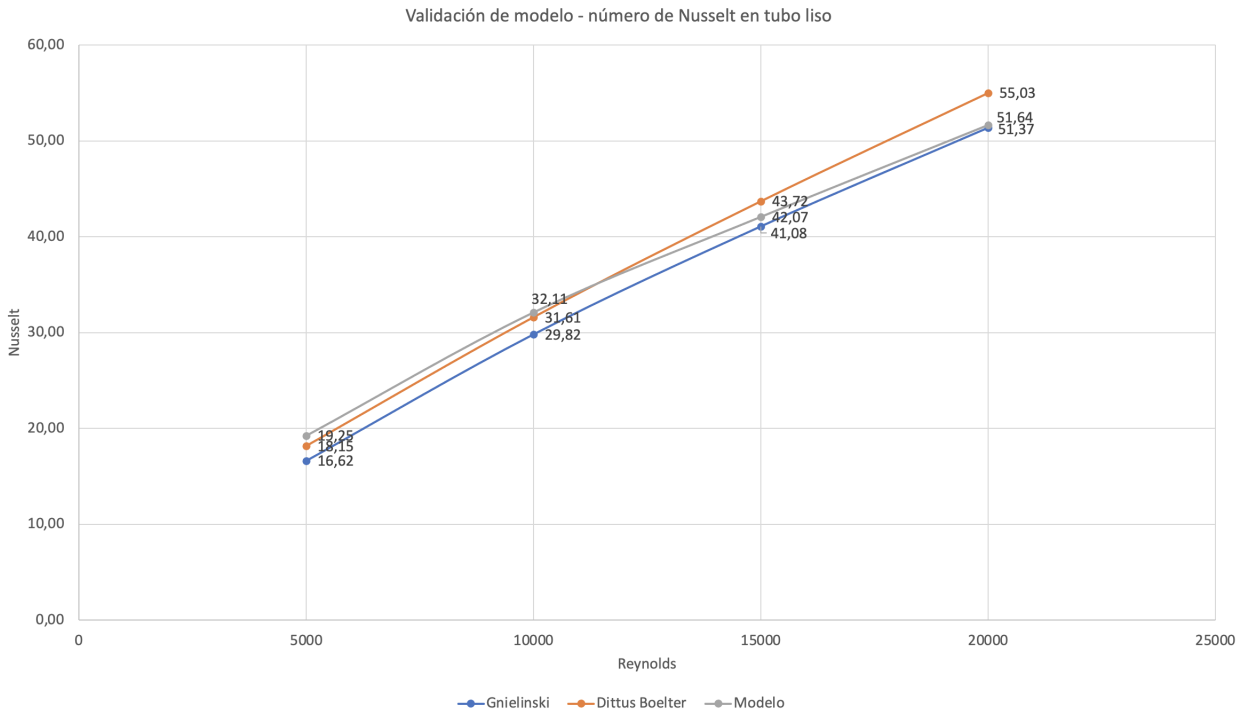


Figura 4.7: Valores de Nusselt en validación en tubo liso.

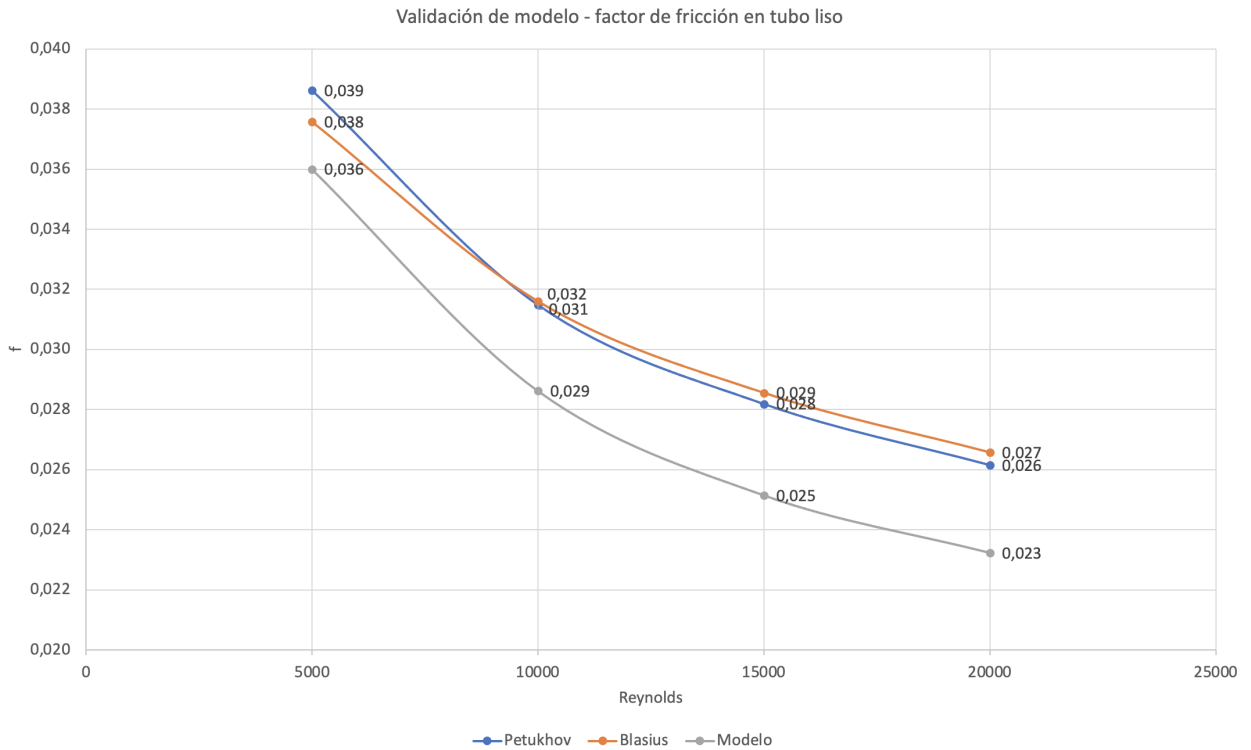


Figura 4.8: Valores de fricción en validación en tubo liso.

Como se puede notar en las figuras 4.7 y 4.8, los valores obtenidos por el modelo actual resultan ser bastante cercanos con respecto a las predicciones realizadas mediante las ecuaciones.

ciones empíricas anteriormente nombradas, tanto para los valores de Nusselt, en donde se puede notar una diferencia máxima del 10 % con respecto a las ecuaciones, así como para los valores de factor de fricción que arrojan una diferencia máxima de poco más del 9 % con respecto a estas, lo que para ambos casos se consideran errores aceptables.

## 4.5. Validación de modelo - Tubo con GVs

Se realiza también una validación del modelo computacional en base a los resultados que arrojen las simulaciones al estudiar el caso del modelo de validación de C.Zhai [1], es decir, realizar una prueba de validación en un tubo que contenga generadores de vórtices.

En particular se pone a prueba el modelo expuesto en la sección 4.1 de Modelo de validación. A continuación se exhiben los resultados extraídos:

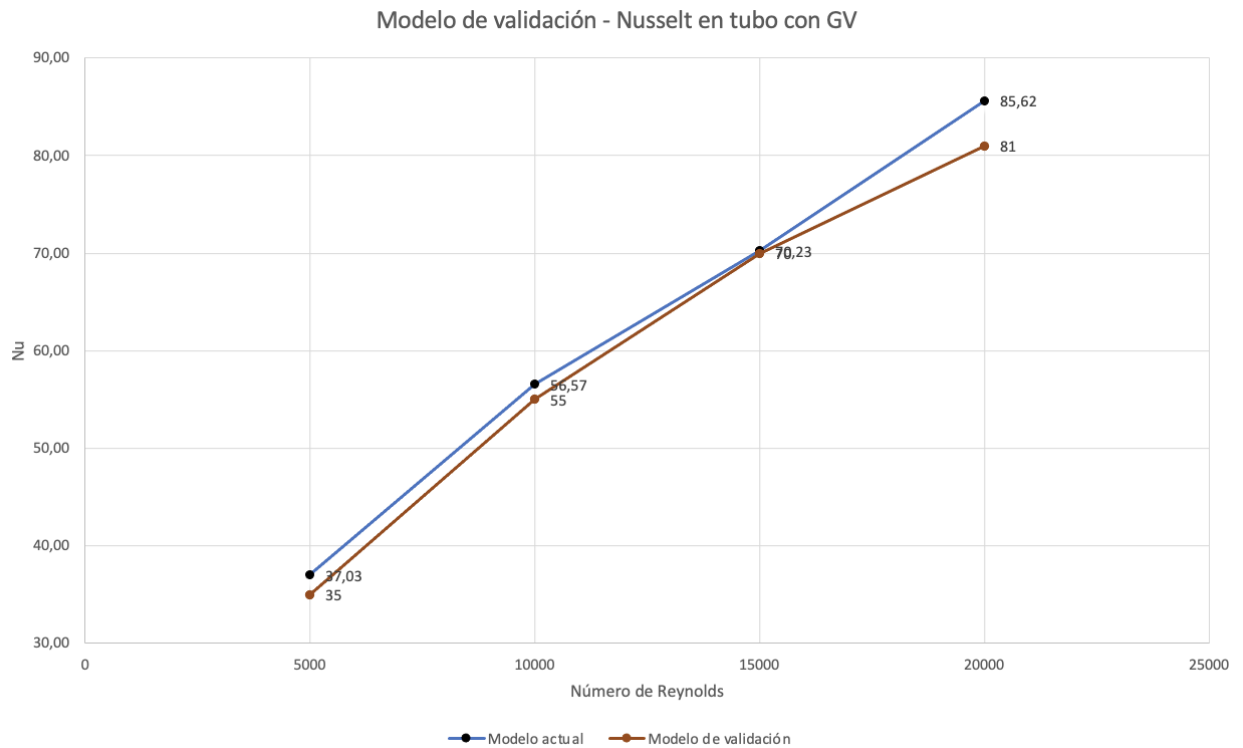


Figura 4.9: Valores de Nusselt con respecto a modelo de validación.



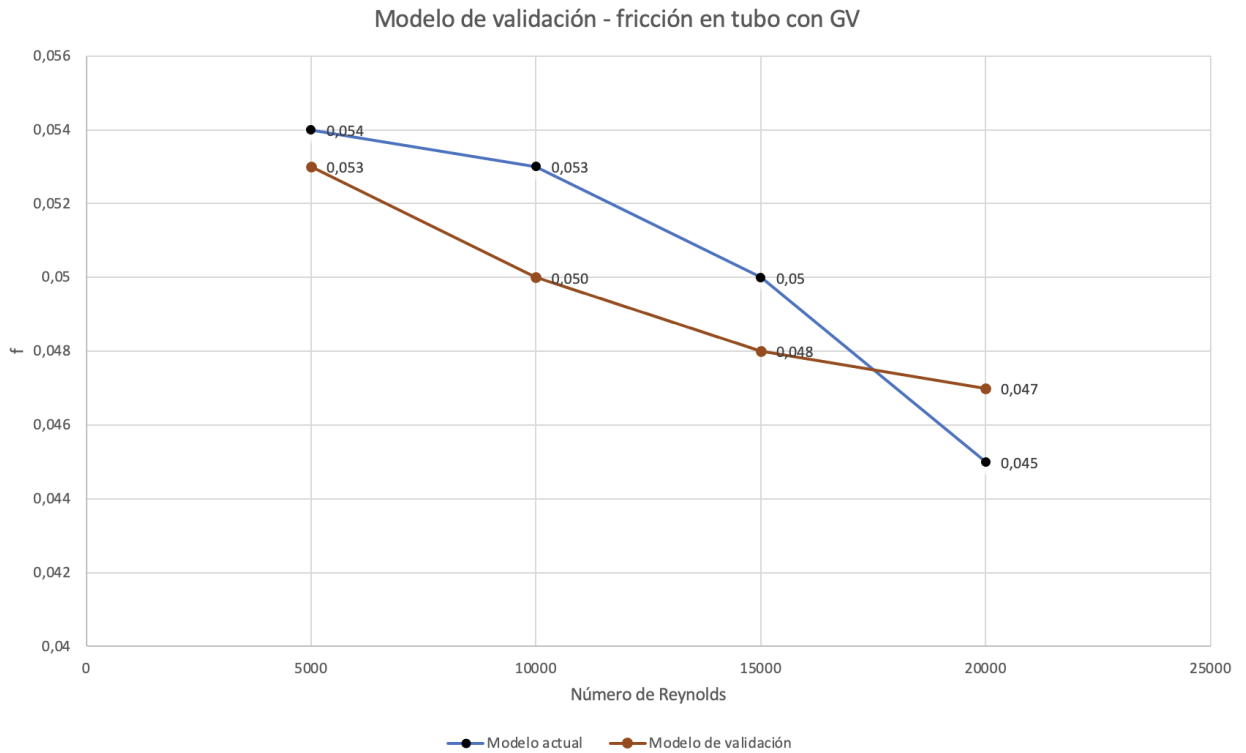


Figura 4.10: Valores de fricción con respecto a modelo de validación.

Se puede notar por lo exhibido en la figura 4.9, que el modelo computacional propuesto arroja resultados bastante cercanos en cuanto a los números de Nusselt, siendo el último caso (para Reynolds = 20000) el que tiene una mayor diferencia, siendo esta de 5.7 %, siendo esto un nivel de error bueno. Por otra parte, aunque en la figura 4.10 se muestre como que existan grandes diferencias entre los resultados del modelo propuesto y el modelo de validación, la escala a la que está este diagrama es bastante pequeña, y al igual que en el caso anterior la mayor diferencia porcentual se encuentra para el caso de Reynolds = 20000, en donde se extrae un error del 4.4 %, lo que nuevamente resulta ser un resultado positivo para el estudio.

# Capítulo 5

## Resultados

### 5.1. Caso tubo liso

A continuación son presentados los resultados de las simulaciones para el caso de un tubo sin GVs en su interior.

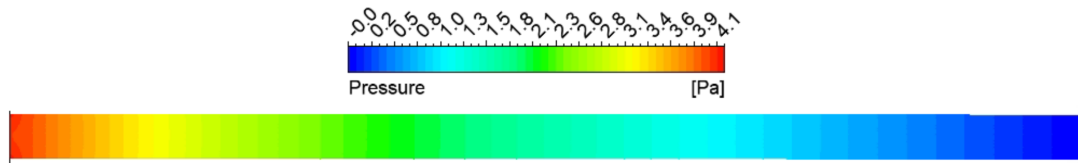


Figura 5.1: Contorno de presión longitudinal en tubo liso.  $Re = 10000$

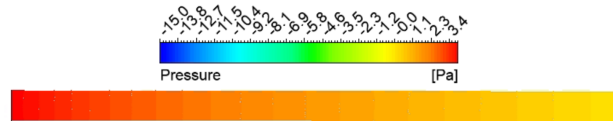


Figura 5.2: Contorno de presión longitudinal en tubo liso con arreglo de escala.  $Re = 10000$

Se puede observar en las figuras 5.1 y 5.2 que la caída de presión para este caso es bastante ínfima, donde no se registran cambios bruscos ni importantes de presión. Cabe destacar que la adición de una figura con arreglo de escala es a modo de observación para casos posteriores.

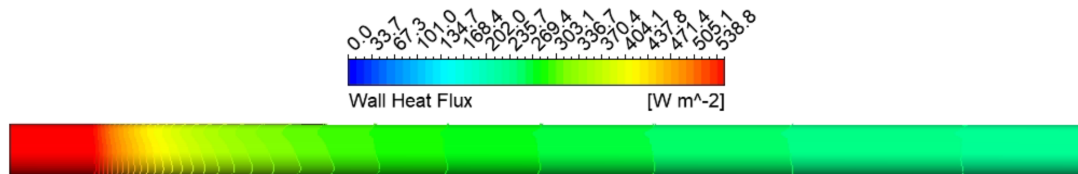


Figura 5.3: Transferencia de calor en pared de tubo liso.  $Re = 10000$

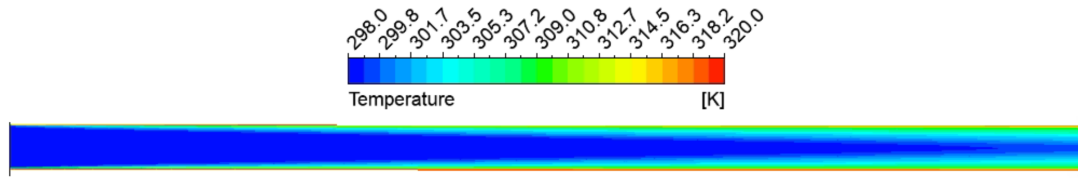


Figura 5.4: Contorno de temperatura longitudinal en tubo liso.  $Re = 10000$

La transferencia de calor en el tubo pareciera tener un comienzo bastante importante si se observa la figura 5.3, sin embargo esta desciende rápidamente a medida que el flujo avanza a través del tubo. Así mismo, si se observa el contorno de calor longitudinal en la figura 5.4 se puede notar un desarrollo bastante débil de la capa límite térmica que sufre el flujo a medida que atraviesa el tubo.

## 5.2. Caso modelo C. Zhai

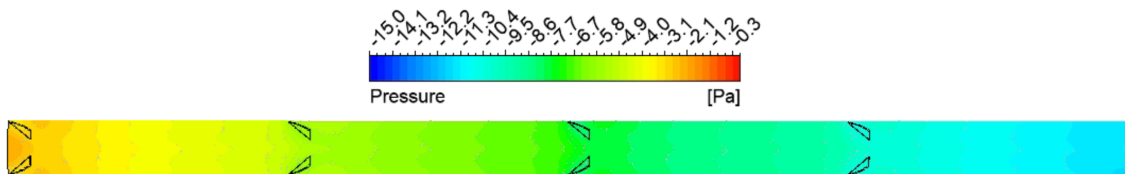


Figura 5.5: Contorno de presión longitudinal en modelo de C. Zhai [1].  $Re = 10000$

En el caso del modelo propuesto y estudiado por C. Zhai, se pueden observar cambios en el contorno de presión bastante importantes (ver figura 5.5), lo que se traduce por supuesto en grandes caídas de presión, siendo estas bastantes evidentes si se observan los cambios que son generados posterior a cada paso del flujo a través de los pares de GVs.

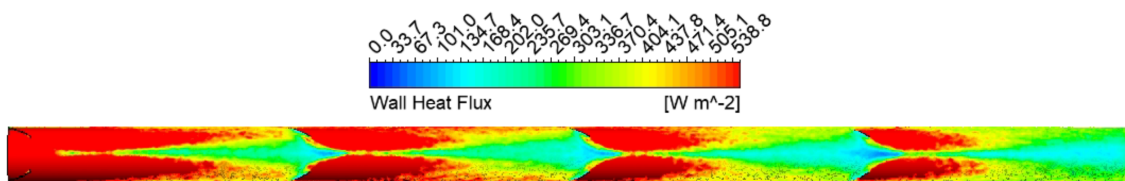


Figura 5.6: Transferencia de calor en pared de modelo de C. Zhai [1].  $Re = 10000$

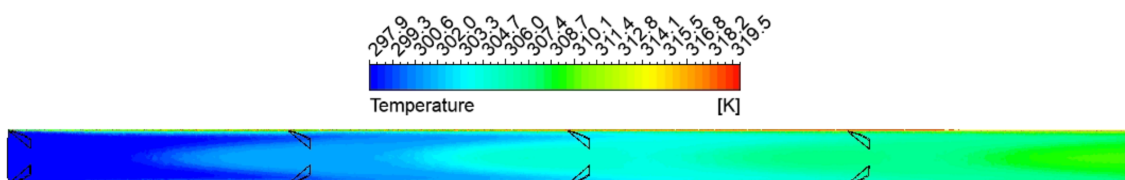


Figura 5.7: Contorno de temperatura longitudinal en modelo de C. Zhai [1].  $Re = 10000$

En las figuras 5.6 y 5.7 se pueden observar el efecto de los GVs en la transferencia de calor y el cambio en la temperatura del flujo, respectivamente. Donde en primer lugar se observa el importante efecto de los GVs en la transferencia de calor al fluido, haciendo que hayan peaks en la transferencia cada vez que el flujo pasa a través de estos a diferencia de lo que sucedió en el caso sin aletas (figura 5.3. Esto último también se ve reflejado en el contorno de temperatura longitudinal del flujo, donde se logra un mayor aumento de temperatura en este, y al mismo tiempo se observa una mayor uniformidad de esta en el flujo.

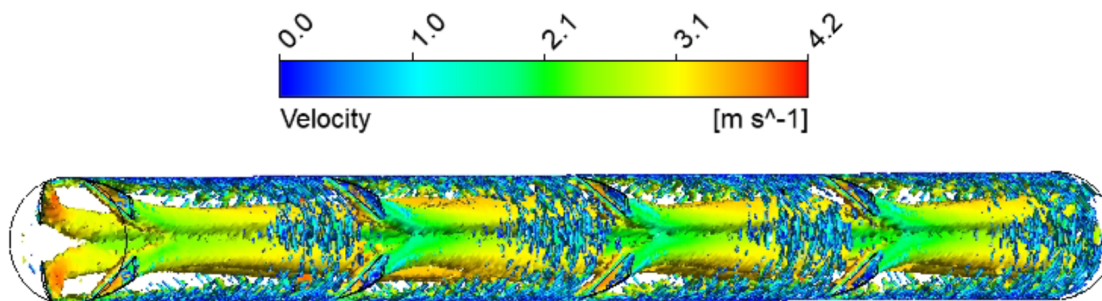


Figura 5.8: Criterio Q: Vórtices generados en modelo de C. Zhai [1].  $Re = 10000$

En la figura 5.8 se puede observar el efecto de los GVs en el flujo, donde se observa la formación de cuatro vórtices cada vez que el flujo atraviesa las aletas, es decir, que cada uno de los GVs genera un vórtice, lo que explica también la forma que tiene el contorno de transferencia de calor observado en la figura 5.3.

A continuación se tabulan los resultados de este modelo en función del número de Reynolds:

Reynolds	Nu	f	TEF
5000	37,03	0,064	1,47
10000	56,57	0,059	1,39
15000	70,23	0,052	1,31
20000	85,62	0,049	1,30

### 5.3. Prueba de altura

En primer lugar y basándose en lo concluido en la memoria de título de J. Leiva [3], se realiza una prueba de altura de los generadores de vórtices. Para esta se utiliza la configuración de GVs dada por C. Zhai [1]:

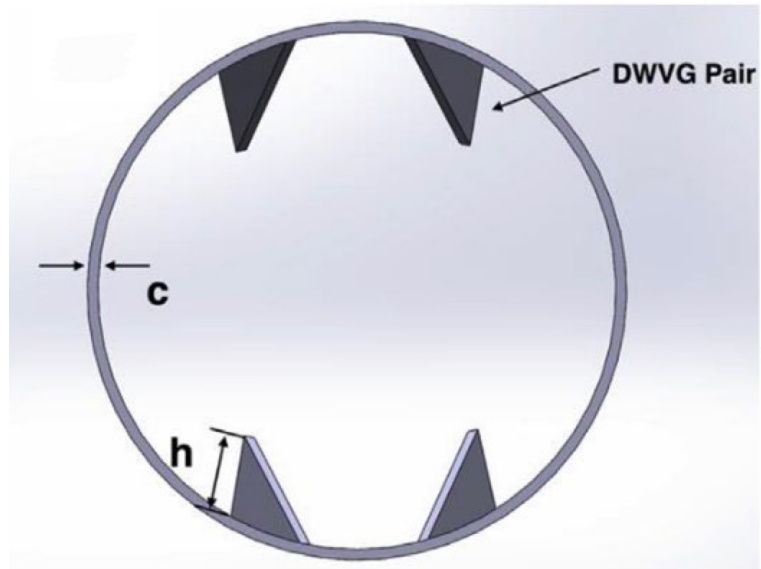


Figura 5.9: Modelo de GV utilizado para las pruebas de altura.

Con la cual se varía el valor de “h” según lo mencionado anteriormente en la sección de metodología, aunque manteniendo los demás parámetros iguales. Los resultados de las simulaciones fueron los siguientes:

Altura	Reynolds	Nu	f	TEF
2.5 mm	5000	29,58	0,049	1,28
	10000	45,88	0,044	1,23
	15000	58,16	0,038	1,20
	20000	68,66	0,033	1,18
5 mm	5000	31,39	0,052	1,33
	10000	48,45	0,046	1,29
	15000	62,76	0,044	1,24
	20000	74,31	0,041	1,19
7.5 mm	5000	37,03	0,064	1,47
	10000	56,57	0,059	1,39
	15000	70,23	0,052	1,31
	20000	85,62	0,049	1,30

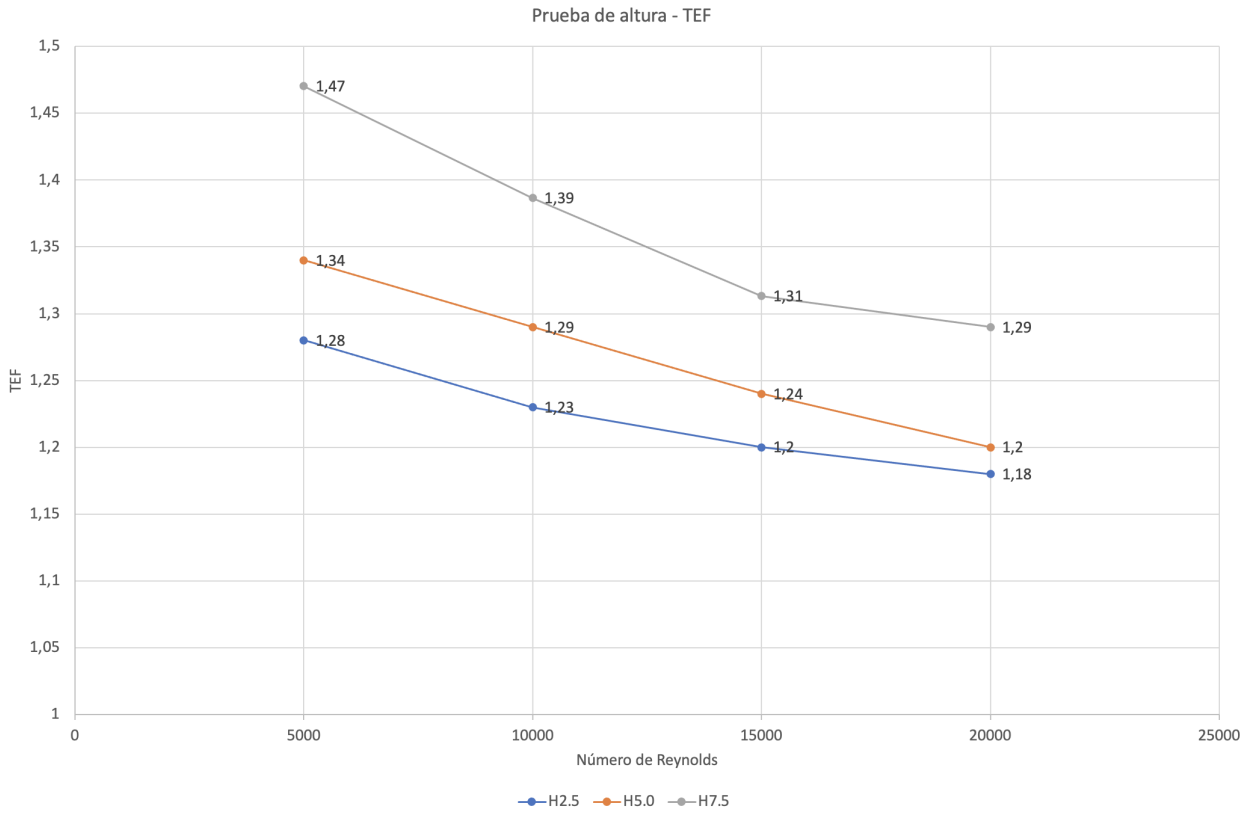


Figura 5.10: Factor de mejora térmica en prueba de altura.

En la figura 5.10 se representan los resultados de los TEF de las tres alturas estudiadas en función del Reynolds, confirmando de esta manera un mejor resultado obtenido para los generadores de vórtices de 7.5 [mm]. Por consiguiente, se decide mantener la altura de los GVs en 7.5 mm para las siguientes pruebas.

## 5.4. Prueba de orientación

A continuación, se realizan simulaciones de tubos con generadores de vórtices dispuestos todos hacia un mismo lado, con la intención de formar un gran vórtice a partir de estos, en vez de cuatro vórtices paralelos como sucede en el caso original de estudio.

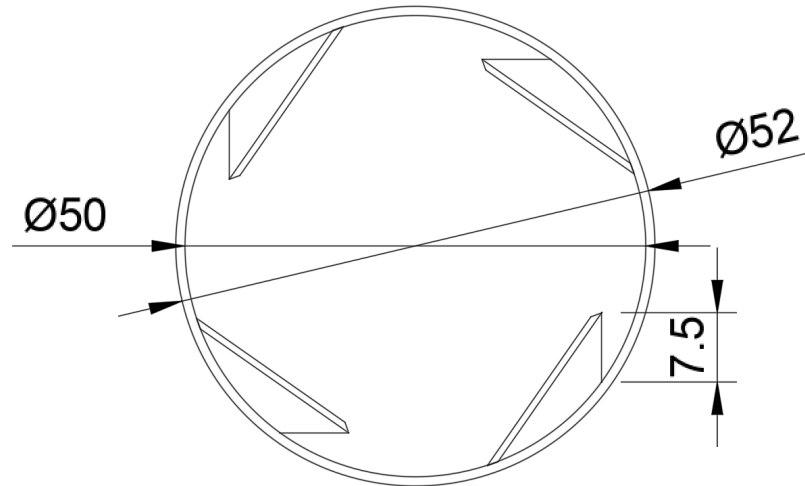


Figura 5.11: Plano de prueba de orientación - orientación derecha.

En la figura 5.11 se muestra un plano a modo de ejemplo de cómo es la configuración de los GVs en el caso de que estos estén con una orientación hacia la derecha, los demás planos quedan adjuntos en el anexo. Esta prueba además de ser estudiada para ambas orientaciones (izquierda y derecha), también se estudiará la cantidad de GVs en cada juego, con la intención de buscar una cantidad óptima de estos.

### Orientación derecha

Tabla 5.1: Resultados prueba de orientación - orientación derecha.

Nº de aletas	Nu	f	TEF
2	45,61	0,036	1,32
3	52,73	0,039	1,47
4	61,60	0,049	1,60
5	60,27	0,058	1,48
6	57,26	0,062	1,38

A partir de los resultados extraídos, se puede notar que el comportamiento fue como el esperado, resultando en que en un principio el número de aletas conllevó a un aumento tanto en la transferencia de calor así como en la pérdida de carga, hasta llegar a un punto óptimo de estos que es el caso con cuatro GVs, el cual arrojó el mayor número de Nusselt y también el mayor TEF con 1.60, mientras que con cinco y seis GVs el Nusselt comenzó a disminuir,

mientras que la fricción continuó aumentando.

Debido a lo anterior se complementan los resultados para el caso de 4 GVs en orientación derecha en función del número de Reynolds. Análogamente se extraen imágenes de contornos a través de las simulaciones.

Tabla 5.2: Resultados para 4 aletas en orientación derecha en función del número de Reynolds.

Reynolds	Nu	f	TEF
5000	37,27	0,060	1,51
10000	61,60	0,049	1,60
15000	79,69	0,045	1,56
20000	96,62	0,041	1,54

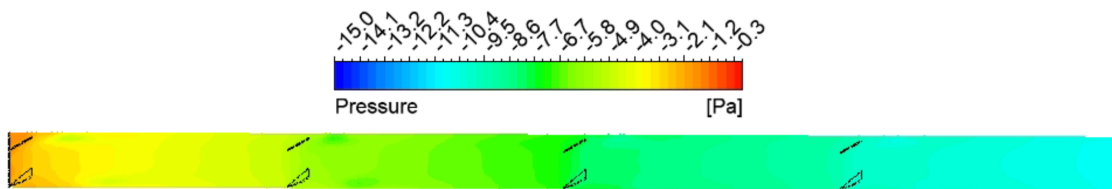


Figura 5.12: Contorno presión de tubo con 4 GVs.  $Re = 10000$

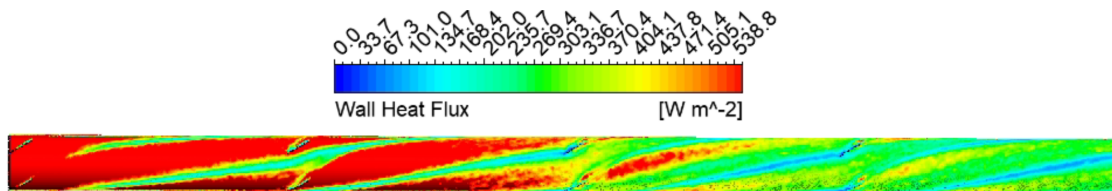


Figura 5.13: Transferencia de calor en pared de tubo con 4 GVs.  $Re = 10000$

En las figuras 5.12 y 5.13 se pueden percatar en buena medida el efecto de los GVs en el flujo al interior del tubo, donde por una parte se puede notar claramente el cambio de color que sufre el contorno de presión cada vez que pasa por un juego de GVs, representando la caída en la presión del fluido; mientras que en el caso del contorno de transferencia de calor se puede observar que el fluido toma provecho de todo el contorno del tubo para que se le transfiera calor a este, donde por lo demás a medida que avanza el flujo en el tubo se transfiere cada vez menos calor debido al menor delta de temperatura existente que se puede también apreciar por lo representado en las figuras 5.14 y 5.15.



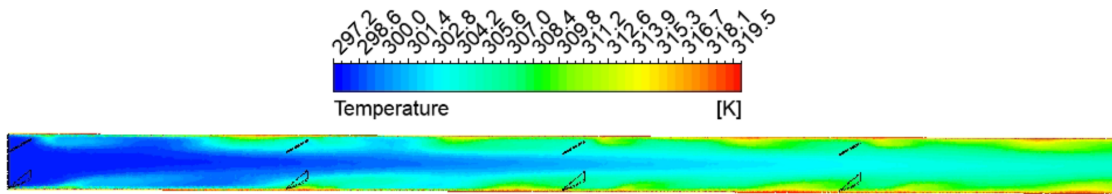


Figura 5.14: Contorno de temperatura en tubo con 4 GVs.  $Re = 10000$

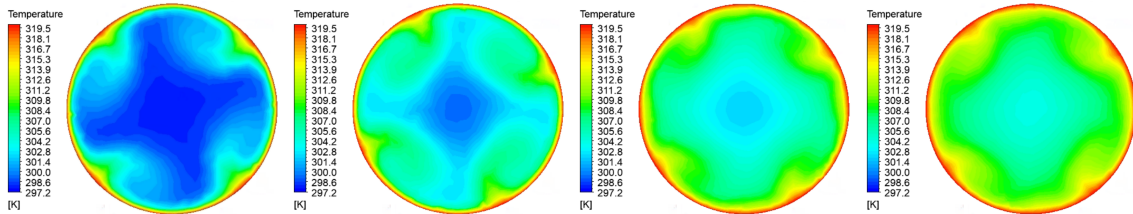


Figura 5.15: Contornos de temperatura en eje axial en puntos medios de los GVs en tubo con GVs orientación derecha.  $Re = 10000$

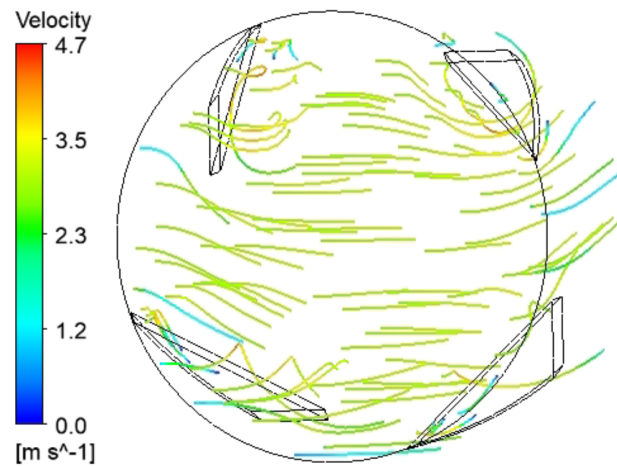


Figura 5.16: Interacción de líneas de flujo en tubo con 4 GVs en orientación derecha.  $Re = 10000$

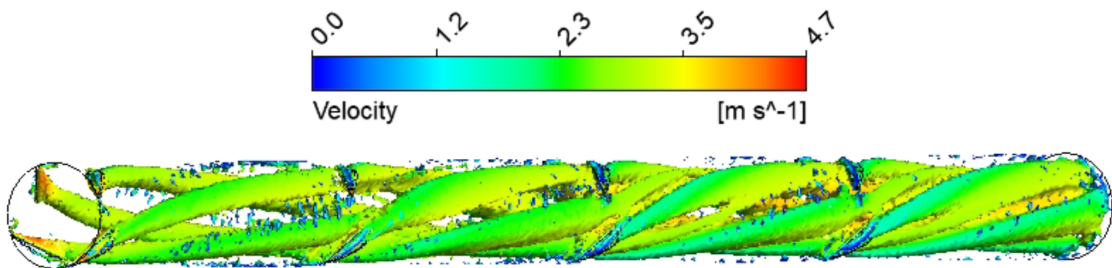


Figura 5.17: Criterio Q: Vórtices generados en tubo con 4 GVs orientación derecha.  $Re = 10000$

Finalmente, en la figura 5.16 se puede apreciar la interacción de las líneas de flujo del aire al impactar con las aletas mediante los cambios de velocidad y dirección de estas, mientras que en la figura 5.17 se pueden apreciar la forma y direccionalidad de los vórtices generados a partir de esta configuración, pudiendo notar que los vórtices generados se vuelven cada vez mas grandes a medida que el flujo pasa a través de los GVs. Además destacar que la forma que da esta configuración a estos (a los vórtices), cumplen con el objetivo planteado de hacer que el flujo rote apuntando en un mismo sentido.

## Orientación izquierda

Tabla 5.3: Resultados prueba de orientación - orientación izquierda

Nº de aletas	Nu	f	TEF
2	47,34	0,036	1,36
3	54,02	0,040	1,50
4	62,81	0,049	1,63
5	59,05	0,055	1,48
6	57,42	0,062	1,39

Al igual como sucedió en el caso homólogo, el comportamiento nuevamente cumplió con lo esperado. El aumento del número de GVs por cada juego conllevó a un aumento en el factor de mejora térmica hasta llegar a cuatro GVs con un valor de TEF , en donde posteriormente comienza a descender el valor de este factor.

Sin embargo, cabe destacar que a diferencia del caso anterior los valores del factor de mejora térmica fueron superiores para cada uno de los números de aletas en esta orientación frente a los del otro caso. Esto lleva a pensar en que efectivamente pueda haber una diferencia en la eficiencia en la transferencia de calor según la orientación de los GVs.

Al igual que en el caso anterior se complementan los resultados para el caso de 4 GVs en orientación izquierda en función del número de Reynolds.

Tabla 5.4: Resultados para 4 aletas en orientación izquierda en función del número de Reynolds.

Reynolds	Nu	f	TEF
5000	38,55	0,060	1,56
10000	62,83	0,049	1,63
15000	73,89	0,043	1,47
20000	89,49	0,040	1,45

Junto a estos resultados en función del Reynolds, resulta necesario destacar el mayor TEF que se obtiene haciendo las pruebas con los GVs en orientación izquierda para los Reynolds de 5000 y 10000. No obstante, para los valores siguientes pasa a tener mejores resultados el caso en que los GVs son orientados hacia la derecha, debido principalmente por la diferencia

en el valor de número de Nusselt para estos últimos casos.

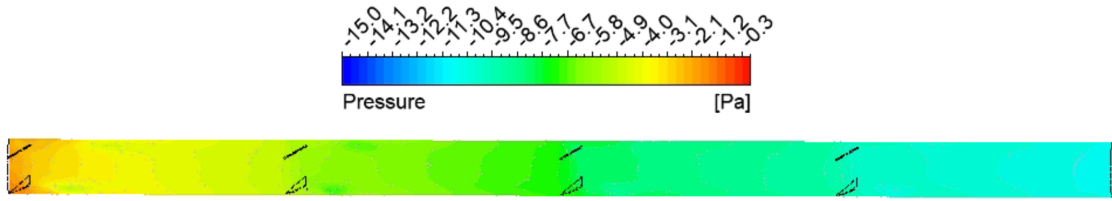


Figura 5.18: Contorno de presión para tubo con 4 GV en orientación izquierda.  $Re = 10000$

Al igual que en el caso homólogo, se pueden notar muy claramente los cambios en el contorno de presión de la figura 5.18 mediante el cambio de color en el tubo cada vez que el flujo pasa a través de los GVs.

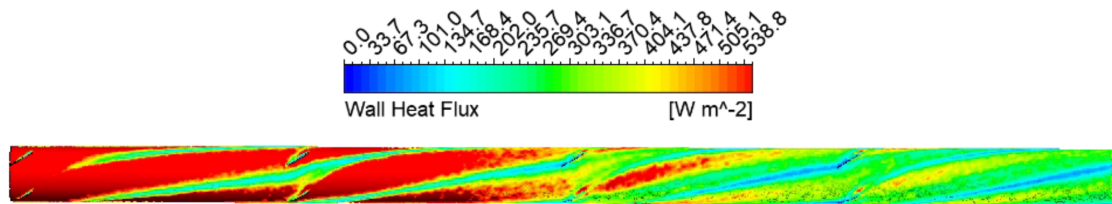


Figura 5.19: Transferencia de calor en pared de tubo con 4 GV en orientación izquierda.  $Re = 10000$

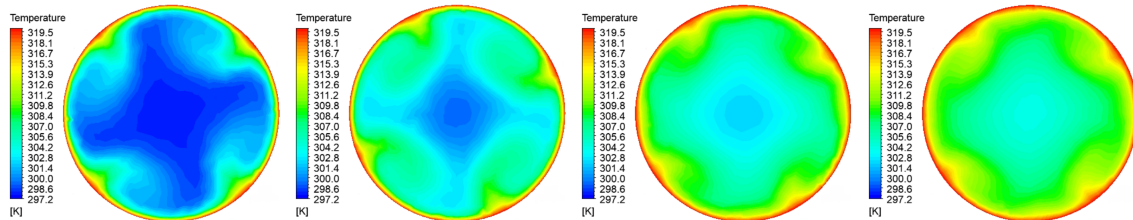


Figura 5.20: Contornos de temperatura en eje axial en puntos medios de los GV en tubo con GV orientación izquierda.  $Re = 10000$

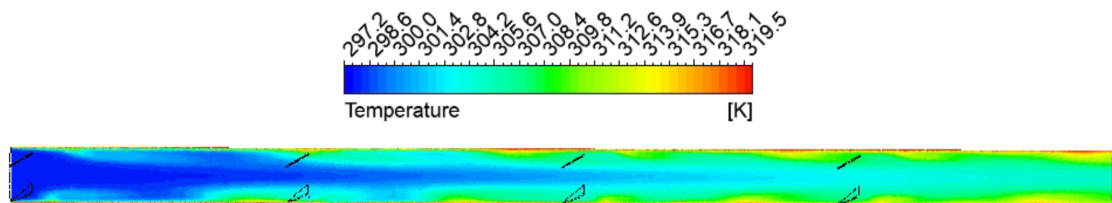


Figura 5.21: Contorno de temperatura axial en tubo con 4 GV en orientación izquierda.  $Re = 10000$

Análogamente, cabe destacar que el comportamiento que tiene este modelo con respecto al flujo de calor resulta ser bastante similar, lo que se puede notar en la forma de sus flujos, así como en el desarrollo de los contornos de temperatura de ambos casos.

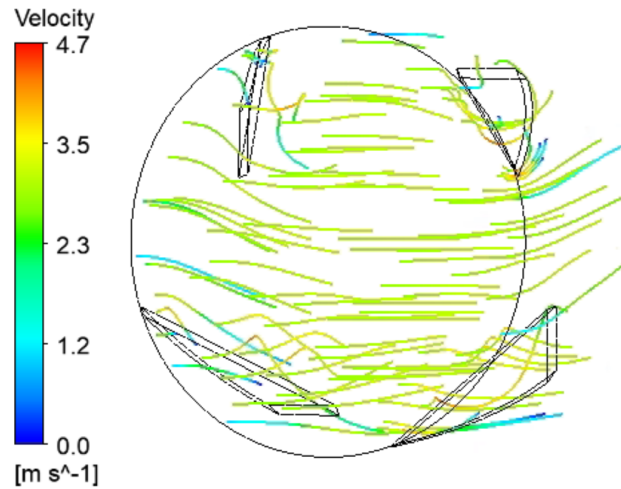


Figura 5.22: Interacción de líneas de flujo en tubo con 4 GVs en orientación izquierda.  $Re = 10000$

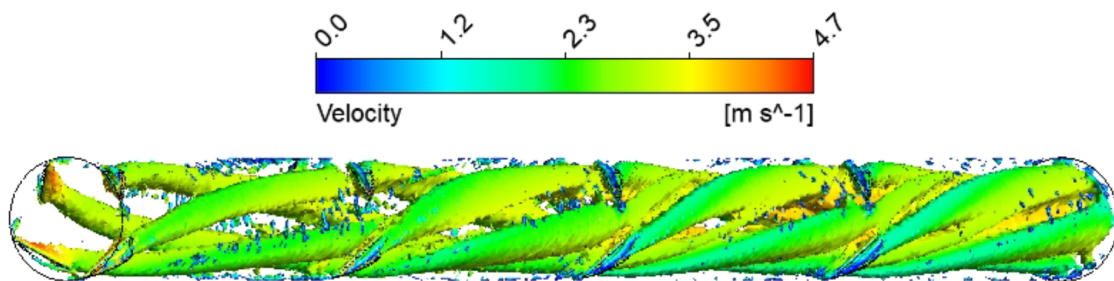


Figura 5.23: Criterio Q: Vórtices generados en tubo con 4 GVs en orientación izquierda.  $Re = 10000$

Al igual que en el caso anterior, se puede notar la formación de los vórtices con los GVs y el comportamiento de estos cada vez que pasan por un juego de aletas, en donde nuevamente se puede observar el cómo se agrandan estos vórtices cada vez que pasan a través de estos.

Notando el comportamiento del flujo para ambas orientaciones, y asimismo los resultados numéricos señalados anteriormente, se puede apreciar que la diferencia de estos responden a un error porcentual bastante pequeño entre ellos (entorno al 6% en el mayor de los casos), por lo que no se podría aseverar que una orientación necesariamente conlleve a un mejor rendimiento con respecto al otro. Por ello es que tanto los resultados numéricos así como las imágenes de contornos en las siguientes pruebas serán enseñadas para el caso de orientación derecha. Las imágenes de los resultados del caso de orientación izquierda son adjuntas en el anexo.

## 5.5. Prueba de inclinación

Se realiza una prueba de inclinación de los GVs con respecto a la normal del tubo, según lo descrito en la sección 3.1 Pruebas.

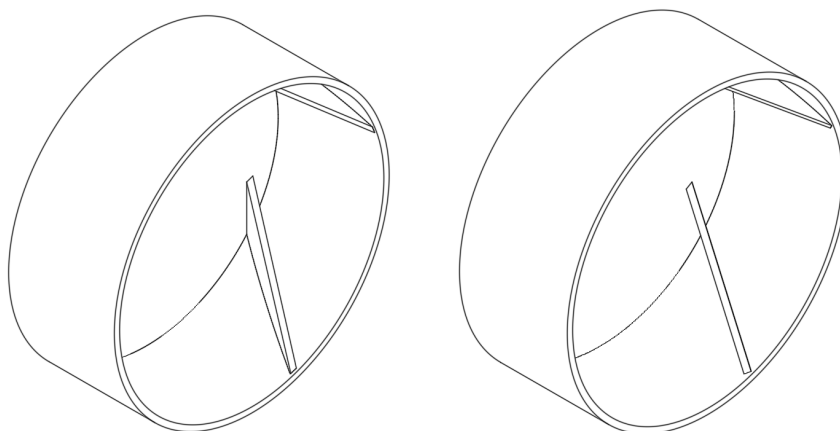


Figura 5.24: Planos isométricos de GVs con orientación derecha e inclinación de 0 y 15 grados, respectivamente

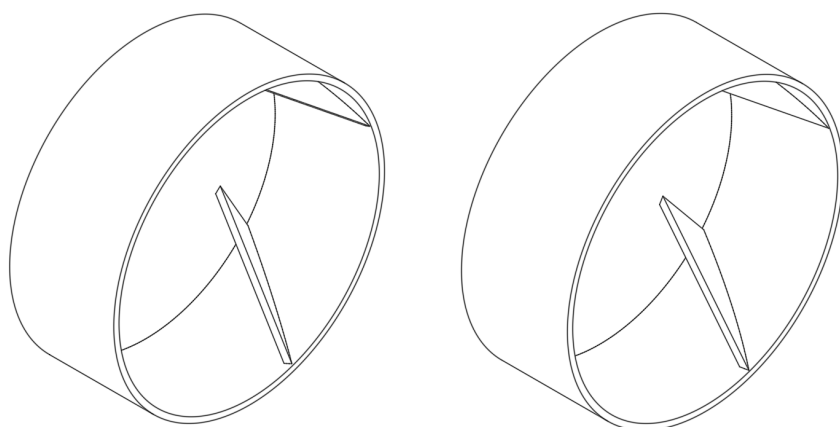


Figura 5.25: Planos isométricos de GVs con orientación derecha e inclinación de 30 y 45 grados, respectivamente

En las figuras 5.24 y 5.25 se ven ilustradas las formas de los GVs que estarían en los tubos según las inclinaciones de estos, finalizando con el caso de GVs a  $45^\circ$  con respecto a la normal.

Las pruebas se llevan a cabo para ambos sentidos de orientaciones de los GVs y teniendo como caso a comparar lo obtenido anteriormente, siendo este último el caso con inclinación de  $0^\circ$ .

Tabla 5.5: Resultados de prueba de inclinación.

Tipo	Inclinación	Nu	f	TEF
Orientación Derecha	0°	61,60	0,049	1,60
	15°	55,80	0,048	1,46
	30°	54,28	0,047	1,44
	45°	52,50	0,044	1,42
Orientación Izquierda	0°	62,81	0,049	1,63
	15°	57,77	0,049	1,51
	30°	54,95	0,047	1,46
	45°	51,82	0,043	1,41

Tal y como era de esperar, al inclinar los GVs en el sentido del flujo significaría una menor pérdida de carga para el sistema, lo que se puede ver reflejado en los valores decrecientes del factor de fricción en la tabla 5.5, sin embargo, a pesar que se haya tenido este resultado favorable para el sistema, también se debe destacar que se vio perjudicada la transferencia de calor con respecto al caso de comparación, viéndose esto reflejado mediante la baja en el número de Nusselt. Más aún, al llevar los valores extraídos y compararlos mediante el TEF se puede aseverar que la prueba de inclinación no resultó favorable para el caso de estudio.

En función de la información extraída en esta prueba es que se mantendrá la inclinación de los GVs en 0° para la siguiente prueba.

## 5.6. Prueba de orificios en aletas

Para esta prueba se toman en cuenta las conclusiones obtenidas en las demás pruebas en cuanto a altura, cantidad de aletas e inclinación. A pesar que las demás pruebas resultaron ser favorables para el caso de una orientación de los GVs hacia la izquierda (al menos para los Reynolds mas bajos del estudio) de todas maneras se realizarán las pruebas de GVs con orificios para ambos casos (orientaciones izquierda y derecha).

Se realizarán pruebas de 4 modelos de generadores de vórtices con agujeros:

- Modelo de 1 agujero
- Modelo de 2 agujeros
- Modelo de 3 agujeros
- Modelo de 2 agujeros mixtos

### 5.6.1. Modelo de 1 agujero

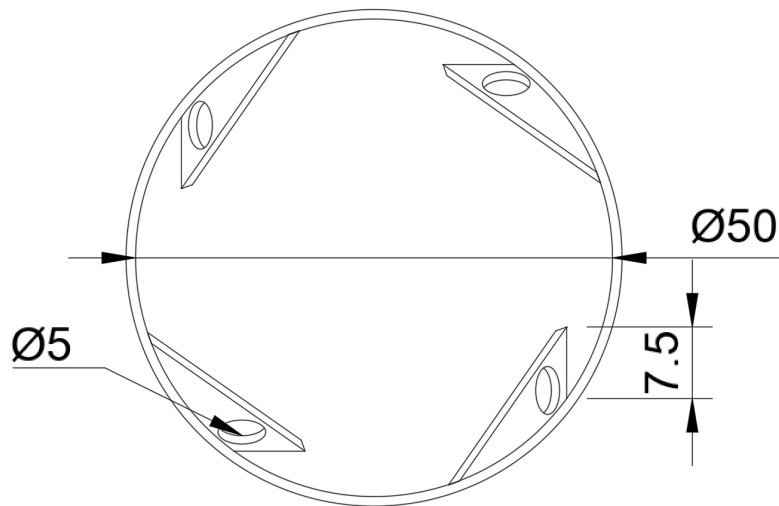


Figura 5.26: Plano frontal de modelo de GVs con 1 agujero de 5mm.

Para el primer caso de estudio de generadores de vórtices con agujeros se realiza una perforación de 5 [mm] de diámetro en el extremo superior de la aleta, con la intención de generar un gran espacio por el que pueda pasar parte del fluido, y así tener una menor pérdida de carga, pero al mismo tiempo manteniendo buscando generar vórtices en el tubo.

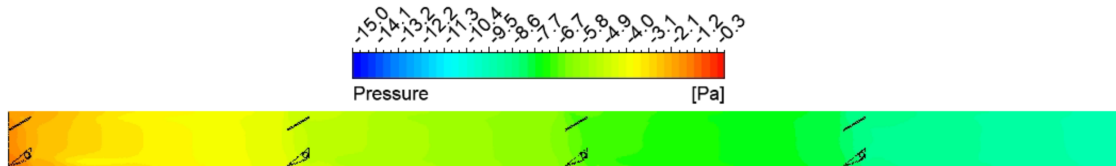


Figura 5.27: Contorno de presión longitudinal con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha.  $Re = 10000$

En la figura 5.27 se puede notar el efecto que genera la adición de estas perforaciones en las aletas, donde los cambios de presión no resultan ser tan marcados, en comparación a lo que se puede observar en la figura 5.12, lo que indica en parte un impacto positivo en cuanto a una menor pérdida de carga al interior del tubo.

No obstante, si se examina la figura 5.28 se puede notar un cambio no favorable para este modelo, ya que, por una parte, se tiene que el efecto de los GVs tiende a ser un poco menos efectivo en comparación a lo señalado en la figura 5.13, lo que se puede notar al observar el flujo de calor en los puntos finales posteriores al efecto de los primeros GVs.

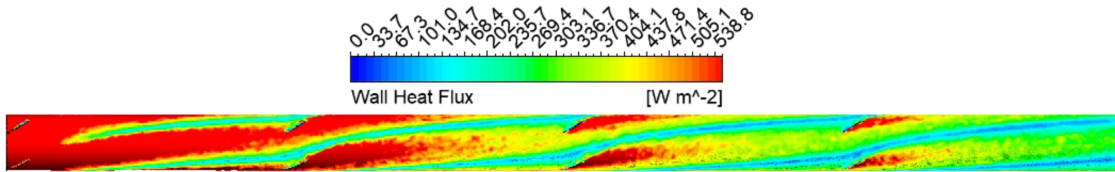


Figura 5.28: Transferencia de calor en pared con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha.  $Re = 10000$

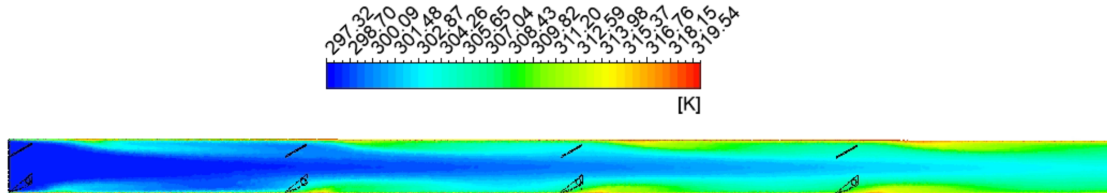


Figura 5.29: Contorno de temperatura longitudinal en tubo con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha.  $Re = 10000$

Por otra parte, en el modelo sin agujeros se puede notar particularmente que posterior al último juego de GVs, el efecto en la transferencia de calor pasa a ser menor, mientras que en el modelo con agujero estos (los GVs) continúan generando un efecto más fuerte en la transferencia de calor, lo cual resultaría ser bastante bueno si no fuese porque en este caso significa que la temperatura del fluido llega a este último juego de aletas a una menor temperatura, lo que se puede ver reflejado mediante las figuras 5.29 y 5.30.

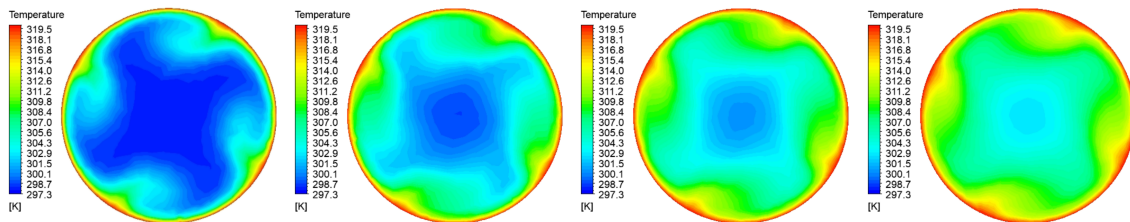


Figura 5.30: Contornos de temperatura en eje axial en puntos medios de los GVs en modelo de 1 agujero.  $Re = 10000$

Particularmente al observar la figura 5.30 y compararla con lo observado en la figura 5.15, en principio no parece existir una gran diferencia si se pone atención a la primera imagen, pero a medida que se avanza se puede observar la diferencia de temperatura en el flujo junto con un mayor desarrollo de capa límite del flujo para el caso sin agujeros. En este último caso (sin agujeros), el contorno de temperatura llega en la última imagen a tener una distribución bastante uniforme, mientras que en el caso recién presentado se pueden observar diferencias importantes de temperatura en el flujo, especialmente en la parte central de este.



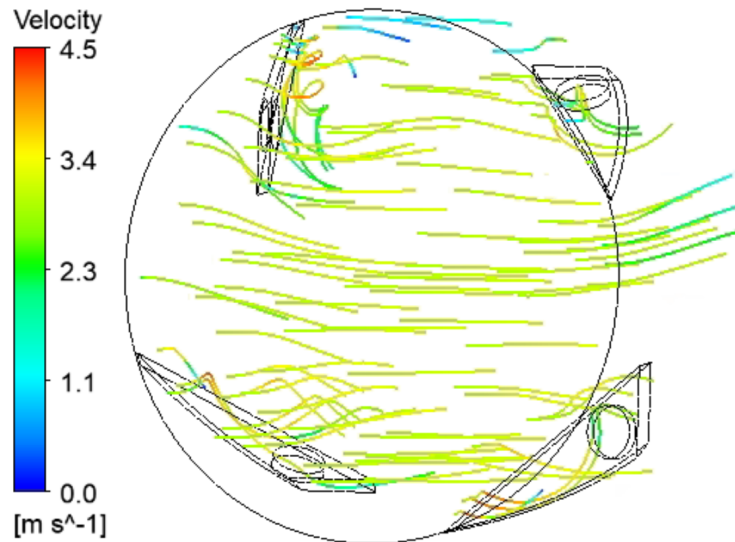


Figura 5.31: Interacción de líneas de flujo en GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha.  $Re = 10000$

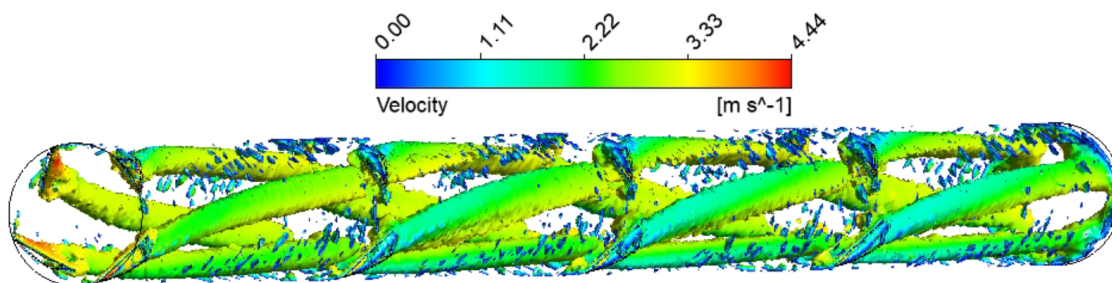


Figura 5.32: Criterio Q: Vórtices generados en GVs de 1 agujero de 5mm en orientación derecha.  $Re = 10000$

En la figura 5.31 se puede apreciar la interacción de las líneas de flujo con las aletas y en particular con los agujeros de estas en la parte superior de la figura, donde se puede ver flujo que pasa a través de los agujeros, así como ciertos cambios de velocidad en las líneas de corriente debido a la interacción con estas. Análogamente se pueden observar los vórtices generados por el presente modelo a través de la figura 5.32 dándose a conocer el efecto de estos GVs en el desarrollo de vórtices en el flujo, en donde se contempla una generación de vórtices uniformes y consistentes entre sí cada vez que el flujo atraviesa un juego de aletas, a diferencia de lo observado en la figura 5.17 en donde los vórtices observados se hacían cada vez más grandes, siendo la generación de estos no consistentes entre sí.

Tabla 5.6: Resultados numéricos de modelo de 1 agujero.

Orientación	Reynolds	Nu	f	TEF
Derecha	5000	29,34	0,049	1,27
	10000	60,52	0,046	1,61
	15000	79,83	0,043	1,59
	20000	91,11	0,038	1,49
Izquierda	5000	29,04	0,049	1,26
	10000	60,52	0,046	1,61
	15000	79,89	0,043	1,59
	20000	90,99	0,039	1,49

### 5.6.2. Modelo de 2 agujeros

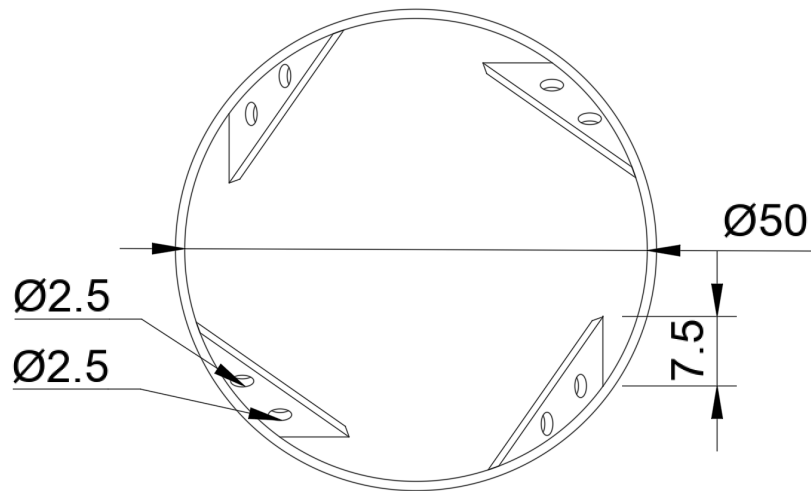


Figura 5.33: Plano de modelo de GV con 2 agujeros.

A continuación se presenta un modelo en que se realizaron 2 perforaciones de 2.5 [mm], este se lleva a cabo con la intención de mantener una menor pérdida de carga con respecto al caso sin agujeros, aunque buscando penalizar en menor medida la transferencia de calor, a diferencia de lo que sucedió en el caso con 1 agujero.

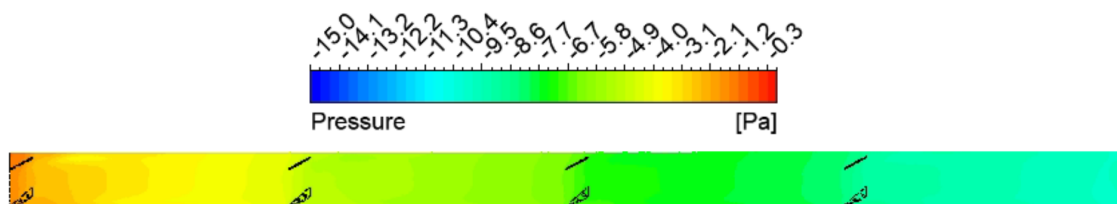


Figura 5.34: Contorno de presión longitudinal con GV de 2 agujeros de 2.5mm en orientación derecha. Re = 10000

Se puede observar mediante el contorno de presión longitudinal mostrado en la figura 5.34

que los cambios de presión del fluido a través del tubo muestran un comportamiento similar al caso anterior (ver figura 5.27) en donde la caída de presión que sufre el sistema a medida que el flujo pasa a través de los juegos de aletas no resulta ser tan intensa, a diferencia del caso de los GVs sin agujeros (figura 5.12).

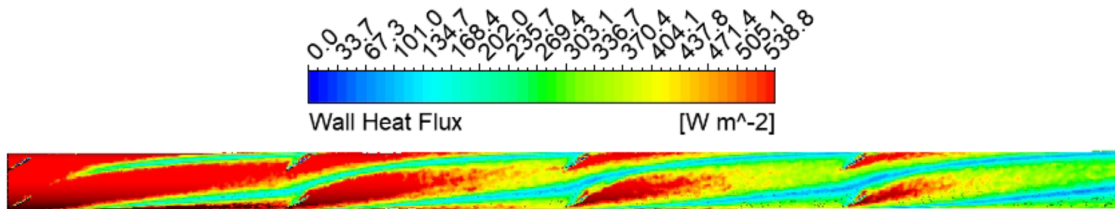


Figura 5.35: Transferencia de calor en pared con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación derecha.  $Re = 10000$

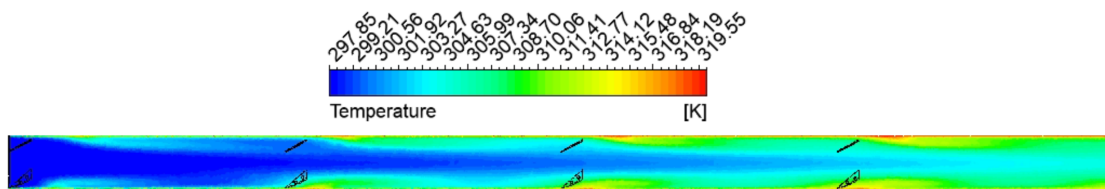


Figura 5.36: Contorno de temperatura en eje longitudinal con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación derecha.  $Re = 10000$ .

Ahora bien, si se observa la figura 5.35 y 5.36 nuevamente se puede observar un comportamiento similar con el caso anterior, en donde, a comparación al caso sin orificios en los GVs, el efecto de los juegos de aletas en la transferencia de calor resulta ser efectiva en los casos de los dos últimos juegos, mientras que en el caso sin agujeros no lo resulta tanto para estos últimos.

No obstante, en el caso de lo extraído a partir del contorno de temperatura longitudinal para este modelo (figura ??) se puede notar la incidencia que tuvo la decisión de usar agujeros más pequeños, esto debido a los efectos en el desarrollo de la capa límite térmica. Más aún, en la figura 1.18 se puede notar levemente una mayor uniformidad de los contornos de temperatura a diferencia de lo que se pudo observar en el primer modelo de estudio.

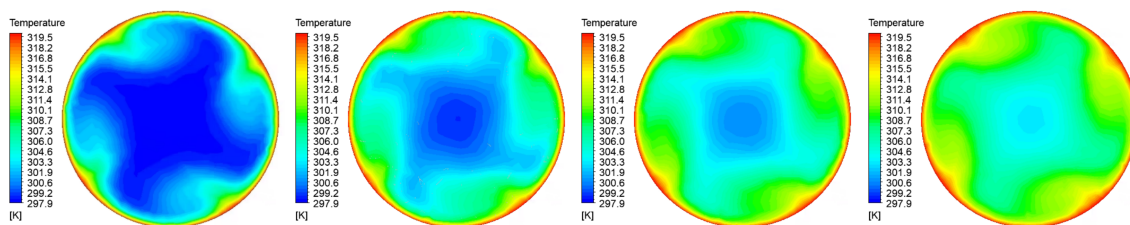


Figura 5.37: Contornos de temperatura en corte axial en puntos medios de los GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación derecha.  $Re = 10000$ .

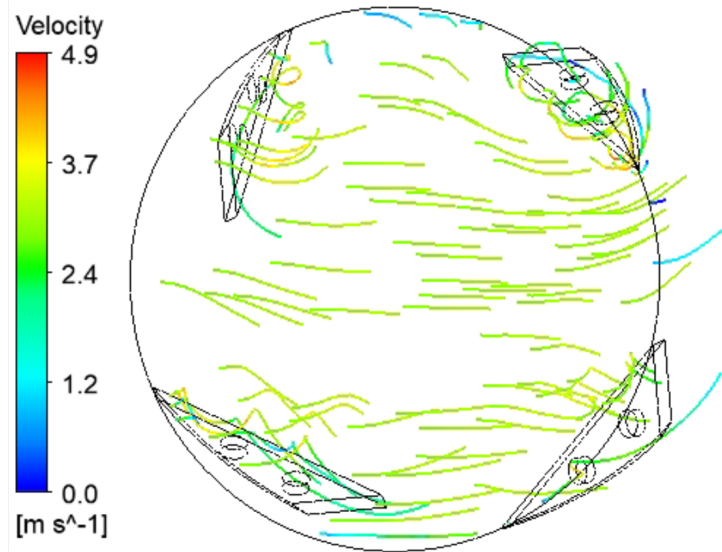


Figura 5.38: Interacción de líneas de flujo en GVs en modelo de GVs con 2 agujeros en orientación derecha.  $Re = 10000$

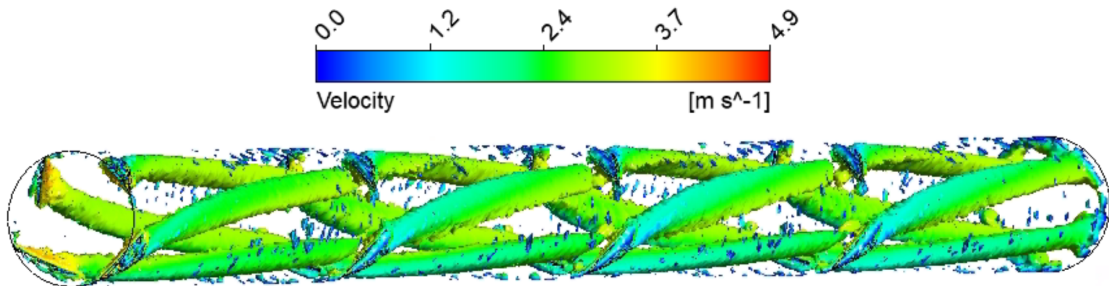


Figura 5.39: Criterio Q: Vórtices generados en modelo de GVs con 2 agujeros en orientación derecha.  $Re = 10000$

Al ver lo que sucede con la líneas de corriente en la figura 5.38 se puede observar una interacción en que las líneas de corriente tienden a frenarse más que en el caso anterior, donde se observan mas líneas en que las velocidades tienden a perder velocidad, aunque junto a ellos generando vórtices adicionales con el paso de las líneas de corriente a través de los agujeros. Análogamente, en la figura 5.39 se puede observar el efecto del modelo de aletas propuesto en los vórtices que son generados por estas, donde, a diferencia del caso del modelo de 1 agujero, en este modelo si se puede observar un aumento en el tamaño de los vórtices a medida que estos pasan por las secciones con GVs, aunque en un menor grado con respecto al modelo sin agujeros. Este efecto en la vorticidad del flujo puede en parte explicar los mejores resultados obtenidos por este modelo con respecto a su antecesor.

Tabla 5.7: Resultados numéricos de modelo de 2 agujeros.

Orientación	Reynolds	Nu	f	TEF
Derecha	5000	31,51	0,049	1,36
	10000	69,65	0,047	1,83
	15000	90,62	0,044	1,79
	20000	103,65	0,039	1,69
Izquierda	5000	31,89	0,049	1,38
	10000	70,07	0,048	1,84
	15000	89,83	0,044	1,78
	20000	103,00	0,039	1,68

### 5.6.3. Modelo de 3 agujeros

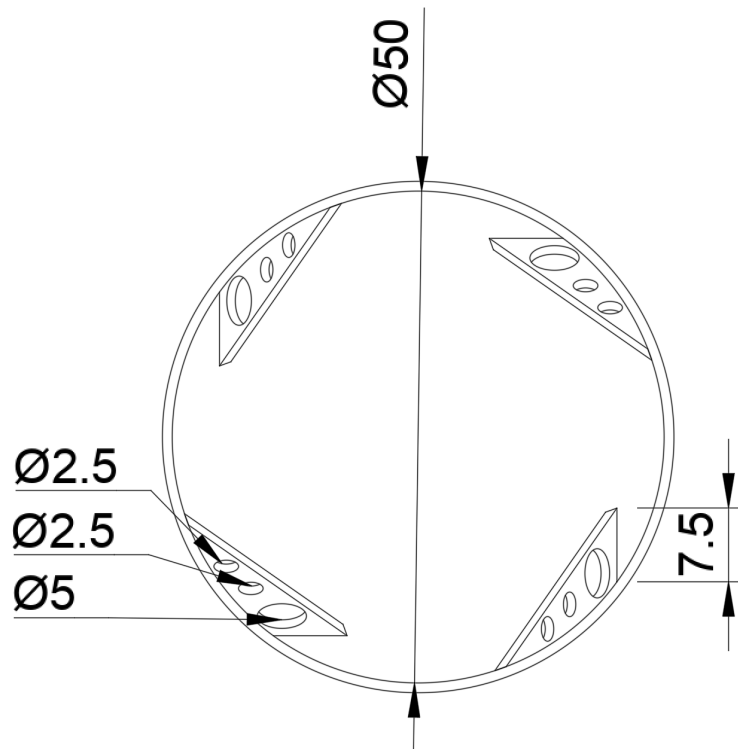


Figura 5.40: Plano frontal de modelo de GVs de 3 agujeros.

En el presente modelo se busca una combinación entre los casos que lo antecedan, haciendo un orificio de 5 [mm] en el extremo del GV y también agregando dos orificios de 2.5 [mm] anteriores a este, buscando tener una menor pérdida de carga que los modelos anteriores, y también buscar si en parte estos agujeros de menor diámetro ayudan con la vorticidad y transferencia de calor en el fluido.

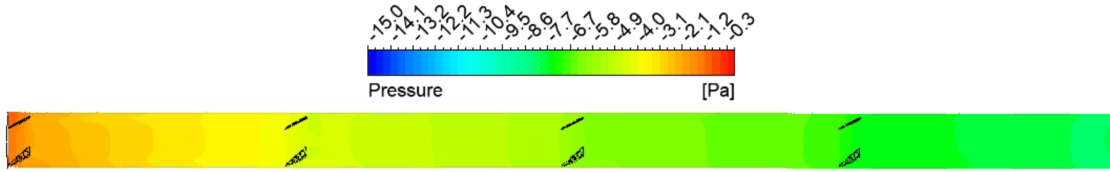


Figura 5.41: Contorno de presión longitudinal en modelo de 3 agujeros en orientación derecha.  $Re = 10000$

Se puede notar fácilmente a través de la figura 5.41 la mejora sustancial que significó para la pérdida de carga el realizar estas tres perforaciones en los GVs, donde se puede observar que los cambios en el contorno de presión resultan ser más tenues que en los demás casos, lo que se traduce en un menor factor de fricción en el sistema.

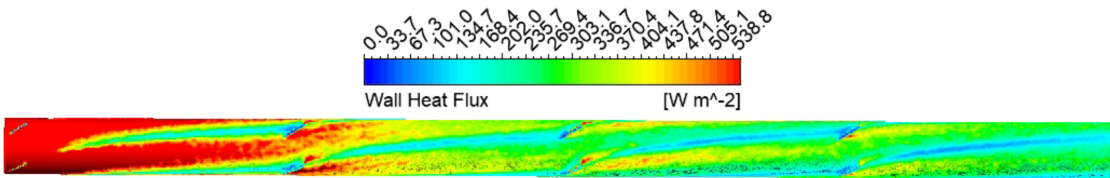


Figura 5.42: Transferencia de calor en pared en modelo de 3 agujeros en orientación derecha.  $Re = 10000$

Por el contrario, se puede observar una gran diferencia en lo evidenciado en el caso de este modelo frente a los antecesores. En la figura 5.42 se puede contemplar muy claramente el menor impacto en la transferencia de calor que se genera de manera posterior a que el fluido pase por las secciones de GVs, que, a diferencia de los demás casos, este menor impacto se comienza a notar fácilmente a partir del segundo paso de aletas.

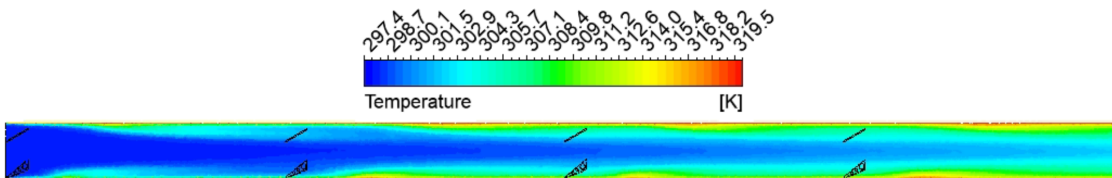


Figura 5.43: Contorno de temperatura en eje longitudinal de modelo de GVs con 3 agujeros en orientación derecha.  $Re = 10000$

Junto a lo observado en la transferencia de calor en el tubo, cabe destacar el menor desarrollo de la capa límite térmica al pasar por las aletas (ver figura 5.43), en donde, al juntar estos dos sucesos, se traduce en una menor temperatura del flujo, y por tanto una menor efectividad en la transferencia de calor.

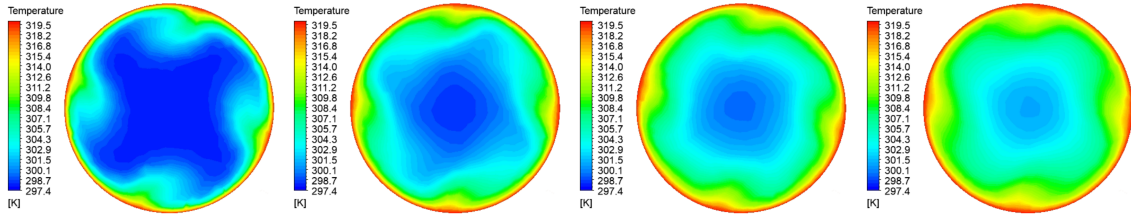


Figura 5.44: Contornos de temperatura en corte axial en puntos medios de los GVs de 3 agujeros en orientación derecha.  $Re = 10000$

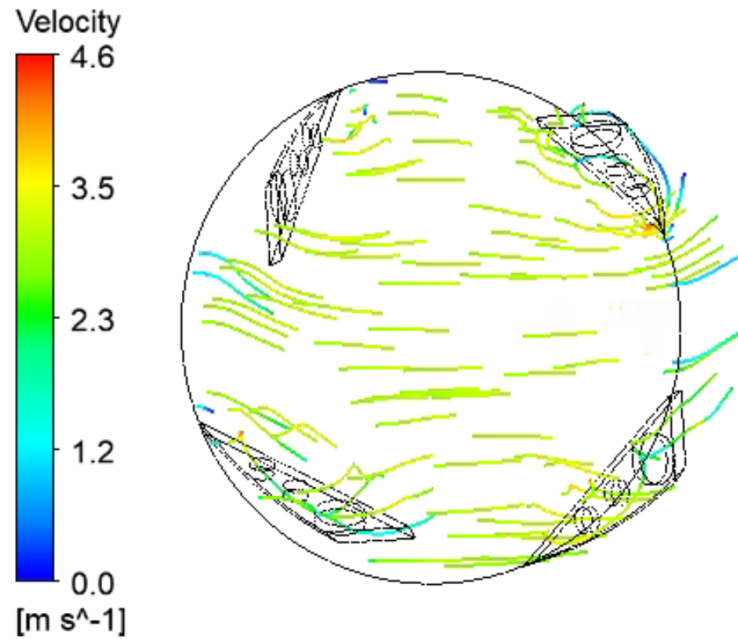


Figura 5.45: Interacción de líneas de flujo en GVs de 3 agujeros en orientación derecha.  $Re = 10000$

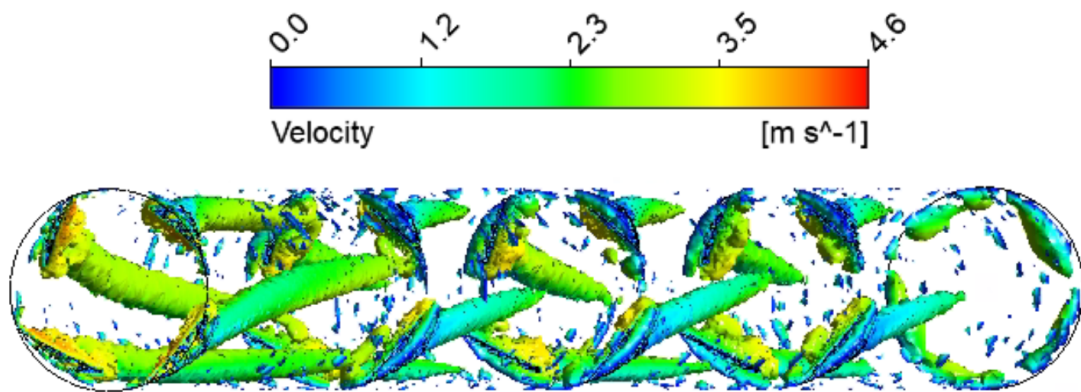


Figura 5.46: Criterio Q: Vórtices generados en modelo de GVs con 3 agujeros en orientación derecha.  $Re = 10000$

La menor transferencia de calor a la que se hizo referencia, queda más evidenciada si se observan la figura 5.44. En esta se observa el contorno de temperatura del fluido y es posible

percatar el menor desarrollo de la capa límite térmica en cada uno de los contornos al compararlos con los extraídos de los modelos anteriores, y más aún si se observa la imagen final, donde el contorno de temperatura muestra una gran diferencia entre el centro del flujo y los bordes.

Si se observa la figura 5.45 se puede notar la gran diferencia con respecto a sus casos homólogos, debido a que se puede apreciar la gran cantidad de líneas de corriente que atraviesan las aletas a través de sus orificios, teniendo una interacción notablemente menor con respecto a los demás casos. Mientras que si se observan los vórtices generados por este modelo en la figura 5.46, se evidencia muy claramente el menor efecto de los GVs en la vorticidad del flujo, ya que, a diferencia de lo que sucedió con los modelos que anteceden al presente, los vórtices generados por este son de un tamaño muy limitado en sentido longitudinal, lo que probablemente conlleva a explicar su menor efectividad para transferir calor.

Tabla 5.8: Resultados numéricos de modelo de 3 agujeros.

Orientación	Reynolds	Nu	f	TEF
Derecha	5000	33,01	0,047	1,45
	10000	54,55	0,039	1,53
	15000	69,49	0,036	1,46
	20000	84,25	0,036	1,41
Izquierda	5000	32,68	0,046	1,45
	10000	54,71	0,039	1,54
	15000	73,09	0,039	1,50
	20000	90,13	0,037	1,49

Como era de esperar, los resultados de este modelo arrojaron una menor pérdida de carga con respecto a los demás, reflejado mediante el menor factor de fricción que tienen cada uno de los resultados; aún así, los factores de mejora térmica (TEF) no fueron tan buenos a pesar de la baja en la pérdida de carga, debido a la menor transferencia de calor que pudo conseguir el modelo.



#### 5.6.4. Modelo de 2 agujeros mixtos

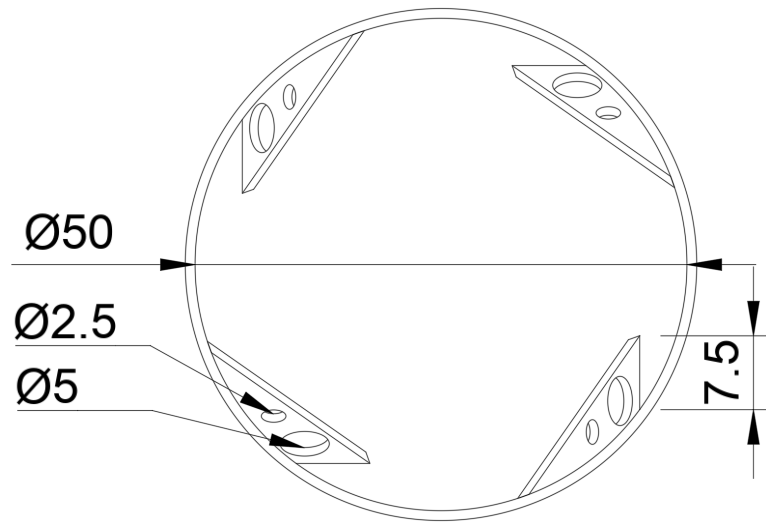


Figura 5.47: Plano modelo de 2 agujeros mixtos.

En esta sección se presenta un modelo que busca una combinación entre la pérdida de carga del tercer (modelo de 3 agujeros), pero también buscando una transferencia de calor más eficiente (como en el modelo de 2 agujeros), lo que se lleva a cabo mediante dos perforaciones, una de 5 [mm] y otra de 2.5 [mm], por ello el nombre de '2 agujeros mixtos'.

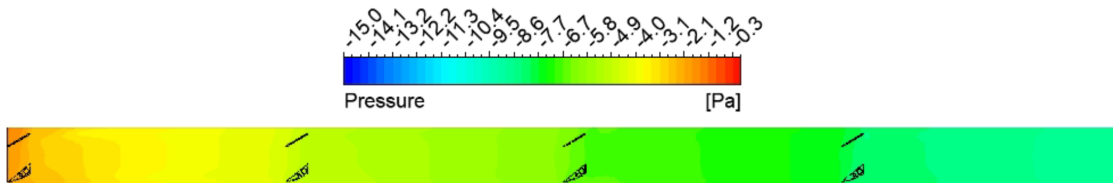


Figura 5.48: Contorno de presión en eje longitudinal en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha.  $Re = 10000$

Se puede observar en la figura 5.48 que el contorno de presión para este caso resulta tener una cierta similitud a lo observado en el modelo de 3 agujeros (ver figura 5.41), pese a que ciertamente se observa en este modelo un mayor impacto de los juegos de aletas en la pérdida de carga, reflejado en un mayor grado en el cambio del contorno posterior al paso a través de estos.

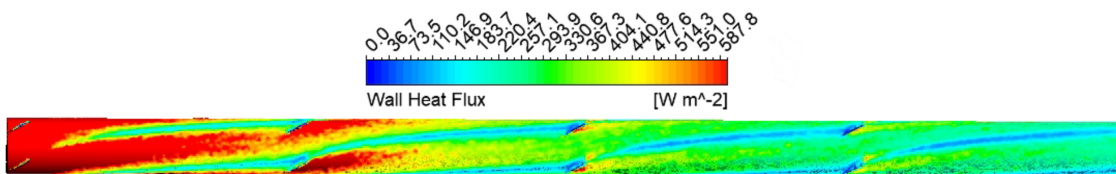


Figura 5.49: Transferencia de calor en pared en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha.  $Re = 10000$

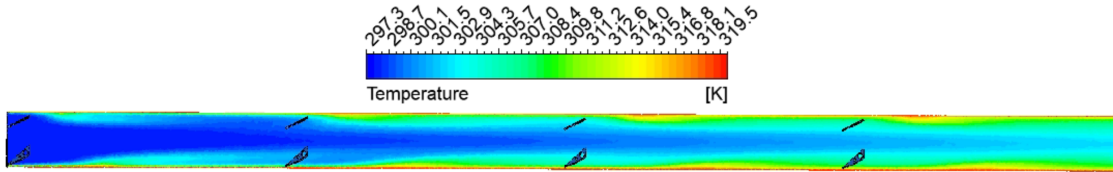


Figura 5.50: Contorno de temperatura en eje longitudinal en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha.  $Re = 10000$

Ciertamente en este modelo se puede observar una transferencia de calor muchísimo menor del tubo (ver figura 5.49) con respecto a lo evidenciado en el caso de los GVs sin orificios (figura 5.13), sin embargo, se registran mayores trazas de transferencia de calor en el tubo con respecto al caso del modelo de 3 agujeros, lo que se puede observar especialmente en el efecto posterior al paso por la segunda sección de aletas en el tubo.

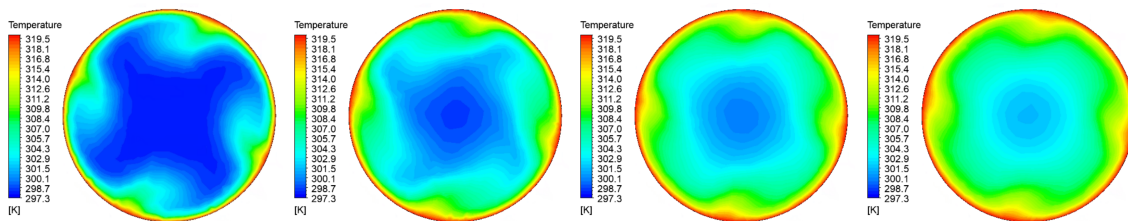


Figura 5.51: Contornos de temperatura en corte axial en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha.  $Re = 10000$

Los contornos de temperatura observados en este último modelo ciertamente señalan que este modelo no cumple con el objetivo de que el fluido absorba en mayor medida la temperatura, en comparación a como sucedió en los otros casos, exceptuando el modelo de 3 agujeros, ya que en el caso actual se puede observar un leve mayor desarrollo de la capa límite térmica con respecto a aquel caso, lo que se puede observar, en primer lugar, a partir del segundo contorno de temperatura axial de la figura 5.51 con respecto a sus homólogos, y en segundo lugar, en el desarrollo de la temperatura del flujo hacia el final del tubo.

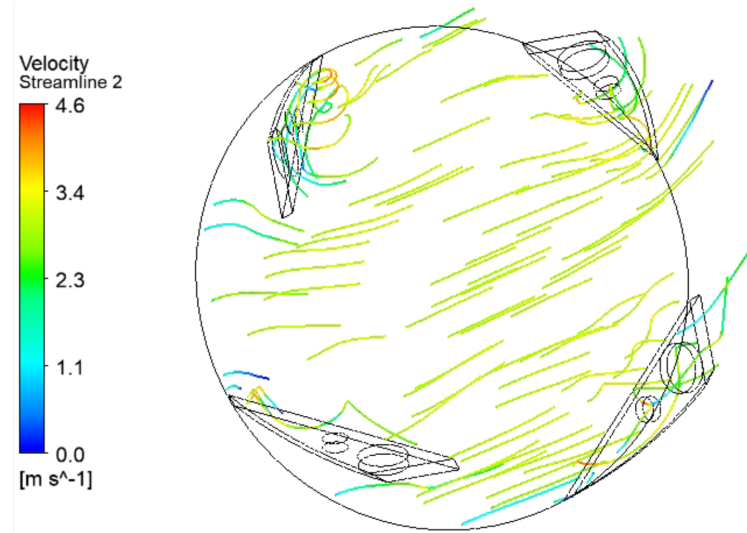


Figura 5.52: Líneas de corriente en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha.  $Re = 10000$

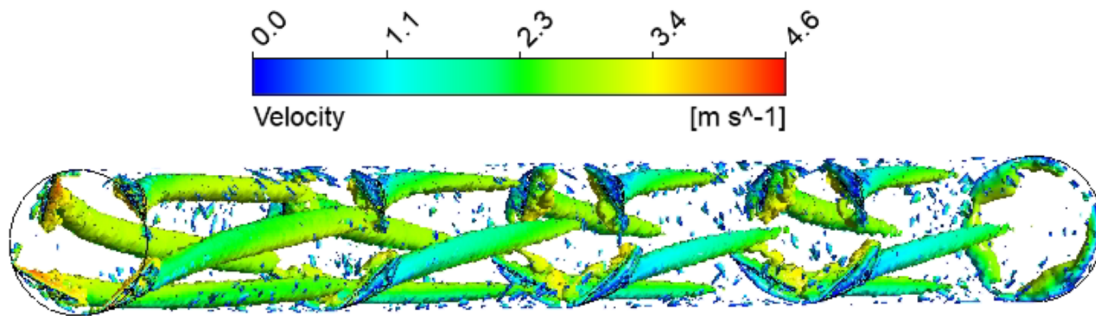


Figura 5.53: Criterio Q: Vórtices generados en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación derecha.  $Re = 10000$

A partir de la figura 5.52 se puede observar la interacción de las líneas de flujo con los GVs, donde se puede apreciar claramente cómo estas pasan a través de los agujeros en cualquiera de las cuatro aletas mostradas, mientras que también se puede notar la interacción de estas posterior a pasar por estos orificios mediante los cambios de velocidad señalados en la imagen. Por otro lado, se puede observar los vórtices generados por el modelo en la figura 5.53, nuevamente se puede notar una gran diferencia con respecto al modelo sin orificios (ver figura 5.17) y al mismo tiempo una cierta similitud con el modelo de 3 agujeros (figura ??), debido a la menor incidencia que tienen estos modelos para generar vorticidades en el flujo, explicando en parte la menor transferencia de calor de estos modelos con respecto a los demás.

Tabla 5.9: Resultados numéricos de modelo de 2 agujeros mixtos.

Orientación	Reynolds	Nu	f	TEF
Derecha	5000	41,71	0,047	1,83
	10000	66,88	0,040	1,87
	15000	85,36	0,040	1,74
	20000	105,05	0,039	1,71
Izquierda	5000	42,26	0,047	1,85
	10000	67,42	0,040	1,88
	15000	85,41	0,039	1,75
	20000	105,05	0,039	1,71

Al observar los resultados de este modelo se puede apreciar que se logra en parte el objetivo, donde en primer lugar se busca mantener una baja pérdida de carga como lo fue en el caso del modelo de 3 agujeros, mientras que por otra parte se logra aumentar en gran medida la transferencia de calor a través del tubo con respecto a aquel modelo, lo que resulta en valores de TEF bastante elevados incluso comparando con los demás modelos.

## 5.7. Validación de Resultados

Con el objetivo de validar los resultados obtenidos mediante las simulaciones se lleva a cabo un cálculo teórico de calor transferido para cada uno de los casos estudiados a partir de la ecuación 2.11 y se comparan con respecto al flujo de calor obtenido de manera numérica (mediante simulaciones). A continuación se enseña un gráfico con los resultados numéricos y teóricos de tres de los casos estudiados: modelo sin agujeros, modelo de 2 agujeros mixto, y modelo de 3 agujeros.

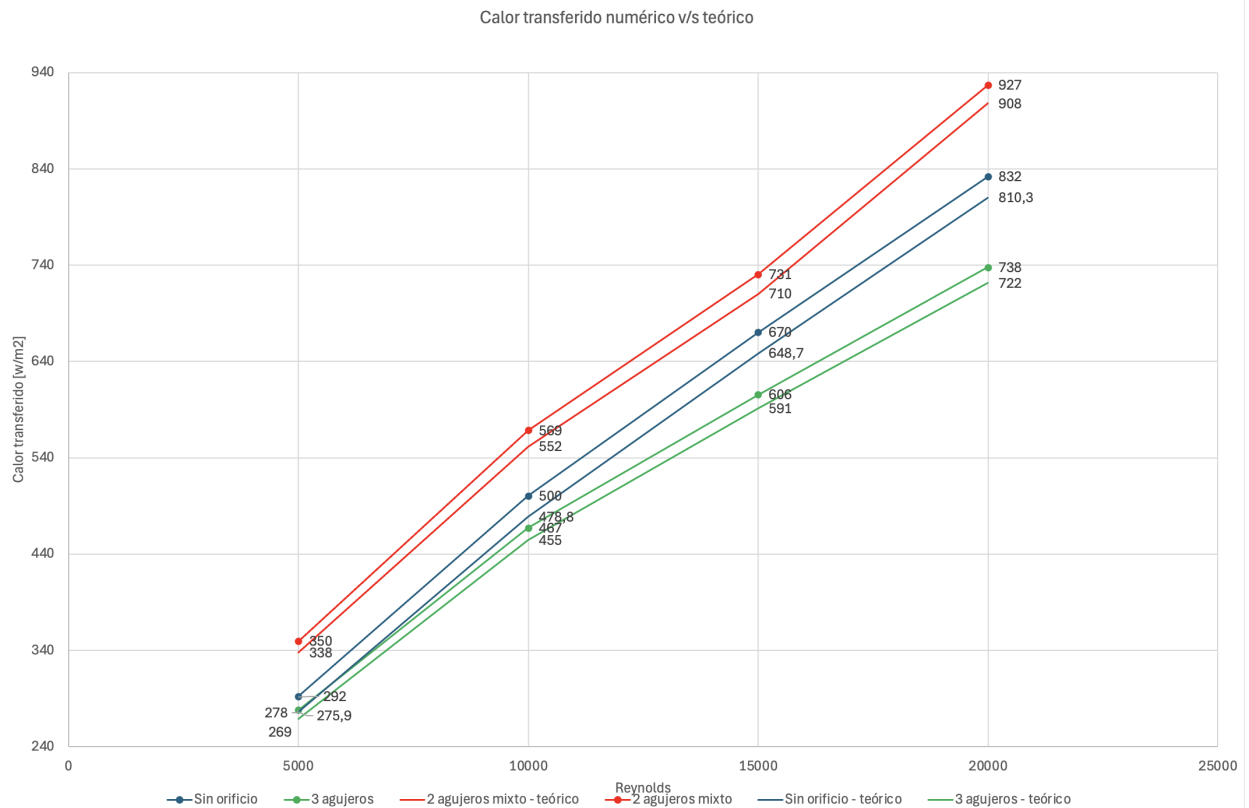


Figura 5.54: Calor transferido numérico v/s teóricos de modelos sin agujeros, modelo de 2 agujeros mixto y modelo de 3 agujeros.

A continuación se elabora una tabla en que se dan a conocer los valores de calor transferido numérico y calor transferido teórico junto con el error porcentual entre estos, con la intención de mostrar lo extraído de los demás casos, y asimismo cuantificar los errores entre ambos casos (teórico y numérico).

Tabla 5.10: Validación de resultados: calor numérico v/s calor teórico.

Modelo	Reynolds	Calor numérico [W/m <sup>2</sup> ]	Calor teórico [W/m <sup>2</sup> ]	Error (%)
Sin agujeros	5000	292,4	275,9	5,98
	10000	500,5	478,8	4,52
	15000	670,4	648,7	3,35
	20000	832,1	810,3	2,69
1 agujero	5000	243,4	234,5	3,79
	10000	497,7	478,2	4,08
	15000	676,1	655,5	3,14
	20000	795,0	776,6	2,36
2 agujeros	5000	260,4	250,6	3,92
	10000	568,1	544,3	4,36
	15000	762,6	738,0	3,34
	20000	893,7	870,6	2,66
3 agujeros	5000	278,0	269,1	3,31
	10000	467,4	454,5	2,83
	15000	605,6	591,5	2,39
	20000	738,0	721,6	2,27
2 agujeros mixto	5000	349,6	337,9	3,45
	10000	568,6	551,9	3,03
	15000	730,6	710,4	2,85
	20000	927,1	908,0	2,10

Como se puede apreciar en la tabla anterior los resultados de ambos casos resultan ser bastante cercanos en todos los casos, obteniendo el mayor error porcentual de todos los casos para el modelo sin agujeros en un régimen de Reynolds de 5000, en donde la diferencia entre estos casos arrojó un error de casi el 6 %, lo que por lo demás es un rango de error completamente aceptable, por lo que de esta manera se validarían los resultados obtenidos mediante las simulaciones llevadas a cabo.

## 5.8. Análisis de resultados

A continuación se elabora una tabla a modo de resumen de los resultados extraídos para cada una de las pruebas tomadas en consideración para el estudio:

Tabla 5.11: Resumen de resultados (1/2)

Modelo	Orientación	Reynolds	Nu	f	TEF
Tubo liso	-	5000	20,84	0,036	-
		10000	32,11	0,029	-
		15000	42,07	0,025	-
		20000	51,64	0,023	-
Modelo C. Zhai	-	5000	37,03	0,064	1,47
		10000	56,57	0,059	1,39
		15000	70,23	0,052	1,31
		20000	85,62	0,049	1,30
Sin agujeros	Derecha	5000	37,27	0,060	1,51
		10000	61,60	0,049	1,60
		15000	79,69	0,045	1,56
		20000	96,62	0,041	1,54
	Izquierda	5000	38,55	0,060	1,56
		10000	62,83	0,049	1,63
		15000	73,89	0,043	1,47
		20000	89,49	0,040	1,45
1 agujero	Derecha	5000	29,34	0,049	1,27
		10000	60,52	0,046	1,61
		15000	79,83	0,043	1,59
		20000	91,11	0,038	1,49
	Izquierda	5000	29,04	0,049	1,26
		10000	60,52	0,046	1,61
		15000	79,89	0,043	1,59
		20000	90,99	0,039	1,49

Tabla 5.12: Resumen de resultados (2/2)

Modelo	Orientación	Reynolds	Nu	f	TEF
2 agujeros	Derecha	5000	31,51	0,049	1,36
		10000	69,65	0,047	1,83
		15000	90,62	0,044	1,79
		20000	103,65	0,039	1,69
	Izquierda	5000	31,89	0,049	1,38
		10000	70,07	0,048	1,84
		15000	89,83	0,044	1,78
		20000	103,00	0,039	1,68
3 agujeros	Derecha	5000	33,01	0,047	1,45
		10000	54,55	0,039	1,53
		15000	69,49	0,036	1,46
		20000	84,25	0,036	1,41
	Izquierda	5000	32,68	0,046	1,45
		10000	54,71	0,039	1,54
		15000	73,09	0,039	1,50
		20000	90,13	0,037	1,49
2 agujeros mixto	Derecha	5000	41,71	0,047	1,83
		10000	66,88	0,040	1,87
		15000	85,36	0,040	1,74
		20000	105,05	0,039	1,71
	Izquierda	5000	42,26	0,047	1,85
		10000	67,42	0,040	1,88
		15000	85,41	0,039	1,75
		20000	105,05	0,039	1,71



### 5.8.1. Transferencia de calor

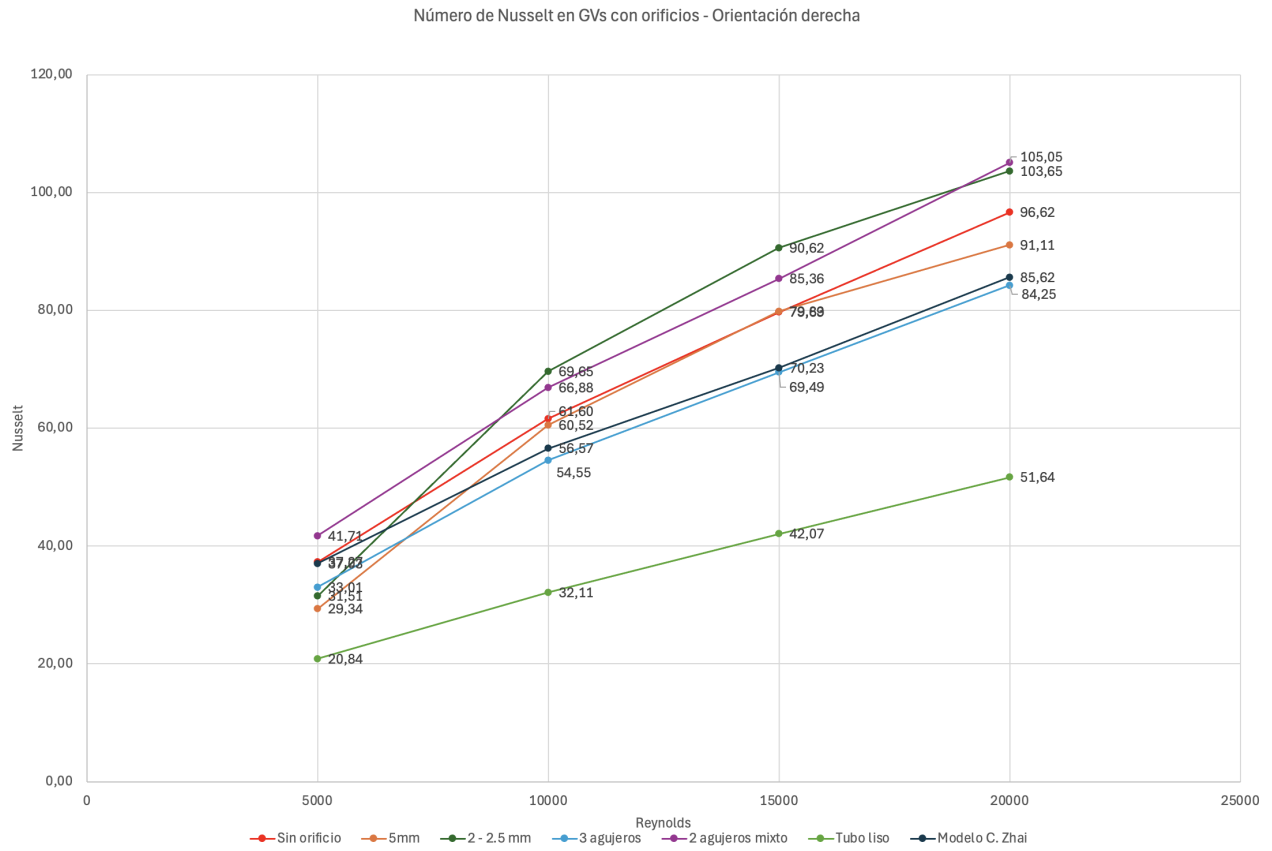


Figura 5.55: Gráfico de números de Nusselt de modelos estudiados en orientación derecha.

En la figura 5.55 se representan gráficamente los resultados en la transferencia de calor extraídos de los distintos modelos que fueron estudiados, magnitud representada a través del número de Nusselt.

Mediante este diagrama se puede observar que todos los modelos tuvieron mejores resultados en la transferencia de calor con respecto al tubo liso, resultado que era completamente esperable y no resulta novedad alguna, pero lo que si resulta una novedad es notar que la gran mayoría de los modelos propuestos y estudiados tuvieron un mejor desempeño en la transferencia de calor al fluido con respecto al modelo propuesto inicialmente por C. Zhai [1], habiendo sólo una excepción a este la cual sería el modelo propuesto de 3 agujeros, aunque si cabe destacar que tuvieron resultados bastante cercanos.

Análogamente resulta importante destacar el buen resultado que obtuvo el modelo de generadores de vórtices sin orificios con respecto al modelo de C. Zhai, debido a que este (modelo sin orificios) resulta ser el producto de una re-orientación de los mismos tipos de GV's que fueron utilizados para aquel estudio, conllevando esta configuración un aumento importante en el resultado de la transferencia de calor en el tubo.

También resulta de gran relevancia señalar los resultados de los modelos de 2 agujeros y 2 agujeros mixtos, donde llama particularmente la atención que estos a pesar de que tengan orificios, al mismo tiempo hayan tenido un muy buen desempeño para transferir calor al fluido. Análogamente si se observa la figura 5.56 se puede contemplar que los resultados señalados anteriormente coinciden también al ubicar a estos como los modelos que mayor impacto tienen en cuanto a la potencia térmica en función de la velocidad del fluido.

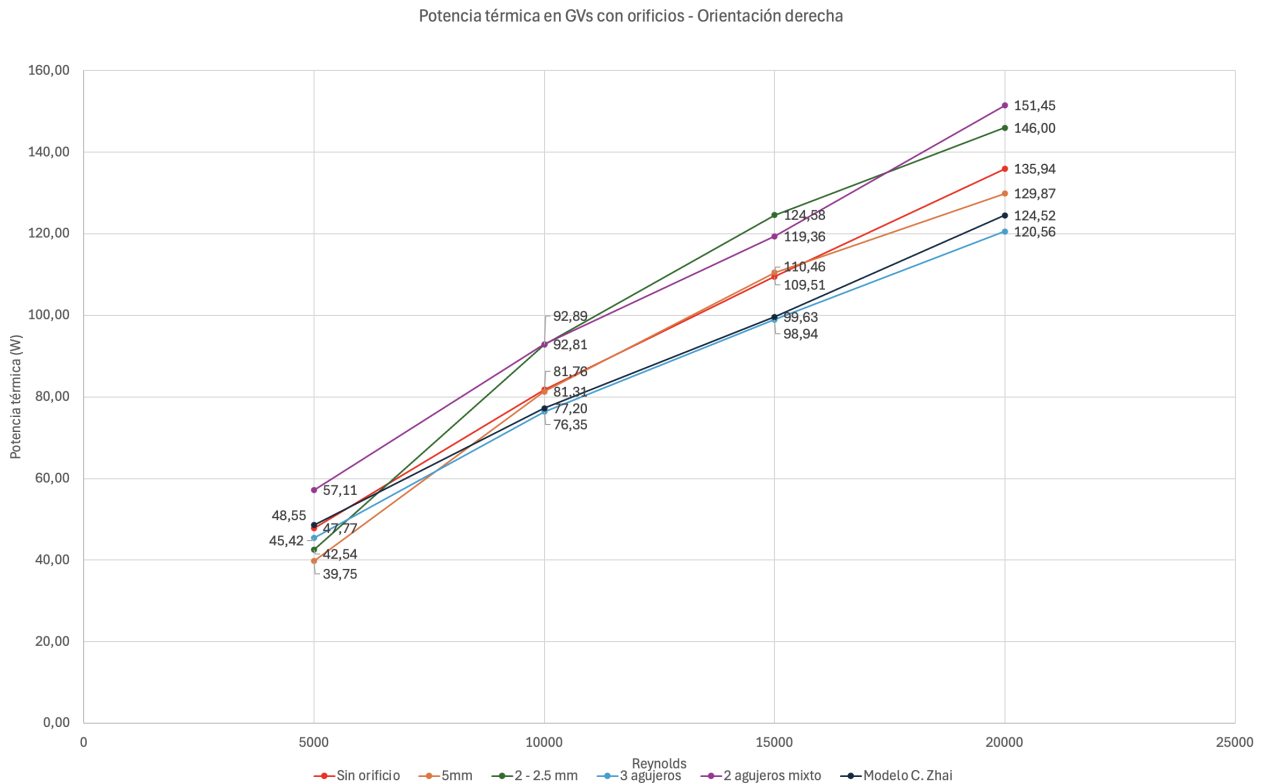


Figura 5.56: Gráfico de potencia térmica v/s número de Reynolds de modelos estudiados en orientación derecha.

## 5.8.2. Factor de fricción

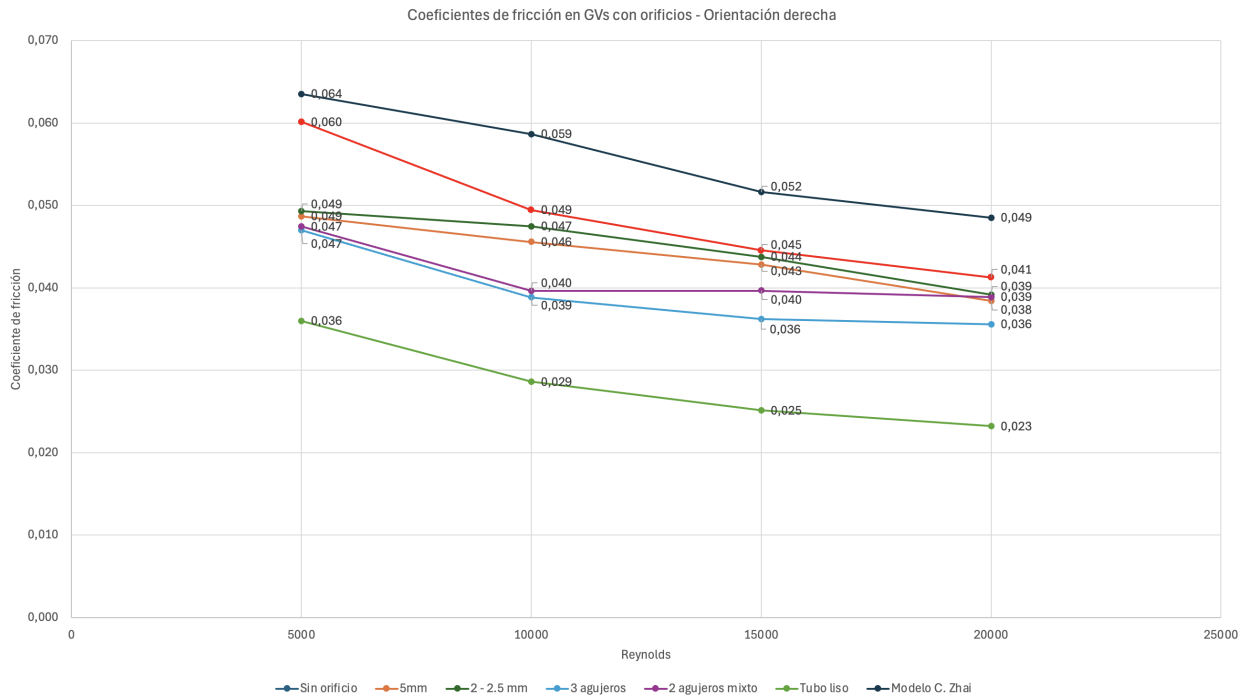


Figura 5.57: Factor de fricción de modelos estudiados en orientación derecha.

En la figura 5.57 se dan a conocer gráficamente los resultados extraídos en cuanto a la caída de presión para los modelos estudiados, incluyendo el caso del tubo liso y el modelo de C. Zhai [1], representado mediante el factor de fricción.

En estos resultados resulta relevante señalar el caso del modelo de C. Zhai, el cual arrojó la mayor caída de presión con respecto a todos los modelos estudiados lo cual resulta bastante positivo y favorable para el presente estudio, debido a que se confirma el efecto favorable que significó el buscar hacer que los GVs hagan un 'trabajo conjunto' de formar un vórtice a través del tubo en lugar de formar cuatro vórtices como lo hace aquel caso.

Por otra parte señalar que la mayor caída de presión, con respecto a los modelos propuestos, resultó ser el caso del modelo sin orificios, lo cual fue un resultado bastante esperable. Mientras que el caso que resultó tener la menor caída de presión fue el modelo de 3 agujeros, seguido de cerca por el modelo de 2 agujeros mixtos, lo que resulta confirmar en buena medida lo que se buscaba obtener con este último modelo.

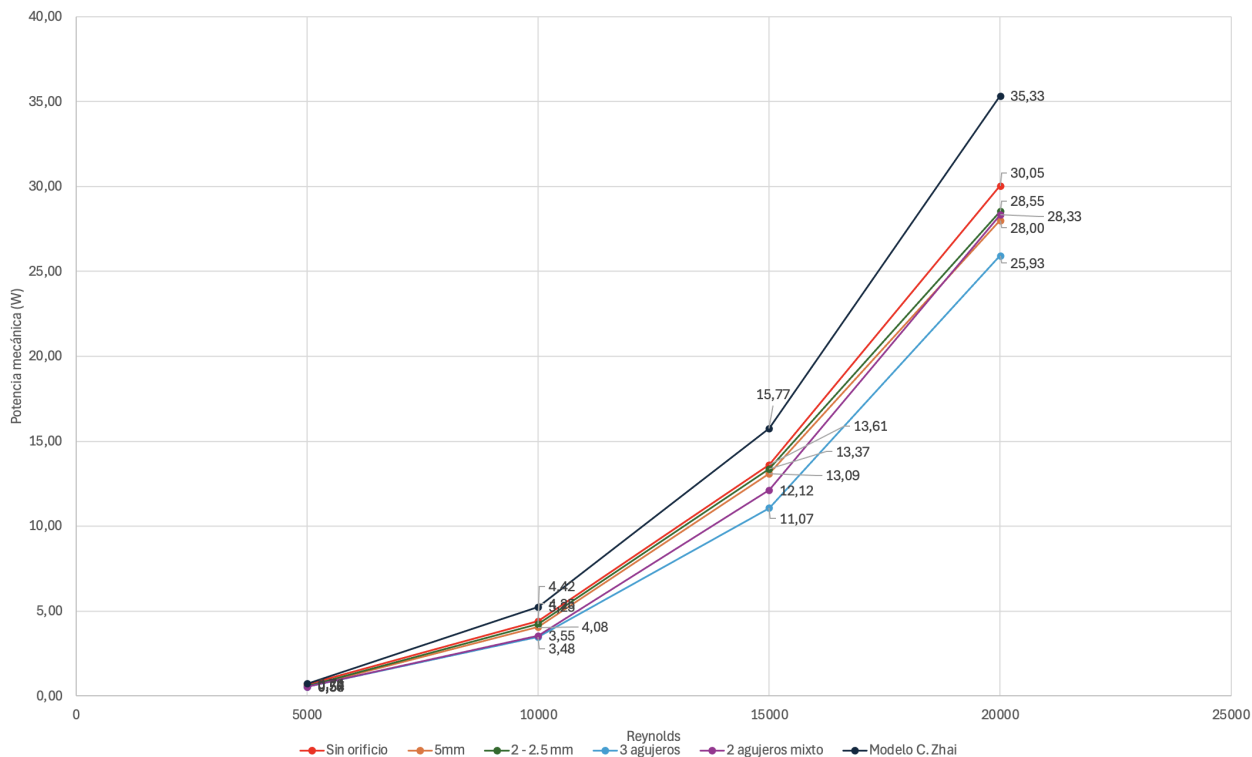


Figura 5.58: Gráfico de potencia mecánica v/s número de Reynolds de modelos estudiados en orientación derecha.

Al observar los resultados enseñados en la figura 5.58 se puede notar la gran diferencia de requerimiento de potencia mecánica de parte del modelo base propuesto por C. Zhai [1] con respecto al requerimiento mecánico de los modelos propuestos en el presente estudio.

Por otra parte se destacan con respecto a los demás modelos en este último diagrama el caso sin orificios, el cual se señala como el de mayor requerimiento mecánico entre los modelos propuestos, mientras que, en el caso contrario se encuentra el modelo de 3 agujeros, destacando este por debajo de los demás, siendo el con un menor requerimiento de potencia mecánica.

### 5.8.3. Rendimiento

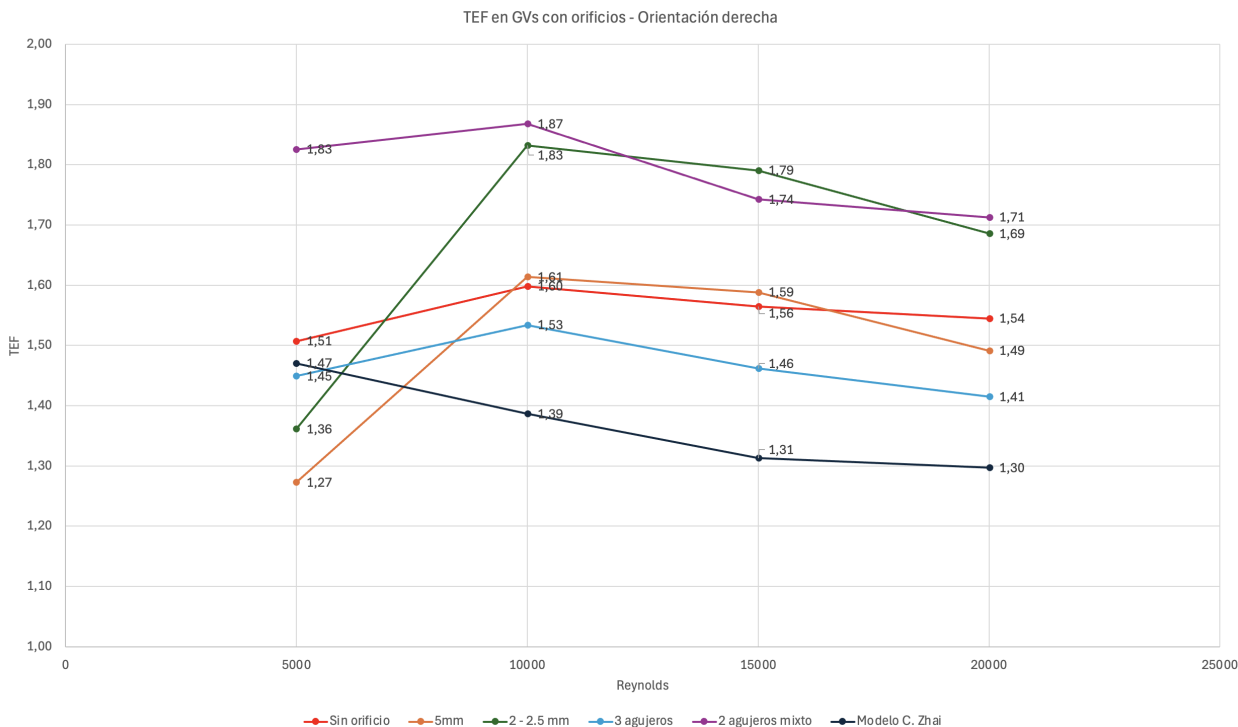


Figura 5.59: Gráfico de TEF de modelos estudiados en orientación derecha.

En la figura 5.59 se muestran los resultados de los factores de mejora térmica de los modelos estudiados en función del número de Reynolds. Para este gráfico el valor de  $TEF = 1$  sería el caso del tubo liso.

En primer lugar se debe señalar el comportamiento de los modelos de GVs con una orientación, ya que todos los modelos propuestos tienen un TEF que en principio aumenta con la subida de Reynolds de 5000 a 10000, y posteriormente desciende, mientras que en el caso de C. Zhai desciende en todo momento.

A continuación destacar la significativa mejora en el rendimiento que significaron los modelos propuestos, ya que, a pesar de que algunos de estos tengan un peor rendimiento que el caso de C. Zhai para el caso de Reynolds = 5000, posteriormente con el aumento del Reynolds estos pasan a superar con creces el rendimiento de aquel modelo, incluido el modelo de 3 agujeros, el cual a pesar de tener un menor número de Nusselt obtiene un buen TEF debido a su baja caída de presión.

Es importante observar los casos con los mejores TEF, siendo los casos de los modelos de 2 agujeros y 2 agujeros mixtos, en donde, en particular este último, llega a tener un  $TEF = 1.87$  para un número de Reynolds de 10000 ( $Re = 10000$ ), lo que significa una mejora bastante considerable con respecto a lo que sería un intercambiador de calor con tubos lisos, así como con respecto al modelo de C. Zhai. A continuación se elabora un diagrama a modo de comparación con respecto a los mejores modelos de estudios de otras publicaciones ya mencionadas en la sección de antecedentes:

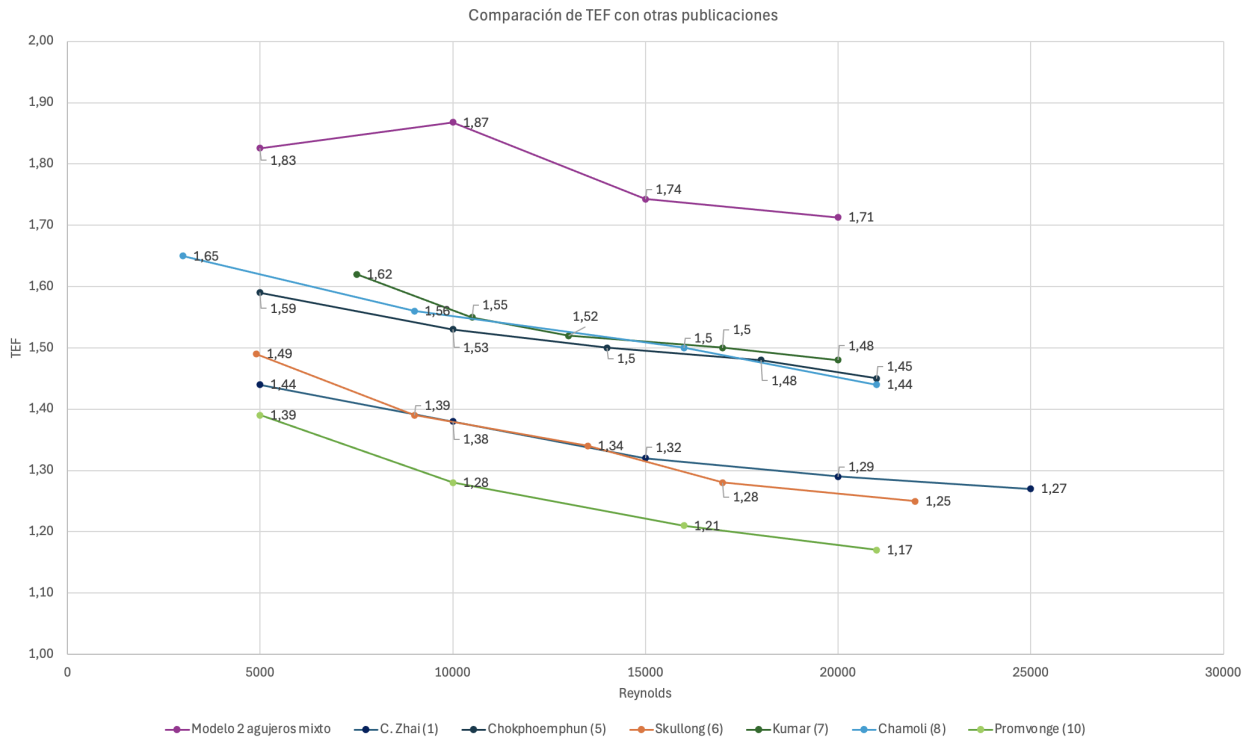


Figura 5.60: Gráfico de factores de mejora térmica entre publicaciones citadas.

A pesar de que en el caso del presente estudio se trate de una investigación en base a simulación en fluidodinámica (a diferencia de los demás que son experimentales), no deja de ser destacable el buen rendimiento que obtuvo el modelo de 2 agujeros mixtos, teniendo este un rendimiento bastante superior con respecto las demás publicaciones.

Finalmente queda destacar la baja en el aumento de requerimiento de potencia mecánica en relación a la obtención de una misma potencia térmica que significó la reconfiguración de los GVs con respecto al caso del modelo de validación, lo que se puede observar en la figura 5.61, donde se contempla claramente que los modelos propuestos alcanzan una potencia térmica más elevada requiriendo una menor cantidad de potencia mecánica.

Potencia mecánica v/s Potencia térmica- Orientación derecha

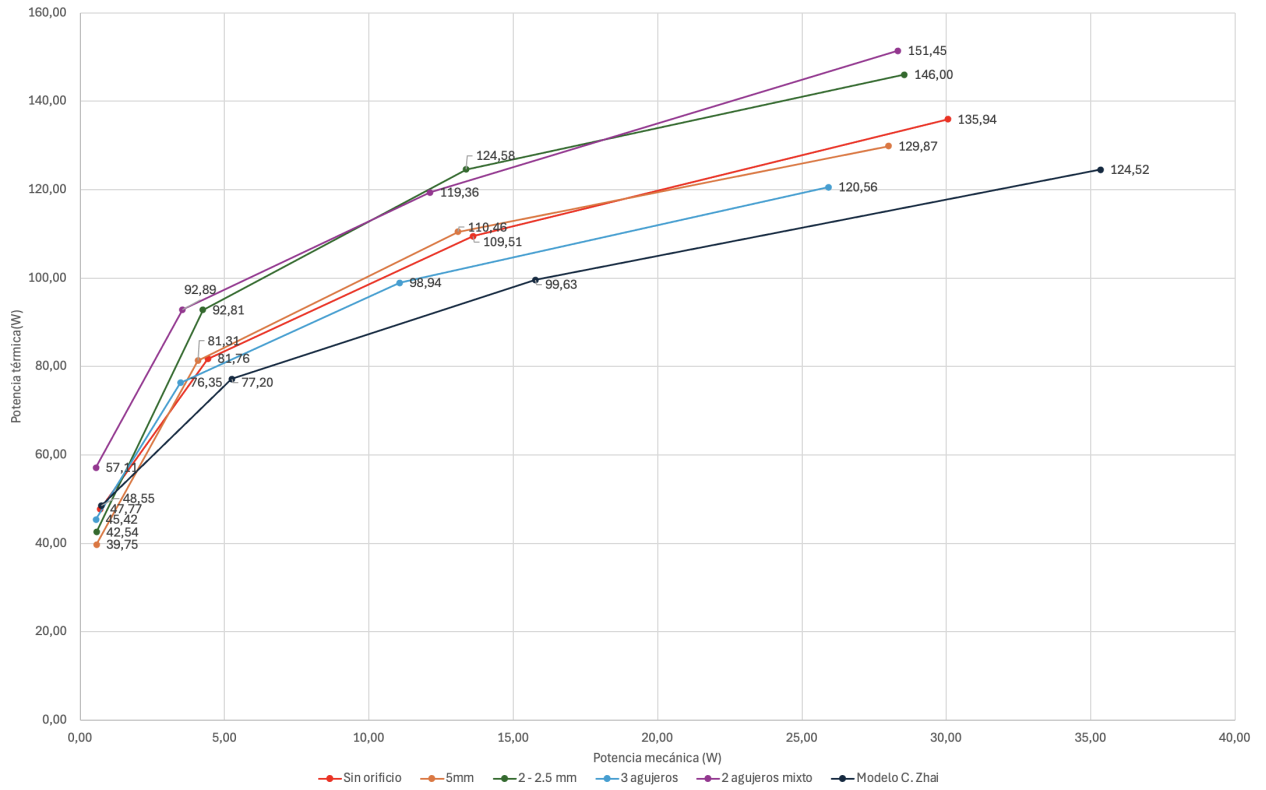


Figura 5.61: Gráfico de potencia mecánica v/s potencia térmica de modelos estudiados en orientación derecha.

# Capítulo 6

## Conclusión

El presente trabajo consistió en una primera parte en estudiar el efecto del cambio en la altura de generadores de vórtices para un modelo en específico; en una segunda parte proponer cambios en la disposición de los GVs; y finalmente proponer modificaciones en los GVs, donde son estudiados sus rendimientos termodinámicos. Para lograr este objetivo se realizaron cuatro pruebas: de altura; de orientación; de inclinación; de agujeros.

En primer lugar los resultados obtenidos en la prueba de altura muestran que la altura óptima de los GVs (dado el diámetro del tubo en cuestión) fue para una altura de 7.5 [mm], mientras que los tamaños de aletas menores obtuvieron peores resultados.

La prueba de orientación mostró que dada esta configuración el número óptimo de GVs para cada juego es de cuatro, y al tomar los resultados en función del Reynolds para este número de aletas, también se obtuvo una mayor transferencia de calor y una menor caída de presión con respecto al caso del modelo de validación. Así mismo, esta prueba arrojó resultados similares en los desarrollos de los flujos y en los contornos de calor para ambas orientaciones. A pesar de que los resultados hayan sido mejores para una orientación con respecto a la otra dependiendo del número de Reynolds, la pequeña diferencia entre los resultados de estos casos (menor a un 6%) no permite concluir si una orientación resulta ser necesariamente mejor, sino que resulta ser un fenómeno atribuible a error numérico.

Al realizar una inclinación de los GVs de entre 0 y 45 grados en el sentido del flujo se obtuvieron valores decrecientes con respecto a la caída de presión en el sistema (factores de fricción más bajos), así como también valores decrecientes en la transferencia de calor en el sistema (números de Nusselt más bajos), lo que termina concluyendo que la mejor inclinación (dado el tipo de GV) está dada para una inclinación de 0° con respecto a la normal del tubo.

Los resultados extraídos a raíz de los modelos propuestos confirman un mejor rendimiento al utilizar GVs orientados y haciendo que estos trabajen en conjunto para generar un vórtice, en lugar de hacer que estos trabajen de manera independiente, haciendo que cada uno genere un vórtice.

En cuanto a la transferencia de calor en los tubos, se observó que los valores más altos para este parámetro fueron obtenidos por los modelos de GVs propuestos que tenían dos agujeros en ellos, los modelos de 2 agujeros y 2 agujeros mixtos llegando a valores de Nusselt



de 69.65 y 66.88 para un régimen de Reynolds de 10000, respectivamente, y siendo el modelo de 3 agujeros el cual obtuvo la menor transferencia de calor de los casos de estudio, llegando a tener un Nusselt de 54.55 en un régimen de Reynolds de 10000.

Caso contrario fue lo que sucedió al examinar los factores de fricción, en donde el modelo de GVs de 3 agujeros fue el que obtuvo los mejores resultados de entre todos los casos de estudio, seguido del caso del modelo de 2 agujeros mixtos, teniendo estos valores de factor de fricción de 0.039 y 0.040 para un régimen de Reynolds de 10000, respectivamente.

Debido a la combinación de estos dos últimos factores es que el mejor factor de mejora térmica fue obtenido por el modelo de 2 agujeros mixtos, seguido del modelo de 2 agujeros, llegando a tener estos modelos valores de TEF de 1.87 y 1.83 en un régimen de Reynolds de 10000, respectivamente.

Finalmente, se pudo observar que mediante los modelos propuestos en el presente estudio se puede obtener una mejora en el rendimiento en cuanto a potencia térmica v/s potencia mecánica, lo que se traduce en un menor requerimiento de energía mecánica para lograr un mismo objetivo de energía térmica.

## Trabajo propuesto

El presente trabajo sostuvo un enfoque orientado principalmente a la modificación en la configuración o disposición de los GVs, y posteriormente agregando diseños con agujeros en estos, obteniendo resultados bastante favorables en comparación a otros estudios llevados acabo anteriormente. Dado esto y conforme a los resultados extraídos en la presente investigación se propone:

- Estudiar si existe alguna relación óptima entre el tamaño de los GVs y los orificios en estos.
- Estudiar si agregando orificios a aletas de mayor tamaño estas podrían ser más eficientes que las estudiadas en el modelo actual.
- Verificar la existencia de algún punto óptimo en los GVs donde se deban realizar las perforaciones para obtener una mayor eficiencia.

# Bibliografía

- [1] C. Zhai, MD. Islam, R. Simmons, I. Barsoum. (2019). *Heat transfer augmentation in a circular tube with delta winglet vortex generator pairs*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2019.03.020>
- [2] C. Zhai, MD. Islam, M.M. Alam, R. Simmons, I. Barsoum. (2019). *Parametric study of major factors affecting heat transfer enhancement in a circular tube with vortex generators pairs*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.03.018>
- [3] Leiva Gallardo, J. (2023). *Estudio termodinámico del uso de generadores de vórtices longitudinales delta winglet curvos y rectangulares dentro de un intercambiador de calor tubular*.
- [4] J. Wang, T. Fu, L. Zenga, F. Lien, H. Wang, X. Deng. (2022). *A Comparative study on thermo-hydraulic performance in a tube with different punched winglets*. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2022.107772>
- [5] S. Chokphoemphun, M. Pimsarn, C. Thianpong, P. Promvonge. (2014). *Heat transfer augmentation in a circular tube with winglet vortex generators*. <https://doi.org/10.1016/j.cjche.2014.04.002>
- [6] S. Skullong, P. Promvongeb, N. Jayranaiwachira, C. Thianpong. (2016). *Experimental and numerical heat transfer investigation in a tubular heat exchanger with delta-wing tape inserts*. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2016.09.005>
- [7] A. Kumar, S. Chamoli, M. Kumar, S. Singh. (2016). *Experimental investigation on thermal performance and fluid flow characteristics in circular cylindrical tube with circular perforated ring inserts*. <https://doi.org/10.1016/j.exptthermflusci.2016.07.002>
- [8] S. Chamoli, R. Lu, P. Yu. (2017). *Thermal characteristic of a turbulent flow through a circular tube fitted with perforated vortex generator inserts*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2017.03.145>
- [9] K. Song, S. Liu, L. Wang. (2015). *Interaction of counter rotating longitudinal vortices and the effect on fluid flow and heat transfer*. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.10.001>
- [10] P. Promvonge, N. Koolnapadol, M. Pimsarn, C. Thianpong. (2013). *Thermal performance enhancement in a heat exchanger tube fitted with inclined vortex rings*. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.09.031>
- [11] SimScale. (2022). *K-omega turbulence models*. <https://www.simscale.com/docs/simulation-setup/global-settings/k-omega-sst/>
- [12] AFS. (2009). *ANSYS FLUENT 12.0 user's guide - 26.3.1 choosing the pressure-velocity coupling method*. <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/ug/node785.htm>

- [13] AFS. (2009). *ANSYS FLUENT 12.0 theory guide - 18.4.3 pressure-velocity coupling*. <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node373.htm>
- [14] AFS. (2009). *ANSYS FLUENT 12.0 User's Guide - 6.2.2 Mesh Quality*. <https://www.afs.enea.it/project/neptunius/docs/fluent/html/th/node373.htm>
- [15] N Fatchurrohman, S. T. Chia. (2017). *Performance of hybrid nano-micro reinforced mg metal matrix composites brake calliper: simulation approach*. <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/257/1/012060>
- [16] Y. A. Çengel. (2020). *Transferencia de calor y masa: fundamentos y aplicaciones*. McGraw Hill, 6ta edición.
- [17] Wattco. (2019). *Intercambiadores De Calor* <https://www.wattco.com/es/casestudy/intercambiadores-de-calor/>

# Anexo 1

## Anexo

### 1.1. Planos

#### 1.1.1. Planos de orientación

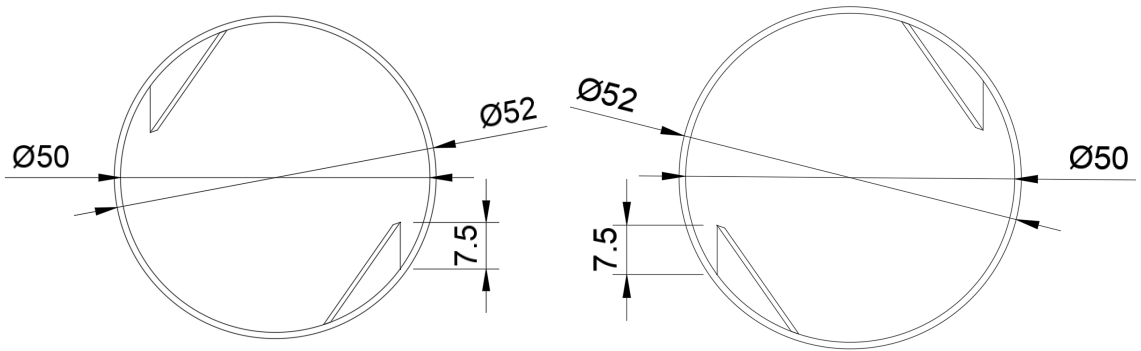


Figura 1.1: Planos de GVs de 2 aletas para prueba de orientación.

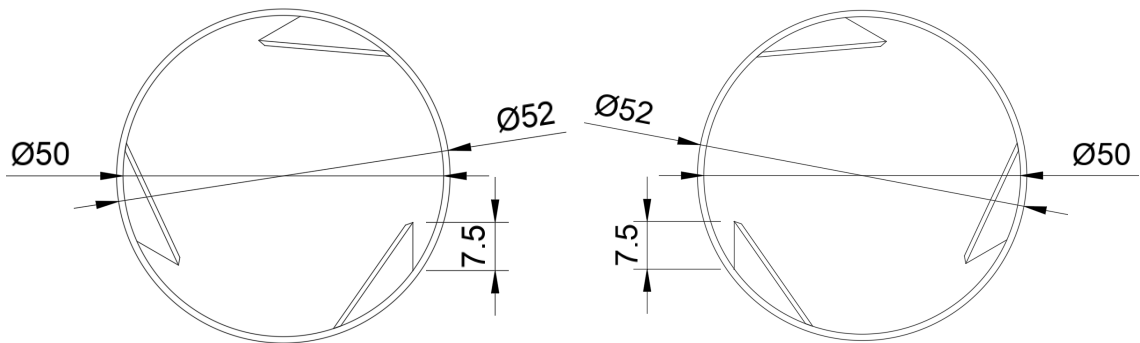


Figura 1.2: Planos de GVs de 3 aletas para prueba de orientación.

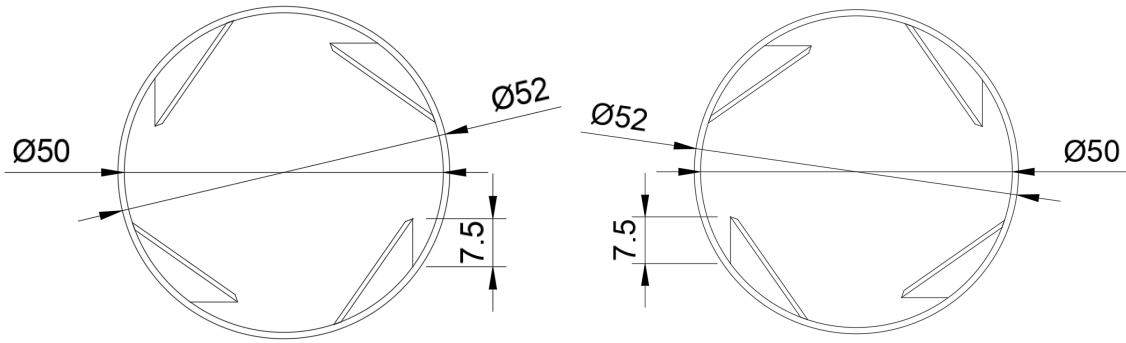


Figura 1.3: Planos de GVs de 4 aletas para prueba de orientación.

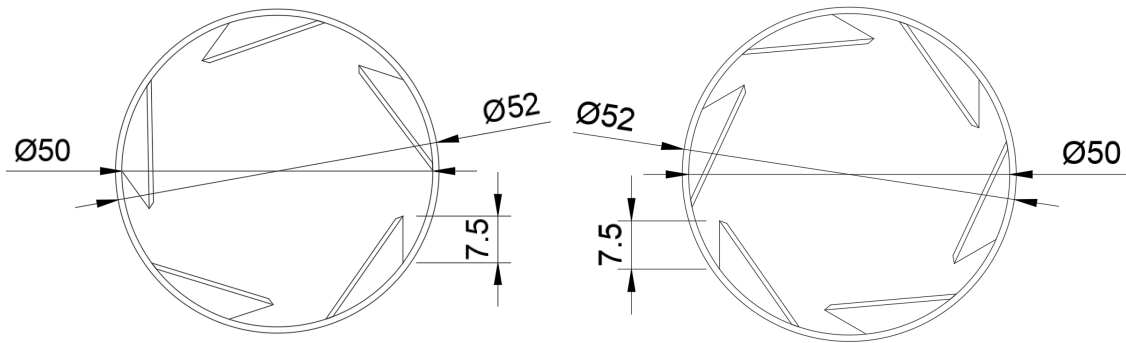


Figura 1.4: Planos de GVs de 5 aletas para prueba de orientación.

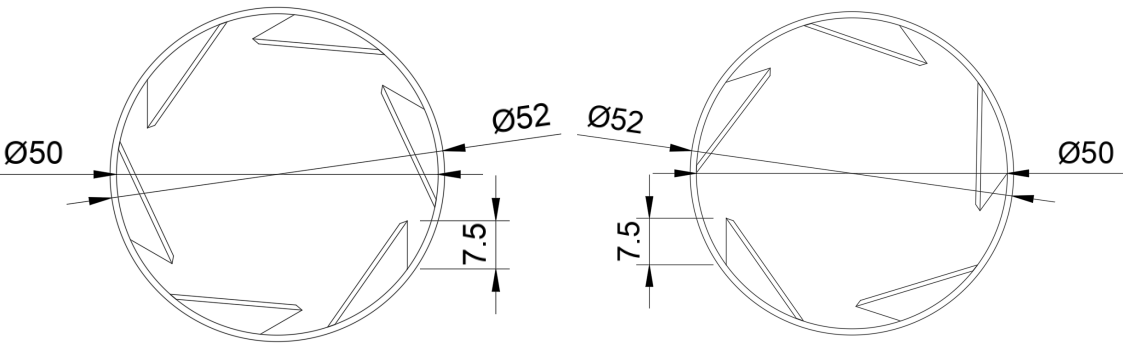


Figura 1.5: Planos de GVs de 6 aletas para prueba de orientación.

### 1.1.2. Planos de agujeros

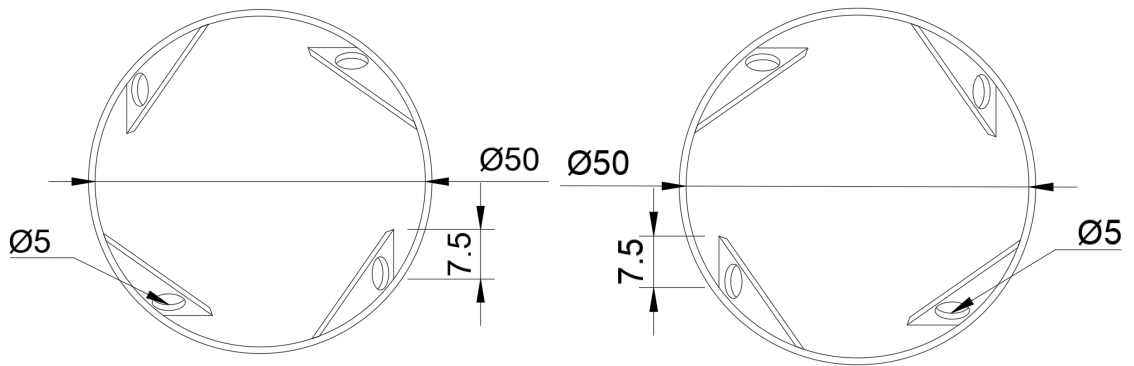


Figura 1.6: Planos de modelos de GVs de 1 agujero.

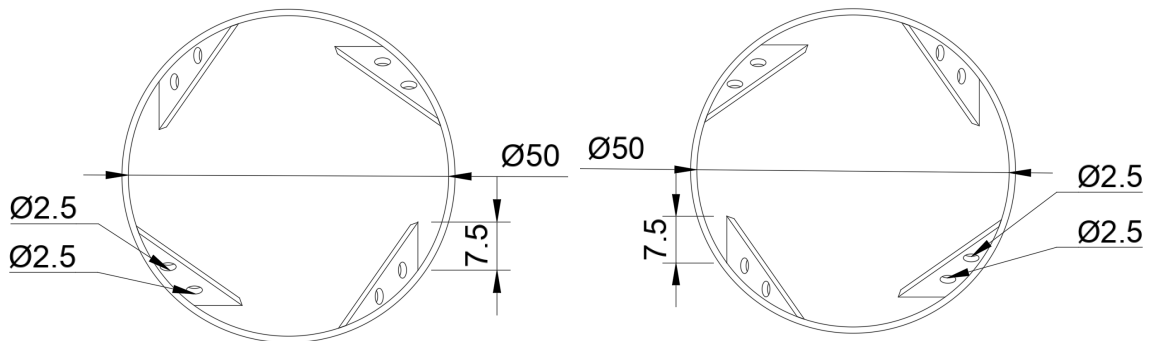


Figura 1.7: Planos de modelos de GVs de 2 agujeros.

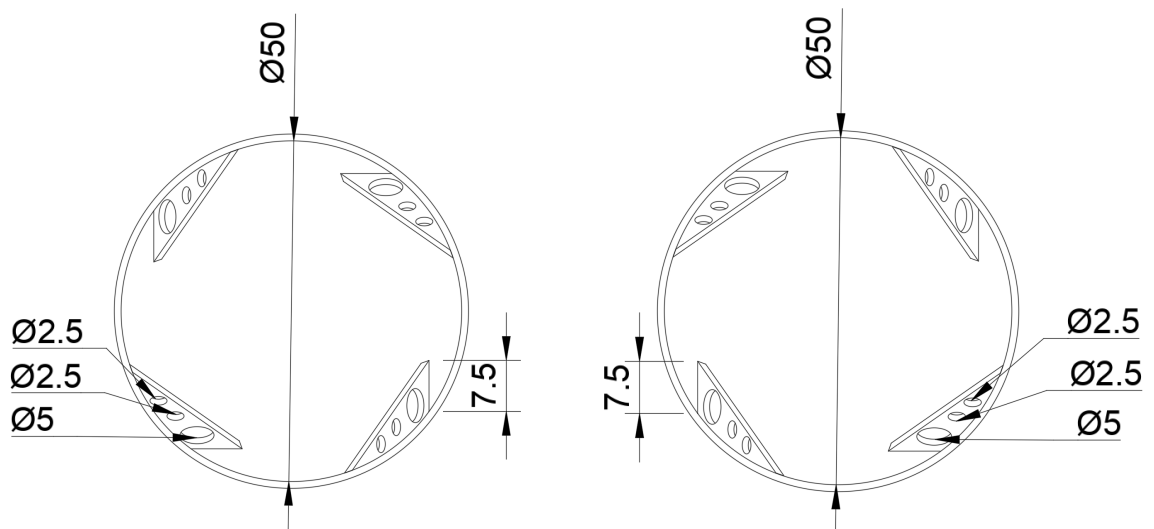


Figura 1.8: Planos de modelos de GVs de 3 agujeros.

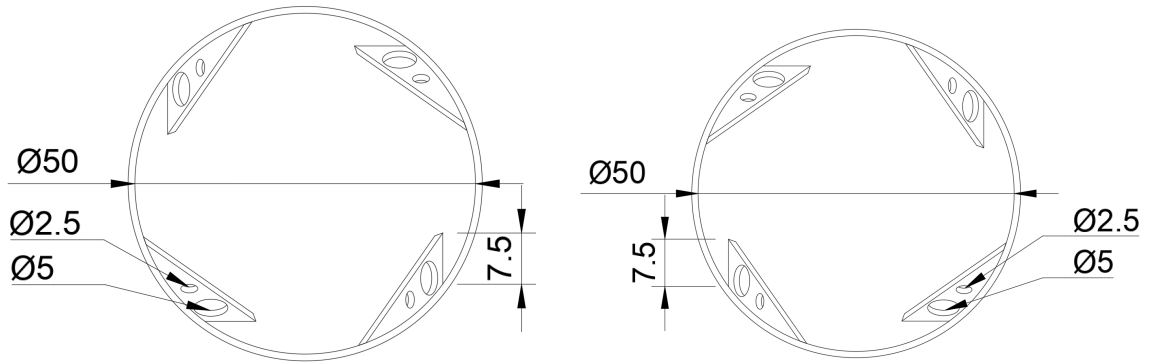


Figura 1.9: Planos de modelos de GVs de 2 agujeros mixto.

### 1.1.3. Resultados orientación izquierda

#### 1.1.3.1. Modelo de 1 agujero

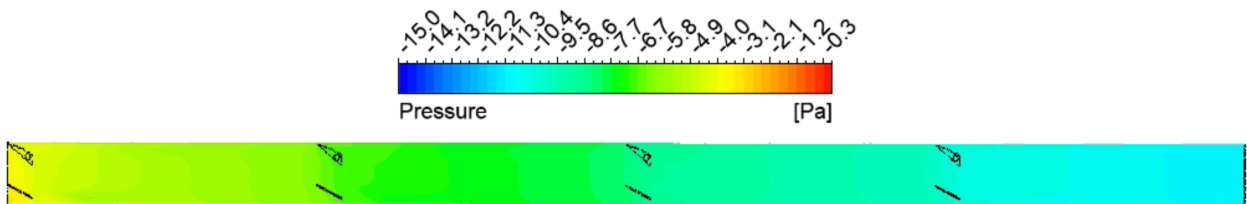


Figura 1.10: Contorno de presión longitudinal con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación izquierda.  $Re = 10000$

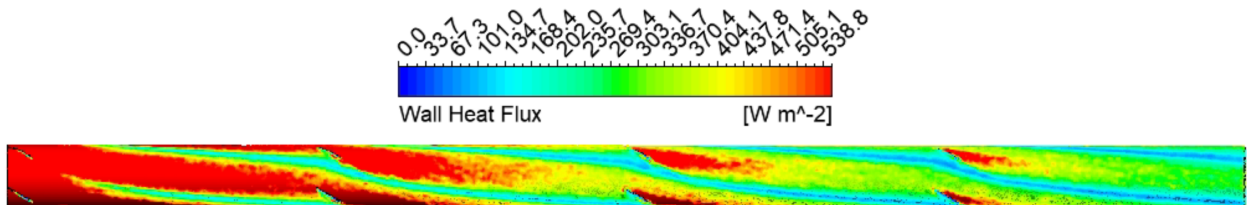


Figura 1.11: Transferencia de calor en pared con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación izquierda.  $Re = 10000$

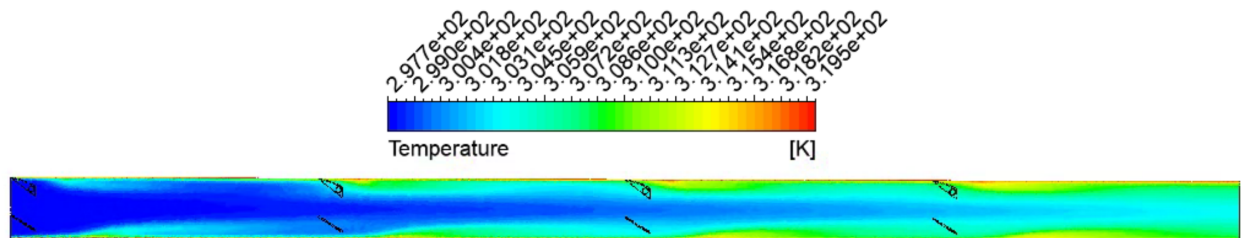


Figura 1.12: Contorno de temperatura longitudinal en tubo con GVs de 1 agujero de 5mm en orientación izquierda.  $Re = 10000$

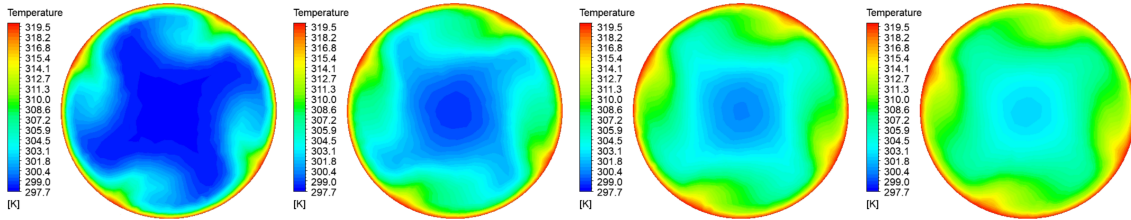


Figura 1.13: Contornos de temperatura en eje axial en puntos medios de los GVs en modelo de 1 agujero en orientación izquierda.  $Re = 10000$

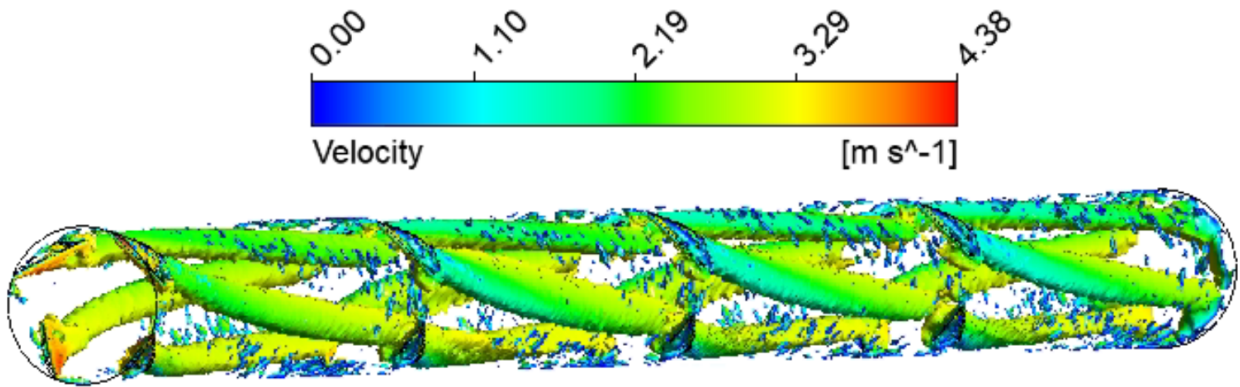


Figura 1.14: Criterio Q: Vórtices generados en GVs de 1 agujero de 5mm en orientación izquierda.  $Re = 10000$

### 1.1.3.2. Modelo de 2 agujeros

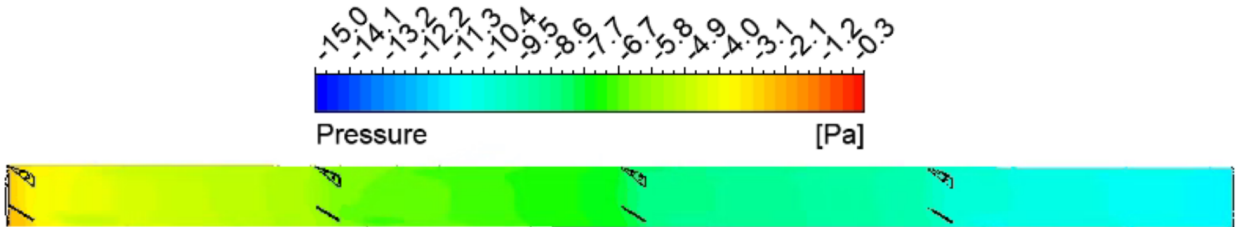


Figura 1.15: Contorno de presión longitudinal con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación izquierda.  $Re = 10000$

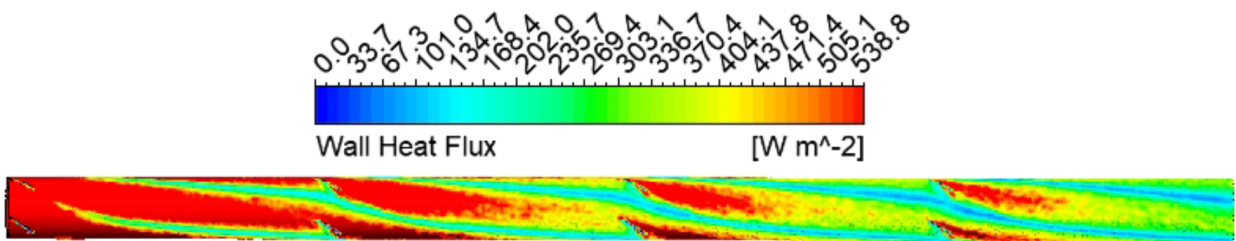


Figura 1.16: Transferencia de calor en pared con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación izquierda.  $Re = 10000$



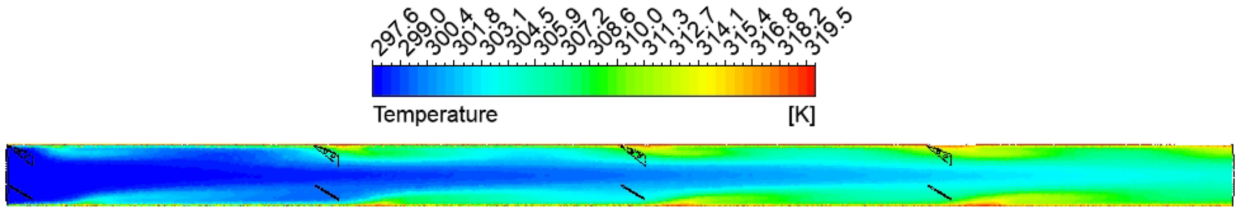


Figura 1.17: Contorno de temperatura en eje longitudinal con GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación izquierda.  $Re = 10000$ .

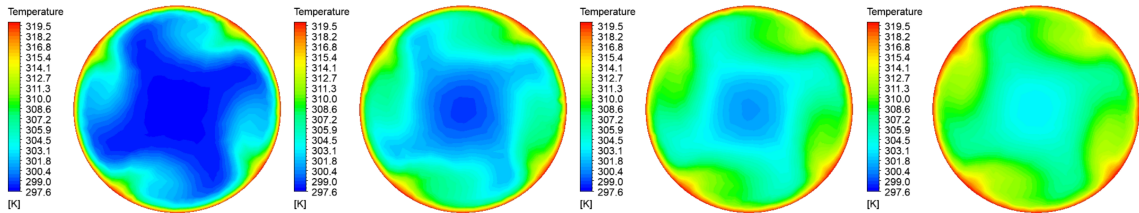


Figura 1.18: Contornos de temperatura en corte axial en puntos medios de los GVs de 2 agujeros de 2.5mm en orientación izquierda.  $Re = 10000$ .

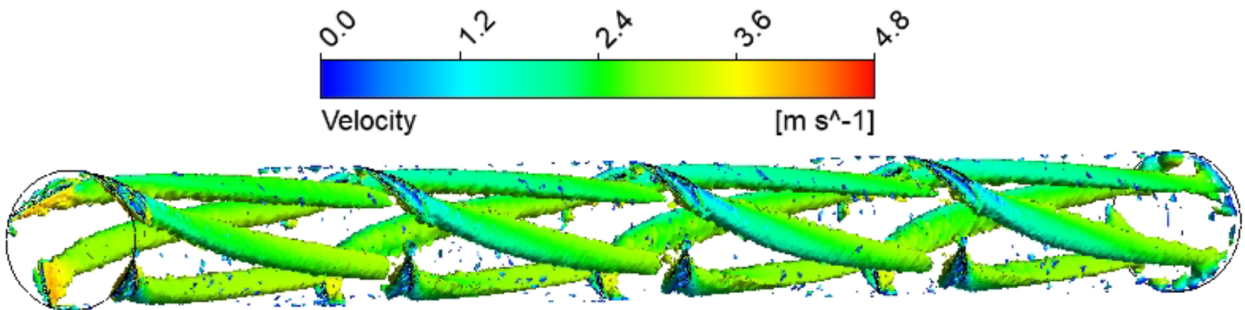


Figura 1.19: Criterio Q: Vórtices generados en modelo de GVs con 2 agujeros en orientación izquierda.  $Re = 10000$

### 1.1.3.3. Modelo de 3 agujeros

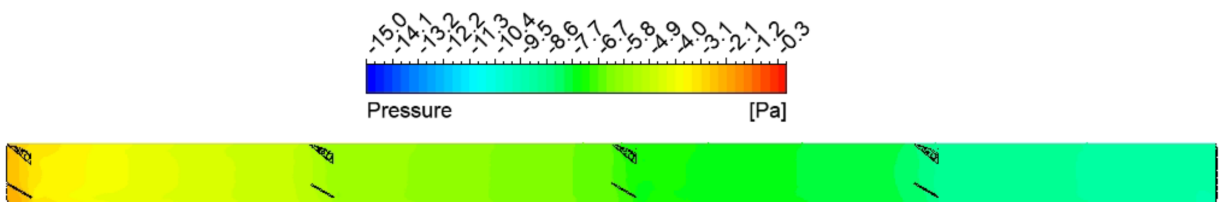


Figura 1.20: Contorno de presión longitudinal en modelo de 3 agujeros en orientación izquierda.  $Re = 10000$

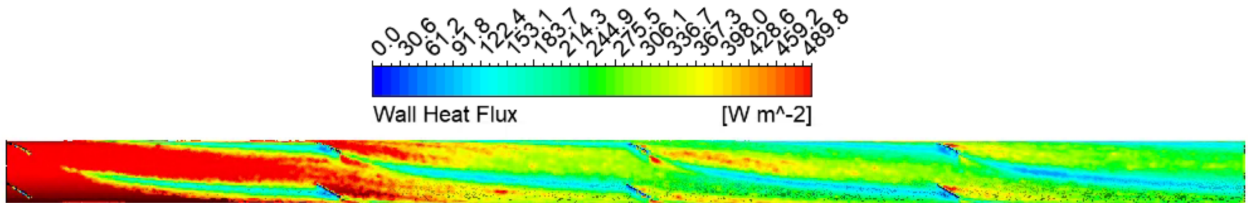


Figura 1.21: Transferencia de calor en pared en modelo de 3 agujeros en orientación izquierda.  $Re = 10000$

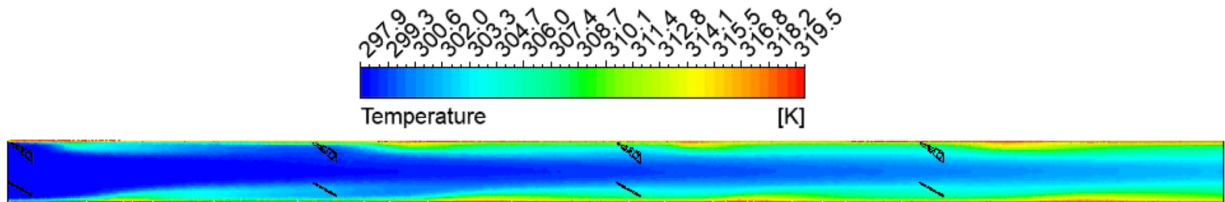


Figura 1.22: Contorno de temperatura en eje longitudinal de modelo de GVs con 3 agujeros en orientación izquierda.  $Re = 10000$

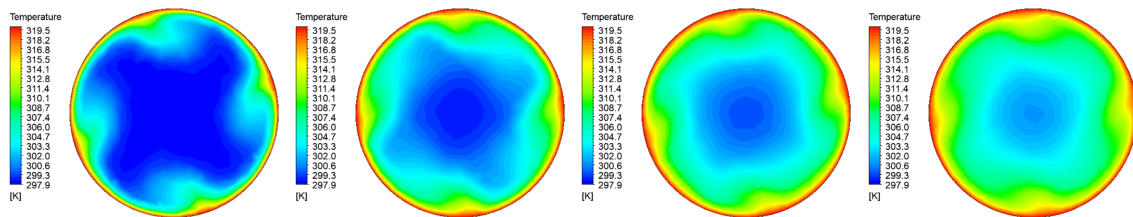


Figura 1.23: Contornos de temperatura en corte axial en puntos medios de los GVs de 3 agujeros en orientación izquierda.  $Re = 10000$

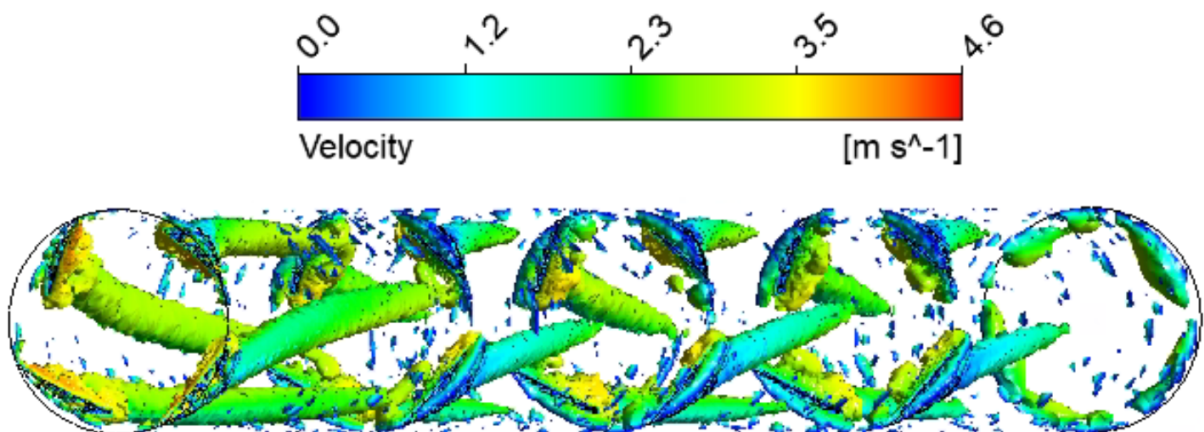


Figura 1.24: Criterio Q: Vórtices generados en modelo de GVs con 3 agujeros en orientación izquierda.  $Re = 10000$

### 1.1.3.4. Modelo de 2 agujeros mixtos

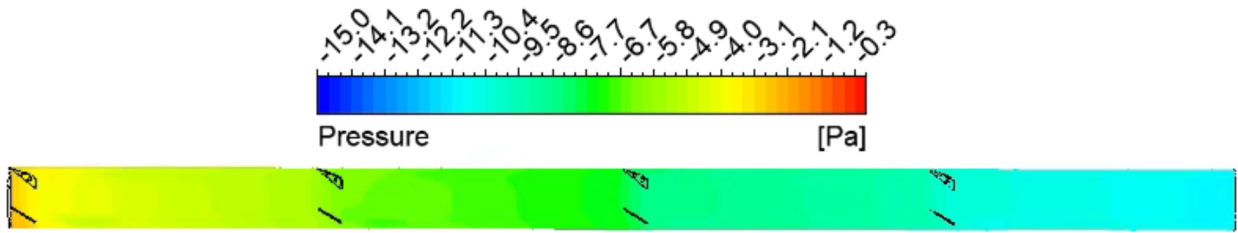


Figura 1.25: Contorno de presión en eje longitudinal en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda.  $Re = 10000$

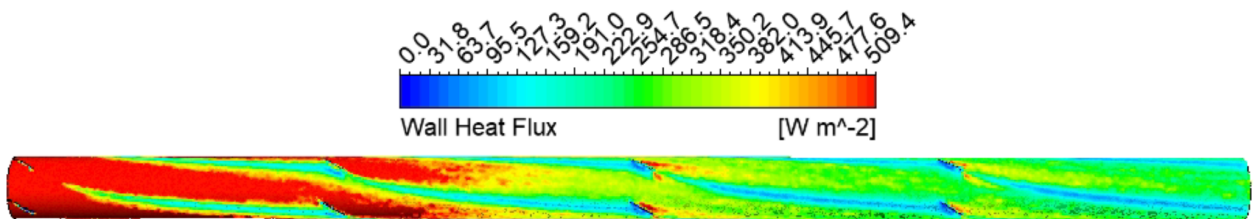


Figura 1.26: Transferencia de calor en pared en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda.  $Re = 10000$

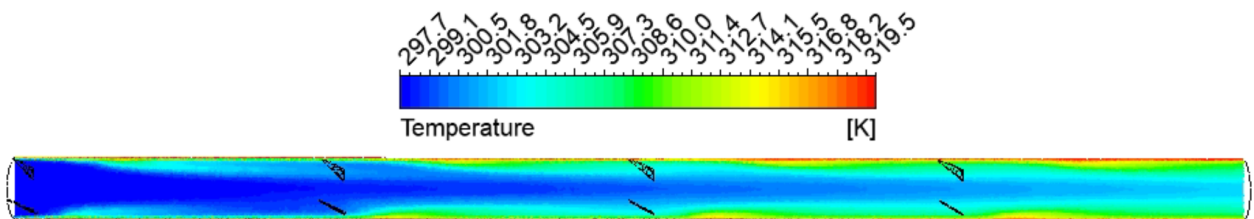


Figura 1.27: Contorno de temperatura en eje longitudinal en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda.  $Re = 10000$

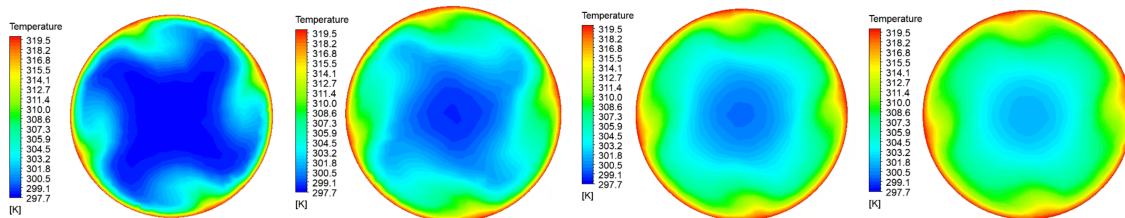


Figura 1.28: Contornos de temperatura en corte axial en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda.  $Re = 10000$

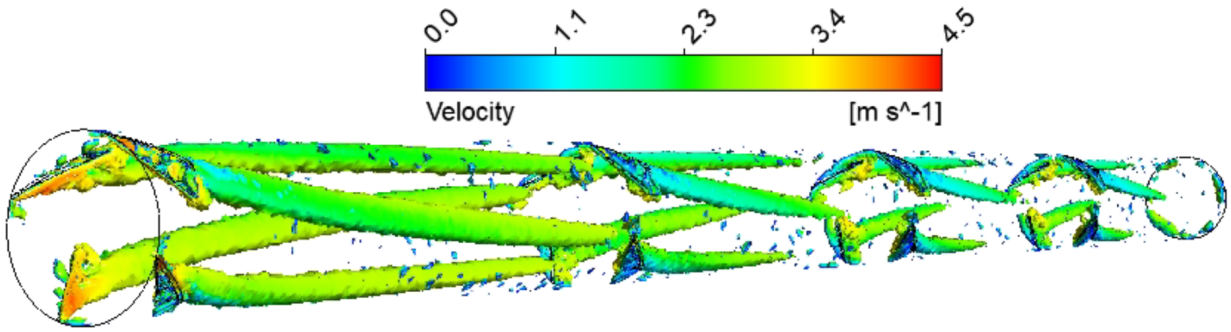


Figura 1.29: Criterio Q: Vórtices generados en modelo de 2 agujeros mixtos en orientación izquierda.  $Re = 10000$

### 1.1.3.5. Gráficos de resultados numéricos en orientación izquierda.

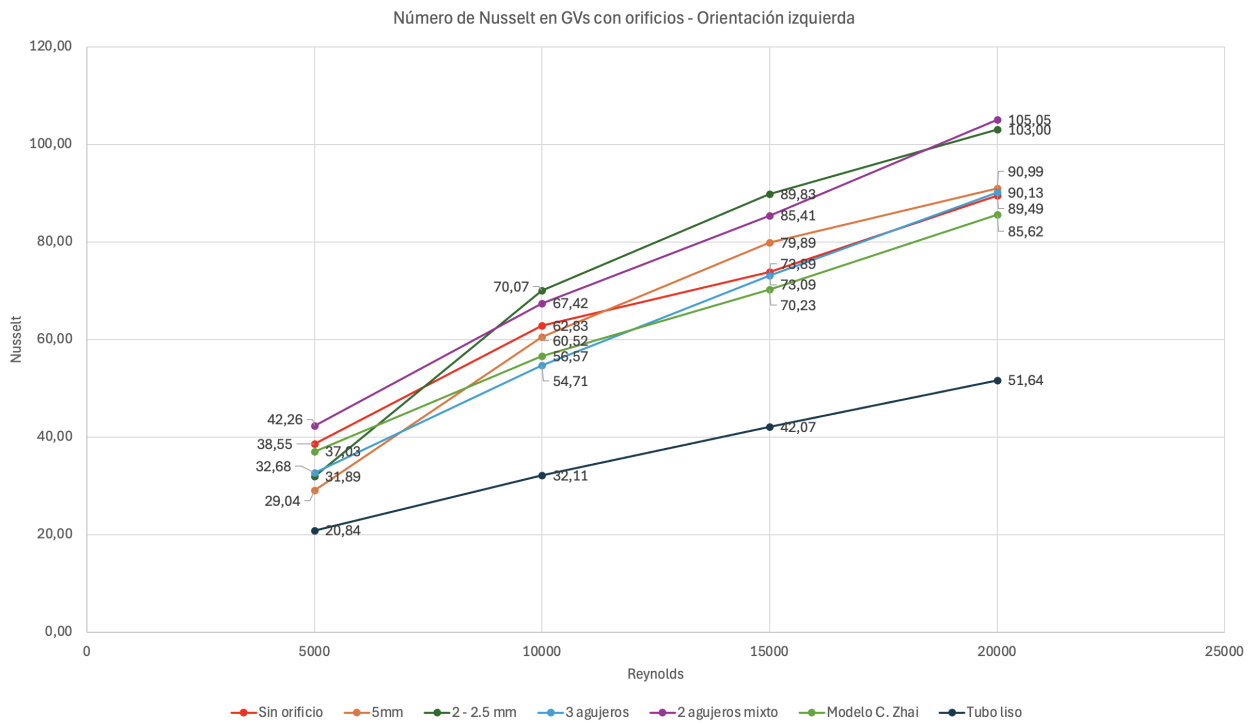


Figura 1.30: Gráfico de número de Nusselt de los modelos estudiados en orientación izquierda.

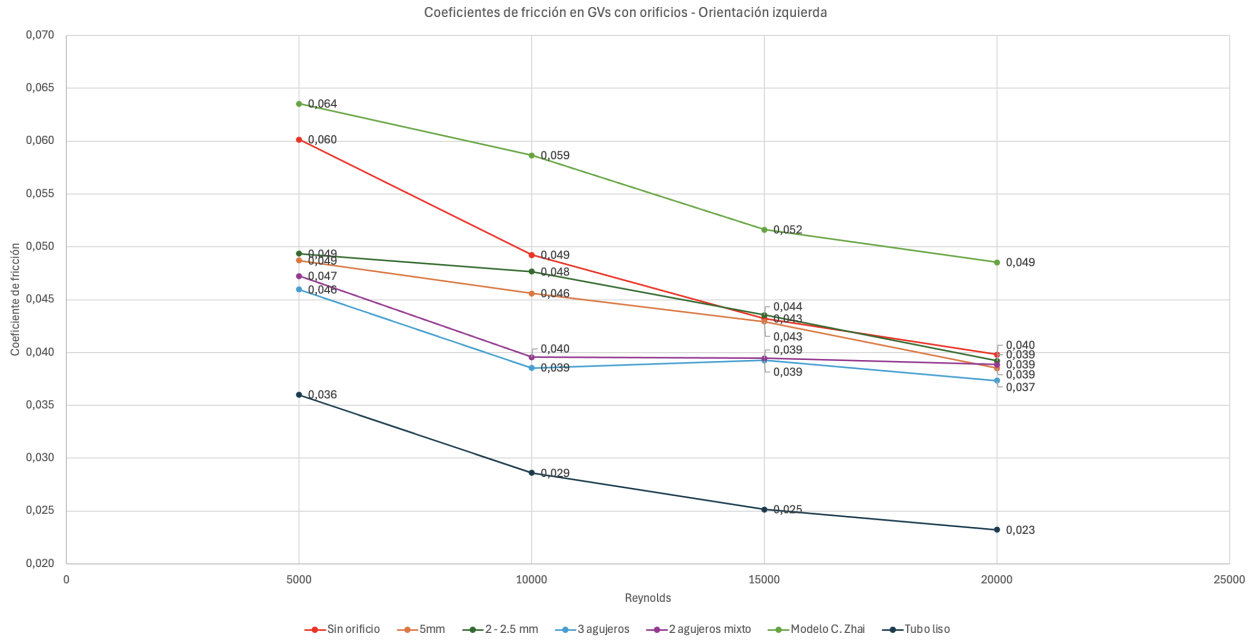


Figura 1.31: Gráfico de número de factor de fricción de los modelos estudiados en orientación izquierda.

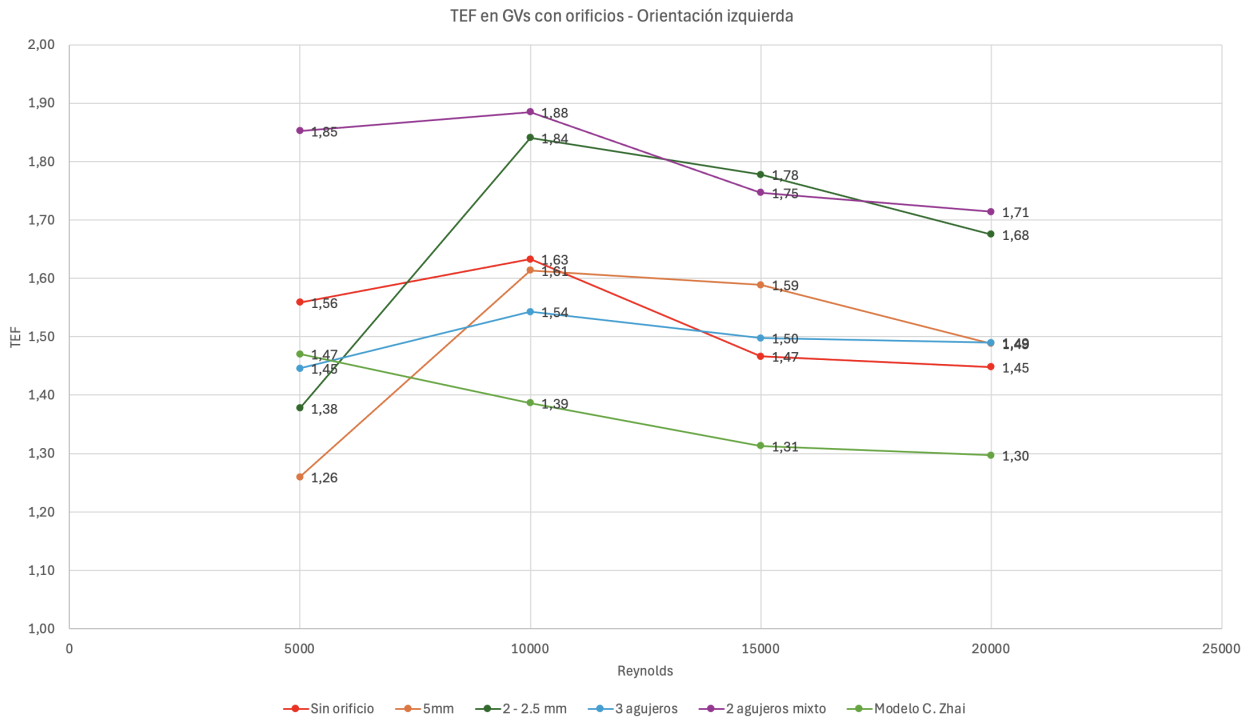


Figura 1.32: Gráfico de TEF de los modelos estudiados en orientación izquierda.

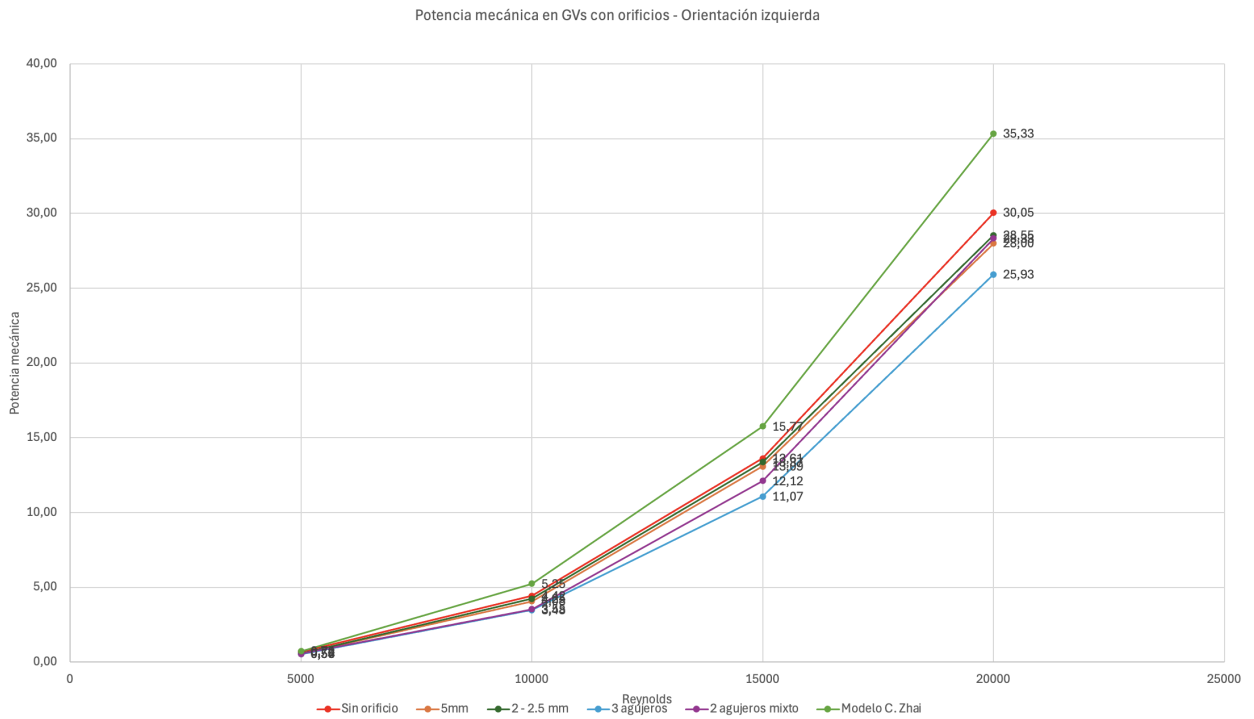


Figura 1.33: Gráfico de potencia mecánica v/s número de Reynolds de los modelos estudiados en orientación izquierda.

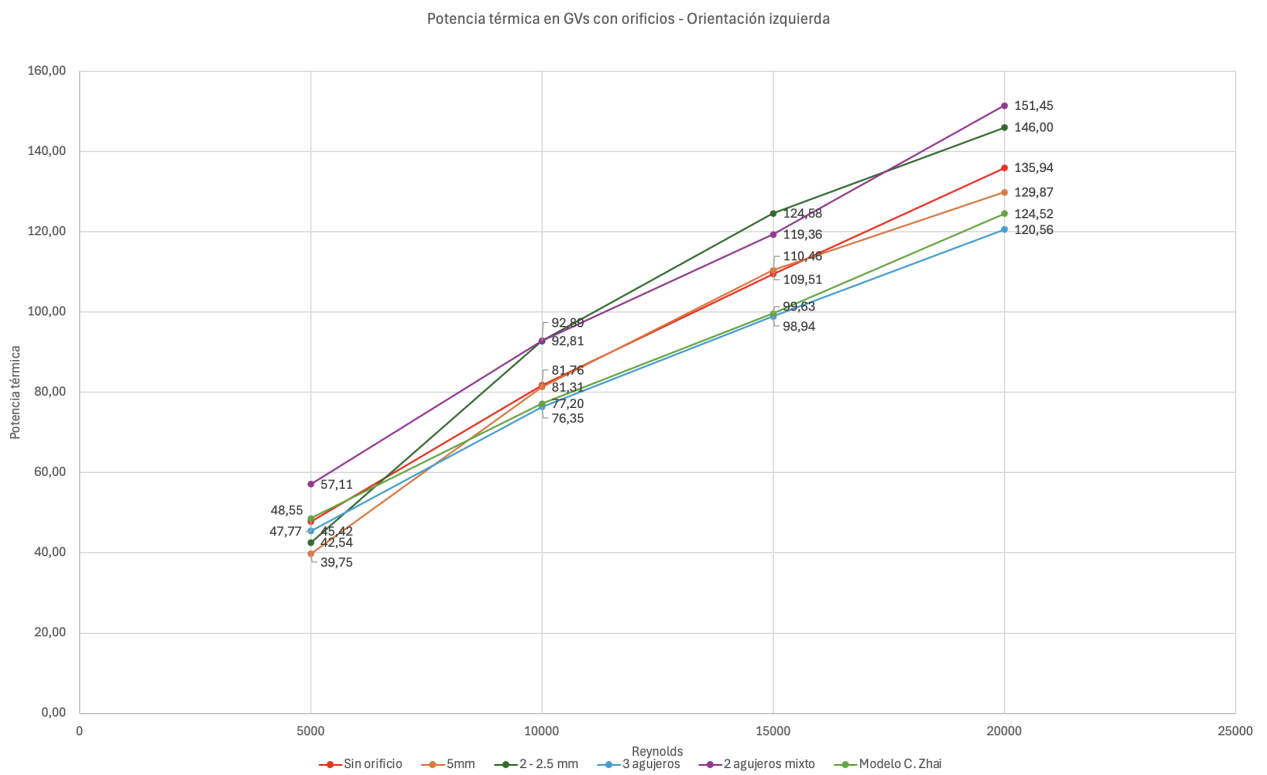


Figura 1.34: Gráfico de potencia térmica v/s número de Reynolds de los modelos estudiados en orientación izquierda.

Potencia mecánica v/s Potencia térmica - Orientación izquierda

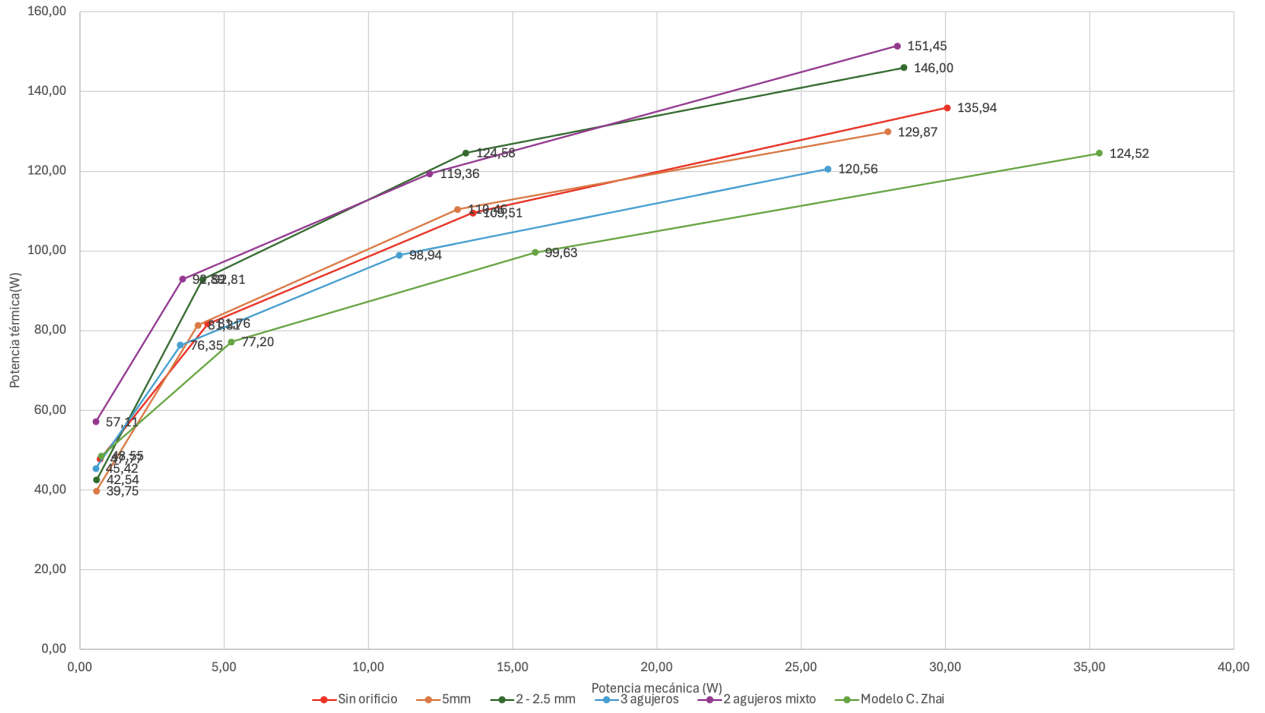


Figura 1.35: Gráfico de potencia mecánica v/s potencia térmica de los modelos estudiados en orientación izquierda.