



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

**ESTUDIO MEDIANTE CFD DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y  
PÉRDIDA DE CARGA DE UN NANOFLUIDO COMO FLUIDO DE  
TRABAJO EN UN MICROCANAL TRIDIMENSIONAL CON  
GENERADORES DE VÓRTICES.**

MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE  
INGENIERO CIVIL MECÁNICO

**FELIPE JAVIER HODALI CABRERA**

PROFESOR GUÍA:  
ÁLVARO VALENCIA MUSALEM

MIEMBROS DE LA COMISIÓN:  
RAMÓN FREDERICK GONZÁLEZ  
WILLIAMS CALDERÓN MUÑOZ

SANTIAGO, CHILE  
2020

**ESTUDIO MEDIANTE CFD DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR Y  
PÉRDIDA DE CARGA DE UN NANOFLUIDO COMO FLUIDO DE  
TRABAJO EN UN MICROCANAL TRIDIMENSIONAL CON  
GENERADORES DE VÓRTICES.**

El desarrollo de la nanotecnología, con componentes eléctricos de alta potencia y reducido tamaño han originado nuevas exigencias en cuanto a refrigeración, donde se requieren sistemas de enfriamiento eficientes y eficaces para absorber calor en pequeñas superficies. Esto motiva el estudio de la transferencia de calor y pérdida de carga en microcanales con generadores de vórtices y utilizando nanofluidos como fluido de trabajo, dos mecanismos que buscan aumentar la eficiencia en el intercambio de calor.

El objetivo en este trabajo de título es estudiar numéricamente mediante CFD la transferencia de calor y pérdida de carga de un nanofluido en un microcanal tridimensional con generadores de vórtices. Comparando el desempeño del nanofluido con respecto al agua como fluido de trabajo y el efecto del tipo y la distancia entre generadores de vórtices sobre la transferencia de calor y pérdida de carga. Lo anterior, considerando las dimensiones y condiciones de operación acorde a disipadores comerciales. Se estudia un nanofluido compuesto de nanopartículas de alúmina con concentración volumétrica del 2 %.

Para realizar este estudio, se diseña un modelo computacional de validación, con el cual se prueba la independencia de la malla y se validan los modelos de ambos fluidos. Luego, se diseñan los casos de estudio con y sin generadores de vórtices. Posteriormente, se realizan las simulaciones correspondientes en ANSYS Fluent. Finalmente, se analizan los resultados y se concluye.

De los resultados obtenidos, se encuentra que, en promedio, el nanofluido aumenta en un 13 % el número de Nusselt, en un 37,5 % la pérdida de carga y, en definitiva, presenta un rendimiento de 1,13 con respecto al agua. Por otro lado, el rendimiento máximo con respecto al caso base se obtiene utilizando generadores de vórtices longitudinales (LVG) y es igual a 1,71. También, todos los casos estudiados con LVG presentan mayor rendimiento que el caso con generadores de vórtices transversales (TVG).

Se analiza el campo vectorial de velocidad y el campo escalar de temperatura, caracterizando los vórtices generados y observando los mecanismos por los que los vórtices mejoran la transferencia de calor. Se encuentra directa relación entre zonas de mayor velocidad y recirculación de fluido con mayor y eficiente transferencia de calor y zonas de baja velocidad y mezcla que producen puntos de alta temperatura en la pared enfriada.

Finalmente, se concluye que bajo las condiciones estudiadas, el uso de LVG produce el mismo aumento en la transferencia de calor que con TVG, pero a un costo de pérdida de carga notablemente menor. También, que el nanofluido produce prácticamente el mismo aumento de rendimiento independiente del caso de estudio.



*A mi familia,  
con cariño y gratitud.*



# Agradecimientos

En primer lugar, agradecer a mi padre y madre por los valores que me han inculcado, que son los cimientos de quien soy hoy, por las oportunidades que me han brindado y el apoyo en cada decisión que he tomado, sea cual sea, he tenido la certeza de que están ahí cada vez que necesito su consejo, fuerza e inspiración. A mis hermanos y hermana, por ser una guía y apoyo durante mi vida, cada uno me ha enseñado y me siguen enseñando desde sus propias fortalezas. Gracias por su amor incondicional a todos.

A mis amigos y amigas del colegio, con quienes he compartido tanto tiempo, historias y alegrías, gracias por seguir siendo una importante parte de mi vida, se que quedan muchas cosas por vivir y disfrutar juntos.

Agradecer a mis amigos y amigas que desde plan común han sido parte de esta hermosa etapa universitaria, los partidos, las (no tantas) tardes de los viernes en la U, viajes, esas largas y profundas conversaciones sobre todo tipo de cosas y los incontables buenos momentos que se me vienen a la cabeza son lo mejor que me llevo de aquí. El cariño y admiración que siento por ustedes perdurará en el tiempo y se que esto no termina aquí.

Imposible no mencionar a las personas que compartieron mi paso por mecánica, marcado por interminables noches de estudio, proyectos hasta la madrugada del día anterior y ventanas larguísimas que se pasaban conversando. Pero más que todo eso, por amigos y amigas que hicieron de todo esto algo que recordar con cariño, de ustedes aprendí mucho más q solo números y ecuaciones, gracias por eso.

Por último, agradecer al profesor Valencia que dentro de toda la incertidumbre y dificultades que se presentan en este contexto virulento, supo guiarme y ayudarme desde la distancia en este largo trabajo que supone la memoria.



# Tabla de Contenido

<b>1. Introducción</b>	<b>1</b>
1.1. Objetivos y alcances . . . . .	2
1.1.1. Objetivo general . . . . .	2
1.1.2. Objetivos específicos . . . . .	2
1.1.3. Alcances . . . . .	2
<b>2. Antecedentes específicos</b>	<b>3</b>
2.1. Fluido de trabajo . . . . .	3
2.1.1. Nanopartículas y nanofluidos . . . . .	3
2.1.2. Propiedades del nanofluido . . . . .	4
2.2. Microcanal . . . . .	6
2.2.1. Geometría del microcanal . . . . .	6
2.2.2. Generación de vórtices . . . . .	7
2.2.2.1. Generadores de vórtices longitudinales . . . . .	7
2.2.2.2. Generadores de vórtices transversales . . . . .	7
2.3. Ecuaciones gobernantes . . . . .	9
2.4. Estudios previos . . . . .	9
2.4.1. Generadores de vórtices . . . . .	9
2.4.2. Microcanal . . . . .	11
2.4.3. Nanofluidos . . . . .	12
2.4.4. Nanofluidos en microcanales con generadores de vórtices . . . . .	14
2.4.5. Discusión . . . . .	18
<b>3. Metodología</b>	<b>19</b>
<b>4. Descripción de los modelos</b>	<b>21</b>
4.1. Diseño de los microcanales . . . . .	21
4.1.1. Diseño general . . . . .	21
4.1.2. Diseño para validación del modelo . . . . .	22
4.1.3. Diseño caso base . . . . .	23
4.1.4. Diseño caso 1 . . . . .	23
4.1.5. Diseño caso 2 . . . . .	24
4.1.6. Diseño caso 3 . . . . .	25
4.1.7. Diseño caso 4 . . . . .	25
4.2. Condiciones de borde . . . . .	26
4.2.1. Entrada . . . . .	27
4.2.2. Salida . . . . .	27



4.2.3.	Simetría . . . . .	27
4.2.4.	Paredes . . . . .	27
4.2.4.1.	Pared con flujo de calor . . . . .	28
4.2.4.2.	Pared adiabática . . . . .	28
4.3.	Configuración simulaciones . . . . .	28
4.3.1.	Método . . . . .	28
4.3.2.	Propiedades de los fluidos . . . . .	29
4.4.	Parámetros . . . . .	29
4.4.1.	Parámetros de entrada . . . . .	29
4.4.2.	Parámetros de salida . . . . .	29
4.4.3.	Parámetros de comparación . . . . .	30
<b>5.</b>	<b>Presentación y análisis de resultados</b>	<b>32</b>
5.1.	Independencia de malla y validación del modelo . . . . .	33
5.1.1.	Independencia de la malla . . . . .	33
5.1.1.1.	Malla . . . . .	33
5.1.1.2.	Resultados . . . . .	35
5.1.2.	Validación . . . . .	35
5.1.2.1.	Resultados . . . . .	36
5.2.	Análisis de campos de velocidad y temperatura . . . . .	36
5.2.1.	Campo de velocidad . . . . .	37
5.2.1.1.	Caso 0 . . . . .	37
5.2.1.2.	Caso 1 . . . . .	38
5.2.1.3.	Caso 2 . . . . .	40
5.2.1.4.	Caso 3 . . . . .	42
5.2.1.5.	Caso 4 . . . . .	44
5.2.1.6.	Discusión sobre campo de velocidad . . . . .	48
5.2.2.	Campo de temperatura . . . . .	50
5.2.2.1.	Pared de intercambio . . . . .	50
5.2.2.2.	Sección transversal . . . . .	52
5.2.2.3.	Discusión sobre campo de temperatura . . . . .	53
5.2.2.4.	Coefficiente de transferencia de calor . . . . .	56
5.2.3.	Relación entre campos de temperatura y velocidad . . . . .	58
5.3.	Comparación entre fluidos de trabajo . . . . .	61
5.3.1.	Caso 0 . . . . .	61
5.3.2.	Caso 1 . . . . .	63
5.3.3.	Caso 2 . . . . .	64
5.3.4.	Caso 3 . . . . .	66
5.3.5.	Caso 4 . . . . .	68
5.3.6.	Discusión . . . . .	69
5.4.	Comparación entre generadores de vórtices . . . . .	71
5.5.	Rendimiento con respecto a caso base . . . . .	73
5.6.	Desempeño térmico y potencia mecánica . . . . .	76
<b>6.</b>	<b>Conclusión</b>	<b>79</b>
6.1.	Trabajo futuro . . . . .	80

<b>Bibliografía</b>	<b>82</b>
<b>7. Anexo</b>	<b>84</b>
7.1. Resultados . . . . .	84

# Índice de Tablas

2.1.	Precio de nanopartículas y nanofluidos con base de agua. [12] . . . . .	3
2.2.	Resultados de estudios experimentales sobre la conductividad térmica de nanofluidos con base de agua [22] . . . . .	4
2.3.	Propiedades termo-físicas de agua pura, alúmina y silicio[2] . . . . .	4
2.4.	Dimensiones de un microcanal de disipador de calor comercial y modelo de estudio[17]. . . . .	7
2.5.	Condiciones de operación de disipador de calor comercial con microcanales[17].	7
2.6.	Coefficiente de transferencia de calor, temperatura promedio del fluido y de la pared en función de Re y concentración volumétrica de nanopartículas. . . . .	15
2.7.	Aumento porcentual del factor de fricción de Fanning, número de Nusselt y rendimiento, por Omid Ali Akbari et al.[14]. . . . .	17
4.1.	Parámetros geométricos de los microcanales a estudiar. . . . .	22
4.2.	Parámetros geométricos variables del caso para validación del modelo. . . . .	22
4.3.	Parámetros geométricos variables del caso 1 a estudiar. . . . .	24
4.4.	Parámetros geométricos variables del caso 2 a estudiar. . . . .	25
4.5.	Parámetros geométricos variables del caso 3 a estudiar. . . . .	25
4.6.	Parámetros geométricos variables del caso 4 a estudiar. . . . .	25
5.1.	Condiciones de entrada según fluido de trabajo y número de Reynolds. . . . .	33
5.2.	Características de las mallas a estudiar, según número de elementos y métricas de calidad. . . . .	34
5.3.	Número de Nusselt, factor de fricción de Fanning y diferencia relativa obtenidos con las cuatro mallas estudiadas. . . . .	35
5.4.	Características de las mallas de los casos de estudio, según número de elementos y métricas de calidad. . . . .	35
5.5.	Resultados obtenidos en simulaciones y diferencia relativa con respecto a estudio de referencia. . . . .	36
5.6.	Temperatura promedio ' $\bar{T}_{wall}$ ' y máxima ' $T_{wall,max}$ ' en la pared con flujo de calor.	52
5.7.	Resultados del caso 0 con agua como fluido de trabajo. . . . .	61
5.8.	Resultados del caso 0 con nanofluido como fluido de trabajo. . . . .	61
5.9.	Rendimiento y comparación del nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 0. . . . .	62
5.10.	Resultados del caso 1 con agua como fluido de trabajo. . . . .	63
5.11.	Resultados del caso 1 con nanofluido como fluido de trabajo. . . . .	63
5.12.	Rendimiento de nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 1.	64
5.13.	Resultados del caso 2 con agua como fluido de trabajo. . . . .	65
5.14.	Resultados del caso 2 con nanofluido como fluido de trabajo. . . . .	65
5.15.	Rendimiento de nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 2.	65

5.16.	Resultados del caso 3 con agua como fluido de trabajo. . . . .	66
5.17.	Resultados del caso 3 con nanofluido como fluido de trabajo. . . . .	67
5.18.	Rendimiento de nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 3. . . . .	67
5.19.	Resultados del caso 4 con agua como fluido de trabajo. . . . .	68
5.20.	Resultados del caso 4 con nanofluido como fluido de trabajo. . . . .	68
5.21.	Rendimiento de nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 4. . . . .	68
5.22.	Promedio y desviación estándar por caso de los parámetros de comparación de resultados entre nanofluido y agua. . . . .	70
5.23.	Diferencia del número de Nusselt y factor de fricción de Fanning entre caso 3 y 1 utilizando nanofluido y agua. . . . .	73
5.24.	Rendimiento de cada caso de estudio con respecto al caso base. . . . .	74
5.25.	Aumento porcentual del coeficiente de transferencia calor y pérdida de carga de los cinco casos de estudio utilizando nanofluido con respecto al caso base con agua. . . . .	76
7.1.	Resultados simulaciones caso 0. . . . .	84
7.2.	Resultados simulaciones caso 1. . . . .	84
7.3.	Resultados simulaciones caso 2. . . . .	85
7.4.	Resultados simulaciones caso 3. . . . .	85
7.5.	Resultados simulaciones caso 4. . . . .	85

# Índice de Ilustraciones

2.1.	Esquema y cotas generales del disipador de calor comercial de referencia. [17]	6
2.2.	Geometrías generadoras de vórtices[19] y representación computacional de vórtices longitudinales[15]. . . . .	8
2.3.	Modelo con generadores de vórtices transversales de geometría rectangular [4] y representación computacional de vórtices transversales[10]. . . . .	8
2.4.	Resultados numéricos de pérdida de carga y transferencia de calor obtenidos por Jin et al..[7]	11
2.5.	Resultados sobre el rendimiento utilizando TVG en un minicanal[4]. . . . .	13
2.6.	Resultados obtenidos sobre cuatro nanofluidos como fluido de trabajo en un intercambiador de doble tubo.[12]	14
2.7.	Resultados obtenidos con concentración volumétrica fija y diámetro de nanopartículas variable.[2]	16
2.8.	Resultados obtenidos con diámetro de nanopartículas fijo y concentración volumétrica variable.[2]	16
2.9.	Resultados obtenidos de coeficiente de transferencia de calor en microcanal con GV para distintas concentraciones en función de Re.[14]	17
4.1.	Esquema de vista superior y frontal del microcanal a estudiar. . . . .	22
4.2.	Vista isométrica del caso para validación del modelo. . . . .	23
4.3.	Vista isométrica del caso base a estudiar. . . . .	23
4.4.	Vista isométrica del caso 1 a estudiar, con LVG. . . . .	24
4.5.	Vista isométrica del caso 2 a estudiar, con LVG. . . . .	24
4.6.	Vista isométrica del caso 3 a estudiar, con LVG. . . . .	25
4.7.	Vista isométrica del caso 4 a estudiar, con TVG. . . . .	26
4.8.	Esquema del microcanal a modelar con puntos de interés enumerados. . . . .	26
5.1.	Detalles del mallado en el final de la región de intercambio y principio de la región aguas abajo. . . . .	34
5.2.	Líneas de corriente en caso de estudio 0. Escala de colores según magnitud de velocidad. . . . .	38
5.3.	Vectores de componente $u$ y $v$ de velocidad en seis secciones del microcanal entre dos pares de LVG. Caso de estudio 1 . . . . .	39
5.4.	Vectores de componente $u$ y $v$ de velocidad en secciones del microcanal antes y después de un par de LVG. Caso de estudio 1 . . . . .	39
5.5.	Líneas de corriente en caso de estudio 1. Escala de colores según magnitud de velocidad. . . . .	40
5.6.	Vectores de componente $u$ y $v$ de velocidad en seis secciones del microcanal entre dos pares de LVG. Caso de estudio 2 . . . . .	41

5.7.	Vectores de componente $u$ y $v$ de velocidad en secciones del microcanal antes y después de un par de LVG. Caso de estudio 2 . . . . .	41
5.8.	Líneas de corriente en caso de estudio 2. Escala de colores según magnitud de velocidad. . . . .	42
5.9.	Vectores de componente $u$ y $v$ de velocidad en cuatro secciones del microcanal entre dos pares de LVG. Caso de estudio 3 . . . . .	43
5.10.	Vectores de componente $u$ y $v$ de velocidad en secciones del microcanal antes y después de un par de LVG. Caso de estudio 3 . . . . .	43
5.11.	Líneas de corriente en caso de estudio 3. Escala de colores según magnitud de velocidad. . . . .	44
5.12.	Vectores de componente $u$ y $v$ de velocidad en cuatro secciones del microcanal entre dos pares de LVG. Caso de estudio 3, $Re_{in} = 200$ . . . . .	45
5.13.	Líneas de corriente en caso de estudio 3. Escala de colores según magnitud de velocidad, $Re_{in} = 200$ . . . . .	46
5.14.	Vista en corte en plano de simetría del microcanal con vectores de componente $w$ y $v$ de velocidad, capturando dos TVG. Caso de estudio 4 . . . . .	46
5.15.	Vista en corte en plano de simetría del microcanal con vectores de componente $w$ y $v$ de velocidad, a una distancia de 6,5 [mm] desde el comienzo y detalles del vórtice generado. Caso de estudio 4 . . . . .	47
5.16.	Vista en corte en plano 'xz' del microcanal a altura 0,075 [mm], con vectores de componente $u$ y $w$ de velocidad y detalles del vórtice generado. Caso de estudio 4. . . . .	47
5.17.	Líneas de corriente en caso de estudio 4. Escala de colores según magnitud de velocidad. . . . .	48
5.18.	Contornos de temperatura en la pared superior de la zona de intercambio de calor. (a) Caso 0, (b) Caso 1, (c) Caso 2, (d) Caso 3 y (e) Caso 4. . . . .	50
5.19.	Contornos de temperatura en la pared superior desde 6,5 a 9,6 [mm] desde el inicio del microcanal. (a) Caso 0, (b) Caso 1, (c) Caso 2, (d) Caso 3 y (e) Caso 4. . . . .	51
5.20.	Contorno de temperatura en seis secciones transversales del caso 0. . . . .	53
5.21.	Contorno de temperatura en seis secciones transversales del caso 2. . . . .	54
5.22.	Contorno de temperatura en seis secciones transversales del caso 4. . . . .	55
5.23.	Contorno de temperatura en plano 'x-z' a una altura de 0,075 [mm] en caso 4. . . . .	55
5.24.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor.(a) Caso 0, (b) Caso 1, (c) Caso 2, (d) Caso 3 y (e) Caso 4. . . . .	56
5.25.	Mapa de coeficiente de transferencia de calor desde 6,5 a 9,6 [mm] desde el inicio del microcanal.(a) Caso 0, (b) Caso 1, (c) Caso 2, (d) Caso 3 y (e) Caso 4. . . . .	57
5.26.	Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 0. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido. . . . .	62
5.27.	Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 1. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido. . . . .	64
5.28.	Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 2. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido. . . . .	66
5.29.	Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 3. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido. . . . .	67
5.30.	Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 4. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido. . . . .	69
5.31.	Número de Nusselt y factor de fricción de Fanning vs número de Reynolds de los cinco casos de estudio utilizando agua. . . . .	72

5.32.	Número de Nusselt y factor de fricción de Fanning vs número de Reynolds de los cinco casos de estudio utilizando nanofluido. . . . .	72
5.33.	Rendimiento de cada caso de estudio con respecto al caso base. . . . .	74
5.34.	Coefficiente de transferencia de calor versus la potencia mecánica de cada caso de estudio. . . . .	77

# Capítulo 1

## Introducción

Gran parte del progreso e innovación en industrias como la automotriz, aeroespacial y médica se debe a la capacidad de aumentar la precisión y reducir el tamaño y peso de los distintos componentes en los equipos tecnológicos, como microchips y diodos láser. Esto se ha logrado mediante el desarrollo de componentes eléctricos de alta potencia y pequeño tamaño, donde la utilización de sistemas de enfriamiento eficaces, eficientes y de tamaño reducido es primordial.

El concepto de microcanales fue introducido por Tuckerman y Pease en 1981[21], y ha sido un importante motivo de estudio para aplicaciones en disipadores de calor para dispositivos electrónicos, donde se requiere una alta capacidad de absorción de calor en superficies cada vez más limitadas.

Desde ese entonces que se han desarrollado técnicas activas, pasivas y compuestas para aumentar el rendimiento térmico de estos dispositivos. Las técnicas activas involucran aplicar trabajo externo para aumentar la transferencia de calor, tales como generar vibraciones en superficies y aplicar campos electromagnéticos. En cambio, las técnicas pasivas no requieren de trabajo externo adicional, por ejemplo, aumentar la superficie de intercambio de calor por medio de aletas. Las técnicas compuestas comprenden el uso de técnicas activas y pasivas en conjunto, potenciando aun más el intercambio de calor.

Dentro de las técnicas pasivas destaca el uso de generadores de vórtices (GV), que mediante la creación de un flujo secundario, que rota ya sea paralela o perpendicularmente a la dirección del flujo, se busca una mejor mezcla del fluido y disminución de la capa límite hidráulica. Algunos tipos de GV ampliamente utilizados son los delta wing, delta winglet y rectangular winglet. El impacto en la transferencia de calor, pérdida de carga y finalmente en el rendimiento es variable y depende en gran medida del correcto diseño y ubicación de los GV, reportándose incrementos en el rendimiento térmico de 70 % [20].

Por otro lado, el fluido de trabajo también cumple un rol importante en el desempeño térmico de los intercambiadores y disipadores de calor. Se han utilizado distintos fluidos con el fin de mejorar la eficiencia, pero la conductividad térmica de fluidos convencionales como agua y compuestos orgánicos limita la transferencia de calor.

A raíz de esta limitante, se introduce el uso de nanofluidos, los cuales contienen nanopartículas sólidas que aumentan la conductividad térmica efectiva del fluido base. Estas



nanopartículas suelen ser compuestos minerales, como dióxido de titanio y alúmina, metales, por ejemplo, de plata o cobre, o basados en carbono como MWCNTs y DWCNTs. El aumento en la conductividad térmica provocado por las nanopartículas depende de la concentración, tamaño y forma de éstas, entre otros parámetros, registrándose, por ejemplo, aumentos entre 10 % y 50 % [22].

En la búsqueda por encontrar soluciones innovadoras frente a los exigentes requerimientos de las nuevas tecnologías, se estudian estas dos técnicas en conjunto, analizando los fenómenos hidráulicos y térmicos que ocurren al complementar el uso de GV y nanofluidos, y cómo es la transferencia de calor, pérdida de carga y rendimiento finalmente. Hoy por hoy, los estudios en esta materia son acotados, pero prometedores, como el estudio numérico realizado por Ebrahimi et al. donde se logra un aumento en la eficiencia de hasta 50,7 %, lo cual motiva el presente trabajo de título, que busca profundizar el conocimiento sobre las técnicas mencionadas y sus posibles aplicaciones.

## **1.1. Objetivos y alcances**

### **1.1.1. Objetivo general**

Estudiar numéricamente la transferencia de calor y pérdida de carga de un nanofluido en un microcanal con generadores de vórtices.

### **1.1.2. Objetivos específicos**

- Comparar el desempeño de un nanofluido con respecto al agua como fluido de trabajo.
- Estudiar el efecto de la distancia entre los generadores de vórtices en la transferencia de calor y pérdida de carga del fluido
- Comparar el desempeño térmico utilizando geometrías generadoras de vórtices longitudinales y generadoras de vórtices transversales.
- Diseñar los casos de estudio acorde a las condiciones comerciales de un disipador de calor con microcanales.

### **1.1.3. Alcances**

El estudio numérico se lleva a cabo utilizando el software ANSYS Fluent. Se realiza un modelo monofásico del nanofluido, lo cual es válido para la concentración y tamaño de nanopartículas estudiadas [2] [3]. Las condiciones de operación son en régimen laminar y las propiedades del nanofluido se obtienen de literatura.

Se utiliza como fluido de trabajo agua pura y un nanofluido, compuesto de agua y nanopartículas de alúmina con concentración volumétrica del 2 %. Se estudian tres configuraciones espaciales con generadores de vórtices longitudinales (LVG), una con generadores de vórtices transversales (TVG) y el microcanal sin GV, todo en el mismo microcanal recto de sección transversal rectangular. Cada caso se estudia bajo cuatro condiciones de entrada, definidas por el número de Reynolds variable y temperatura constante.

# Capítulo 2

## Antecedentes específicos

### 2.1. Fluido de trabajo

En esta sección se introduce el concepto de nanofluidos, se selecciona el nanofluido a estudiar, se exponen las propiedades físicas del fluido base, de las nanopartículas y las relaciones entre estas para obtener las propiedades del nanofluido.

#### 2.1.1. Nanopartículas y nanofluidos

Antes de existir el concepto de nanofluidos, en el siglo 19, J. C. Maxwell muestra teóricamente la posibilidad de mejorar la conductividad térmica de un fluido por medio de partículas sólidas pequeñas en suspensión, pero falta de tecnología para producir estas partículas y evitar la aglomeración en el fluido dificultó su desarrollo[18]. Décadas después, con herramientas más precisas y mayores conocimientos, surge el concepto de nanofluidos, donde las propiedades térmicas del fluido base, sea agua, etilenglicol u otro fluido, se ven eficazmente mejoradas por las de las nanopartículas. Al día de hoy, se han estudiado variadas nanopartículas como óxidos de metales, metales y basadas en carbono, presentando distintas características y desempeño térmico.

Dado que el fin de utilizar el nanofluido es en aplicaciones comerciales de refrigeración, se consideran antecedentes económicos y de rendimiento para la elección del nanofluido a estudiar. El costo económico de fabricar las nanopartículas, fabricar el nanofluido, así como estudios previos sobre las propiedades físicas de este y la mejora en la transferencia de calor, son criterios de elección del fluido.

Tabla 2.1: Precio de nanopartículas y nanofluidos con base de agua.  
[12]

Material	Precio indicativo [ $\frac{USD}{100g}$ ]	Precio nanofluido 2 vol % [ $\frac{USD}{L}$ ]
Al	380	205
$Al_2O_3$	70	45
Cu	500	890
CuO	75	95
Ag	400	840
$TiO_2$	80	68

Tabla 2.2: Resultados de estudios experimentales sobre la conductividad térmica de nanofluidos con base de agua [22]

Nanopartícula	Tamaño [nm]	Concentración [vol %]	Mejora térmica [%]
$Al_2O_3$	9	2-10	29
Cu	50-100	0,1	24
CuO	100	7,5	52
Ag	<100	0,3 - 0,9	30
$TiO_2$	15	0,5 - 5	30

En tabla 2.1 se observa el precio en USD de 100g de nanopartículas y de 1L del nanofluido respectivo con concentración volumétrica del 2 % [12]. La relación de precio entre nanopartículas y nanofluidos puede variar debido a componentes necesarios que se deben agregar para mantener la estabilidad y homogeneidad del nanofluido. En tabla 2.2 se muestran los resultados obtenidos en estudios experimentales sobre la mejora en la conductividad térmica de nanofluidos en base a agua con respecto a la del agua pura [22].

Considerando lo expuesto en tablas 2.1 y 2.2, donde se observa que el nanofluido con nanopartículas de  $Al_2O_3$  es el más económico de fabricar y que la mejora térmica se encuentra a la par con los otros nanofluidos, se decide utilizar nanopartículas de alúmina en base de agua para efectuar los estudios.

### 2.1.2. Propiedades del nanofluido

Las propiedades físicas del nanofluido dependen no solo de las propiedades de las nanopartículas, si no que también del tamaño, forma, concentración y estabilidad de estas, debido a fenómenos como precipitación y aglomeración de partículas. Se aprecia en investigaciones realizadas que el aumento de concentración volumétrica y la disminución del tamaño de nanopartículas de alúmina aumentan el valor del número de Nusselt (Nu) y el factor de fricción de Fanning ( $f$ ) no se ve significativamente afectado por estos factores [3].

De este modo se decide modelar el nanofluido con nanopartículas esféricas de diámetro 29 nm y concentración volumétrica del 2 %, lo cual es consistente con la bibliografía estudiada, considerando la estabilidad del nanofluido y capacidad de manufactura de nanopartículas [1].

Tabla 2.3: Propiedades termo-físicas de agua pura, alúmina y silicio [2]

	$\mu$ [Pa · s]	$k$ [ $\frac{W}{m \cdot K}$ ]	$c_p$ [ $\frac{J}{kg \cdot K}$ ]	$\rho$ [ $\frac{kg}{m^3}$ ]	MM [ $\frac{g}{mol}$ ]
Agua	$2,764 \cdot 10^{-6} \exp(\frac{1713}{T})$	$0,6(1+4,167 \cdot 10^{-5}T)$	4180	1000	18,02
$Al_2O_3$	-	36	765	3970	101,96
Silicio	-	290-0,4T	390+0,9T	2330	28,1

Para este estudio se modela el nanofluido como un fluido newtoniano monofásico, lo cual se considera válido para concentración volumétrica menor o igual al 2 % y diámetro de nanopartículas menor a 100 nm [2] [3]. Las propiedades termo-físicas del agua y alúmina se

muestran en tabla 2.3, también se muestran las propiedades del silicio, compuesto utilizado en el microcanal.

A continuación se presentan las correlaciones a utilizar para calcular las propiedades termo-físicas del nanofluido [3]. Los subíndices fb, nf, np y ef hacen referencia a fluido base, nanofluido, nanopartículas y efectivo respectivamente.

La concentración volumétrica se simboliza con  $\alpha$ , densidad con  $\rho$ , conductividad térmica con  $k$ , calor específico con  $c_p$  y viscosidad dinámica con  $\mu$ .

La **densidad** se obtiene mediante el modelo de mezcla:

$$\rho_{nf} = (1 - \alpha)\rho_{fb} + \alpha\rho_{np} \quad (2.1)$$

El **calor específico** se determina asumiendo equilibrio térmico entre el fluido base y las nanopartículas:

$$c_{p,nf} = \frac{(1 - \alpha)(\rho c_p)_{fb} + \alpha(\rho c_p)_{np}}{(1 - \alpha)\rho_{fb} + \alpha\rho_{np}} \quad (2.2)$$

Para obtener la **conductividad térmica efectiva** del nanofluido, se utiliza el modelo de Maxwell para mezclas líquido-sólido y se considera el efecto del movimiento browniano de las nanopartículas utilizando modelos validados empíricamente. Estas correlaciones son válidas para concentraciones entre  $1\% \leq \alpha \leq 4\%$  y temperaturas entre  $298[K] \leq T \leq 363[K]$ .

$$k_{ef} = k_{static} + k_{brownian} \quad (2.3)$$

$$k_{static} = k_{fb} \left( \frac{(k_{np} + 2k_{fb}) - 2\alpha(k_{fb} - k_{np})}{(k_{np} + 2k_{fb}) + \alpha(k_{fb} - k_{np})} \right) \quad (2.4)$$

$$k_{brownian} = 5 \cdot 10^4 \beta \alpha \rho_{fb} c_{p,fb} \sqrt{\frac{kT}{2\rho_{np} d_{np}}} f(T, \alpha) \quad (2.5)$$

Donde  $k$  es la constante de Boltzmann,  $d_{np}$  es el diámetro de nanopartículas y el coeficiente  $\beta$  depende de la nanopartícula que, para alúmina, es  $\beta = 8,4407(100\alpha)^{-1,077304}$  en el rango de concentración y temperaturas mencionado anteriormente. La función  $f$  se define como sigue:

$$f(T, \alpha) = (2,8217 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha + 3,917 \cdot 10^{-3}) \frac{T}{T_0} - (3,0669 \cdot 10^{-2} \cdot \alpha + 3,91123 \cdot 10^{-3}) \quad (2.6)$$

donde  $T_0$  es 273[K].

En cuanto a la **viscosidad dinámica efectiva** se tienen las mismas consideraciones mencionadas para la conductividad térmica, utilizando las correlaciones:

$$\mu_{ef} = \mu_{fb} \cdot \frac{1}{1 - 34,87 \left(\frac{d_{np}}{d_{fb}}\right)^{-0,3} \cdot \alpha^{1,03}} \quad (2.7)$$

$$d_{fb} = 0,1 \left( \frac{6M}{N\pi\rho_{fb}} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (2.8)$$

Donde  $M$  es la masa molar de las nanopartículas y  $N$  es el número de Avogadro

## 2.2. Microcanal

El microcanal a modelar en este estudio se basa en el modelo estudiado por Ebrahimi et al. [2]. Las dimensiones guardan relación a los microcanales del disipador de calor comercial estudiado por Baraty et al. [17], el cual se utiliza para refrigerar diodos láser.

A continuación se muestran antecedentes sobre la geometría del microcanal y luego de los generadores de vórtices, que en conjunto definen el microcanal a estudiar.

### 2.2.1. Geometría del microcanal

En figura 2.1 se observa un esquema del disipador comercial investigado por Baraty et al. y las cotas generales en milímetros[17]. La zona de transferencia de calor esta compuesta por 14 microcanales, cuyas dimensiones se muestran y contrastan con las del modelo a estudiar en tabla 2.4. Se aprecia que el modelo a estudiar es de diámetro hidráulico similar, pero largo distinto para estudiar el efecto de los generadores de vórtice.

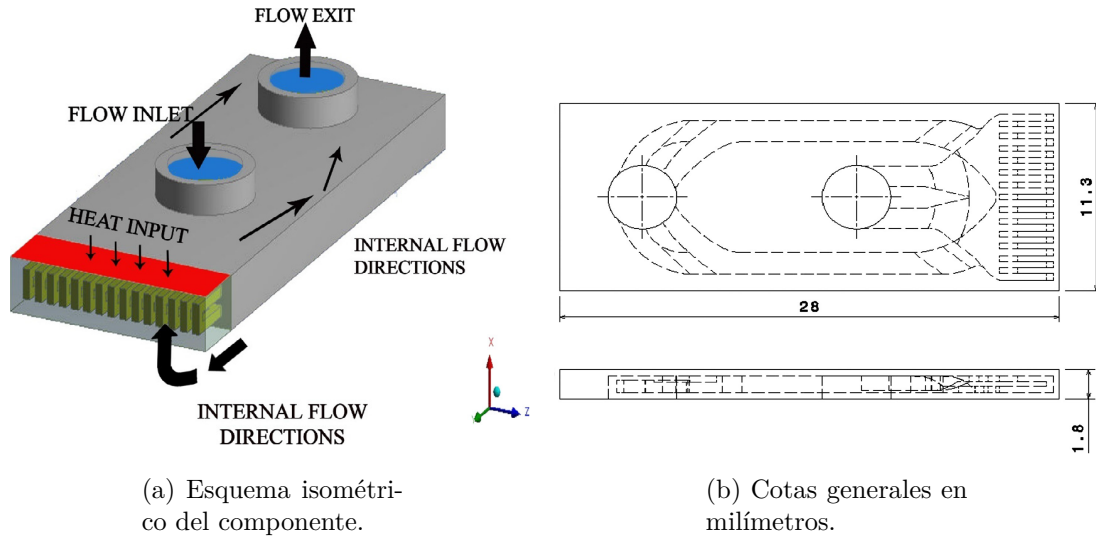


Figura 2.1: Esquema y cotas generales del disipador de calor comercial de referencia. [17]

El disipador comercial estudiado por Baraty et al. [17] tiene las condiciones operacionales que se muestran en tabla 2.5. Donde  $T_{in}$  es la temperatura del fluido a la entrada,  $V_{in}$  es la velocidad promedio dentro de los microcanales,  $\dot{q}$  es el flujo de calor en la zona roja de figura 2.1 y  $\Delta P$  es la pérdida de carga del sistema.

Como se muestra en los capítulos siguientes, el orden de magnitud de la velocidad, el flujo

Tabla 2.4: Dimensiones de un microcanal de disipador de calor comercial y modelo de estudio[17].

	Ancho [mm]	Alto [mm]	Largo [mm]	Volumen [mm <sup>3</sup> ]	Diámetro hidráulico [mm]
Comercial	0,4	0,35	3	0,42	0,37
Modelo	0,4	0,1	17,5	0,7	0,16

Tabla 2.5: Condiciones de operación de disipador de calor comercial con microcanales[17].

$T_{in}$ [k]	$V_{in}$ [m/s]	$\dot{q}$ [W/cm <sup>2</sup> ]	$\Delta P$ [kPa]
297	1,08	317,5	14,8

de calor y la pérdida de carga del estudio realizado, son congruentes con los del disipador comercial, manteniendo el enfoque práctico de esta investigación.

## 2.2.2. Generación de vórtices

Los generadores de vórtices se definen como protuberancias de la superficie responsables de producir un flujo rotativo en torno a algún eje que resulta en la generación de un vórtice[13]. Estas estructuras han sido estudiados por décadas y se clasifican según el tipo de vórtice producido y forma del generador.

Los vórtices generados se pueden clasificar según su eje de rotación como vórtices transversales o vórtices longitudinales. En los primeros, el eje de rotación es perpendicular a la dirección del flujo, en cambio, los longitudinales rotan con el eje paralelo a la dirección del flujo. En este estudio se analiza y compara el efecto de ambos tipos de vórtices en la transferencia de calor y la pérdida de carga.

### 2.2.2.1. Generadores de vórtices longitudinales

En la literatura se proponen distintas geometrías generadoras de vórtices longitudinales como aletas circulares [1], delta y rectangular wing, delta y rectangular winglet, entre otras[13]. En figura 2.2 (a) se muestran algunas geometrías generadoras de vórtices longitudinales utilizadas comúnmente y en (b) una representación computacional de vórtices longitudinales.

Debido a la simplicidad de la geometría y buenos resultados en la literatura [13], se decide utilizar una geometría rectangular tipo rectangular winglet, similar a la usada por Ebrahimi et al.[2], de media altura del canal y ángulo de ataque de 30 grados.

### 2.2.2.2. Generadores de vórtices transversales

Debido a los resultados obtenidos por distintos investigadores, donde la conclusión común es que los LVG presentan mejor desempeño que los TVG, aumentando en mayor medida la transferencia de calor a un menor costo en cuanto a pérdida de carga [13][9], es que se ha

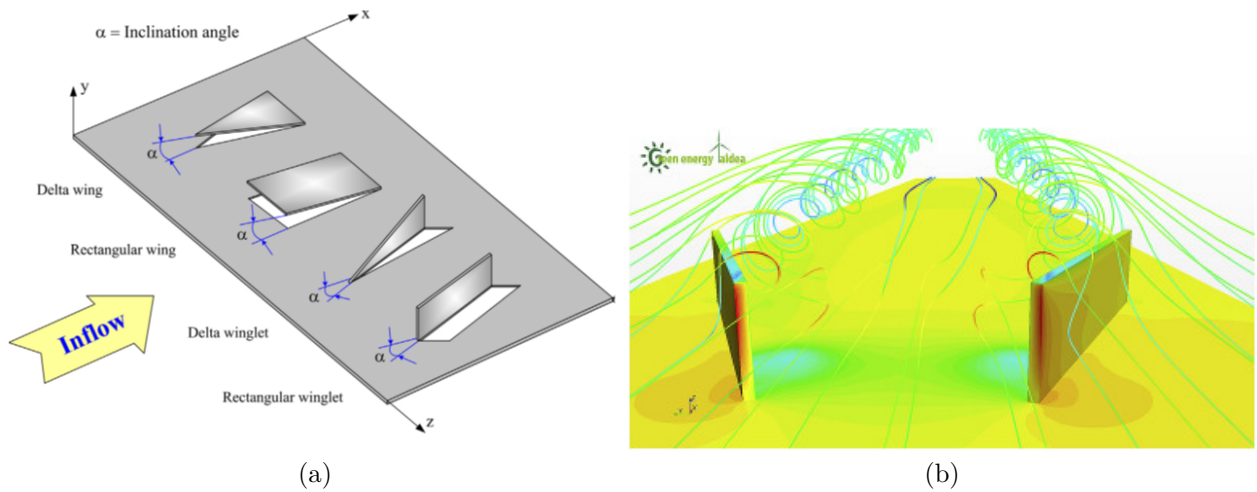


Figura 2.2: Geometrías generadoras de vórtices[19] y representación computacional de vórtices longitudinales[15].

puesto menor esfuerzo en estudiar distintas geometrías en TVG y realizar optimizaciones, como lo demuestra el número de publicaciones relacionadas a LVG vs a TVG.

En figura 2.3 (a), se muestra un modelo de generadores de vórtices transversales en un minicanal, donde las variaciones realizadas en el estudio comprende la altura de los TVG[5] y en (b) una representación computacional de vórtices transversales tras un cuerpo cilíndrico.

Los TVG a utilizar son similares a los que se muestran en figura 2.3 (a), rectangulares de media altura del microcanal y perpendiculares al flujo de fluido.

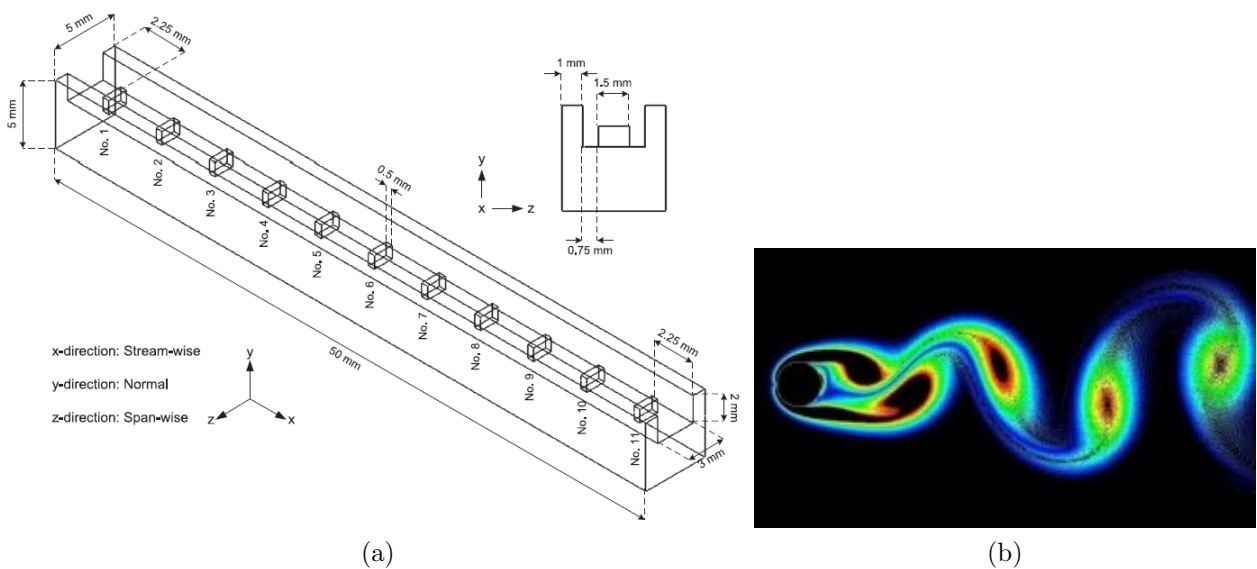


Figura 2.3: Modelo con generadores de vórtices transversales de geometría rectangular [4] y representación computacional de vórtices transversales[10].

## 2.3. Ecuaciones gobernantes

El microcanal y generadores de vórtice están hechos de silicio y los efectos de rugosidad se asumen despreciables. Considerando fluidos de trabajo agua y nanofluido de alúmina con diámetro de partícula 29 nm y concentración volumétrica de 2 por ciento, estos se consideran newtonianos y monofásicos. Debido a la baja velocidad del fluido y pequeño diámetro hidráulico, se considera flujo laminar. Los efectos de compresibilidad, fuerzas de cuerpo y radiación son despreciados.

Considerando lo mencionado anteriormente, las ecuaciones que gobiernan el fenómeno a estudiar son las siguientes.

### Ecuación de conservación de masa

$$\nabla \cdot \vec{V} = 0 \quad (2.9)$$

### Ecuación de conservación de momentum

En coordenadas cartesianas.

x)

$$\rho \left( \frac{\delta u}{\delta t} + u \frac{\delta u}{\delta x} + v \frac{\delta u}{\delta y} + w \frac{\delta u}{\delta z} \right) = -\frac{\delta p}{\delta x} + \mu \left( \frac{\delta^2 u}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 u}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 u}{\delta z^2} \right) \quad (2.10)$$

y)

$$\rho \left( \frac{\delta v}{\delta t} + u \frac{\delta v}{\delta x} + v \frac{\delta v}{\delta y} + w \frac{\delta v}{\delta z} \right) = -\frac{\delta p}{\delta y} + \mu \left( \frac{\delta^2 v}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 v}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 v}{\delta z^2} \right) \quad (2.11)$$

z)

$$\rho \left( \frac{\delta w}{\delta t} + u \frac{\delta w}{\delta x} + v \frac{\delta w}{\delta y} + w \frac{\delta w}{\delta z} \right) = -\frac{\delta p}{\delta z} + \mu \left( \frac{\delta^2 w}{\delta x^2} + \frac{\delta^2 w}{\delta y^2} + \frac{\delta^2 w}{\delta z^2} \right) \quad (2.12)$$

### Ecuación de conservación de energía

$$\rho \frac{\delta e}{\delta t} + \nabla \cdot \rho e \vec{V} + \nabla \cdot q_f - \nabla \cdot (\sigma \cdot \vec{V}) = 0 \quad (2.13)$$

Donde 'e' es la suma de de energía térmica y cinética por unidad de masa, 'σ' el tensor de esfuerzo y 'q<sub>f</sub>' el flujo de calor por conducción.

## 2.4. Estudios previos

### 2.4.1. Generadores de vórtices

Los generadores de vórtices comienzan a ser estudiados en los años 40 en la aeronáutica con el objetivo de controlar el desprendimiento de la capa límite[8]. Al analizar el efecto positivo de los vórtices generados en cuanto a la transferencia de calor, disminuyendo el



espesor de la capa límite hidrodinámica, es que en los años 90 ya se estudia la aplicación de generadores de vórtices en aplicaciones térmicas[8]. Por ejemplo, M. Fiebig, A. Valencia y N. K. Mitra estudian en 1993 el efecto en la transferencia de calor y pérdida de carga utilizando generadores de vórtice tipo aletas en un intercambiador de calor de tubos y aletas, encontrando un aumento aproximado de 55-65 % en la transferencia de calor y en 20-45 % en el factor de fricción aparente [11].

A lo largo de los años se han realizado numerosos estudios, tanto numéricos como experimentales, sobre los generadores de vórtices, analizando distintas geometrías de los GV, el ángulo de ataque, las características de los vórtices generados y cómo estos mejoran la transferencia de calor. Muhammed Awais et al. realiza en 2018 una revisión exhaustiva de los estudios numéricos y experimentales que se han realizado sobre el efecto de los generadores de vórtice en la transferencia de calor y pérdida de carga en intercambiadores de calor compactos, evaluando el tipo de generador de vórtices, la configuración, ángulo de ataque y altura. Entre las principales conclusiones de encuentran[13]:

- Los LVGs originan tres mecanismos de transferencia de calor: formación de flujo secundario, reducción del espesor de la capa límite y aumento de la intensidad de turbulencia.
- La sección de baja transferencia de calor detrás de los tubos se puede reducir utilizando generadores de vórtices.
- Para producir un importante aumento en la transferencia de calor, una ubicación precisa, tamaño y ángulo de ataque adecuados son fundamentales. La ubicación no tiene gran influencia en la pérdida de carga generada.
- Los LVG tipo 'Delta winglet pairs (DWPs)' son preferibles a los tipo 'Rectangular winglet pairs (RWPs)' en términos de mayor transferencia de calor y menor pérdida de carga.
- Distintos investigadores han propuesto variados ángulos de ataque en sus estudios, pero el óptimo se encuentra entre los 30 y 45 grados.
- Los vórtices longitudinales generados por LVGs son superiores a los vórtices transversales producidos por TVGs bajo el mismo costo en pérdida de carga.

En el estudio numérico realizado por Junmei Wu et al. se compara el efecto en la transferencia de calor y pérdida de carga en un canal por GV. El estudio contempla variar el ángulo de ataque de un GV tipo 'rectangular winglet' desde 15 a 90 grados y también comparar esta geometría con una tipo 'delta winglet'. Primero, concluye que los LVG tipo delta winglet son más efectivos que el tipo rectangular winglet con la misma área, produciendo mayor aumento en la transferencia de calor con un menor costo en cuanto a pérdida de carga. El caso con ángulo de ataque igual a 45 grados presenta el mayor aumento en la transferencia de calor, con un aumento máximo en el número de Nusselt del 23 %, y el de ángulo 15 grados el menor[9].

Por otro lado, también resuelve que los vórtices longitudinales mejoran la transferencia de calor tanto cerca del LVG como aguas abajo, mientras que los vórtices transversales solo aumentan la transferencia en la región posterior a los TVG, concluyendo que los vórtices

longitudinales provocan un mejoramiento global en la transferencia de calor y los transversales solo una mejora local en el canal[9].

## 2.4.2. Microcanal

Las investigaciones mencionados anteriormente en sección 2.4.1 son efectuadas en intercambiadores de calor compactos, con canales y geometrías en el orden de los centímetros y milímetros. El estudio de microcanales y generadores de vórtice de estas dimensiones comienza a ser estudiado posteriormente, con el avance en micro y nanotecnología. Por ejemplo, Sajjad Baraty Beni et al. estudian nuevas geometrías para microcanales en un disipador de calor utilizado para enfriar un diodo láser, aumentando su vida útil en un 44 % con un aumento en la pérdida de carga de 18 %[17].

Otro estudio relacionado a microcanales en disipadores de calor es el realizado por Jin Tae Choi et al., donde se estudia numérica y experimentalmente la transferencia de calor y flujo del fluido de un disipador de calor con microcanales y agua para la refrigeración de una CPU[7].

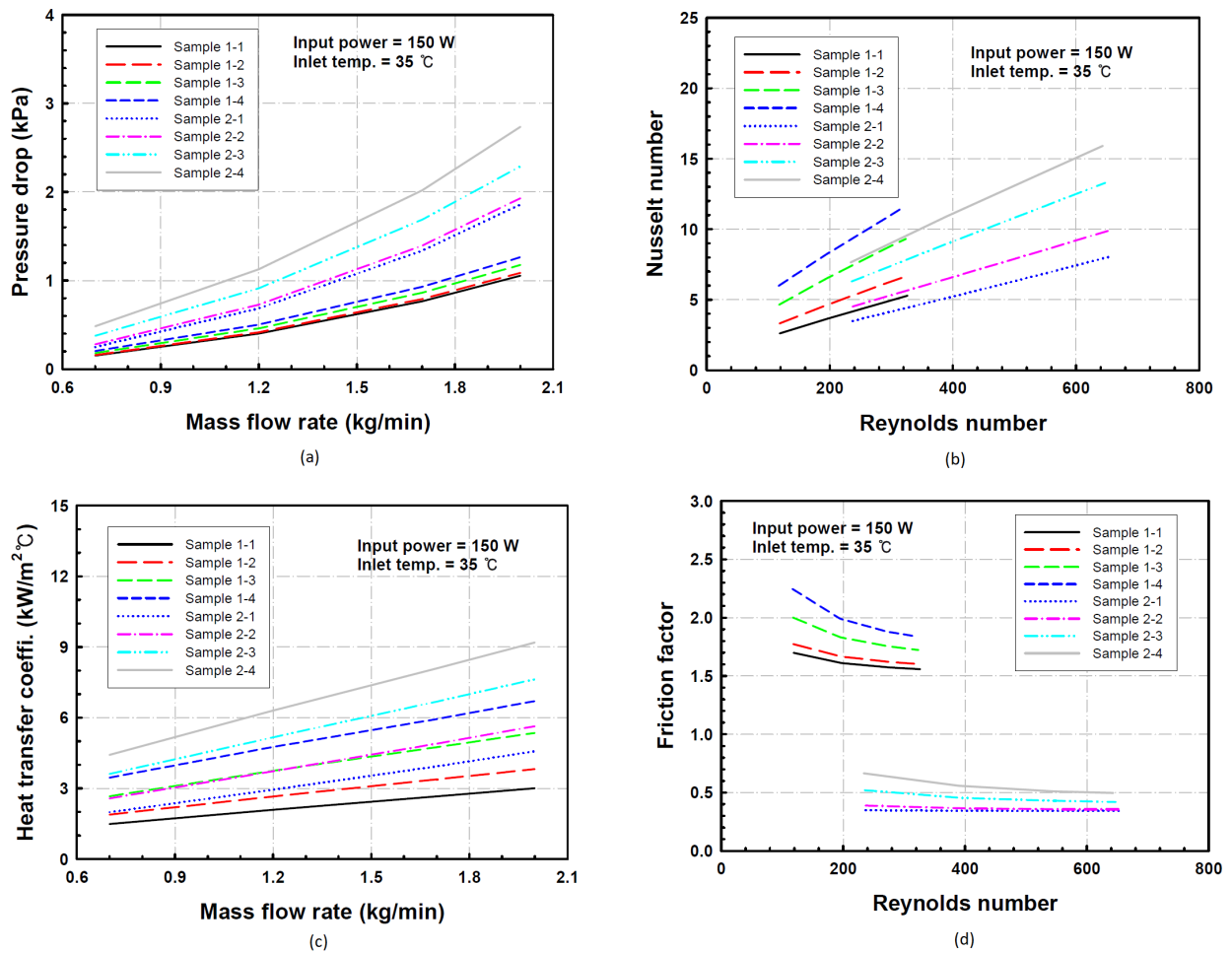


Figura 2.4: Resultados numéricos de pérdida de carga y transferencia de calor obtenidos por Jin et al..[7]

En figura 2.4 se muestran los resultados numéricos obtenidos por Jin et al. donde destacan los resultados sobre coeficiente de transferencia de calor, cuyos valores se encuentran entre 1.000 y 10.000  $W/m^2K$ , aumentando conforme aumenta la velocidad de entrada. Los resultados numéricos de este estudio son validados experimentalmente.[7]

Respecto al uso de generadores de vórtice en microcanales, el año 2019 Jian-Fei Zhang et al. realizan un análisis numérico y optimización paramétrica del flujo y transferencia de calor de un microcanal con generadores de vórtices longitudinales. Utilizan LVG tipo rectangular winglet y varían parámetros como largo y ancho del LVG, espaciado longitudinal y número de pares de LVG. Mediante el método 'central composite design' (CCD) generan correlaciones adimensionales para el número de Nusselt, factor de fricción de Fanning y rendimiento en función de los parámetros mencionados anteriormente. Al optimizar un caso de estudio base con LVG, obtienen un aumento porcentual de 23,6% y 7,2% en el número de Nusselt y eficiencia respectivamente[6].

Más todavía, concluyen que el número de pares de LVG y espaciado entre pares de LVG tienen un impacto dominante en cuanto al número de Nusselt obtenido, mientras que el número de pares de LVG y largo de los LVG son los parámetros con mayor impacto en el factor de fricción. En el rango de los parámetros estudiados, el largo y espaciado de los LVG tiene un efecto considerable en el rendimiento final[6].

Presumiblemente por lo mencionado anteriormente, donde distintos investigadores concluyen que el uso de LVG es más eficaz que utilizar TVG, es que no se encuentran estudios sobre el uso de TVG en microcanales. Ahora bien, en 2019 Hosseinirad et al. evalúan la transferencia de calor y pérdida de carga en un minicanal utilizando distintos arreglos de TVGs con alturas no uniformes. En figura 2.5 se muestra el rendimiento obtenido para los modelos estudiados en Re 50, 100, 200 y 300, donde el rendimiento se calcula según ecuación 4.19. Se aprecia que el máximo en el rango estudiado se obtiene en Re 50 y es igual a 1,43, pero también que la tendencia indica que en Re mayores se podría llegar a obtener mejores resultados con otros modelos[4].

### 2.4.3. Nanofluidos

En 1904 James Maxwell propone, mediante un trabajo teórico, que la conductividad térmica de los líquidos puede ser mejorada haciendo uso de partículas sólidas de tamaño del orden de micrones. Luego, en 1975, A. S. Ahuja investiga experimentalmente el aumento de la conductividad térmica de una base líquida, compuesta por glicerina y NaCl, y micropartículas de poliestireno, aumentando la conductividad térmica del fluido hasta 3 veces, pero problemas asociados a la estabilidad de la mezcla, como aglomeración y sedimentación, hicieron imposible su uso práctico. Posteriormente, y dado a los avances en nanotecnología que permite, entre otras cosas, estabilizar las partículas en el fluido base, se comienza a investigar el uso de nanofluidos en aplicaciones como en intercambiadores de calor. El término nanofluido fue utilizado por primera vez en 1995 por Choi y Eastman. [18]

Son múltiples los parámetros y detalles a considerar para modelar y describir los fenómenos que ocurren al utilizar nanofluidos. Sh .M. Vanaki et al. realiza una revisión sobre los estudios numéricos en la transferencia de calor por convección de los nanofluidos, con el

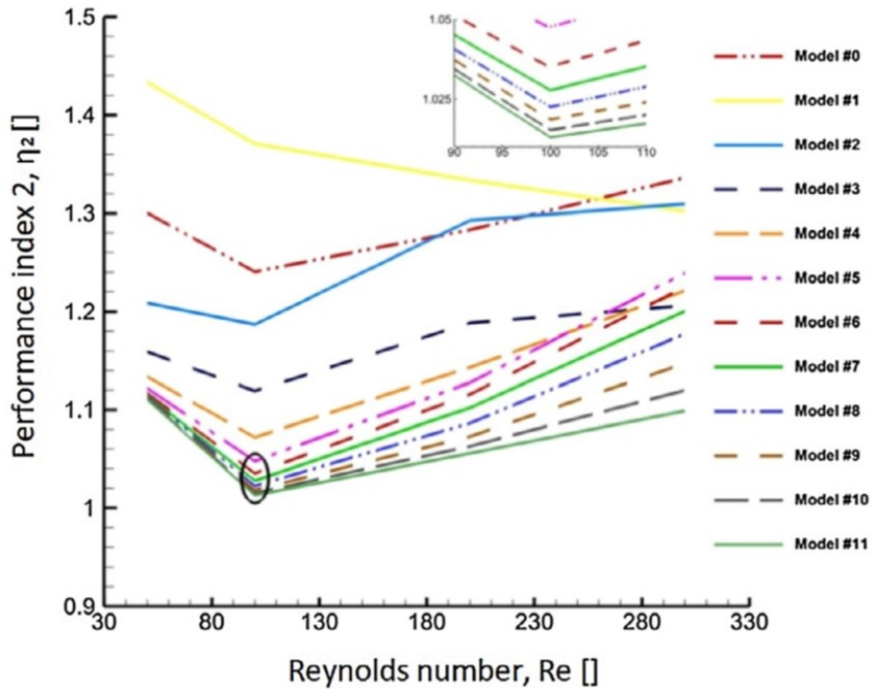


Figura 2.5: Resultados sobre el rendimiento utilizando TVG en un minicanal[4].

objetivo de mostrar los distintos enfoques aplicados en las simulaciones numéricas usando nanofluidos, con las respectivas ventajas y desventajas, de modo de encontrar el enfoque más adecuado para las distintas simulaciones y condiciones existentes. Se detalla la influencia de variados parámetros como: tipo de nanopartícula y fluido base, concentración volumétrica de las nanopartículas, tamaño de las nanopartículas, forma de las nanopartículas, movimiento browniano y termoforesis en las características hidráulicas y térmicas de la transferencia de calor por convección de nanofluidos. También proporciona información sobre las correlaciones más utilizadas para predecir las propiedades termofísicas efectivas de los nanofluidos, detallando las características y el dominio donde son válidas. [18]

Es interesante el trabajo realizado por Ali Alirezaie et al., donde no solo investiga el desempeño térmico de los nanofluidos, si no que también la eficiencia económica. Realiza una investigación experimental sobre la eficiencia de cuatro nanofluidos en un intercambiador de doble tubo y presenta un índice eficiencia-precio, que luego compara con los precios de estos nanofluidos y su posible aplicación en industrias. En figura 2.6 (a) se muestra los resultados de eficiencia y precio en función de la concentración volumétrica y en (b) el índice eficiencia-precio (EPI), donde el rendimiento lo calcula con ecuación 4.18 y el índice según  $EPI = (\eta/price) * 1000$ . [12]

Con los resultados expuestos anteriormente, Ali Alirezaie et al., estudia la factibilidad de utilizar nanofluidos en aplicaciones domésticas como en el radiador de automóviles o calefacción central, concluyendo que estos usos no son viables económicamente. Tampoco lo son en la industria de generación eléctrica mediante energía nuclear o solar debido al alto costo y una mejora no sustancial en comparación a otros fluidos utilizados actualmente. Por último, concluye que sí se debería considerar el uso de nanofluidos en industrias de 'alta

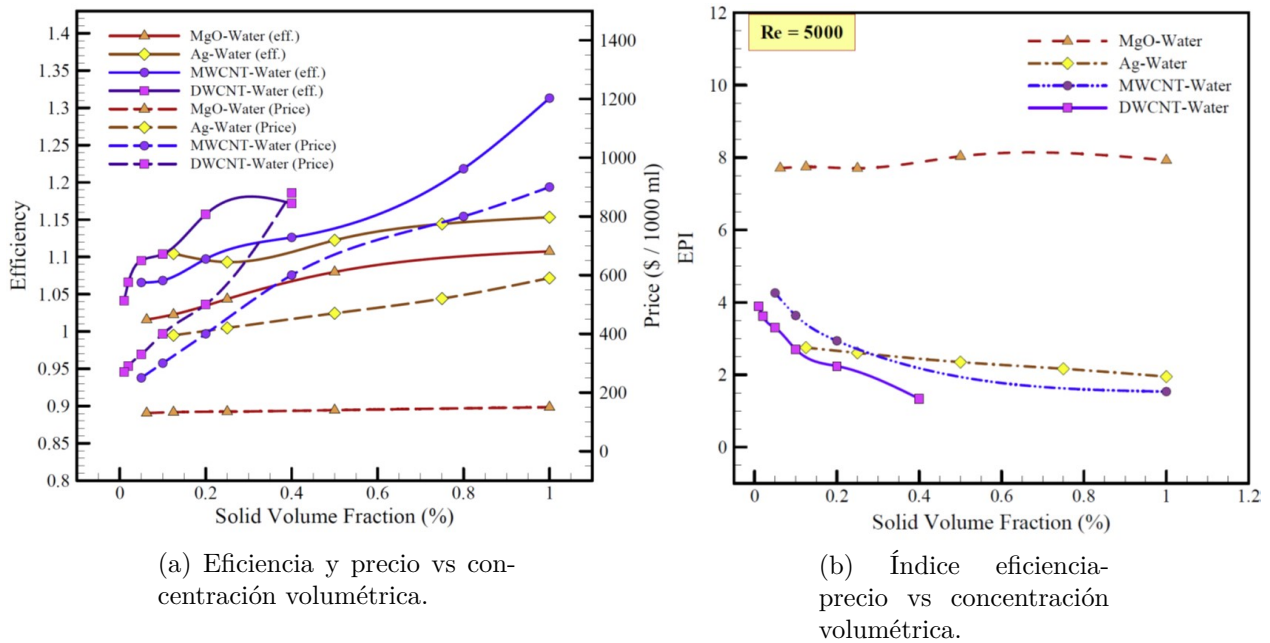


Figura 2.6: Resultados obtenidos sobre cuatro nanofluidos como fluido de trabajo en un intercambiador de doble tubo.[12]

tecnología' donde pequeños componentes eléctricos requieren una eficiente refrigeración, tales como equipos láser y de rayos X. [12]

Considerando aspectos importantes en cuanto a la factibilidad técnica del uso de nanofluidos en aplicaciones térmicas, Roberto Bubbico et al. estudian experimentalmente los efectos de corrosión y erosión de nanofluidos sobre superficies metálicas, específicamente de cobre, aluminio y acero inoxidable. El acero inoxidable no sufre ningún tipo de daño bajo las condiciones estudiadas, el cobre algunos daños menores y el aluminio daños severos. En esta investigación, concluyen que los daños se deben a efectos puramente químicos de corrosión y no de erosión por las nanopartículas sólidas. Cuando las características del fluido se encuentran rangos típicos corrosivos, el aluminio se ve afectado rápidamente, mientras que manteniendo el pH en un rango pasivo, no se detectan daños[16].

Por otro lado, encuentran que elementos blandos, como polímeros presentes en la bomba del experimento, sufren severamente de abrasión. Así, también concluyen que se deben tener ciertas consideraciones en el diseño de sistemas donde se podrían utilizar nanofluidos[16].

#### 2.4.4. Nanofluidos en microcanales con generadores de vórtices

Como se menciona anteriormente, el uso de nanofluidos tiene un alto potencial en la refrigeración de componentes eléctricos pequeños, tales como equipos láser, donde se requiere un alto poder refrigerante en secciones pequeñas. De manera similar, los microcanales son utilizados en disipadores de calor pequeños, tales como el disipador para enfriar un diodo láser estudiado por Sajjad Baraty Beni et al.[17]. Dicho esto, resulta sugerente que el siguiente paso sea aumentar aun más la transferencia de calor utilizando nanofluidos en conjunto con generadores de vórtices en un microcanal.

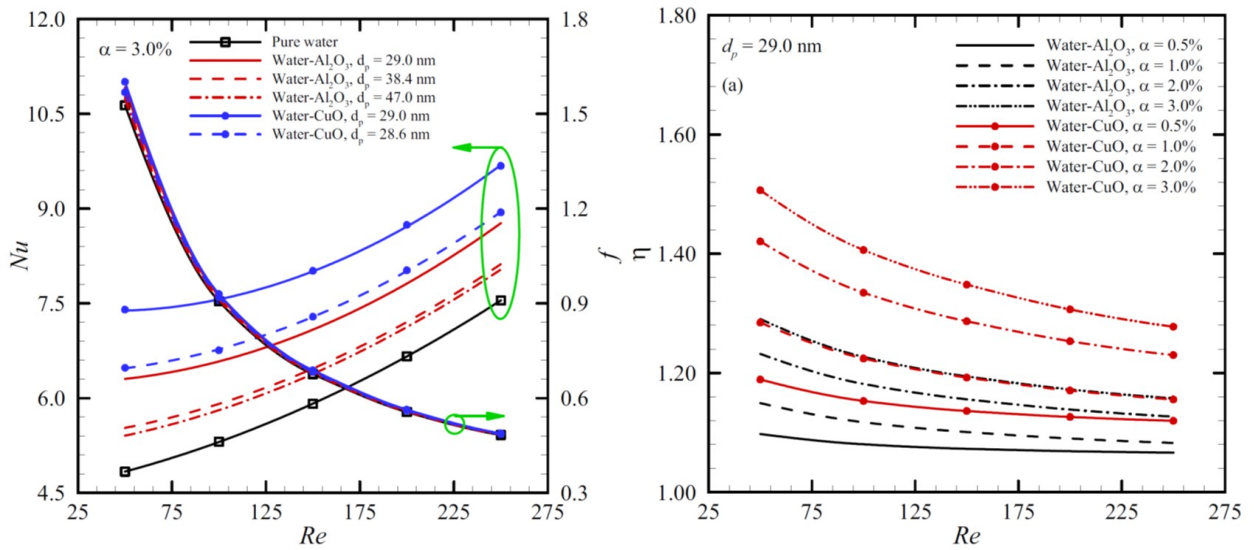
El año 2016 Amin Ebrahimi et al. estudian la transferencia de calor y generación de entropía en un microcanal con LVG usando nanofluidos. En esta investigación estudian numéricamente nanofluidos en base de agua con nanopartículas de alúmina y óxido de cobre, variando el tamaño de las nanopartículas y la concentración volumétrica en flujo laminar con número de Reynolds (Re) menor a 300. Se estudia la transferencia de calor, la pérdida de carga y se compara el rendimiento de los nanofluidos con respecto al agua según ecuación 4.18.

Tabla 2.6: Coeficiente de transferencia de calor, temperatura promedio del fluido y de la pared en función de Re y concentración volumétrica de nanopartículas.

$\alpha$ [%]	Re	$T_{fluid}$ [K]	$T_{wall}$ [K]	$h$ [ $\frac{W}{m^2K}$ ]
3	50	306,8	315,1	24000
	100	302,4	310,4	24900
	150	300,9	308,4	26900
	200	300,2	306,9	29700
	250	299,8	305,8	33200
2	50	306,8	315,5	22900
	100	302,4	310,7	23900
	150	300,9	308,6	26000
	200	300,2	307,1	28900
	250	299,8	305,9	32400
1	50	306,8	316,2	21300
	100	302,4	311,2	22600
	150	300,9	309,0	24800
	200	300,2	307,4	27600
	250	299,8	306,2	31100
0,5	50	306,6	316,6	20200
	100	302,3	311,5	21700
	150	300,9	309,2	24000
	200	300,2	307,6	27000
	250	299,7	306,3	30500

En las figuras 2.7 y 2.8 se muestran los resultados obtenidos por Ebrahimi et al. manteniendo la concentración fija y el diámetro de nanopartícula fijo respectivamente. En la primera figura se observa que el rendimiento es mayor mientras mayor sea la concentración volumétrica, dentro del rango estudiado, para ambos nanofluidos. En la segunda figura se observa que utilizando el nanofluido con nanopartículas de óxido de cobre el rendimiento es mayor con un diámetro de nanopartículas mayor, mientras que usando nanopartículas de alúmina el rendimiento es mayor disminuyendo el diámetro de las nanopartículas.[2]

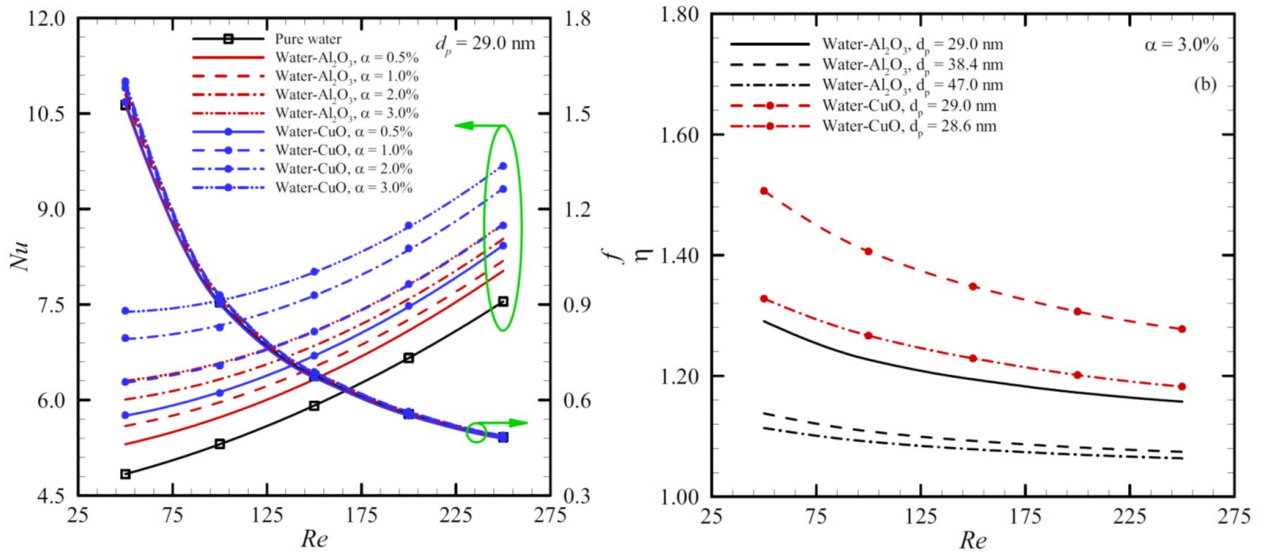
Por otro lado, se muestra en tabla 2.6 los resultados obtenidos por Ebrahimi et al. utilizando nanofluido de alúmina con diámetro de nanopartículas 29 [nm] y variando la concentración volumétrica[2]. Se aprecia en esta tabla que la diferencia entre la temperatura promedio del fluido y la temperatura promedio de la pared es del orden de la unidad o decena, lo cual hace



(a) Número de Nusselt y factor de fricción de Fanning vs número de Reynolds.

(b) Rendimiento con respecto al número de Reynolds

Figura 2.7: Resultados obtenidos con concentración volumétrica fija y diámetro de nanopartículas variable.[2]



(a) Número de Nusselt y factor de fricción de Fanning vs número de Reynolds.

(b) Rendimiento con respecto al número de Reynolds

Figura 2.8: Resultados obtenidos con diámetro de nanopartículas fijo y concentración volumétrica variable.[2]

que considerando la ecuación 4.14 y el que el flujo de calor es  $200.000 [W/m^2]$ , entonces los valores de  $h$  obtenidos son elevados.

En 2016 Omid Ali Akbari et al. estudian numéricamente la transferencia de calor y flujo de

nanofluidos de óxido de cobre en un microcanal rectangular con GV tipo 'semi-attached ribs' en régimen turbulento. En este estudio varían parámetros geométricos de los generadores de vórtices, la concentración volumétrica y el número de Reynolds desde 10.000 a 16.000, mientras que la concentración varía entre 0 %, 2 % y 4 %, considerando la primera como agua pura.[14]

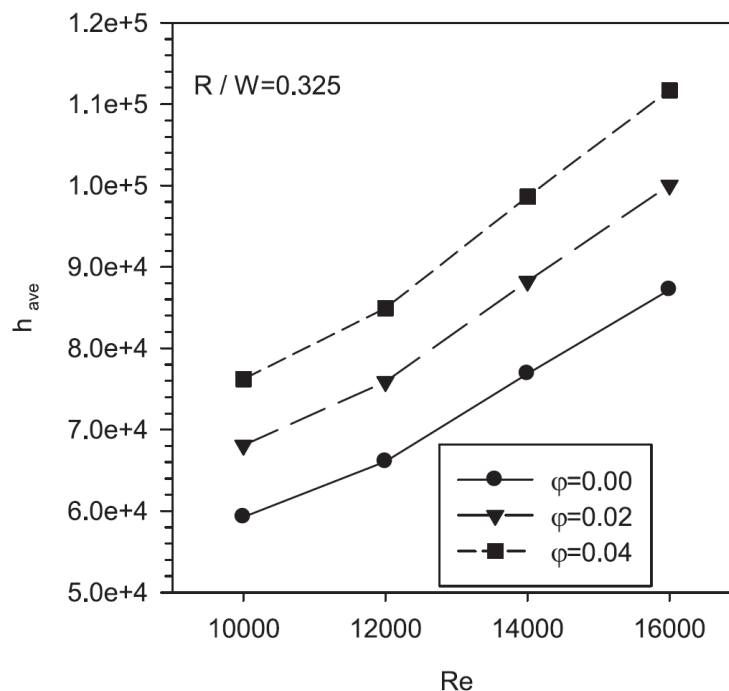


Figura 2.9: Resultados obtenidos de coeficiente de transferencia de calor en microcanal con GV para distintas concentraciones en función de  $Re$ . [14]

En figura 2.9 se observan los resultados del coeficiente de transferencia de calor en un caso con GV, donde se aprecia que a mayor concentración de nanopartículas el coeficiente  $h$  aumenta. Se puede notar que los valores de  $h$  son particularmente altos, llegando a valores del orden de  $10^5$ . [14]

En tabla 2.7 se muestran los mejores resultados en cuanto a aumento porcentual de rendimiento con respecto al caso base, obtenidos con el nanofluido de concentración 4 % y en Reynolds igual a 10.000. También se muestra en esta tabla el resultado obtenido bajo las mismas condiciones, pero con agua pura, observando las diferencias en  $f$ ,  $Nu$  y, finalmente, menor aumento en el rendimiento que con el nanofluido. [14]

Tabla 2.7: Aumento porcentual del factor de fricción de Fanning, número de Nusselt y rendimiento, por Omid Ali Akbari et al. [14].

Configuración	$f$ [%]	$Nu$ [%]	$\eta$ [%]
Nanofluido y GV	3,0	2,0	1,3
Agua y GV	2,3	1,5	1,1



## 2.4.5. Discusión

El estudio sobre los generadores de vórtices es amplio, analizando variadas geometrías y en aplicaciones con fines distintos, como en la aeronáutica y en intercambiadores de calor. En la actualidad la investigación apunta a la optimización e innovación en diseño, donde los principios básicos ya han sido estudiados.

Debido al potencial uso de los nanofluidos en disipadores de calor para pequeños componentes eléctricos, se han realizado estudios numéricos y experimentales sobre la mejora en la eficiencia que produce el uso de nanofluidos en microcanales, estudiando distintos tipos de nanopartículas y concentraciones.

Análogamente, se estudia el uso de ambas técnicas para aumentar la transferencia de calor, utilizando nanofluidos en microcanales con generadores de vórtice. Lo cierto es que en esta combinación aun hay temas por estudiar, como lo es el efecto de la distancia entre los generadores de vórtice en la transferencia de calor y pérdida de carga, o una comparación directa entre la utilización de LVG y TVG. Por ello se realiza el presente estudio, que busca profundizar el conocimiento sobre el área.

# Capítulo 3

## Metodología

En el presente capítulo se muestra la metodología utilizada para el desarrollo de este estudio y los recursos utilizados para ello.

### I. Investigación bibliográfica

En la revisión bibliográfica se buscan estudios previos sobre el uso de nanofluidos como fluido de trabajo en microcanales con GV. Se analizan los modelos existentes sobre las propiedades de los nanofluidos y se escogen los modelos a utilizar, descritos en sección 2.1.2.

También se hace una revisión sobre las distintas geometrías generadoras de vórtices, sus aplicaciones y resultados, de modo de escoger generadores de vórtices eficaces y que efectivamente se utilicen en la industria.

Este paso se lleva a cabo utilizando los recursos de información otorgados por la Universidad de Chile, con acceso a bases de datos como Science Direct y Springer.

### II. Diseño del modelo de validación

El microcanal y generadores de vórtice del modelo de validación se diseñan según el estudio realizado por Ebrahimi et al.[2], el cual se utiliza para comparar resultados y validar los modelos para agua y nanofluido.

Para esta etapa se utiliza el software Inventor Autodesk Professional.

### III. Independencia del mallado y validación

En esta etapa se prueba la independencia del mallado y se validan los modelos utilizado. Para estudiar la independencia de la malla se realizan 4 mallados al microcanal, desde 300.000 hasta 1.000.000 de elementos y se estudia la convergencia de los resultados.

Posterior a comprobar la independencia del mallado, se realiza la validación del modelo de agua y del nanofluido. Se compara el resultado obtenido en relación al número de Nusselt y factor de fricción de Fanning bajo dos condiciones de entrada para cada fluido de trabajo.

Tanto para mallar la geometría como para realizar las simulaciones de este estudio, se

utiliza el software ANSYS Fluent 18.2, haciendo uso de los equipos del laboratorio computacional del Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile.

#### **IV. Diseño de los casos de estudio con LVG y caso base**

Se definen los parámetros geométricos de los tres casos de estudio con LVG, es decir, la geometría de los generadores de vórtices y la distancia entre estos a lo largo del microcanal.

Luego, se crea el modelo computacional y se realiza un mallado acorde al realizado en el estudio de independencia de malla. Es decir, se utiliza la misma configuración y método de mallado para todos los casos y, considerando que hay una mayor densidad de elementos en la vecindad de los GV, el número total de elementos varía entre 850.000 y 1.250.000 dependiendo del número de LVG.

Se crean tres modelos con LVG y un modelo base, que representa el microcanal sin generadores de vórtices.

#### **V. Simulaciones casos con LVG y caso base**

Se realizan las simulaciones de caso sin GV y casos con LVG, con agua y nanofluido, bajo cuatro condiciones de entrada distintas. Esto da un total de 32 simulaciones.

#### **VI. Diseño y simulaciones del caso con TVG**

Luego de realizar las simulaciones de los casos con LVG y caso base, se comparan según el criterio de rendimiento y, a partir de estos resultados, se definen los parámetros del caso con generadores de vórtices transversales a estudiar.

Entre los casos con LVG analizados, solo en un caso se encuentra el máximo rendimiento dentro del rango de  $Re$  estudiado, por lo que se escoge esa distancia entre GV para diseñar el caso con TVG.

Posteriormente, se realizan las 8 simulaciones en el microcanal con TVG.

#### **VII. Presentación y análisis de resultados.**

Habiendo realizado las 40 simulaciones, se procede a ordenar los resultados y confeccionar tablas comparativas e imágenes que permitan hacer un análisis claro de los fenómenos a estudiar.

Para realizar las tablas comparativas y gráficos se utiliza el software Excel, y para obtener las imágenes de temperatura del fluido, líneas de corriente y vectores de velocidad dentro del microcanal, se utilizan herramientas de postprocesamiento de ANSYS Fluent 18.2.

#### **VIII. Conclusiones**

Finalmente, se concluye con respecto al análisis realizado sobre la transferencia de calor, pérdida de carga y rendimiento de los casos estudiados.

# Capítulo 4

## Descripción de los modelos

En este capítulo se describen los modelos estudiados, se detallan los parámetros geométricos de los casos estudiados, condiciones de borde, parámetros de entrada, de salida y de comparación. También se expone el método y la configuración utilizada en las simulaciones.

### 4.1. Diseño de los microcanales

Se presentan 6 casos distintos: el utilizado para validar el modelo físico, el caso base sin generadores de vórtices, tres casos de estudio con LVG y un caso con TVG.

En todos los casos el microcanal es el mismo y se varían aspectos geométricos de los generadores de vórtices. En subsección 4.1.1 se expone el diseño general utilizado y en las siguientes subsecciones se detalla cada caso específico.

#### 4.1.1. Diseño general

En figura 4.1 se muestra un esquema del microcanal a estudiar. La relación entre los tamaños no es proporcional, si no que se esquematiza con el fin de mostrar de manera más clara cada parámetro. En las figuras de las siguientes subsecciones se muestra la vista isométrica de proporciones reales de cada modelo.

En figura 4.1 se define el nombre de los distintos parámetros geométricos que determinan al microcanal y los generadores de vórtice, y en tabla 4.1 se muestran los valores en referencia a la altura del microcanal. En esta tabla se muestran los parámetros fijos y variables, los parámetros que varían su valor son: el ángulo de ataque, que es 30 grados para LVG y 90 grados para TVG, la distancia entre los generadores de vórtices, que varía entre 1,6 y 0,5 [mm], el largo del generador de vórtices, que es 1,4 H para LVG y 2 H para TVG, donde el parámetro 'a' es cero ya que el generador es del ancho del microcanal, y la altura del generador de vórtice, que es igual H solo para el caso de validación.

Se puede ver en figura 4.1 que el largo total del microcanal se divide en tres :  $L_{in}$ ,  $L_{ht}$  y  $L_{out}$ . La zona inicial, de paredes adiabáticas, permite que el flujo se desarrolle e ingrese a la zona de intercambio de calor desarrollado. Luego, se tiene la zona de intercambio de calor de largo ' $L_{ht}$ ' y, finalmente, la zona de largo ' $L_{out}$ ', también adiabática y con la que se evita que ocurran fenómenos como backflow, que afectan la precisión de los resultados.

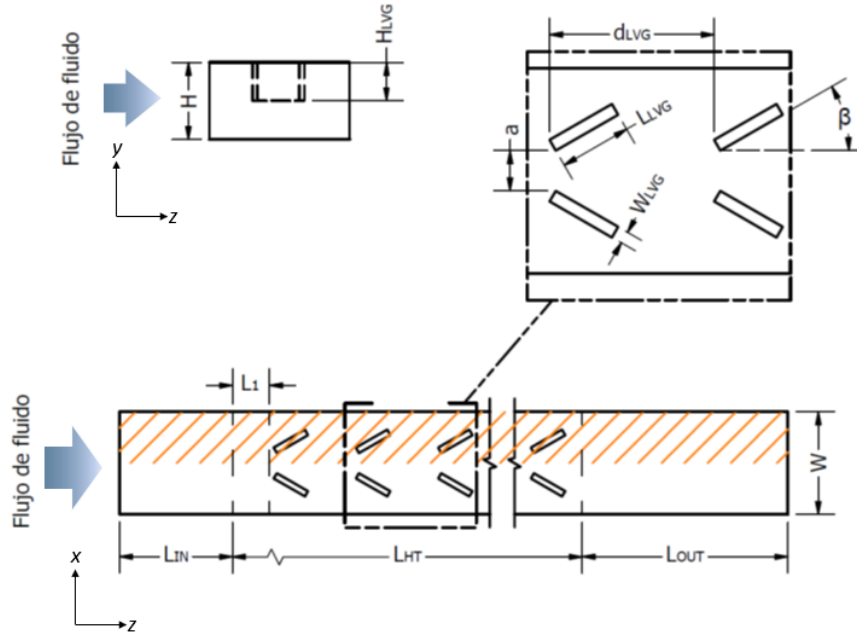


Figura 4.1: Esquema de vista superior y frontal del microcanal a estudiar.

Tabla 4.1: Parámetros geométricos de los microcanales a estudiar.

Parámetro	Valor	Parametro	Valor
H	100 [ $\mu m$ ]	$L_{in}$	25 H
$\beta$	(30; 90) grados	$L_{ht}$	100 H
$d_{VG}$	(5; 10; 15; 16) H	$L_{out}$	50 H
$W_{VG}$	0,1 H	$L_1$	10 H
$L_{VG}$	(1,4; 2,0) H	W	4 H
$H_{VG}$	(0,5; 1,0) H	$D_h$	160 [ $\mu m$ ]
a	(0; 0,8) H	$L_{total}$	175 [mm]

#### 4.1.2. Diseño para validación del modelo

Este es el único modelo con LVG de altura igual a la altura del microcanal, es decir, va de arriba a abajo en el microcanal. En figura 4.2 se muestra la vista isométrica del modelo, donde se aprecia que son 6 pares de LVG.

En tabla 4.2 se muestran los valores para este caso específico en cuanto a ángulo de ataque, distancia entre LVG, largo y altura del LVG. El resto de los valores son los que se muestran en tabla 4.1, que permanecen constantes en todos los casos.

Tabla 4.2: Parámetros geométricos variables del caso para validación del modelo.

Caso	$\beta$	$d_{LVG}$	$L_{LVG}$	$H_{LVG}$
Validación	30 grados	1,6 [mm]	0,14 [mm]	0,1 [mm]

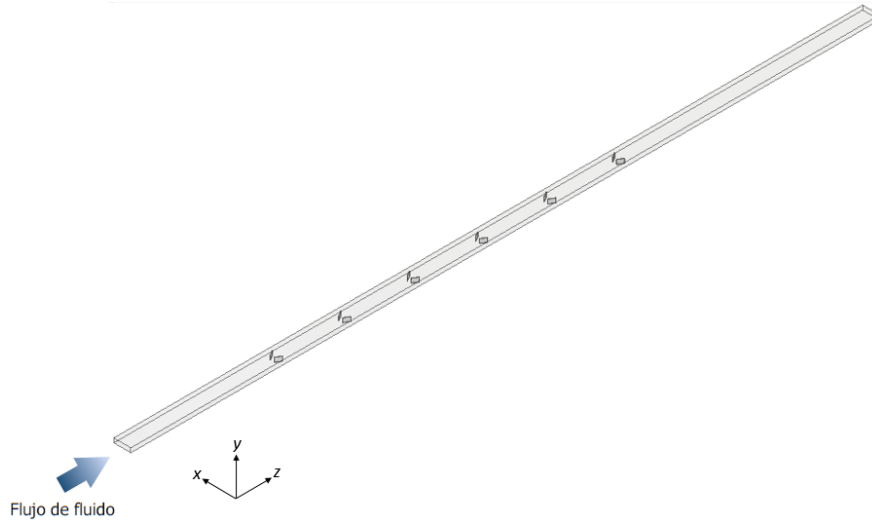


Figura 4.2: Vista isométrica del caso para validación del modelo.

### 4.1.3. Diseño caso base

Este es el caso base de estudio, donde se modela el microcanal sin generadores de vórtices. En figura 4.3 se muestra la vista isométrica de este modelo. Por otro lado, todos los parámetros se encuentran definidos en tabla 4.1.

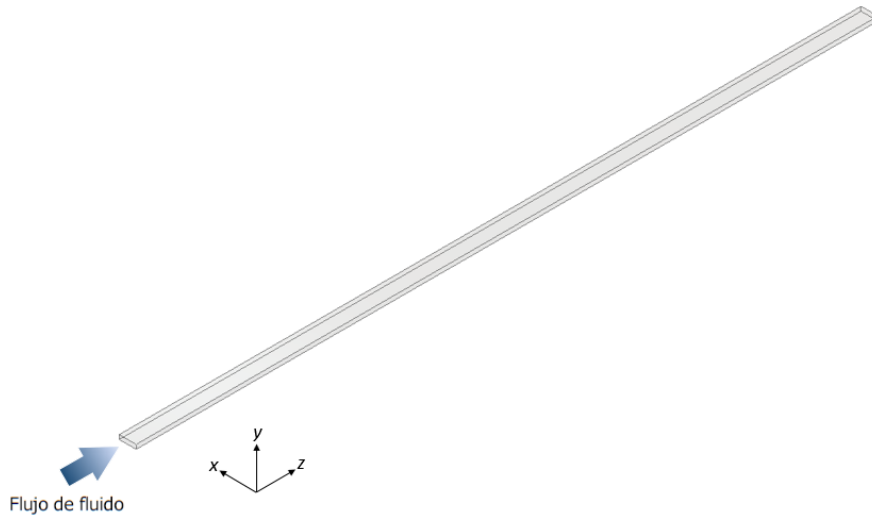


Figura 4.3: Vista isométrica del caso base a estudiar.

### 4.1.4. Diseño caso 1

Este caso tiene la mayor distancia entre GV de los modelos a estudiar. En tabla 4.3 se muestran los parámetros geométricos de este caso y en figura 4.4 se muestra la vista isométrica de este modelo. Es similar al caso de validación, pero con la distancia entre LVG ligeramente más pequeña y la altura de los LVG es la mitad del caso de validación.

En figura 4.4 se puede observar que son 6 pares de LVG, número máximo de LVGs que

se pueden configurar respetando la distancia entre ellos y el largo de la zona de intercambio de calor, la cual se muestra y define como  $L_{ht}$  en sección 4.1.1.

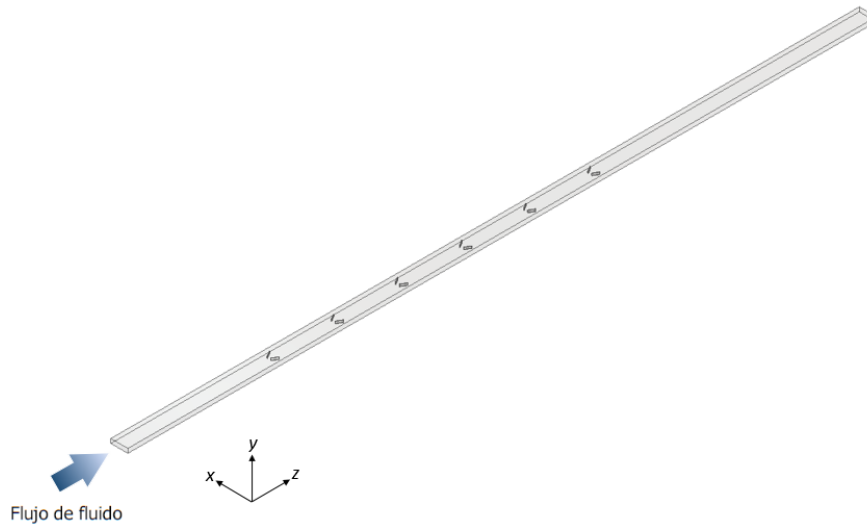


Figura 4.4: Vista isométrica del caso 1 a estudiar, con LVG.

Tabla 4.3: Parámetros geométricos variables del caso 1 a estudiar.

Caso	$\beta$	$d_{LVG}$	$L_{LVG}$	$H_{LVG}$
1	30 grados	1,5 [mm]	0,14 [mm]	0,05 [mm]

#### 4.1.5. Diseño caso 2

Este caso presenta una distancia media entre los LVG. En tabla 4.4 se muestran los parámetros geométricos de este caso y en figura 4.5 se muestra la vista isométrica de este modelo. El número de pares de LVG en este caso es 9.



Figura 4.5: Vista isométrica del caso 2 a estudiar, con LVG.

Tabla 4.4: Parámetros geométricos variables del caso 2 a estudiar.

Caso	$\beta$	$d_{LVG}$	$L_{LVG}$	$H_{LVG}$
2	30 grados	1,0 [mm]	0,14 [mm]	0,05 [mm]

#### 4.1.6. Diseño caso 3

Este caso presenta la menor distancia entre los LVG. En tabla 4.5 se muestran los parámetros geométricos de este caso y en figura 4.6 se muestra la vista isométrica de este modelo. El número de pares de LVG en este caso es 18.

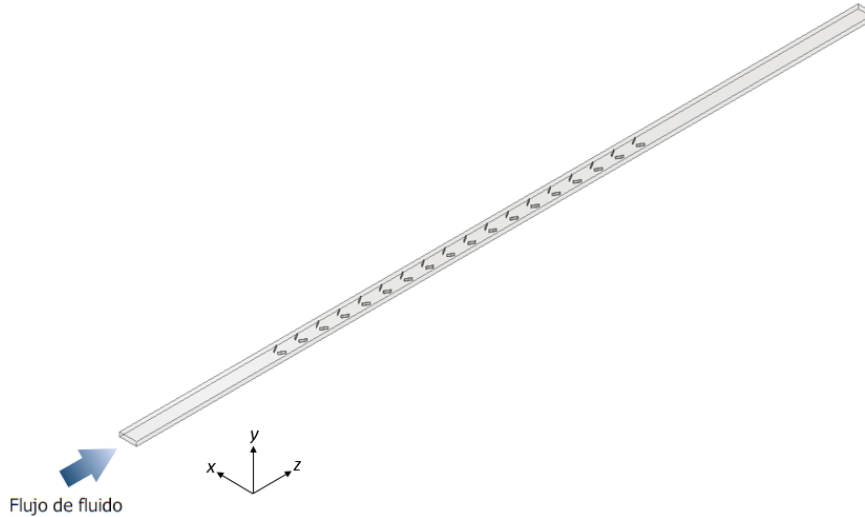


Figura 4.6: Vista isométrica del caso 3 a estudiar, con LVG.

Tabla 4.5: Parámetros geométricos variables del caso 3 a estudiar.

Caso	$\beta$	$d_{LVG}$	$L_{LVG}$	$H_{LVG}$
3	30 grados	0,5 [mm]	0,14 [mm]	0,05 [mm]

#### 4.1.7. Diseño caso 4

Este diseño se diferencia de los casos anteriores en que este presenta generadores de vórtices transversales, los cuales no se diseñan en pares simétricos, si no que como un solo generador de largo igual al ancho del microcanal y que se enfrenta de manera perpendicular al flujo. En figura 4.7 se muestra el microcanal con 9 TVG y en tabla 4.6 los parámetros geométricos de este caso.

Tabla 4.6: Parámetros geométricos variables del caso 4 a estudiar.

Caso	$\beta$	$d_{TVG}$	$L_{TVG}$	$H_{TVG}$
4	90 grados	1,0 [mm]	0,4 [mm]	0,05 [mm]



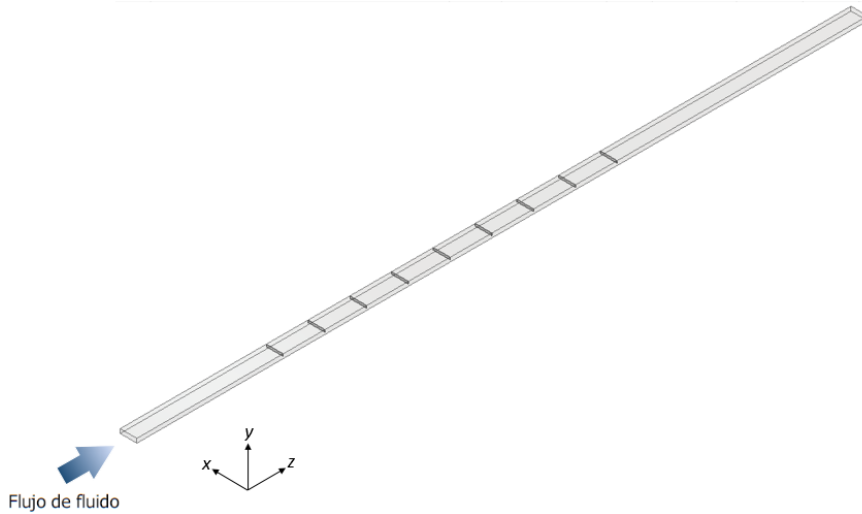


Figura 4.7: Vista isométrica del caso 4 a estudiar, con TVG.

## 4.2. Condiciones de borde

En esta sección se detallan las condiciones de borde utilizadas y las relaciones matemáticas que describen estas condiciones.

En figura 4.1 se observa que el microcanal es simétrico con respecto al plano  $y-z$  a la mitad de su ancho. Aprovechando esta simetría, y con el fin de ahorrar costos computacionales, se modela solo la mitad destacada con líneas anaranjadas del microcanal y se utiliza la condición de simetría. En figura 4.8 se muestra un esquema del microcanal a modelar, con las zonas de entrada, intercambio de calor y de salida, delimitadas por las secciones transversales entre vértices (16, 5, 6, 15) y (14, 7, 8, 13).

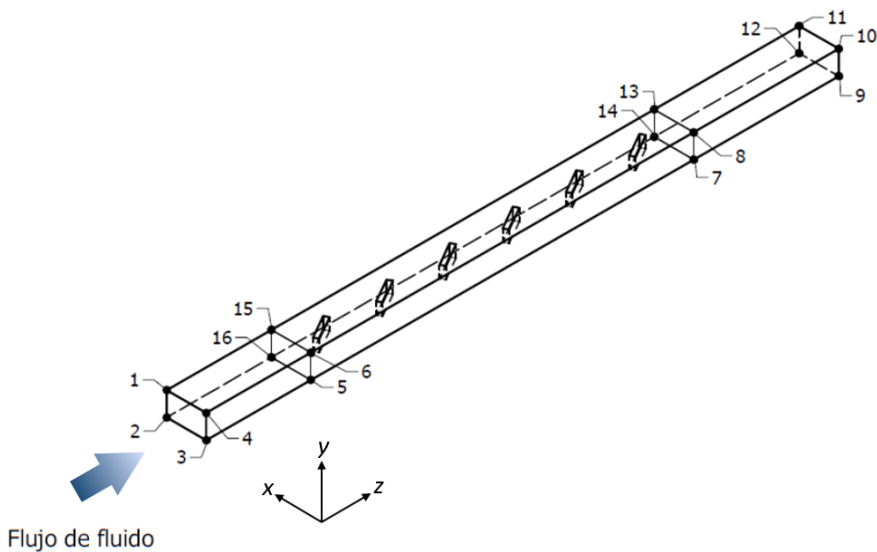


Figura 4.8: Esquema del microcanal a modelar con puntos de interés enumerados.

Teniendo en cuenta el sistema de coordenadas que se muestra en figura 4.8, el vector velocidad se define como  $\vec{V} = u\hat{i} + v\hat{j} + w\hat{k}$ , donde  $\{\hat{i}, \hat{j}, \hat{k}\}$  son los vectores unitarios del eje x, y, z respectivamente.

Se llama a la primera zona, comprendida entre los vértices (1, 2, 3, 4, 15, 16, 5, 6), 'Región aguas arriba'. A la zona intermedia, entre los vértices (15, 16, 5, 6, 13, 14, 7, 8), 'Región de intercambio'. A la zona final, comprendida entre (13, 14, 7, 8, 11, 12, 9, 10), 'Región aguas abajo'.

### 4.2.1. Entrada

La entrada se encuentra definida por los puntos (1, 2, 3, 4). Se configura en ANSYS Fluent como tipo 'Velocity-Inlet' y está condicionada por las siguientes relaciones:

$$u = v = 0 \quad (4.1)$$

$$w = v_{in} \quad (4.2)$$

$$T = 298[K] \quad (4.3)$$

donde  $v_{in}$  es la magnitud de la velocidad de entrada, de perfil uniforme.

### 4.2.2. Salida

La salida esta definida por los punto (12, 9, 10, 11) y tiene condición de 'Outflow'. Las condiciones de borde son:

$$\frac{\delta u}{\delta z} = \frac{\delta v}{\delta z} = \frac{\delta w}{\delta z} = 0 \quad (4.4)$$

$$\frac{\delta T}{\delta z} = 0 \quad (4.5)$$

### 4.2.3. Simetría

Como se menciona anteriormente, solo se simula la mitad del microcanal y se utiliza condición de simetría, esta condición se aplica para el área definida por los puntos (4, 3, 9, 10) y tiene la siguientes condiciones:

$$\frac{\delta v}{\delta x} = \frac{\delta w}{\delta x} = 0 \quad (4.6)$$

$$\frac{\delta T}{\delta x} = 0 \quad (4.7)$$

$$u = 0 \quad (4.8)$$

### 4.2.4. Paredes

Las paredes se modelan con condición de 'no deslizamiento', lo cual contempla las siguientes condiciones:

$$u = v = w = 0 \quad (4.9)$$

La condición de borde para la interfaz sólido-líquido es la siguiente:

$$\dot{q} = k \frac{\delta T}{\delta \vec{n}} = k_s \frac{\delta T_s}{\delta \vec{n}} \quad (4.10)$$

donde ' $\vec{n}$ ' es el vector normal a la superficie y el subíndice 's' representa las características del sólido.

Se tienen dos condiciones de borde distintas para dos tipos de pared, las adiabáticas y las no adiabáticas.

#### 4.2.4.1. Pared con flujo de calor

La pared definida por (15, 6, 8, 13), además de la condición de no deslizamiento, presenta un flujo de calor uniforme y constante, definido por:

$$\dot{q} = 200.000 \left[ \frac{W}{m^2} \right] \quad (4.11)$$

Debido a que el flujo de calor es constante y uniforme, y considerando la ecuación 4.10, entonces no es relevante en esta simulación el grosor ni material del microcanal. De todos modos, se utiliza grosor de 0,02 [mm] como condición de borde en la pared con flujo de calor y material silicio con las propiedades de tabla 2.3.

#### 4.2.4.2. Pared adiabática

El resto de las paredes se consideran adiabáticas, con lo cual el flujo de calor es cero. Estas son las paredes delimitadas por los siguientes conjuntos de puntos: (1, 4, 6, 15), (1, 2, 16, 15), (2, 3, 5, 16), (16, 5, 7, 14), (15, 16, 14, 13), (13, 8, 10, 11), (13, 14, 12, 11) y (14, 7, 9, 12).

Debido a la pequeña superficie de los generadores de vórtices, se consideran estas superficies como paredes adiabáticas.

### 4.3. Configuración simulaciones

#### 4.3.1. Método

Como se menciona en sección 2.3, el estudio se encuentra gobernado por los modelos de conservación de masa, momentum y energía. Para resolver las ecuaciones se utiliza el método de acoplamiento Presión-Velocidad SIMPLEC, los criterios de convergencia residuales son  $10^{-6}$ ,  $10^{-6}$  y  $10^{-8}$  para la ecuación de conservación de masa, momentum y energía respectivamente.

Para determinar el paso de tiempo se calcula el tiempo que demora una partícula con  $V_{in}$  en cruzar con trayectoria recta el microcanal y se utiliza una centésima de ese tiempo como time step. Se realizan 1000 time steps en la simulación y 20 iteraciones por time step. Así, se simula entre 0,1 segundos a 0,07 segundos dependiendo del caso de estudio.

### 4.3.2. Propiedades de los fluidos

En sección 2.1.2 se muestran las ecuaciones utilizadas para modelar las propiedades del agua y del nanofluido. Debido a la naturaleza de las expresiones de la viscosidad del agua y de la viscosidad y conductividad térmica del nanofluido, estas expresiones se deben configurar como 'User Defined Functions' (UDF), siendo programadas en un archivo de extensión C y, posteriormente, compiladas en ANSYS Fluent con el software Microsoft Visual Studio.

## 4.4. Parámetros

En esta sección se presentan los parámetros a utilizar para determinar las condiciones de entrada, los que se obtienen de las simulaciones y, por último, los que se usan como medio de comparación y evaluación de desempeño.

### 4.4.1. Parámetros de entrada

Como se menciona en sección 4.2.1, la temperatura inicial es constante e igual a 298 [K] y la velocidad inicial tiene un perfil uniforme. La magnitud de la velocidad inicial está sujeta a las propiedades del fluido y al número de Reynolds del caso de estudio, el cual varía entre: 200, 250, 300 y 350.

Para determinar la velocidad inicial se utiliza el número de Reynolds y el diámetro hidráulico del microcanal[2], en conjunto con las propiedades descritas en sección 2.1.2.

El **diámetro hidráulico** se calcula de la siguiente manera:

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (4.12)$$

Donde A es el área y P es el perímetro del área transversal del microcanal.

El **número de Reynolds** se define como:

$$Re = \frac{\rho_{in} V_{in} D_h}{\mu_{in}} \quad (4.13)$$

Donde el subíndice 'in' hace referencia a condición de entrada.

### 4.4.2. Parámetros de salida

De las simulaciones se obtienen los siguientes resultados:

- Temperatura promedio de la pared con flujo de calor:  $T_{wall}$  [K].  
(15, 6, 8, 13) en figura 4.8
- Temperatura promedio del fluido a la salida del microcanal:  $T_{out}$  [K].  
(12, 9, 10, 11) en figura 4.8
- Presión promedio a la entrada de la zona de intercambio de calor:  $P_{in}$  [Pa].

(16, 5, 6, 15) en figura 4.8

- Presión promedio a la salida de la zona de intercambio de calor:  $P_{out}$  [Pa].

(14, 7, 8, 13) en figura 4.8

- Campo escalar de temperatura dentro del microcanal
- Campo vectorial de velocidad dentro del microcanal

Con los últimos dos se crean figuras para realizar un estudio cualitativo de los vórtices generados, su desarrollo y el efecto de estos en la pared con flujo de calor.

### 4.4.3. Parámetros de comparación

Para los mostrar los resultados de los distintos casos y compararlos entre ellos, se utilizan los parámetros definidos a continuación[2].

El **coeficiente de transferencia de calor** se calcula según la siguiente ecuación:

$$h = \frac{\dot{q}}{T_{wall} - (T_{in} + T_{out})/2} \quad (4.14)$$

donde  $\dot{q}$  representa el flujo de calor uniforme y las temperaturas son los parámetros de salida definidos en la sección anterior. Esta definición se utiliza de manera global, con  $T_{wall}$  el promedio de la pared superior, y de manera local considerando la temperatura en un punto específico de la pared  $T_{wall}(x, z)$ .

El **número de Nusselt** se obtiene con la siguiente ecuación:

$$Nu = \frac{hD_h}{k_{fb,avg}} \quad (4.15)$$

en donde  $D_h$  es el diámetro hidráulico y  $k_{fb,avg}$  es la conductividad térmica promedio del fluido base entre la entrada y salida en función de  $T_{in}$  y  $T_{out}$ . Ebrahimi et al. [2] define el número de Nusselt de esta manera para comparar el rendimiento térmico del nanofluido con el fluido base.

Para comparar la pérdida de carga se utiliza el **factor de fricción de Fanning**, número adimensional que se calcula según la ecuación:

$$f = \frac{2\Delta P D_h}{\rho V_{in}^2 L} \quad (4.16)$$

donde  $\Delta P$  es la diferencia entre  $P_{in}$  y  $P_{out}$ , y  $L$  es el largo de la zona de intercambio de calor, igual a  $L_{ht}$  definido en tabla 4.1.

Se calcula la **potencia mecánica** requerida para mover el fluido a través del microcanal con la siguiente ecuación:

$$\dot{W} = A_t V_{in} \Delta P \quad (4.17)$$

donde  $A_t$  es la sección transversal del microcanal.

En cuanto al **desempeño**, se utilizan dos comparaciones, una entre la utilización de nanofluido con respecto al agua para un mismo caso, denominada  $\eta_{fb}$ , y otra entre un caso particular con respecto al caso base, sin generadores de vórtices y con agua de fluido de trabajo, denominada  $\eta_{cb}$ .

$$\eta_{fb} = \frac{Nu}{Nu_{fb}} \left( \frac{f_{bf}}{f} \right)^{1/3} \quad (4.18)$$

$$\eta_{cb} = \frac{Nu}{Nu_{cb}} \left( \frac{f_{cb}}{f} \right)^{1/3} \quad (4.19)$$

donde el subíndice 'fb' corresponde a fluido base y el subíndice 'cb' a caso base, según lo descrito anteriormente. Estas relaciones frecuentemente se utilizan como criterio de comparación de desempeño en componentes térmicos, ya que considera tanto la mejora en la transferencia de calor como el aumento de pérdidas de presión por fricción.

# Capítulo 5

## Presentación y análisis de resultados

En este capítulo se exponen los resultados obtenidos en el estudio de independencia de la malla, la validación del modelo, las simulaciones de los distintos casos y la comparación entre estos.

Primero, se evidencia la independencia de malla y la validación de los modelos. Analizando la sensibilidad y caracterizando los mallados y modelos.

Posteriormente, se realiza un análisis del campo vectorial de velocidad y el campos escalar de temperatura dentro del microcanal, describiendo los vórtices, contornos de temperatura y la posible relación entre ambos.

Luego, se presenta y discute cada caso de estudio de manera independiente, donde se exponen los resultados de las simulaciones y se contrastan los resultados entre los dos fluidos de trabajo en un mismo microcanal. En esta etapa se compara el rendimiento del nanofluido con respecto al agua ( $\eta_{fb}$ ) mediante ecuación 4.18.

Después, se realiza una comparación entre los distintos casos, en cuanto a transferencia de calor y pérdida de carga, analizando el efecto de la distancia entre GV y el tipo de GV.

Enseguida, se compara el desempeño de cada caso con respecto al caso base ( $\eta_{cb}$ ), mediante ecuación 4.19, observando el comportamiento según la distancia entre los GV y el tipo de GV con respecto al  $Re$ , .

Posteriormente, se muestra la relación entre el coeficiente de transferencia de calor obtenido por cada caso y la potencia mecánica requerida, analizando de manera práctica estos resultados.

Ya que las cuatro condiciones de entrada en cuanto a número de Reynolds, temperatura inicial y diámetro hidráulico son iguales para los distintos casos de estudio, la velocidad de entrada también lo es. En tabla 5.1 se muestran las condiciones de entrada para ambos fluidos de trabajo, calculadas en función del número de Reynolds y propiedades físicas según ecuación 4.13.

Tabla 5.1: Condiciones de entrada según fluido de trabajo y número de Reynolds.

Fluido	Re	T [K]	$V_{in}$ [m/s]
Agua	200	298	1,0825
Agua	250	298	1,3532
Agua	300	298	1,6238
Agua	350	298	1,8944
Nanofluido	200	298	1,2306
Nanofluido	250	298	1,5383
Nanofluido	300	298	1,8459
Nanofluido	350	298	2,1536

## 5.1. Independencia de malla y validación del modelo

### 5.1.1. Independencia de la malla

Esta etapa del estudio consiste en realizar pruebas de sensibilidad sobre los resultados descritos en sección 4.4.2 bajo distintas características del mallado. Se considera tanto la diferencia entre los resultados como las métricas que caracterizan la calidad del mallado: Orthogonal Quality y Skewness.

Se muestran las características de la malla, los elementos que la componen, las condiciones de entrada de la simulación, los resultados y el análisis de estos.

En sección 4.1.2 se muestra el diseño del microcanal en este caso de estudio, el único con LVG con altura igual al microcanal y se utilizan las condiciones de entrada para agua y Reynolds igual a 250 definidas tabla 5.1

#### 5.1.1.1. Malla

Las regiones aguas arriba y aguas abajo son malladas con el método 'Sweep', siendo conformadas por elementos hexaédricos, mientras que la región de transferencia es mallada con el método 'Patch Conforming', siendo conformada por elementos tetraédricos.

En figura 5.1 se observa parcialmente la región de transferencia, con un LVG, y la región aguas abajo. En esta imagen se aprecian tres características relevantes del mallado: Alta densidad de elementos en la vecindad del generador de vórtices, alta densidad de elementos en la pared superior donde ocurre el intercambio de calor y la diferencia entre los elementos de estas regiones.

Estas tres características son analizadas, en conjunto con el tamaño máximo de los elementos en la región de intercambio de calor, comparando cuatro mallados con distinto número de elementos.

Por otro lado, en la interfaz entre las regiones se aplica la condición 'Matching', de modo que se tiene un flujo continuo en el dominio completo del microcanal.



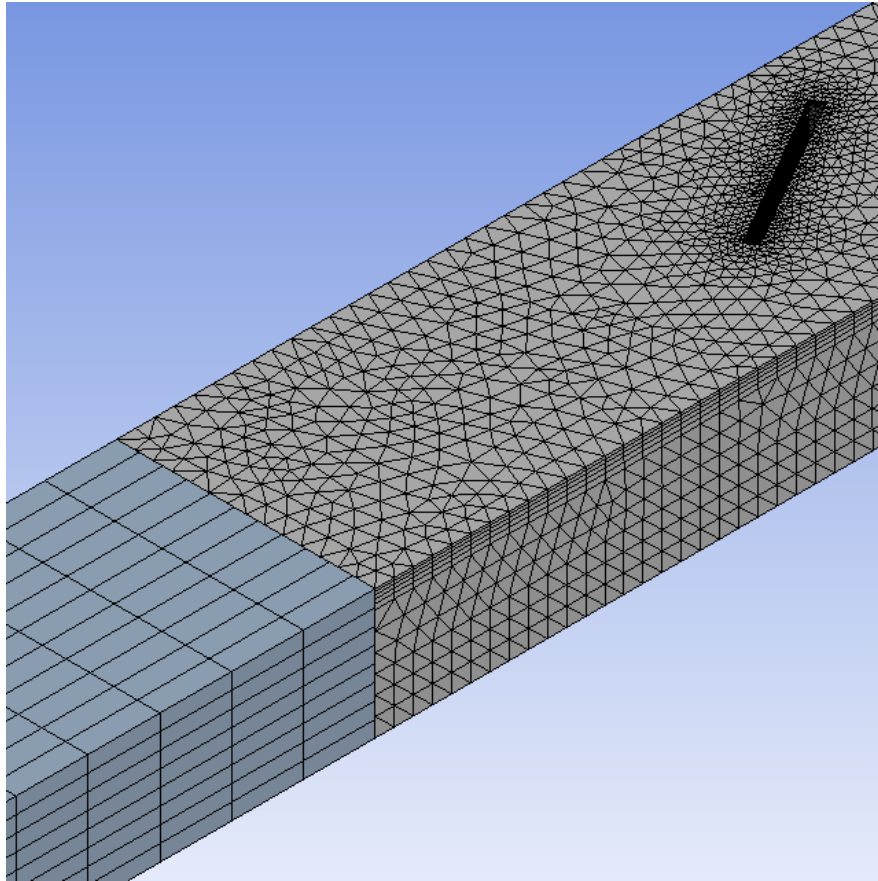


Figura 5.1: Detalles del mallado en el final de la región de intercambio y principio de la región aguas abajo.

En tabla 5.2 se muestran las características de los cuatro mallados a estudiar, donde se aprecia que ningún elemento tiene Skewness mayor a 0,85 ni Orthogonal Quality menor a 0,15. Con medias de Skewness en torno a 0,25 y de Orthogonal Quality en torno al 0,75, se considera que los mallados son de buena calidad y los resultados no se ven afectados por problemas de malla.

Tabla 5.2: Características de las mallas a estudiar, según número de elementos y métricas de calidad.

Malla	N° elementos	Skewness			Orthogonal Quality		
		Max	Mean	$\sigma$	Min	Mean	$\sigma$
I	360.000	0,83	0,25	0,15	0,17	0,75	0,15
II	500.000	0,84	0,25	0,15	0,16	0,75	0,15
III	860.000	0,81	0,23	0,14	0,19	0,77	0,13
IV	1.050.000	0,83	0,24	0,14	0,17	0,76	0,13

Por otra parte, antes de realizar cada simulación se realiza una revisión de la malla con la función de la consola del componente 'Setup' de ANSYS Fluent, '/mesh>check', verificando la calidad de la malla importada y que no existan elementos degenerados.

### 5.1.1.2. Resultados

En tabla 5.3 se muestran los resultados obtenidos en cuanto al número de Nusselt, factor de fricción y la diferencia porcentual de éstos, que es con respecto al caso anterior, por ejemplo, la diferencia porcentual en fila de malla III es con respecto a los resultados de la malla II.

Tabla 5.3: Número de Nusselt, factor de fricción de Fanning y diferencia relativa obtenidos con las cuatro mallas estudiadas.

Malla	Nu	%dif	f	%dif
I	7,211	-	0,484	-
II	7,299	1,228	0,477	-1,342
III	7,435	1,863	0,477	-0,153
IV	7,471	0,490	0,477	0,027

Como se aprecia en tabla 5.3, la diferencia porcentual entre los resultados de malla III y IV son menores al 0,5 % para el número de Nusselt y menores al 0.03 % para el factor de fricción de Fanning. En consecuencia, y considerando el costo computacional, se opta por el mallado III para las futuras simulaciones.

Ahora bien, esta elección no significa que el mallado de los otros casos sea idéntico, pues estos presentan distinto número y disposición de generadores de vórtices, lo cual evidentemente afecta al número de elementos. Lo que se hace es utilizar el mismo método para mallar el cuerpo y sus componentes, con la misma densidad de elementos en la vecindad de los generadores de vórtices y en la superficie con transferencia de calor. En tabla 5.4 se presentan las características de las mallas de los casos a estudiar.

Tabla 5.4: Características de las mallas de los casos de estudio, según número de elementos y métricas de calidad.

Caso	N° elementos	Skewness			Ortogonal Quality		
		Max	Mean	$\sigma$	Min	Mean	$\sigma$
Validación	860.000	0,81	0,23	0,14	0,19	0,77	0,13
Caso 0	560.000	0,80	0,21	0,12	0,20	0,79	0,12
Caso 1	880.000	0,80	0,22	0,12	0,20	0,78	0,12
Caso 2	910.000	0,83	0,23	0,13	0,17	0,77	0,13
Caso 3	1.260.000	0,80	0,23	0,13	0,20	0,77	0,13
Caso 4	950.000	0,80	0,23	0,13	0,20	0,77	0,13

### 5.1.2. Validación

La validación se realiza comparando el número de Nusselt y factor de Fanning obtenidos en este estudio con los resultados presentados por Ebrahimi et al. [2].

Los modelos de las propiedades de agua y nanofluidos se exponen en sección 2.1.2 y el microcanal, idéntico al utilizado por Ebrahimi et al. [2], se muestra en sección 4.1.2.

Se realizan cuatro simulaciones para estudiar los modelos del agua y del nanofluido, dos por cada fluido con dos condiciones de entrada distintas.

En el presente estudio se realizan simulaciones con  $Re$  entre 200, 250, 300 y 350, en cambio, Ebrahimi et al. [2] realiza entre 50, 100, 150, 200 y 250. Dado que la intersección es con  $Re$  igual a 200 y 250, se escogen esos casos para realizar la validación. Las condiciones de entrada están expuestas en tabla 5.1 para agua y nanofluido con  $Re$  igual a 200 y 250.

### 5.1.2.1. Resultados

En tabla 5.5 se muestran los resultados obtenidos por Ebrahimi et al. [2], los obtenidos en este estudio y la diferencia porcentual entre estos. Se llama 'Referencia' a los resultados de Ebrahimi et al. [2] y 'Validación' a los del presente estudio. .

Tabla 5.5: Resultados obtenidos en simulaciones y diferencia relativa con respecto a estudio de referencia.

Caso	Fluido	Re	Nu	dif. [%]	f	dif. [%]
Referencia	Agua	200	6,65	-	0,557	-
Validación	Agua	200	6,74	1,35	0,551	-1,00
Referencia	Agua	250	7,55	-	0,483	-
Validación	Agua	250	7,44	-1,48	0,477	-1,34
Referencia	Nanofluido	200	7,60	-	0,560	-
Validación	Nanofluido	200	7,67	0,93	0,554	-1,07
Referencia	Nanofluido	250	8,52	-	0,486	-
Validación	Nanofluido	250	8,40	-1,45	0,479	-1,53

Como se observa en tabla 5.5 la diferencia porcentual de los resultados es menor al 2% en las 4 simulaciones en ambos parámetros, con lo cual se consideran los modelos válidos. Además, se aprecia que el factor de fricción de Fanning tiene un comportamiento similar, siendo ligeramente menor para el agua que para el nanofluido en un mismo número de Reynolds.

## 5.2. Análisis de campos de velocidad y temperatura

En esta sección se analiza el campo vectorial de velocidad y el campo escalar de temperatura obtenido en las simulaciones realizadas.

Se describen los vórtices generados por las geometrías generadoras de vórtices en los casos con LVG y TVG, los contornos de temperatura en la pared con flujo de calor y en secciones transversales, relacionando estos resultados a modo global.

Exceptuando las figuras 5.12 y 5.13 que corresponden a número de Reynolds 200, las figuras de temperatura, de velocidad y de líneas de corriente de los cinco casos de estudio que se muestran en esta sección, corresponden a simulaciones con nanofluido como fluido de trabajo y con número de Reynolds igual a 300.

### 5.2.1. Campo de velocidad

En primer lugar, en las figuras presentadas a continuación se muestran los vectores de velocidad considerando las componentes de velocidad en el plano. Figuras 5.3, 5.4, 5.6, 5.7, 5.9, 5.10 y 5.12 muestran las componentes en  $u$  y  $v$ , pues se busca mostrar con mayor claridad los vórtices longitudinales, con eje de rotación paralelo al flujo, es decir, en eje ' $z$ '. Por otro lado, los vectores de las figuras 5.15 y 5.14 corresponden a componentes  $w$  y  $v$ , ya que muestran los vórtices transversales con eje de rotación paralelo al eje ' $x$ ' y los de la figura 5.16 corresponden a componentes  $u$  y  $w$ , donde se muestra el efecto de las paredes laterales sobre el vórtice longitudinal del caso 4.

Segundo, la primera geometría generadora de vórtices de las figuras de esta sección, se encuentran en la misma posición con respecto a la entrada del fluido al microcanal, es decir, a 6,5 [mm]. Para el caso 1 este representa el tercer par de LVG, para el caso 2 el cuarto par de LVG, para el caso 3 el séptimo par de LVG y para el caso 4 el cuarto TVG. Para el caso 0 se utiliza la misma distancia con respecto al inicio del microcanal, de modo que la comparación sea concordante.

Tercero, cabe mencionar que los vectores tienen una longitud fija, los colores representan la magnitud de velocidad total en ese elemento y el sentido lo dan las componentes de velocidad en el plano. En todas las figuras se tiene la escala de colores con la velocidad correspondiente en [m/s].

Por último, se muestra en figuras 5.2, 5.5, 5.8, 5.11, 5.13 y 5.17 las líneas de corriente de cada caso de estudio, coloreadas según la magnitud de velocidad.

#### 5.2.1.1. Caso 0

En figura 5.2 se observan las líneas de corriente coloreadas según la magnitud de velocidad. El tramo del microcanal que se muestra en esta imagen es concordante con el tramo que se muestra en los siguientes casos en cuanto a posición inicial.

Se aprecia en la vista en corte figura 5.2 un perfil de velocidades característico de un flujo desarrollado dentro de un canal de sección rectangular, con velocidad máxima al centro y que disminuye gradualmente a cero en las cercanías de las paredes.

Dado que el flujo es laminar y el microcanal es recto, la magnitud de las componentes  $u$  y  $v$  de la velocidad son notablemente menores a la componente  $w$ . Siendo 0,1 [m/s] la máxima en plano ' $x - y$ ' y 0,0006 [m/s] la promedio, comparado al promedio de 1,81[m/s] en eje ' $z$ '. Esto se ve reflejado en figura 5.2, donde las líneas de corriente son prácticamente rectas y no se aprecia mezcla del fluido.

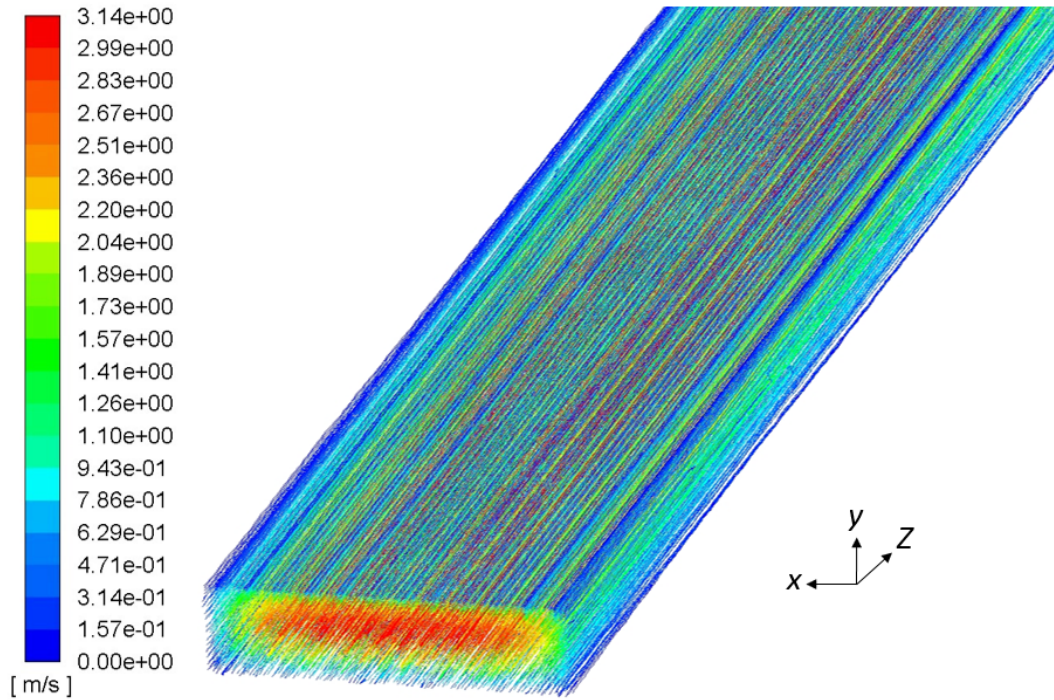


Figura 5.2: Líneas de corriente en caso de estudio 0. Escala de colores según magnitud de velocidad.

#### 5.2.1.2. Caso 1

En figura 5.3 se muestran seis planos equidistantes con los vectores de velocidad en esos planos, coloreados según la magnitud de velocidad total, en el espacio de 1,5 [mm] entre pares de LVG. La figura 5.4 muestra dos planos con vectores de velocidad, uno justo antes del par de LVG y otro justo después. En figura 5.5 se muestran las líneas de corriente en el mismo tramo que la figura 5.3.

Se observa en figura 5.3 que tras cada LVG se forma un vórtice longitudinal, el cual comienza justo detrás del LVG y luego se desarrolla hasta antes del próximo LVG. Considerando la disposición del microcanal en la figura, el vórtice del lado izquierdo tiene un sentido de rotación antihorario y el de la derecha horario, de modo que en el centro del microcanal se tiene un flujo ascendente y en las paredes laterales un flujo descendente. En figura 5.4 se aprecia claramente que justo antes del par de LVG, el vórtice anterior ya no está allí.

Por otro lado, se observa en figura 5.3 que, debido a los LVG que se encuentran adosados a la pared superior, la magnitud de la velocidad aumenta fuertemente al centro y en la zona inferior del microcanal en la sección donde están estas geometrías, mientras que justo después de los LVG se tiene una zona de baja velocidad. Luego, se aprecia que al centro y las zonas donde están los vórtices longitudinales presentan la mayor velocidad de la sección, de color anaranjado.

En figura 5.5 se muestra que el vórtice tiene gran vorticidad luego de los LVG y, posteriormente, se desarrolla en el espacio entre pares de LVG. También se observa que el flujo en las zonas central y extremos laterales no se ven influenciadas por parte de los LVG, siendo líneas de corriente casi rectas. Se aprecia que, aun cuando existe algo de rotación al alcanzar

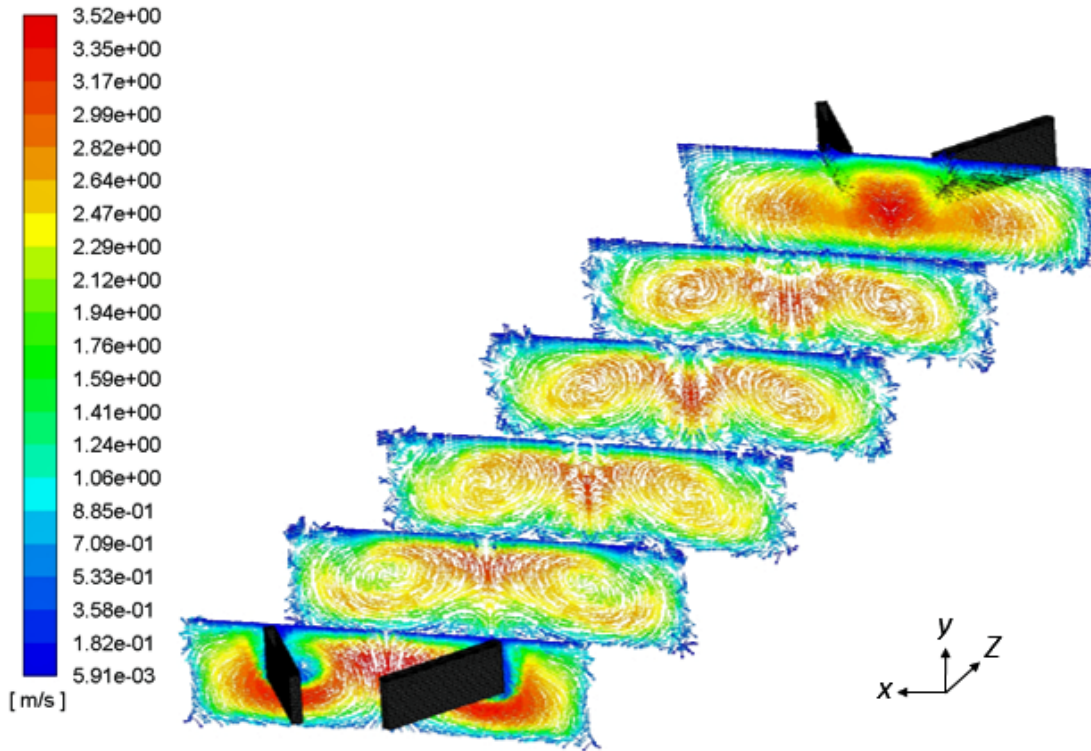


Figura 5.3: Vectores de componente  $u$  y  $v$  de velocidad en seis secciones del microcanal entre dos pares de LVG. Caso de estudio 1

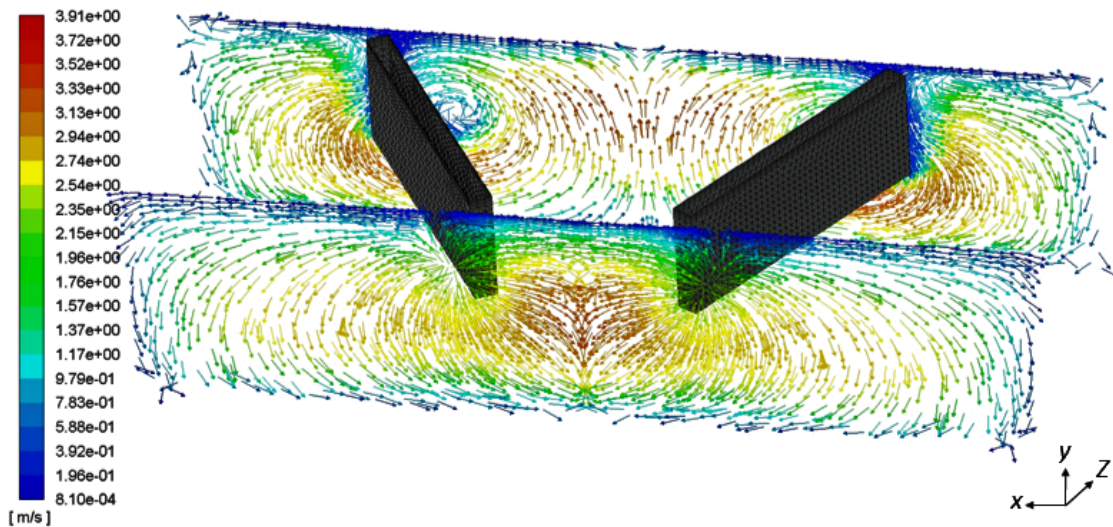


Figura 5.4: Vectores de componente  $u$  y  $v$  de velocidad en secciones del microcanal antes y después de un par de LVG. Caso de estudio 1

el siguiente LVG, los vórtices se encuentran debilitados y con muy baja vorticidad, de modo que el obstáculo que representa el LVG hace que desaparezcan, como se muestra en figura 5.4.

Los vórtices presentan alta vorticidad hasta aproximadamente la mitad de la distancia

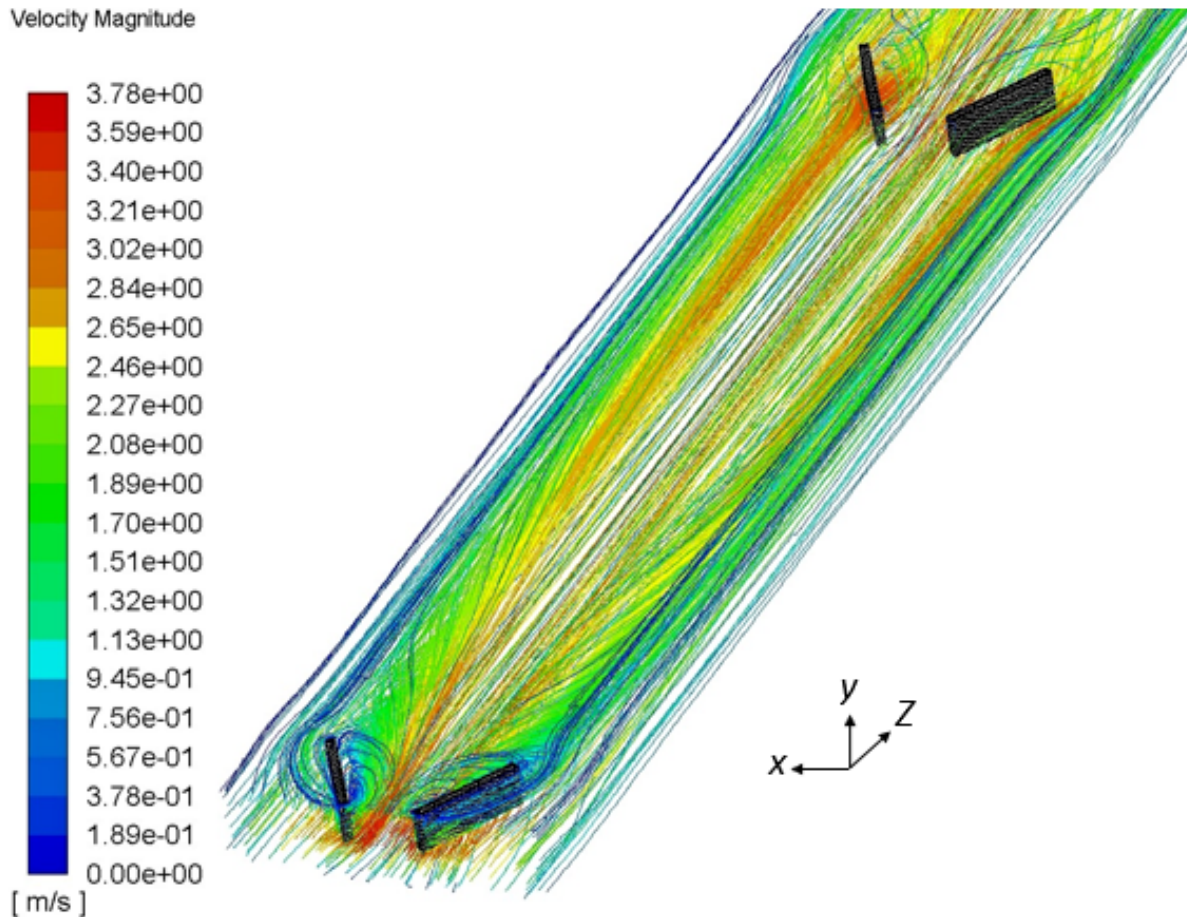


Figura 5.5: Líneas de corriente en caso de estudio 1. Escala de colores según magnitud de velocidad.

entre LVG, es decir, la zona de alta rotación y mezcla de fluido tiene un largo aproximado de 0,75 [mm].

### 5.2.1.3. Caso 2

En figura 5.6 se observan seis planos equidistantes con los vectores de velocidad en esos planos, en el espacio de 1,0 [mm] entre pares de LVG. En figura 5.7 se muestra un plano con vectores de velocidad justo antes del par de LVG y otro justo después. En figura 5.8 se presentan las líneas de corriente en el mismo tramo que la figura 5.6.

Al igual que en el caso 1, en figura 5.6 se observan dos vórtices longitudinales con sentido de rotación opuestos, generando un flujo ascendente en centro y descendente en las zonas laterales.

Se aprecia en figura 5.8 que el vórtice presenta alta vorticidad en aproximadamente tres cuartos de la distancia entre pared de LVG, lo cual es 0,75 [mm]. El vórtice gradualmente se debilita, lo cual se aprecia como menor recirculación y menor diámetro del vórtice. Se observa que al momento de alcanzar al siguiente LVG éste ya se encuentra debilitado, y en como se ve en figura 5.7, el vórtice es vencido por el obstáculo y no hay rotación cuando encuentra al siguiente LVG.

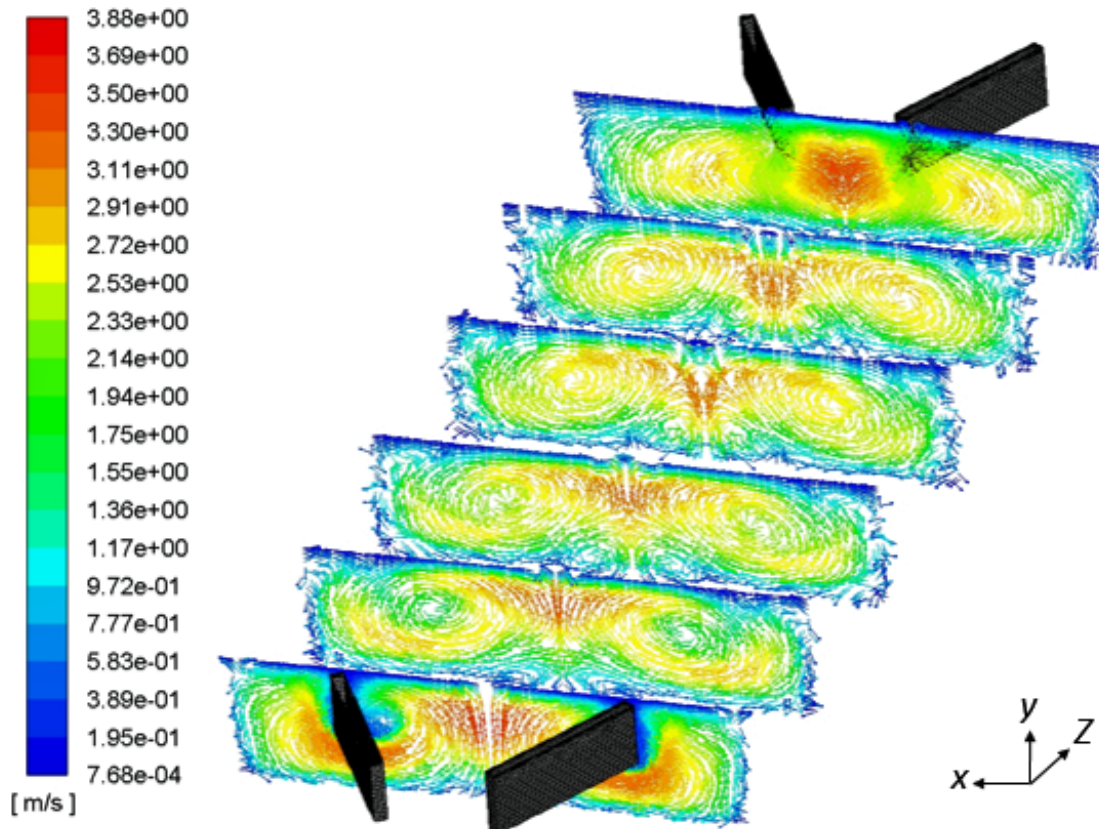


Figura 5.6: Vectores de componente  $u$  y  $v$  de velocidad en seis secciones del microcanal entre dos pares de LVG. Caso de estudio 2

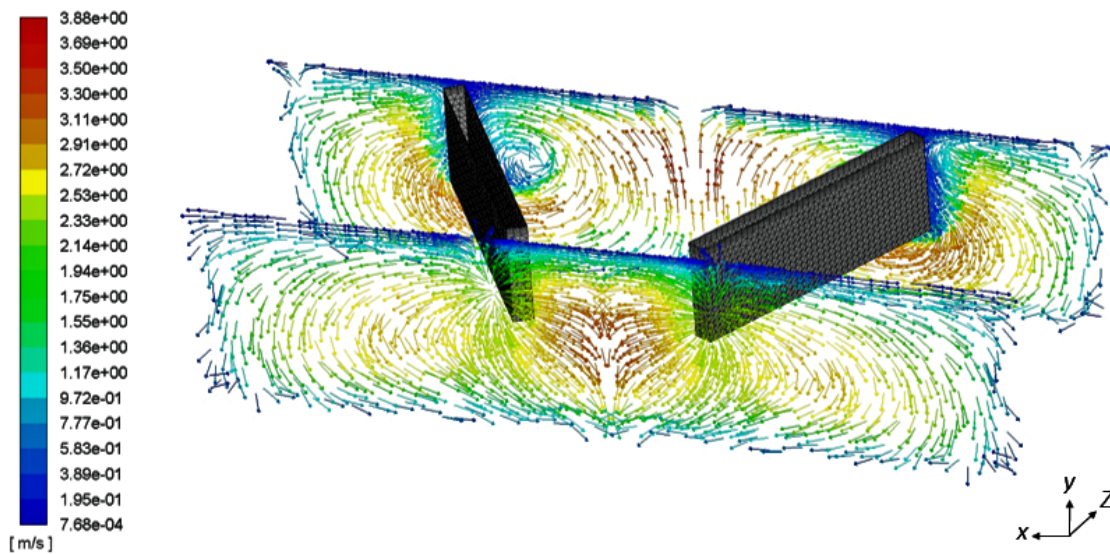


Figura 5.7: Vectores de componente  $u$  y  $v$  de velocidad en secciones del microcanal antes y después de un par de LVG. Caso de estudio 2

También se observa en figura 5.8 que tanto al centro como a los lados, las líneas de corriente son más bien rectas, por lo que no hay mezcla del fluido en esas zonas.



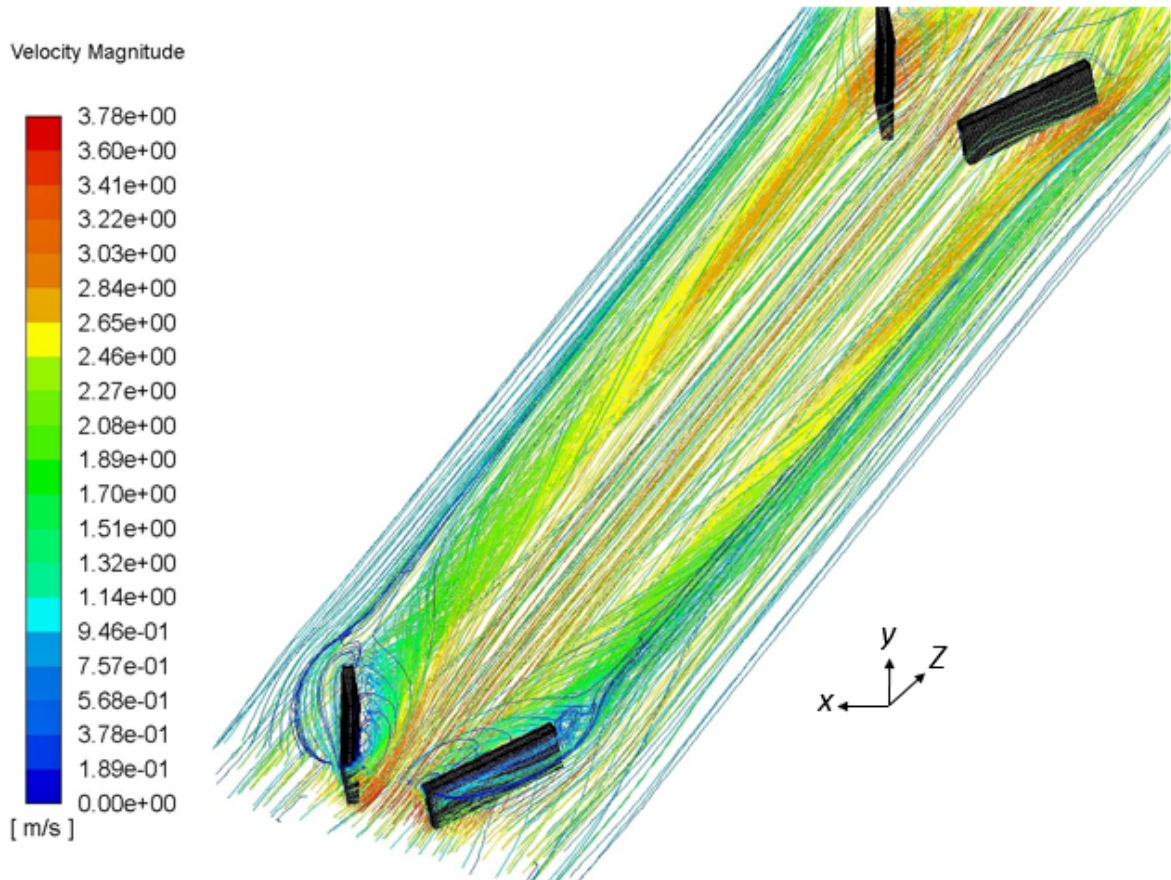


Figura 5.8: Líneas de corriente en caso de estudio 2. Escala de colores según magnitud de velocidad.

#### 5.2.1.4. Caso 3

##### Número de Reynolds 300

Se muestra en figura 5.9 cuatro planos equidistantes en el espacio de 0,5 [mm] entre pares de LVG, con los vectores de velocidad en esos planos y coloreados según magnitud total de velocidad. La figura 5.10 muestra dos planos con vectores de velocidad, uno justo antes del par de LVG y otro justo después y en figura 5.11 se muestran las líneas de corriente del fluido.

En figura 5.9 se aprecian dos vórtices longitudinales con ejes de rotación paralelos pero con sentido contrario, generando ascenso del fluido al centro y descenso en los lados.

Se puede ver en la misma figura que los vórtices generados por el par de LVG aun no terminan de desarrollarse cuando se encuentran con el siguiente par de LVG, por lo que hay una interposición entre los vórtices longitudinales generados y los LVG a lo largo del microcanal.

Lo mencionado en el párrafo anterior se puede ver claramente en figura 5.10 donde, a diferencia de lo observado en figura 5.4 y 5.7, se aprecia en los vectores de velocidad que aun existe vorticidad antes de el próximo par de LVG. Asimismo, en figura 5.11 se aprecia que las líneas de corriente de los vórtices generados aun presentan una fuerte rotación al momento

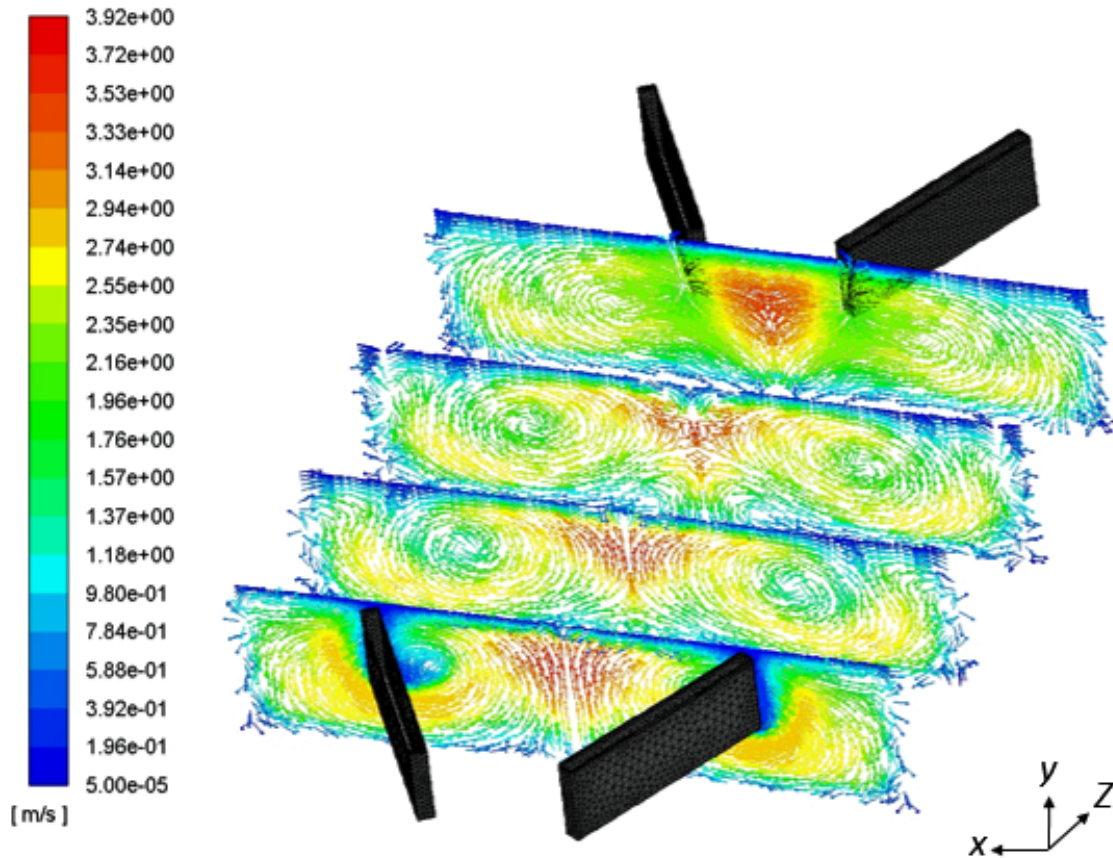


Figura 5.9: Vectores de componente  $u$  y  $v$  de velocidad en cuatro secciones del microcanal entre dos pares de LVG. Caso de estudio 3

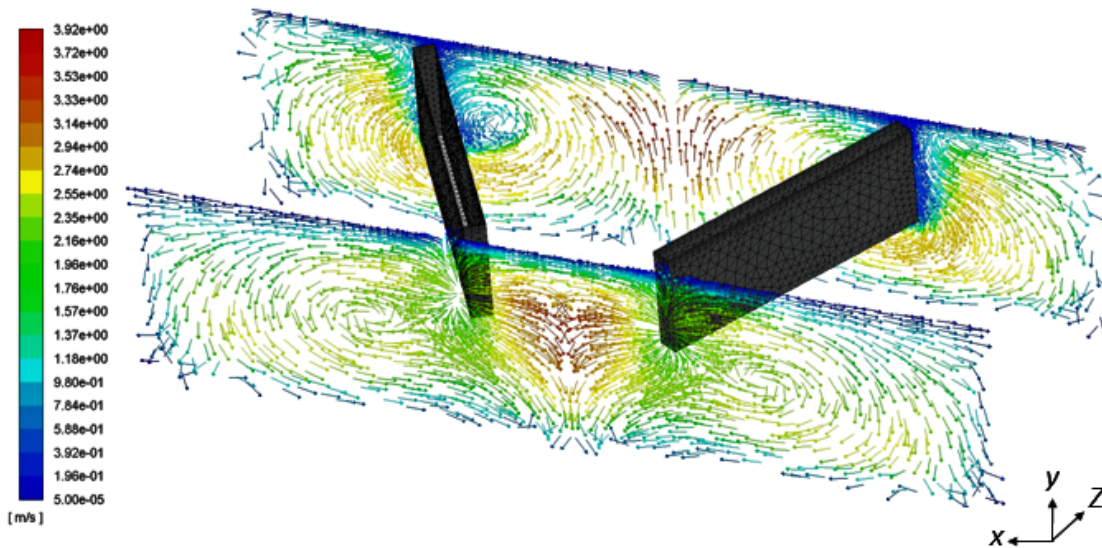


Figura 5.10: Vectores de componente  $u$  y  $v$  de velocidad en secciones del microcanal antes y después de un par de LVG. Caso de estudio 3

de encontrarse con los siguientes LVG y vencen al obstáculo.

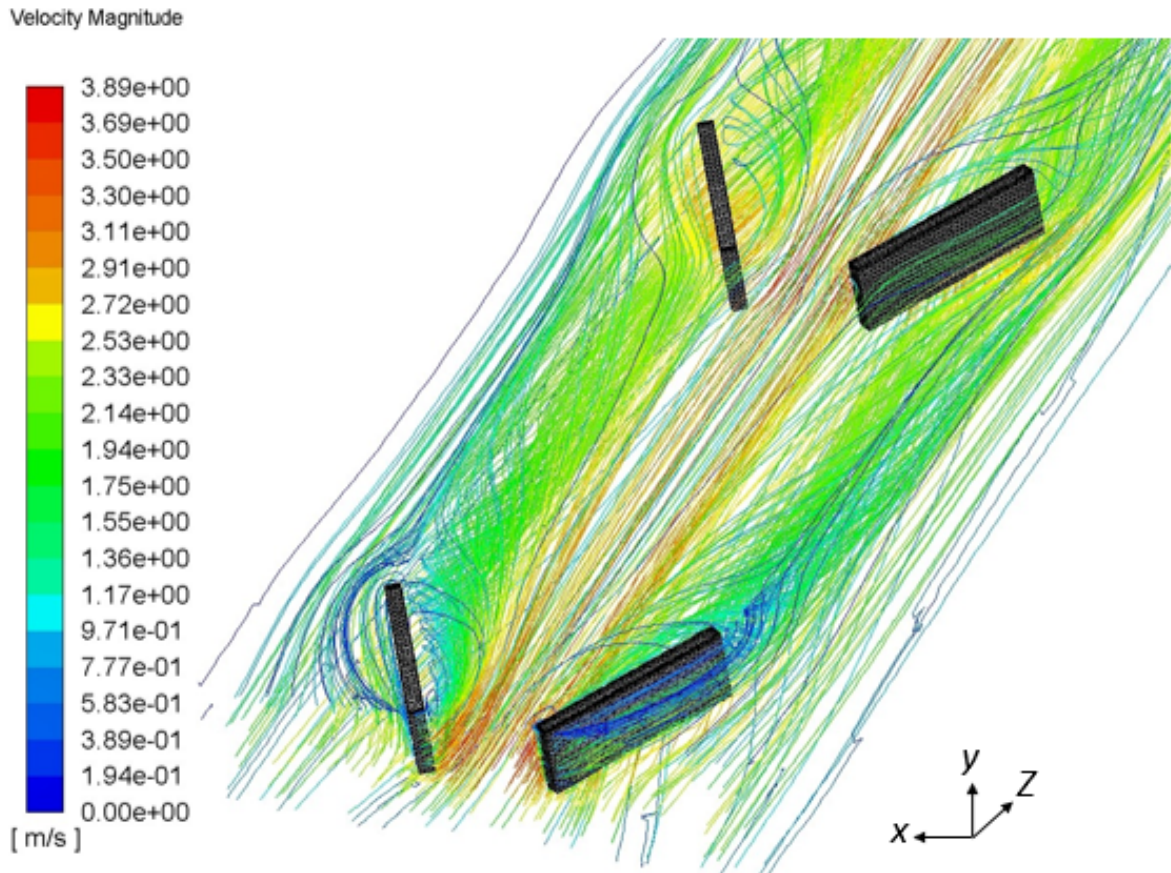


Figura 5.11: Líneas de corriente en caso de estudio 3. Escala de colores según magnitud de velocidad.

### Número de Reynolds 200

Análogamente, en figura 5.12 se muestran los mismos planos que en figura 5.9, pero con número de Reynolds de entrada 200 en vez de 300. También, en figura 5.13 se muestran las líneas de corriente en la misma sección del microcanal que en figura 5.11.

Se observa en figura 5.12 la formación de dos vórtices longitudinales tras el par de LVG y en el último plano se aprecia que el vórtice no se interpone al siguiente par de LVG.

En figura 5.13 se aprecia que el vórtice generado tras cada LVG se debilita rápidamente y, aun cuando se tiene rotación cerca del siguiente par de LVG, la intensidad del vórtice no es suficiente para vencer los obstáculos que representan los siguientes LVG y se ven interrumpidos tempranamente.

#### 5.2.1.5. Caso 4

En figura 5.14 se muestra una vista en corte del microcanal en el plano de simetría, donde se aprecia el espacio entre dos TVG con los vectores de velocidad en plano  $y-z$  coloreados según magnitud de velocidad total. Esto a 6,5 [mm] del comienzo de zona de intercambio de calor. En la figura se aprecia el vórtice transversal generado tras el TVG, con eje de rotación paralelo a eje  $x$ , y también un fuerte aumento de velocidad bajo el TVG.

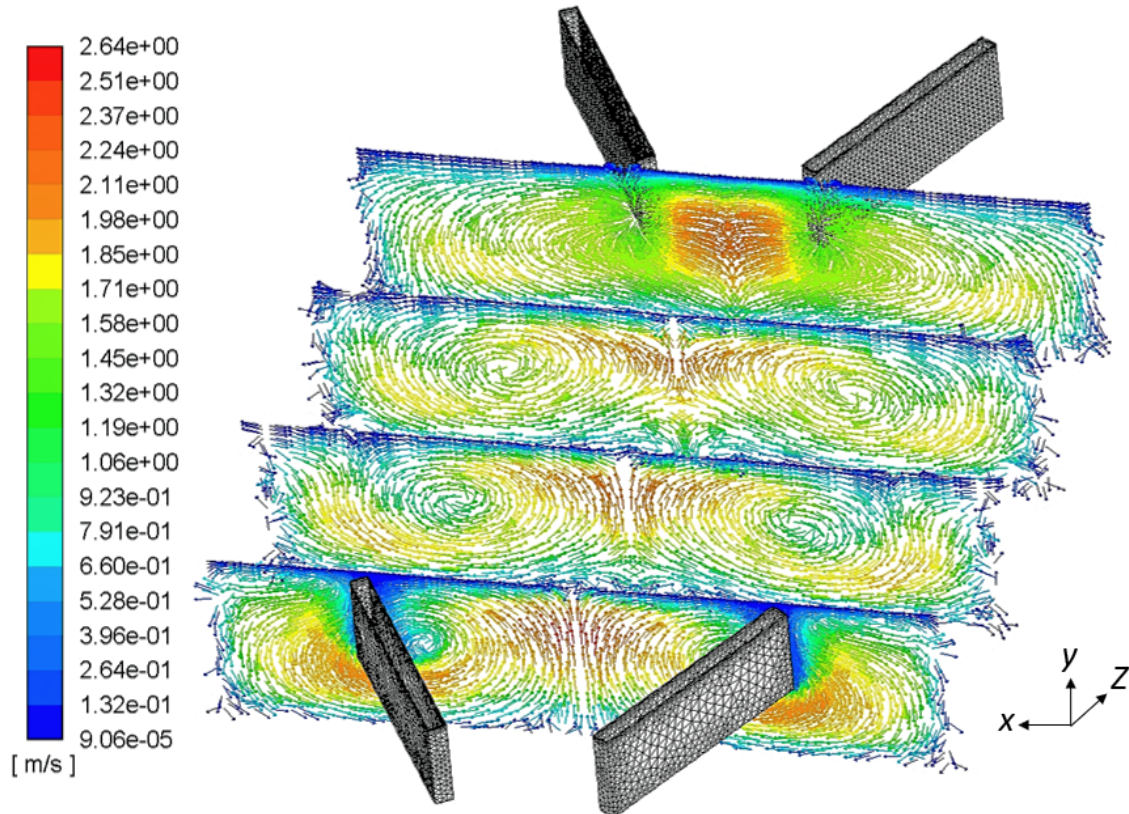


Figura 5.12: Vectores de componente  $u$  y  $v$  de velocidad en cuatro secciones del microcanal entre dos pares de LVG. Caso de estudio 3,  $Re_{in} = 200$ .

Se observa en figura 5.15 un acercamiento de la figura 5.14, donde se aprecia de mejor manera el vórtice generado y los vectores de velocidad. La distancia afectada por el vórtice en el eje 'z', es decir el tamaño de la proyección del vórtice en este eje, es de 0,35 [mm], lo cual es un poco más de un tercio de la distancia entre los TVG. Por otro lado, se aprecia que el fluido alcanza alta velocidad bajo el TVG, luego un ascenso de este flujo de alta velocidad, para finalmente tener un flujo simétrico en cuanto a velocidad hasta encontrarse con el siguiente TVG.

La figura 5.16 muestra una vista en corte del microcanal, en plano 'xz' a una altura de 0,075[mm] en eje 'y', lo que corresponde al plano a media altura de los TVG. En esta figura se puede observar que el vórtice transversal descrito anteriormente se ve fuertemente afectado por las paredes, donde aproximadamente solo una sección de 0,12 [mm] de largo del vórtice muestra un desarrollo completo y el ancho en eje 'z' mencionado anteriormente de 0,35[mm]. Luego, al acercarse a los extremos, el vórtice se ve mermado por el efecto pared, disminuyendo el ancho de estos y la velocidad de rotación. Se aprecian dos vórtices con eje de rotación paralelo a eje 'y' en los extremos del vórtice, en la proximidad de las paredes laterales, donde la velocidad es cercana a 0 [m/s].

Lo descrito en los párrafos anteriores de esta sección se visualiza de mejor manera en las líneas de corriente mostradas en figura 5.17, donde se aprecia que el vórtice transversal generado con eje de rotación paralelo a eje 'x' es fuertemente influenciado por las paredes,

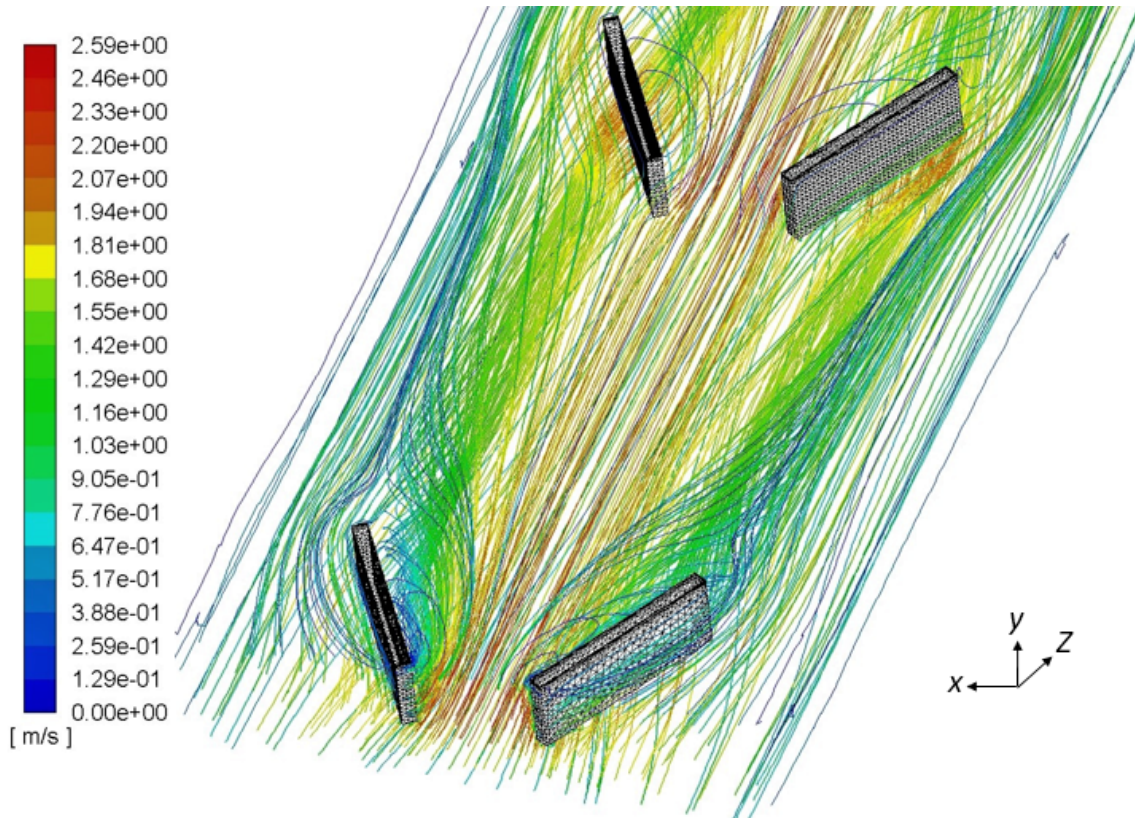


Figura 5.13: Líneas de corriente en caso de estudio 3. Escala de colores según magnitud de velocidad,  $Re_{in} = 200$ .

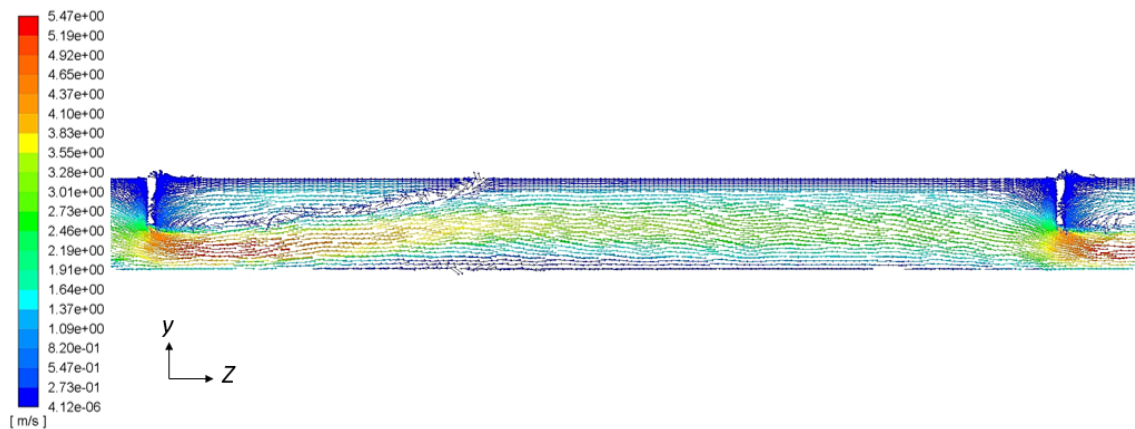


Figura 5.14: Vista en corte en plano de simetría del microcanal con vectores de componente  $w$  y  $v$  de velocidad, capturando dos TVG. Caso de estudio 4

lo cual genera una disminución en su ancho y una distorsión en la rotación, generando una componente de rotación en eje 'y'.

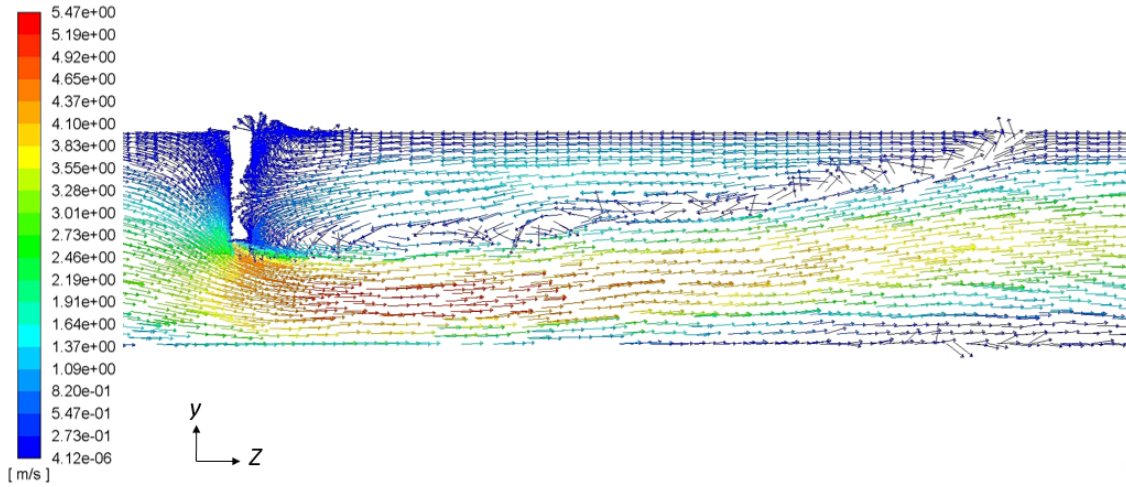


Figura 5.15: Vista en corte en plano de simetría del microcanal con vectores de componente  $w$  y  $v$  de velocidad, a una distancia de 6,5 [mm] desde el comienzo y detalles del vórtice generado. Caso de estudio 4

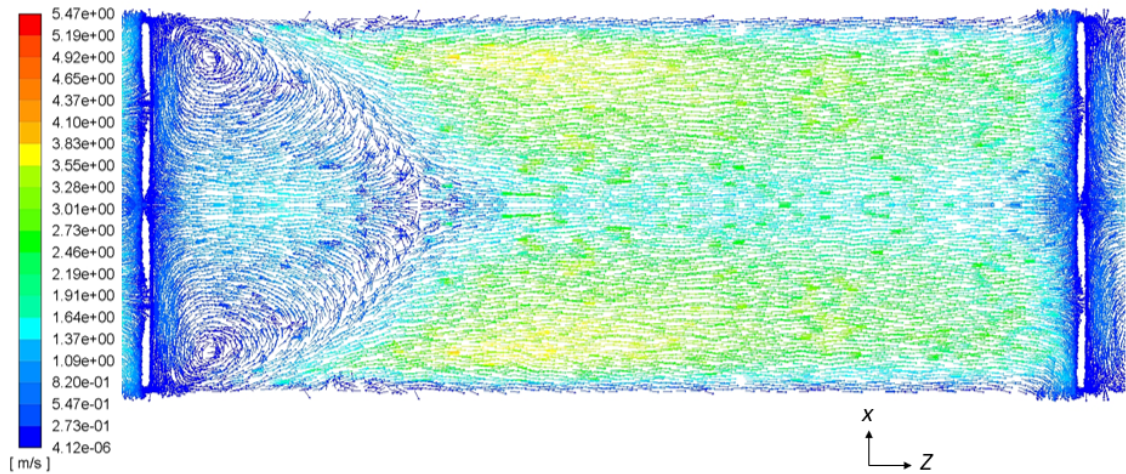


Figura 5.16: Vista en corte en plano 'xz' del microcanal a altura 0,075 [mm], con vectores de componente  $u$  y  $w$  de velocidad y detalles del vórtice generado. Caso de estudio 4.

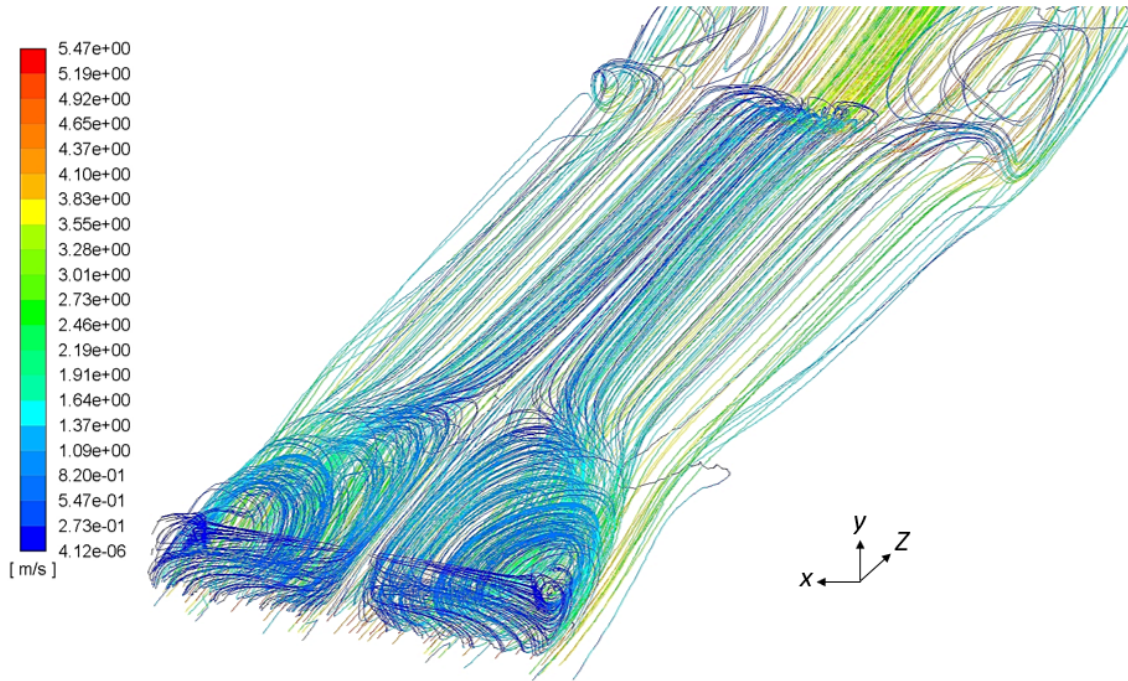


Figura 5.17: Líneas de corriente en caso de estudio 4. Escala de colores según magnitud de velocidad.

#### 5.2.1.6. Discusión sobre campo de velocidad

Como se menciona en las subsecciones anteriores, los generadores de vórtice cumplen su cometido, pues cada par de LVG genera un par de vórtices longitudinales simétricos y los TVG generan un vórtice transversal tras ellos.

En cuanto a los LVG, se aprecia en las figuras 5.3, 5.6, 5.9 y 5.12 que los pares de vórtices generados son de ejes paralelos y sentidos opuestos, generando un flujo ascendente en la zona central del microcanal. Esto debido a la geometría de los LVG, el ángulo de ataque y que se encuentran adosados a la zona superior. Por ejemplo, si se dispusieran en la zona inferior o con el ángulo de ataque suplementario, el sentido de rotación sería el opuesto, generando descenso en la zona central y ascenso lateral.

Considerando que la distancia entre pares de LVG en caso 1 es 1,5 [mm] y en caso 2 es 1,0 [mm], al ver las figuras 5.3 y 5.6, se puede inferir que los vórtices aun podrían seguir desarrollándose, pero las geometrías generadoras de vórtices provocan que estos desaparezcan antes de manera forzada. Esta hipótesis toma sentido al analizar el largo del vórtice en caso 1, donde el vórtice aun prevalece hasta justo antes del siguiente LVG a 1,5 [mm] de distancia, con lo cual, superaría la distancia entre LVGs de 1,0 [mm] del caso 2, pero como se menciona anteriormente, este también desaparece justo antes del siguiente LVG.

Sin embargo, en el caso 3 este efecto no se produce y existe una interposición entre vórtices y GV, pues en figura 5.10 se aprecia que el vórtice aun esta presente al llegar al siguiente par de LVG. Esto sucede debido a que, a la distancia que se encuentran los LVG en este caso, el vórtice aun tiene alta vorticidad y recirculación, de modo que prevalece frente al efecto del próximo LVG. Considerando el largo con alta vorticidad que se menciona en el análisis del

vórtice generado en casos 1 y 2, de alrededor de 0,75 [mm] y que la distancia entre LVGs del caso 3 es 0,5 [mm], entonces lo observado es consistente y, dependiendo de la distancia entre pares de LVG, el vórtice presenta la vorticidad suficiente para superar el LVG o ya se encuentra muy debilitado y desaparece.

Se debe considerar que para distintas velocidades de entrada, el largo del vórtice longitudinal es distinto, con lo que la interposición de vórtices puede o no ocurrir en los distintos casos estudiados.

De hecho, al comparar las figuras del caso 3 bajo condiciones de entrada distinta, es decir, las figuras 5.13 y 5.11 que muestran las líneas de corriente y las figuras 5.9 y 5.12 que muestran los vectores de componentes  $u$  y  $v$ , se aprecia que en el caso con  $Re$  de entrada 200, el vórtice presenta una menor longitud y vorticidad, donde la influencia del siguiente par de LVG interrumpe el desarrollo del vórtice. Por otro lado, se ve que el diámetro inicial del vórtice generado es similar en los dos casos, a diferencia de la longitud y vorticidad que sí se ven disminuidos notablemente al disminuir el  $Re$  de entrada a 200.

En los cinco casos de estudio se aprecia que la magnitud de la velocidad en la zona adyacente a las paredes es muy baja, debido a la condición de no deslizamiento, lo cual genera una capa límite de velocidad.

En relación a la magnitud de la velocidad dentro del microcanal, se aprecia que el caso sin GV presenta el menor máximo de velocidad, mientras que en los casos LVG la velocidad máxima es intermedia y similar entre ellos, y en caso con TVG se obtiene la mayor velocidad máxima dentro del microcanal. Esto se debe a que, donde se encuentra el TVG, la sección transversal del microcanal disminuye a la mitad, lo cual, por continuidad de masa, induce un fuerte aumento de velocidad en la zona inferior del TVG. Mientras que en los casos con LVG la sección disminuye ligeramente, provocando un aumento menor en la velocidad.

Se observa que para el caso sin GV y los casos con LVG, las líneas de corriente en la cercanía de las aristas superiores son rectas y el fluido de esas zonas no presenta mezcla con el resto del fluido. No así el caso con TVG, donde estas líneas de corriente se ven interrumpidas por los TVG, generando la mezcla del fluido.

En cuanto al caso con TVG, se muestra en figura 5.17 que los vórtices transversales se ven fuertemente afectados por las paredes, donde en las cercanías del plano de simetría se tiene el vórtice transversal puro, con eje de rotación paralelo al eje 'x', y luego este se ve distorsionado por efecto de las paredes. La sección del vórtice que no se ve afectada por las paredes, y se comporta como un caso teórico entre placas infinitas, es menor a un tercio del ancho del microcanal, lo que se debe a las pequeñas dimensiones del microcanal y la condición de no deslizamiento en las paredes, generando este fenómeno que distorsiona y reduce las dimensiones y velocidad de rotación de los vórtices transversales generados.

Por otro lado, se observa en figura 5.16 que, posterior a la zona de desarrollo del vórtice transversal, la velocidad en la vecindad del plano de simetría, de color celeste, es menor a las zonas más alejadas del plano de simetría, de color verde y amarillo. Esto se puede deber a que cerca del plano de simetría, el vórtice transversal tiene mayor influencia en la zona posterior a él y genera que la velocidad que alcanza el fluido no sea tan alta. Mientras que en



la zona más alejada del plano de simetría, dado que el vórtice transversal se ve disminuido por el efecto pared y tiene baja velocidad, este no tiene tal influencia en el flujo posterior y se alcanza mayor velocidad.

## 5.2.2. Campo de temperatura

A continuación se muestran los contornos de temperatura en la pared con flujo de calor constante para los cinco casos de estudio y luego los contornos de temperatura en secciones transversales, comparando el caso 0 sin GV, el caso 2 con LVG y el caso 4 con TVG.

Posteriormente, se relaciona el campo de temperatura con el coeficiente de transferencia de calor, se muestra un mapa de este valor en la zona superior y comparan los casos de estudio.

Todas las figuras de esta subsección corresponden a estudios con número de Reynolds 300 y nanofluido como fluido de trabajo.

### 5.2.2.1. Pared de intercambio

En figura 5.18 se muestran los contornos de temperatura de toda la zona de intercambio de calor y en figura 5.19 se muestra un acercamiento para apreciar los detalles en cada caso de estudio. En figura 5.18 la escala de colores va desde 298 a 312 [K], mientras que la figura 5.19 de 298 hasta 311 [K].

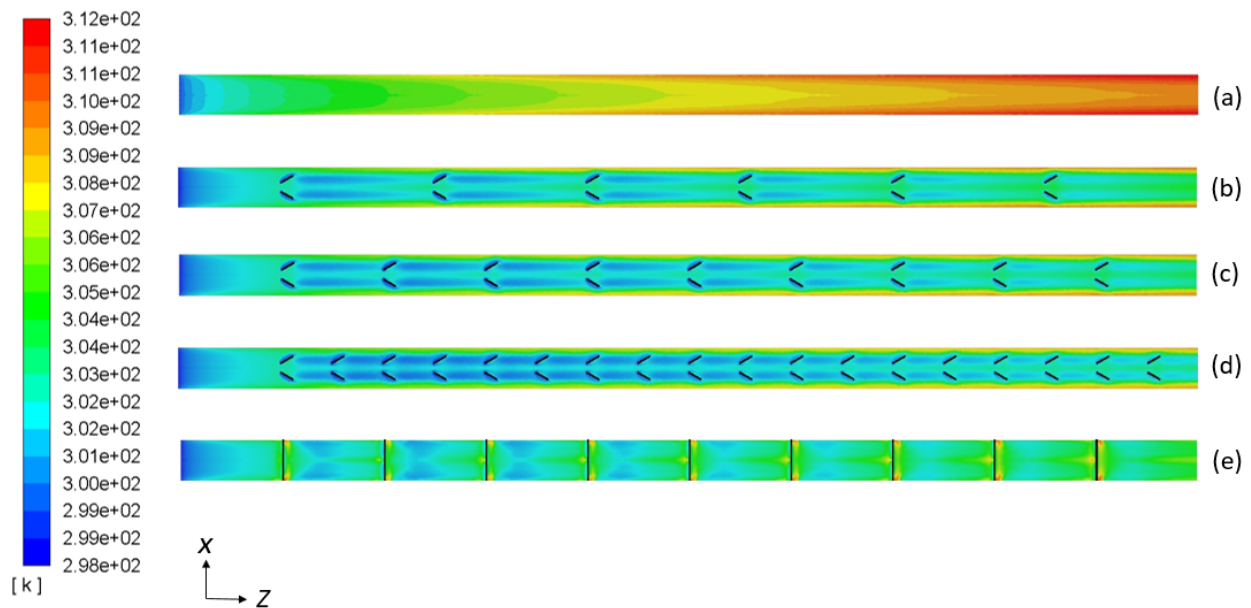


Figura 5.18: Contornos de temperatura en la pared superior de la zona de intercambio de calor. (a) Caso 0, (b) Caso 1, (c) Caso 2, (d) Caso 3 y (e) Caso 4.

Se aprecia en figura 5.18 (a) que la temperatura de la pared en el caso 0 aumenta de manera gradual y uniforme en el sentido del flujo, pudiéndose observar perfiles isotérmicos parabólicos, donde la temperatura se eleva primero en los lados y luego al centro a medida

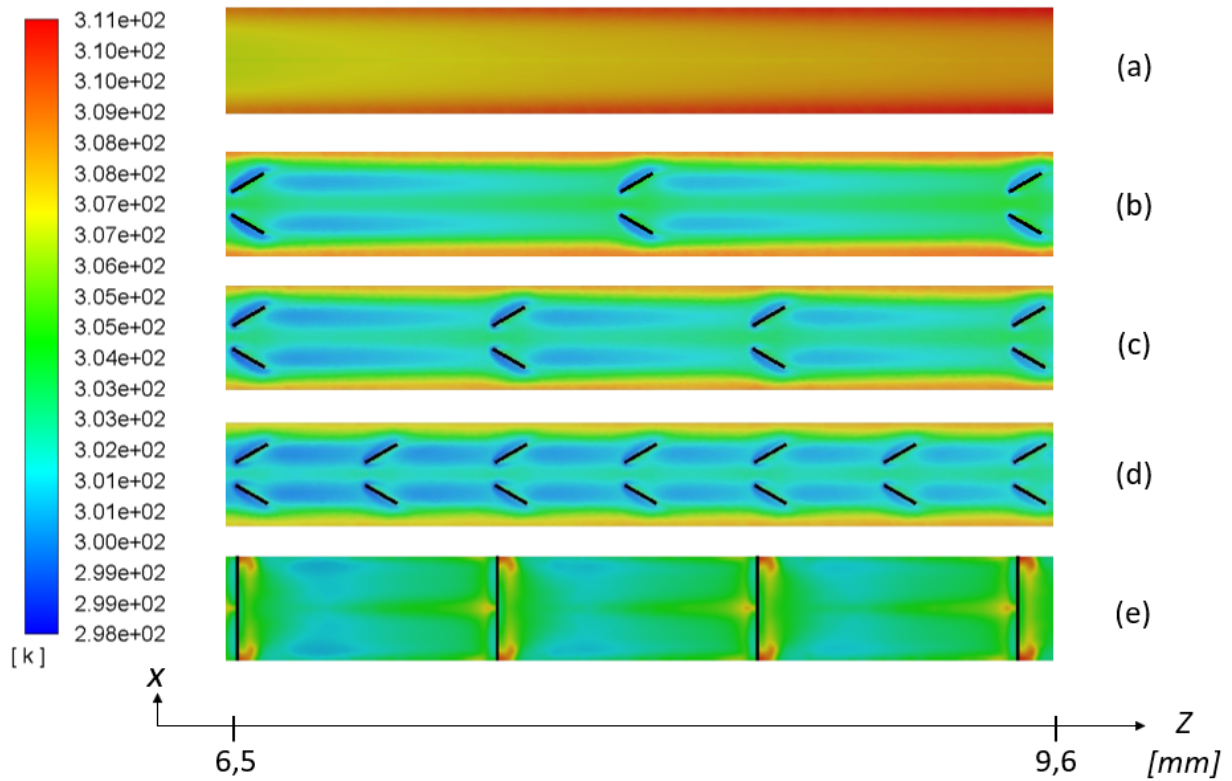


Figura 5.19: Contornos de temperatura en la pared superior desde 6,5 a 9,6 [mm] desde el inicio del microcanal. (a) Caso 0, (b) Caso 1, (c) Caso 2, (d) Caso 3 y (e) Caso 4.

que se avanza en el eje 'z', siendo principalmente anaranjada y rojiza la parte final de la zona de intercambio de calor, que representa alrededor de 311 grados [K].

Se observa un comportamiento similar entre los casos (b), (c) y (d) de la figura 5.18, con zonas ovaladas alargadas de menor temperatura después de cada LVG y un aumento importante de la temperatura en las zonas adyacentes a los límites laterales.

Por otra parte, en figura 5.18 (e) se puede ver que el contorno de temperatura de la pared en el caso con TVG difiere bastante con los otros casos. Destacan los aumentos de temperatura en la zona inmediatamente después de los TVG, lo cual se aprecia de manera más clara en figura 5.19. Luego, la temperatura disminuye rápidamente hasta aproximadamente dos tercios de la distancia entre TVG y después aumenta gradualmente hasta justo antes del próximo TVG. A diferencia de lo mencionado en casos con LVG y sin GV, aquí no se aprecia un aumento mayor de temperatura en las zonas adyacentes a las paredes laterales.

En tabla 5.6 se muestra la temperatura promedio y la temperatura máxima de la pared con flujo de calor para los cinco casos de estudio, en las mismas condiciones de entrada que las figuras 5.18 y 5.19. Se aprecia en esta tabla que los casos 1, 2, 3 y 4 presentan una temperatura promedio similar, a diferencia del caso 0, que tiene una temperatura promedio mayor en alrededor de 3 grados.

Tabla 5.6: Temperatura promedio ' $\overline{T}_{wall}$ ' y máxima ' $T_{wall,max}$ ' en la pared con flujo de calor.

Caso	Fluido	Re	$\overline{T}_{wall}$ [K]	$T_{wall,max}$ [K]
Caso 0	Nanofluido	300	306,3	310,4
Caso 1	Nanofluido	300	303,8	310,0
Caso 2	Nanofluido	300	303,5	309,7
Caso 3	Nanofluido	300	303,1	309,0
Caso 4	Nanofluido	300	303,4	311,2

En cuanto a la temperatura máxima, se observa en tabla 5.6 que la mayor corresponde al caso 4, lo cual ocurre específicamente en una de las zonas inmediatamente después de un TVG. En cambio, los casos con LVG y sin GV presentan su máximo en la zona contigua a la pared lateral.

### 5.2.2.2. Sección transversal

Las figuras 5.20, 5.21 y 5.22 muestran seis planos con contornos de temperatura en la escala de 298 a 309 [K], la figura 5.20 es del caso 0, la 5.21 del caso 2 y la 5.22 del 4. Los planos de figuras 5.21 y 5.22 se ubican en la misma posición relativa a los GV, donde el primer plano se ubica inmediatamente después del generador de vórtices y el último se encuentra justo antes del siguiente generador de vórtices. Los planos del caso 0 se encuentran en la misma posición que los planos del caso 2.

Se muestra también en figura 5.23 el contorno de temperatura de una sección transversal del caso 4, en plano 'x-z' a altura 0,075 [mm] en eje 'y' a media altura del TVG, bajo las mismas condiciones que la figura 5.22.

Se aprecia en figura 5.20 que la temperatura del fluido se mantiene cercana a 298 [K] de manera uniforme en la zona inferior y media del microcanal y que luego, al acercarse a la pared superior, la temperatura comienza aumentar gradualmente de manera similar en todo lo ancho del microcanal, viéndose un mayor aumento en los extremos laterales. No se aprecian grandes diferencias entre los planos de esta figura.

En figura 5.21 se observa que la temperatura es mayor que 298 [K] en la zona inferior y cercana a 298 [K] al centro, formando una figura similar a dos círculos unidos. También se ve, de manera más pronunciada que en la figura 5.20, un incremento de temperatura en la cercanía a las paredes laterales donde el máximo se encuentra en la pared superior y el aumento de temperatura llega hasta la pared inferior. Los seis planos son similares entre ellos exceptuando por el primero, donde se aprecian dos aumentos de temperatura desde la zona superior hasta el centro de los círculos mencionados anteriormente.

A diferencia del caso sin generadores de vórtices y el caso con LVG, los planos del caso con TVG, observados en figura 5.22, son relativamente distintos entre ellos. En el primero se observa un fuerte aumento de temperatura en la mitad superior, llegando a 309 [K], y luego una abrupta disminución en la mitad inferior hasta temperaturas cercanas a los 298 [K]. Al

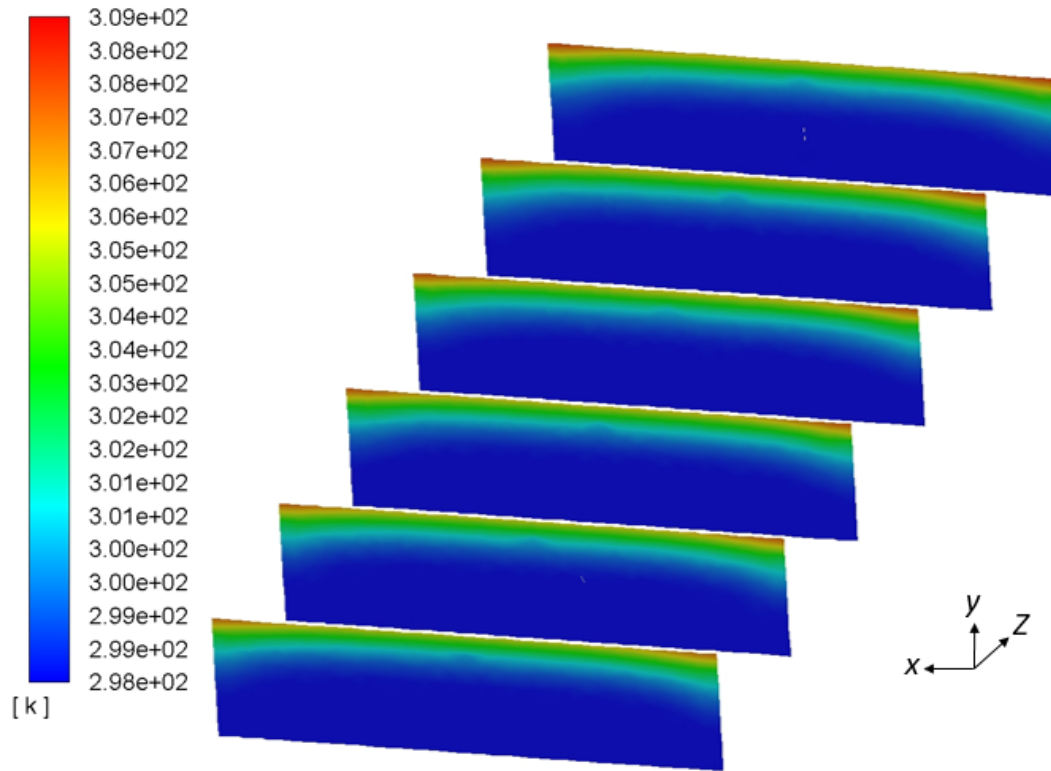


Figura 5.20: Contorno de temperatura en seis secciones transversales del caso 0.

centro de este plano el fenómeno no es tan fuerte y las variaciones son graduales.

Luego, en los siguientes planos de la figura 5.22 se tienen temperaturas bajas hasta el penúltimo plano, notando un contorno similar, pero con un leve aumento en las cercanías de la pared superior. En el último plano se tiene un mayor aumento de temperatura en la zona superior, formando una capa térmica más gruesa, que en los lados llega a media altura.

En figura 5.23 se puede ver que la temperatura en la zona después del TVG es mayor, sobretodo en las cercanías de las paredes laterales y en menor medida al centro. Luego se aprecia una importante disminución de temperatura, excepto en la vecindad del plano de simetría, donde la temperatura se mantiene cercana a 301 [K]. Finalmente, en la zona anterior al siguiente TVG también se aprecia un aumento de temperatura, principalmente en las zonas laterales y cerca del plano de simetría.

### 5.2.2.3. Discusión sobre campo de temperatura

Observando los contornos de temperatura en la pared con flujo de calor y los contornos de temperatura en secciones transversales se puede formar una imagen más clara del campo de temperatura dentro del microcanal y cómo afectan las geometrías generadoras de vórtice en este.

Se observa en figura 5.19 (b), (c) y (d) que tras los LVG hay zonas ovaladas y alargadas de menor temperatura y un abrupto aumento de temperatura en las paredes, lo cual se

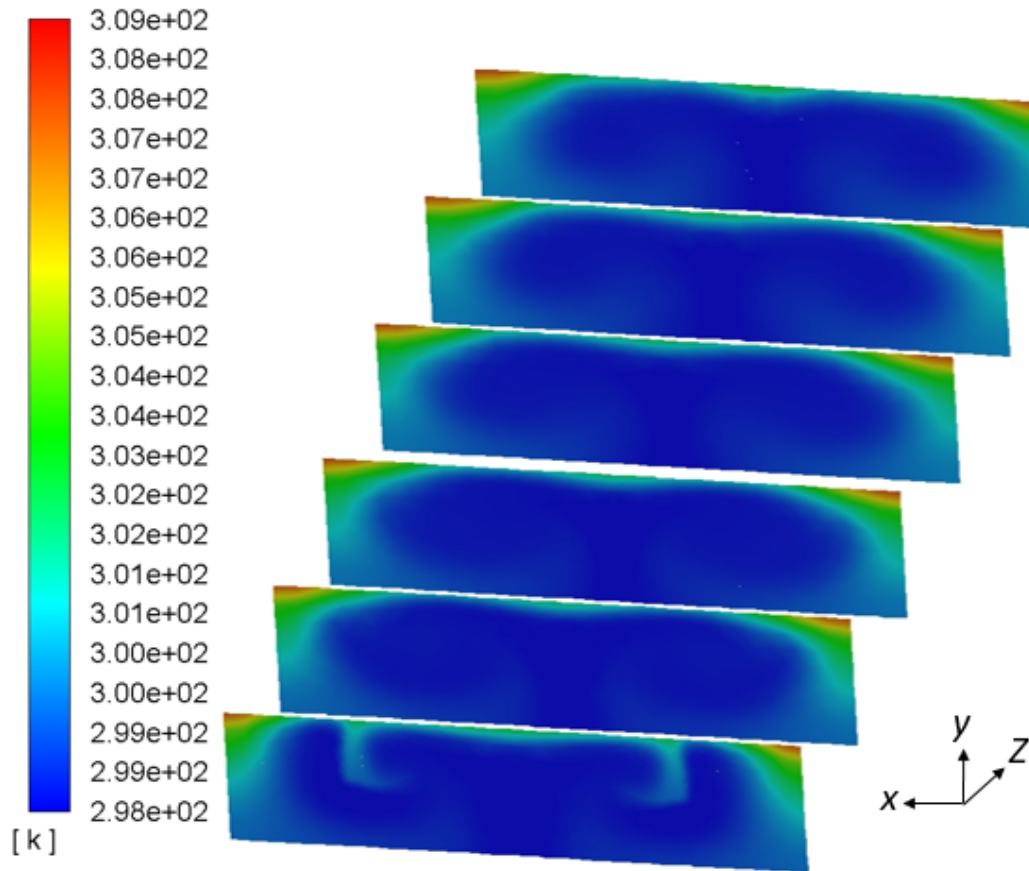


Figura 5.21: Contorno de temperatura en seis secciones transversales del caso 2.

refleja también en figura 5.21, donde se aprecia que las zonas de menor temperatura, de forma relativamente circular, llegan a alcanzar la pared superior y son el reflejo del mismo fenómeno. Por otro lado se observa que la zona de alta temperatura lateral en figura 5.19 no es algo superficial, pues en figura 5.21 se ve que el aumento tiene influencia hasta la zona inferior.

Distinto es el caso 0, donde, aun cuando la figura 5.19 (a) también muestra un aumento mayor de temperatura en la cercanía a la pared lateral, en figura 5.20 se observa que, el grosor de la capa de mayor temperatura es bastante regular a lo ancho en eje  $x$  y solo un poco más gruesa a los extremos laterales.

Por otra parte, en el caso 4 se aprecia de manera clara un importante aumento de temperatura en la zona inmediatamente después de los TVG, tanto en figuras 5.19 y 5.23, como en el primer plano de la figura 5.22, donde se aprecia que el aumento no es solo en la pared superior, si no que ocurre hasta aproximadamente la mitad del microcanal. Se observa en figuras 5.19 y 5.23 que los contornos de temperatura son bastante similares, solo que de menor magnitud a altura 0,075 [mm], lo cual, sumado a la figura 5.22, muestra que este perfil de temperatura se encuentra de manera similar a lo alto del TVG, y que por debajo del TVG la temperatura del fluido se mantiene cercana a 298 [K].

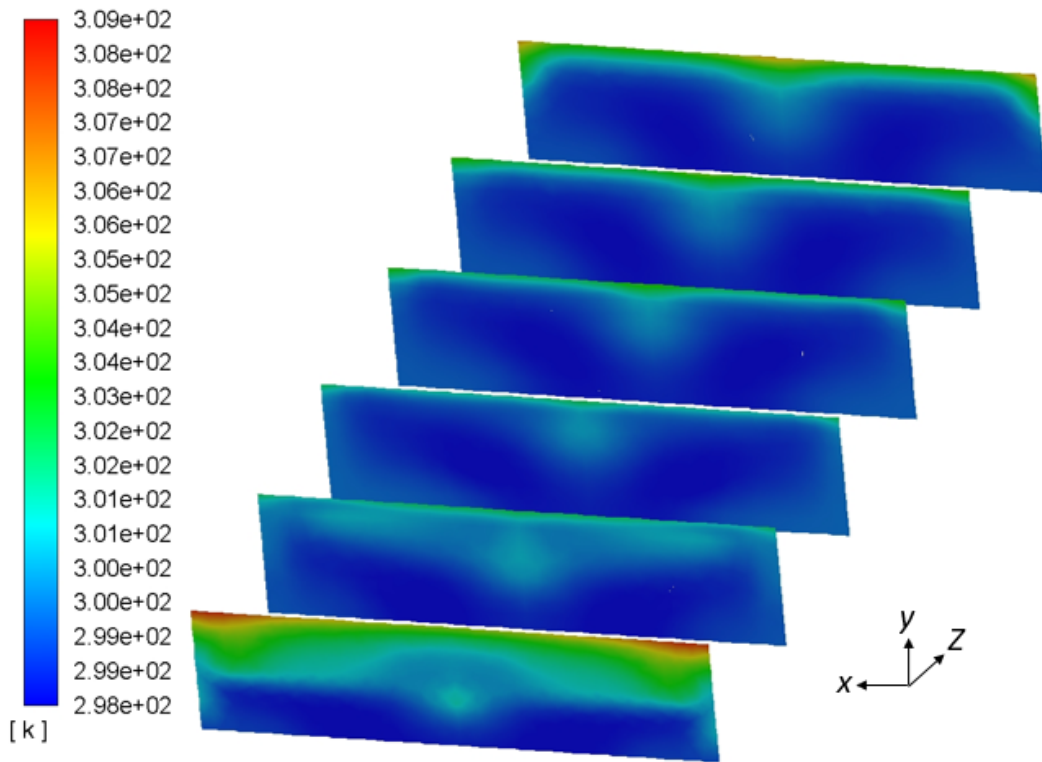


Figura 5.22: Contorno de temperatura en seis secciones transversales del caso 4.

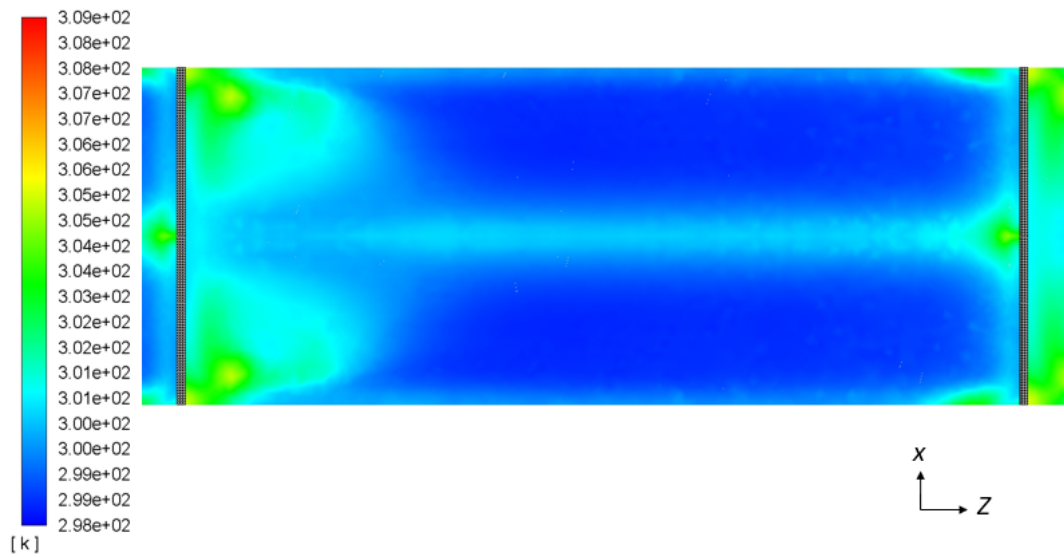


Figura 5.23: Contorno de temperatura en plano 'x-z' a una altura de 0,075 [mm] en caso 4.

Para relacionar los contornos de temperatura con la transferencia de calor primero se debe notar el modelo y condiciones modeladas. Primero, se tiene un flujo de calor constante en toda la pared superior. Segundo, al observar la ecuación 4.10 y considerando que la conductividad térmica del fluido es prácticamente constante dentro del rango de temperaturas

experimentado por el fluido, entonces el gradiente de temperatura normal a la superficie es proporcional al flujo de calor y, por ende, constante. Tercero, observando la ecuación 4.14, se aprecia que el coeficiente 'h' es inversamente proporcional a la diferencia de temperatura entre la pared y la del fluido.

De esta manera, las zonas de baja temperatura en la pared, denotan zonas donde hay mayor mezcla, llevando fluido de menor temperatura hacia la pared y haciendo el intercambio más eficiente, sin aumentar la temperatura de la pared notablemente.

En vista de lo mencionado anteriormente y considerando que el flujo de calor es constante y se están comparando los casos bajo las mismas condiciones de operación, es decir, el mismo flujo volumétrico absorbe el mismo flujo de calor. Entonces, una mayor temperatura promedio de la pared denota un coeficiente de transferencia de calor menor, pues 'h' es inversamente proporcional a la diferencia de temperatura entre la pared y la temperatura promedio del fluido. Así, los resultados que se muestran en tabla 5.6 sobre la temperatura promedio entregan también información sobre el desempeño térmico del caso.

Por otra parte, se debe considerar la temperatura máxima mostrada en tabla 5.6, pues si la función del microcanal es refrigerar un componente eléctrico, se debe tener especial cuidado con la sensibilidad del componente a altas temperaturas, donde en diseño se puede conseguir la debida absorción de calor total por parte del refrigerante, pero con puntos de temperatura inaceptables.

#### 5.2.2.4. Coeficiente de transferencia de calor

En función de la temperatura de la pared superior y del fluido en la entrada y salida de microcanal, se puede calcular de manera local el coeficiente de transferencia de calor según ecuación 4.14 y considerando  $T_{wall}(x, z)$ .

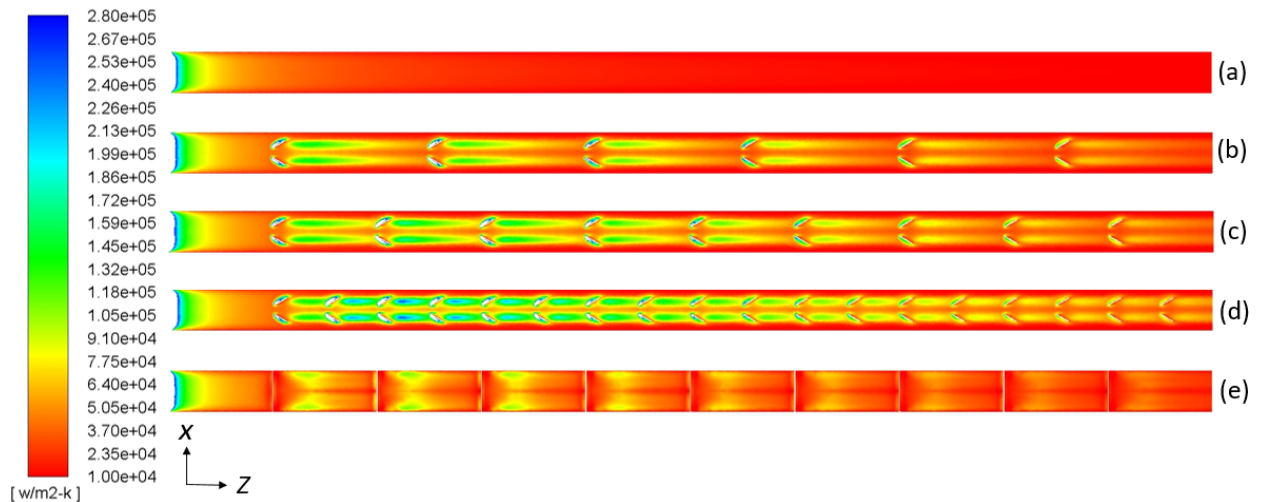


Figura 5.24: Mapa de coeficiente de transferencia de calor.(a) Caso 0, (b) Caso 1, (c) Caso 2, (d) Caso 3 y (e) Caso 4.

En figura 5.24 se muestra un mapa del coeficiente de transferencia de calor de cada caso

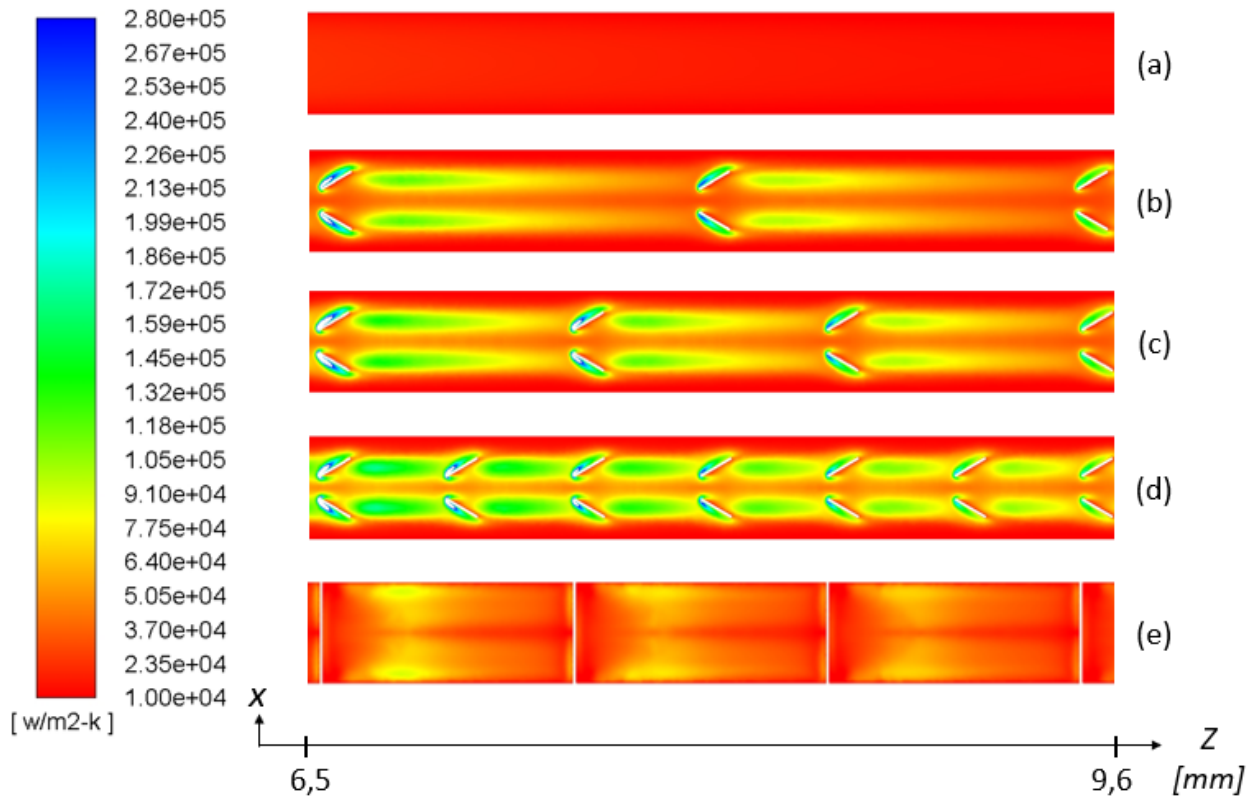


Figura 5.25: Mapa de coeficiente de transferencia de calor desde 6,5 a 9,6 [mm] desde el inicio del microcanal.(a) Caso 0, (b) Caso 1, (c) Caso 2, (d) Caso 3 y (e) Caso 4.

de estudio en la zona de transferencia de calor, bajo la misma escala de colores, y en figura 5.25 se muestra un acercamiento de la figura anterior.

Considerando que el flujo de calor es uniforme y constante, y que la temperatura del fluido se calcula según la entrada y la salida, entonces el coeficiente de transferencia de calor local, para un caso de estudio específico, depende de la temperatura de la pared en ese punto y de dos constantes, de la forma  $h=A/(T-B)$  con A y B constantes.

Teniendo en cuenta lo anterior, entonces las figuras 5.18 y 5.24 y las figuras 5.19 y 5.25, guarden una estrecha relación, donde zonas de alto h se relacionan a zonas de baja temperatura y viceversa.

En figura 5.24 (a) se observa que h es similar a lo largo de la zona de transferencia de calor, exceptuando la entrada donde el fluido está frío, siendo anaranjado y rojo casi en su totalidad.

En cambio, en 5.24 (b), (c) y (d), se aprecia que tras los LVG se tienen zonas donde h tiene un valor incluso diez veces mayor que en el caso sin GV, magnitud que desciende a medida que los LVG se alejan de la entrada. Se aprecia que una importante porción del caso 3 está coloreada azul y verde, donde el coeficiente h es mayor a  $10^5$  [W/m<sup>2</sup>K], mientras que en el caso 1 y 2 las zonas azules y verdes se encuentran en una porción menor. También, se



aprecia que en la cercanía a las paredes laterales la magnitud de  $h$  es notablemente menor que tras los LVG.

Por otro lado, se aprecia en figura 5.24 (e) que el caso 4 presenta en su mayoría colores amarillos y anaranjados, donde  $h$  es más bajo en la zona inmediatamente posterior a los TVG y luego se tienen zonas de mayor magnitud. Este caso no presenta una gran disminución de  $h$  en las zonas laterales, a diferencia de los casos con LVG, como se muestra en figura 5.25, pero también se aprecia que la magnitud de  $h$  tras los TVG no alcanza el aumento que generan los LVG tras ellos.

En sección 5.6 se discute la magnitud del coeficiente de transferencia de calor global de los casos de estudio.

### 5.2.3. Relación entre campos de temperatura y velocidad

A continuación se relaciona lo descrito con respecto al campo de velocidad en sección 5.2.1 y lo descrito en cuanto al campo de temperatura en sección 5.2.2.

#### Caso sin GV

Considerando el flujo laminar y sin vórtices descrito en el caso 0 según figura 5.2, se tiene que el fluido que permanece en líneas de corriente cerca de la pared superior, es el que aumenta más su temperatura, debido al flujo de calor constante que reciben y la baja mezcla con fluido de menor temperatura. Esto se aprecia en los contornos de temperatura de figura 5.20, donde la parte inferior se mantiene cercana a 298 [K] mientras que la superior incrementa hasta 309 [K].

También se aprecia en la sección transversal de figura 5.2 que el flujo cercano a las aristas superiores laterales, de baja velocidad, presenta mayor distancia a la zona de máxima velocidad al centro que el flujo superior al medio. Dicho de otra manera, la capa límite hidráulica de la pared superior es más gruesa cerca de las paredes laterales que al centro. Esto produce que la transferencia de calor desde la zona superior cerca de las aristas sea más baja y provoque un mayor aumento de temperatura que al centro. Lo que se aprecia en la figura 5.18 (a), donde los contornos de temperatura de esta pared presentan parábolas isotérmicas, al igual que el perfil de velocidad existente a media altura del microcanal en plano 'x-z'.

#### Casos con LVG

Una de las características más llamativas de los contornos de temperatura de la pared con flujo de calor en los casos con LVG, son las zonas ovaladas de menor temperatura tras los generadores de vórtices, observadas en figura 5.18 (b), (c) y (d). Estos contornos se relacionan directamente con los vórtices longitudinales generados por los LVG, observados en las figuras 5.5, 5.8 y 5.11. En estas figuras, se observa que los vórtices generan mayor mezcla del fluido de trabajo, en donde la rotación del vórtice hace que fluido en la zona central, que presenta menor temperatura, fluya hacia la zona superior, donde absorbe el flujo de calor, aumenta su temperatura y luego es desplazado a la zona lateral y posteriormente hacia la zona inferior.

Se puede observar el fenómeno térmico e hidráulico descrito anteriormente en el caso 2. Teniendo en cuenta el diámetro de los vórtices, apreciable en las figuras 5.8 y 5.6, se observa en figura 5.21 que tanto la temperatura al centro como en la zona superior de los vórtices es cercana a 298 [K] y, luego, la temperatura aumenta en la zona lateral del vórtice, donde también se mezcla con fluido a mayor temperatura que no es parte del vórtice, y en la zona inferior este presenta una temperatura cercana a 300 [K].

En cuanto al largo de los vórtices generados, también se puede observar una relación entre la temperatura en la pared superior y la velocidad del fluido. En figura 5.18 (b) se observa, principalmente entre el primer y segundo par de LVG donde hay más contraste de colores, que la zona ovalada cubre casi la totalidad de la distancia entre LVGs, donde en los primeros dos tercios hay una fuerte influencia del vórtice en el gradiente de temperatura y luego este gradiente es más leve, lo cual se ve mejor en figura 5.19 (b). Esto se explica mediante la figura 5.5 donde en los primeros dos tercios el vórtice presenta alta vorticidad y recirculación, mientras que después la mezcla es leve y no produce el mismo efecto. Esto se aprecia también en figura 5.3, en la que el segundo, tercer y cuarto plano muestran el vórtice bien definido y que abarca una mayor porción del microcanal. En cambio, en el quinto plano se aprecia el vórtice menos definido y con menos influencia en la sección, lo cual indica menor rotación y mezcla en esta sección del microcanal.

El mismo fenómeno ocurre en el caso 2, diferenciándose en el largo del tramo donde el vórtice ya es más débil y no presenta mayor rotación. Esto se observa al comparar las figuras 5.19 (b) y (c), donde la forma y largo de las zonas de menor temperatura tras el primer par de LVG son iguales, solo que en (c) el siguiente par de LVG se encuentra a menor distancia, pero aun así a distancia suficiente para que la zona de alta vorticidad se note en el contorno de temperatura.

En cambio, en el caso 3 esto es distinto, como se menciona en sección 5.2.1.6, en este caso, y para esta velocidad de entrada, se produce una superposición entre los vórtices generados y los LVG, lo cual se aprecia en figura 5.18 como una franja casi continua de menor temperatura a los largo de los LVG.

Se aprecia en figuras 5.5, 5.8, 5.11 y 5.13 que las líneas de corriente en la vecindad de las aristas superiores del microcanal no se ven afectadas por los LVG y son casi rectas. También se aprecia que estas zonas son de baja velocidad, por lo que el fluido que fluye en esas zonas no se mezcla con el resto, fluye más lento y esta constantemente recibiendo el flujo de calor desde la pared superior. Esto explica el gran aumento de temperatura en la pared superior que se observa en figura 5.18 (b), (c) y (d).

Considerando el párrafo anterior y el sentido de giro de los vórtices longitudinales, donde el fluido asciende al centro y desciende a los lados del microcanal, se explica que en figura 5.21 la temperatura del fluido a los lados y zona inferior sea mayor que en el caso sin vórtices que se muestra en figura 5.20.

Se observa en figura 5.6 que justo después de los LVG, cerca del límite trasero, la velocidad del nanofluido es baja. Esto provoca los aumentos de temperatura que se observan solo en el primer plano de la figura 5.21.

## Caso con TVG

Debido a la complejidad del vórtice transversal generado, que se ve distorsionado por efecto de las paredes, el campo de temperatura del caso 4 también presenta características particulares y complejas que lo diferencian de los otros casos estudiados. Aun así, es posible ver claras relaciones entre el campo de velocidad y de temperatura.

Al comparar las figuras 5.16 y 5.23, ubicadas en el mismo plano y posición en el microcanal, se observa claramente la relación entre la magnitud de la velocidad y la temperatura local. En la zona posterior al TVG se aprecia en el contorno de temperatura que las zonas laterales presentan temperatura cercana a 305 [K], donde también se encuentra la rotación de muy baja velocidad en eje 'y' del fluido, generada por el efecto de la pared sobre el vórtice transversal. En cambio, la temperatura en la zona posterior al TVG, pero en las cercanías del plano de simetría, donde el vórtice transversal no se ve afectado por las paredes y muestra velocidades cercanas a 1,5 [m/s], la temperatura está en torno a los 300 grados Kelvin.

Posterior a la zona de desarrollo del vórtice transversal, se observa que la figura 5.23 también tiene una estrecha relación con figura 5.16, donde en la primera se observa una franja de temperatura cercana a 301 [K] en la vecindad del plano de simetría y a los lados de esta franja la temperatura disminuye aproximadamente a 298 [K]. Esto se relaciona con la segunda figura en que al centro se tiene una franja de menor velocidad que a los lados. Se aprecia también en estas figuras que en la zona anterior al TVG se tiene tanto una alta disminución de la velocidad como un fuerte aumento en la temperatura.

En figura 5.19 (e) se puede observar que tras los TVG se forman dos zonas de temperatura máxima, luego una zona de temperatura media, posteriormente una de baja temperatura y, finalmente, una de mayor. Considerando el campo de velocidad estudiado según figuras 5.16 y 5.14 y las líneas de corriente que se muestran en figura 5.17, se puede interpretar que las zonas de máxima temperatura posterior al TVG se deben al efecto pared sufrido por el vórtice transversal, donde la velocidad del fluido, y por ende la mezcla de ese fluido, es muy baja, de modo que la misma porción de fluido se mantiene cercana a la zona de intercambio de calor más tiempo y sufre un fuerte aumento de temperatura.

Luego, la zona de media temperatura coincide con perfil del vórtice generado, el cual tiene una velocidad relativamente baja y por ende, un aumento no menor de su temperatura. La zona de menor temperatura se relaciona al lugar donde la porción de fluido que no se ve comprometido en el vórtice asciende desde la zona inferior con menor temperatura y mayor velocidad, absorbiendo eficazmente el flujo de calor, fenómeno hidráulico que se ve de manera clara en figura 5.14.

Por otro lado, el aumento en la zona anterior al TVG que se aprecia en figura 5.19, que es de un importante grosor como se ve en el último plano de figura 5.22, se debe a la baja velocidad, y por ende mezcla, del fluido en esta zona, lo cual se observa en figura 5.14.

En conclusión, se encuentra de manera consistente en todos los casos de estudio una estrecha relación entre la velocidad del fluido, la recirculación del fluido y la temperatura, donde los vórtices longitudinales logran eficazmente mover fluido de baja temperatura desde la zona central del microcanal a la pared superior, manteniendo la pared a menor temperatura.

También se observa que mientras menor sea la distancia entre LVG y mayor sea el número de estos, la temperatura promedio de la pared disminuye debido a la alta vorticidad que se genera a lo largo del microcanal.

Por otro lado, los TVG logran mayor mezcla del flujo que el caso sin GV, pero esta mezcla no es del todo eficaz, observando puntos de máxima temperatura tras ellos debido a la baja velocidad de rotación del vórtice transversal generado.

## 5.3. Comparación entre fluidos de trabajo

### 5.3.1. Caso 0

Como se detalla en sección 4.1.3 este microcanal no tiene generadores de vórtices. El estudio de este caso, con agua como fluido de trabajo, se considera el caso base, pues es el más económico y simple de manufacturar, estudiar y usar.

En tabla 5.7 se muestran los resultados obtenidos utilizando agua como fluido de trabajo, en tabla 5.8 los resultados obtenidos utilizando el nanofluido de alúmina en base a agua como fluido de trabajo y en tabla 5.9 la comparación entre estos y el rendimiento del nanofluido con respecto al fluido base.

Tabla 5.7: Resultados del caso 0 con agua como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	$f$
Agua	200	23138	6,09	12635	0,345	
Agua	250	24423	6,43	16033	0,280	
Agua	300	25563	6,73	19474	0,236	
Agua	350	26607	7,01	22959	0,205	

Tabla 5.8: Resultados del caso 0 con nanofluido como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	$f$
Nanofluido	200	26245	6,91	17438	0,348	
Nanofluido	250	27648	7,28	22102	0,282	
Nanofluido	300	28919	7,62	26827	0,238	
Nanofluido	350	30082	7,92	31612	0,206	

Como es de esperar, en ambos casos al aumentar la velocidad de entrada, aumenta la transferencia de calor y la pérdida de carga, lo cual se observa en tablas 5.7 y 5.8.

En figura 5.26 se muestra el número de Nusselt y el factor de fricción de Fanning versus el número de Reynolds. En esta imagen se observa que la curva del número de Nusselt es cóncava para ambos casos, y las curvas del factor de fricción son convexas. Esto también se puede corroborar en los resultados que se muestran en tablas 5.7 y 5.8.

Tabla 5.9: Rendimiento y comparación del nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 0.

Re	$\eta_{fb}$	Dif. Nu	Dif. $\Delta P$ [kPa]	Aum. Nu [%]	Aum. $\Delta P$ [%]
200	1,131	0,82	4,80	13,4	38,0
250	1,129	0,85	6,07	13,2	37,9
300	1,129	0,88	7,35	13,1	37,8
350	1,128	0,92	8,65	13,1	37,7

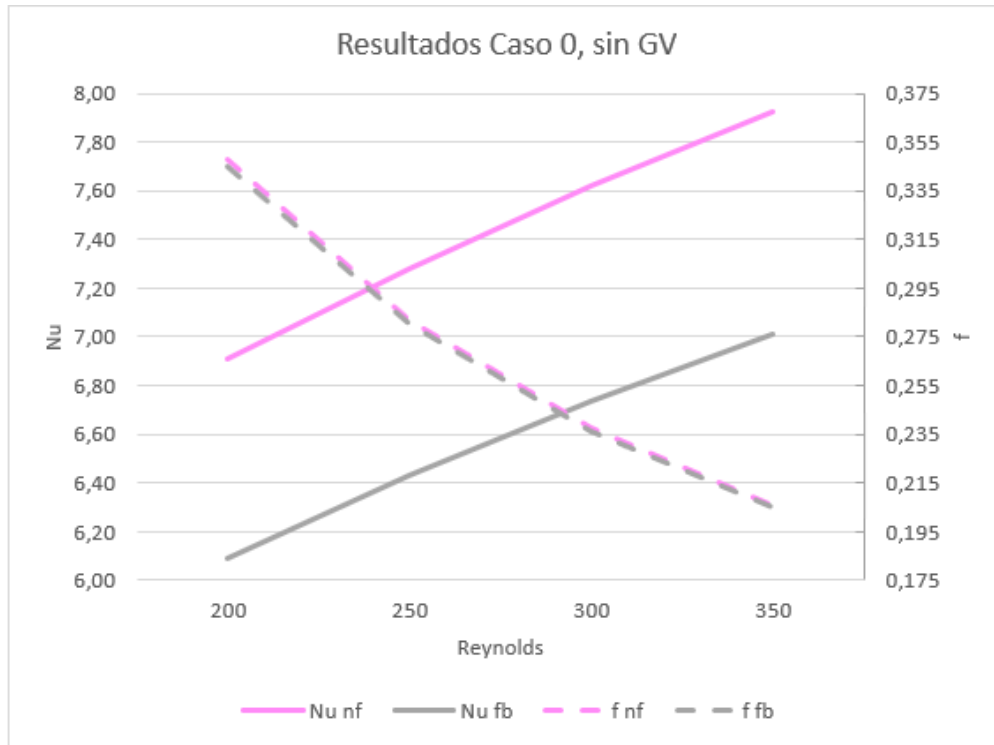


Figura 5.26: Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 0. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido.

Aun cuando las curvas de Nu y  $f$  tienen el mismo comportamiento para ambos fluidos, se observa que el número de Nusselt del nanofluido aumenta levemente más en función de Re que en el agua, lo cual se aprecia en tabla 5.9, donde la diferencia de Nu entre ambos fluidos aumenta al aumentar el Re.

Por otro lado, lo contrario sucede para el factor de fricción de Fanning, donde al aumentar el número de Reynolds las curvas punteadas de figura 5.26 se aproximan. Si bien en tabla 5.9 se observa que la diferencia en la pérdida de carga entre nanofluido y agua aumenta al aumentar el número de Reynolds, también lo hace la diferencia entre las velocidades de entrada, que se muestran en tabla 5.1, de modo que el factor de fricción de Fanning, calculado según ecuación 4.16, se acerca a medida que aumenta el Re. Esto se observa también en tablas 5.7 y 5.8, donde para el Re más pequeño la diferencia es 0,003 y luego disminuye hasta 0,001.

En tabla 5.9 se ve que, aun cuando aumenta la diferencia en el número de Nusselt, el aumento porcentual de Nu es estrictamente decreciente en el rango de Re estudiado. Con un comportamiento similar, el aumento porcentual de la pérdida de carga también es decreciente. De todos modos, se aprecia que el decrecimiento de ambos parámetros es bajo.

En cuanto al rendimiento del nanofluido con respecto al agua ( $\eta_{fb}$ ), se ve en tabla 5.9 que es alrededor de 1,13 y decrece ligeramente al aumentar el Re. Que el rendimiento sea mayor que uno indica que, aun cuando la pérdida de carga que sufre el nanofluido es mayor, el aumento en la transferencia de calor tiene un impacto más significativo en este parámetro.

### 5.3.2. Caso 1

Este caso de estudio presenta la mayor distancia entre LVG, lo cual se describe en sección 4.1.4 en conjunto con los otros parámetros geométricos que definen el microcanal.

En tabla 5.10 se exponen los resultados obtenidos con agua como fluido de trabajo, en tabla 5.11 los resultados utilizando el nanofluido y en tabla 5.12 la comparación del nanofluido con respecto al agua en este caso de estudio. En figura 5.27 se muestra el número de Nusselt y el factor de fricción de Fanning versus el número de Reynolds.

Tabla 5.10: Resultados del caso 1 con agua como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	$f$
Agua	200	34154		9,00	15607	0,426
Agua	250	37475		9,87	20620	0,360
Agua	300	40314		10,62	26074	0,316
Agua	350	42851		11,29	31944	0,285

Tabla 5.11: Resultados del caso 1 con nanofluido como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	$f$
Nanofluido	200	38613		10,17	21495	0,429
Nanofluido	250	42333		11,15	28368	0,362
Nanofluido	300	45516		11,99	35843	0,318
Nanofluido	350	48355		12,74	43888	0,286

Al igual que en el caso 0, se aprecia en tabla 5.11 y 5.10 que, tanto para el nanofluido como para el agua, al aumentar el número de Reynolds el número de Nusselt aumenta y el factor de fricción disminuye.

En figura 5.27 se aprecia que las curvas de Nusselt son cóncavas y las curvas del factor de fricción de Fanning convexas. Tanto en la figura como en tabla 5.12 se observa que la diferencia del número de Nusselt entre el nanofluido y el agua aumenta conforme aumenta el número de Reynolds. Lo contrario ocurre con el factor de fricción, que al comienzo difiere en 0,003 y al final en 0,001.

Tabla 5.12: Rendimiento de nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 1.

Re	$\eta_{fb}$	Dif. Nu	Dif. $\Delta P$ [kPa]	Aum. Nu [%]	Aum. $\Delta P$ [%]
200	1,128	1,17	5,89	13,1	37,7
250	1,128	1,28	7,75	13,0	37,6
300	1,127	1,37	9,77	12,9	37,5
350	1,127	1,45	11,94	12,8	37,4

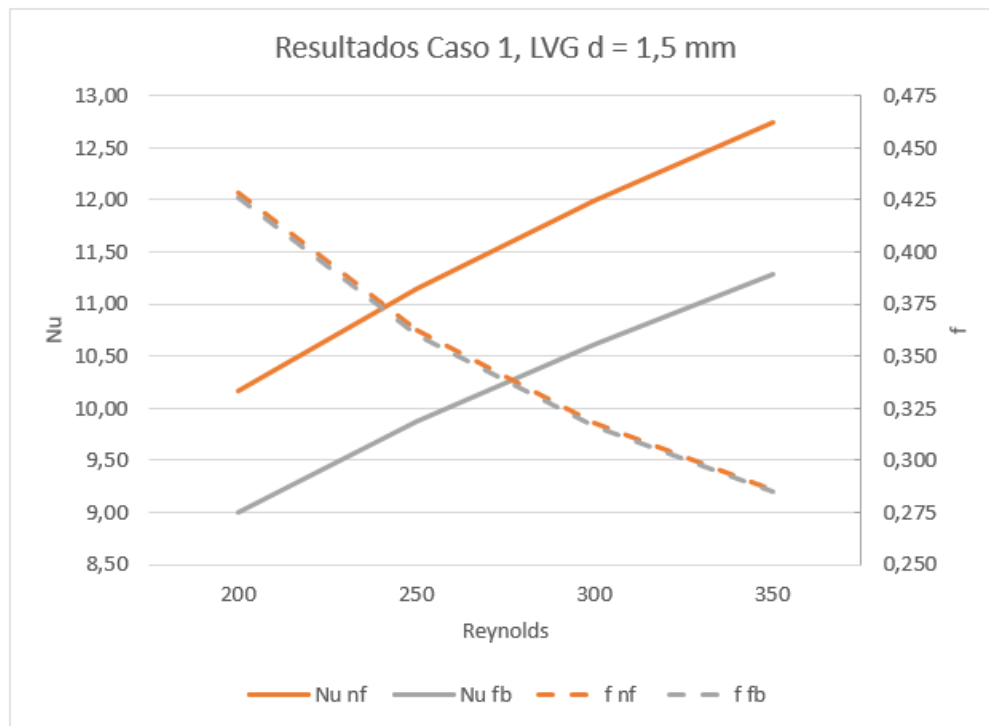


Figura 5.27: Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 1. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido.

Se ve en tabla 5.12 que el aumento porcentual del número de Nusselt es decreciente con respecto al número de Reynolds, pero con gradiente muy suave, disminuyendo en 0,3 % aproximadamente entre Reynolds 350 y 200. La pérdida de carga porcentual tiene el mismo comportamiento y decae el mismo porcentaje entre Reynolds 350 y 200.

Se aprecia en tabla 5.12 que el rendimiento del nanofluido con respecto al agua es casi constante y disminuye de 1,128 a 1,127 entre Reynolds igual a 200 y 350 respectivamente.

### 5.3.3. Caso 2

Este es el caso intermedio en distancia entre LVG y también es el análogo al caso 4, con TVG, en cuanto a distancia entre GV. En sección 4.1.5 se muestran los parámetros geométricos de este caso de estudio.

Se muestra en tabla 5.14 los resultados utilizando el nanofluido como fluido de trabajo, en tabla 5.13 los resultados con agua, en tabla 5.15 la comparación entre nanofluido y agua como fluidos de trabajo y en figura 5.28 se muestra el número de Nusselt y el factor de fricción de Fanning versus el número de Reynolds.

Tabla 5.13: Resultados del caso 2 con agua como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	$f$
Agua	200	37297		9,82	17080	0,466
Agua	250	40706		10,72	22856	0,399
Agua	300	43461		11,45	29153	0,354
Agua	350	45857		12,08	35927	0,320

Tabla 5.14: Resultados del caso 2 con nanofluido como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	$f$
Nanofluido	200	42156		11,10	23512	0,469
Nanofluido	250	45980		12,11	31430	0,401
Nanofluido	300	49070		12,92	40062	0,355
Nanofluido	350	51746		13,63	49344	0,321

Tabla 5.15: Rendimiento de nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 2.

Re	$\eta_{fb}$	Dif. Nu	Dif. $\Delta P$ [kPa]	Aum. Nu [%]	Aum. $\Delta P$ [%]
200	1,128	1,28	6,43	13,0	37,7
250	1,128	1,39	8,57	13,0	37,5
300	1,128	1,48	10,91	12,9	37,4
350	1,127	1,55	13,42	12,8	37,3

Como se observa en figura 5.28 las curvas de número de Nusselt y del factor de fricción presentan una curvatura cóncava y convexa respectivamente, siendo las de número de Nusselt estrictamente creciente y la del factor de fricción decreciente.

Se aprecia al ver tablas 5.13 y 5.14, que la diferencia entre el factor de fricción del nanofluido y del agua disminuye desde 0,003 a 0,001 al pasar de Re 200 a 350.

En tabla 5.13 se constata que la diferencia entre el número de Nusselt del nanofluido y del agua es creciente conforme aumenta el número de Reynolds, al igual que la pérdida de carga. Sin embargo, porcentualmente ambos parámetros son ligeramente decrecientes al aumentar el número de Reynolds, disminuyendo un 0,2 % el aumento porcentual de Nusselt y un 0,4 % el aumento porcentual de la pérdida de carga.



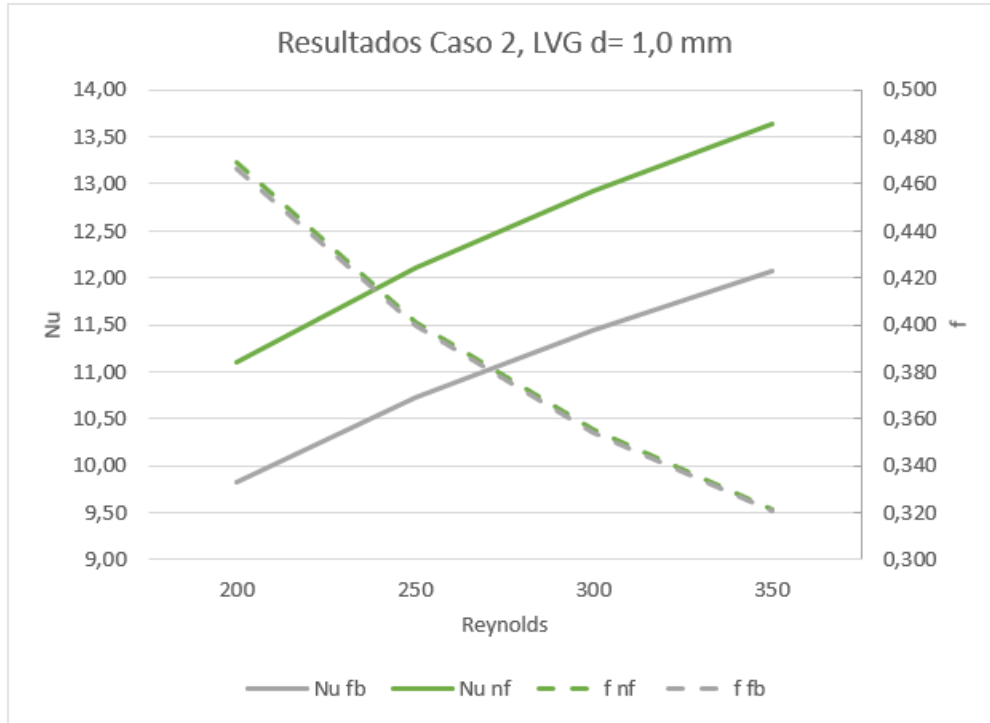


Figura 5.28: Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 2. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido.

El rendimiento del nanofluido con respecto al agua es casi constante, difiriendo en 0,001 entre Re 200 y 350, como se ve en tabla 5.12.

### 5.3.4. Caso 3

Este caso presenta la menor distancia entre LVG y, por ende, el mayor número de pares de generadores de vórtices. En sección 4.1.6 se detalla el diseño de este caso de estudio.

Se presentan en tabla 5.16 los obtenidos utilizando agua, en tabla 5.17 los resultados obtenidos utilizando el nanofluido y en figura 5.26 se muestra el número de Nusselt y el factor de fricción de Fanning versus el número de Reynolds. En tabla 5.18 se muestra la comparación de los resultados utilizando nanofluido con respecto utilizar agua.

Tabla 5.16: Resultados del caso 3 con agua como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Agua	200	41644		10,97	21075	0,575
Agua	250	44640		11,76	28511	0,498
Agua	300	47004		12,38	36658	0,445
Agua	350	49301		12,99	45471	0,405

Se aprecia en figura 5.29 que las curvas del número de Nusselt son cóncavas y estrictamente crecientes. Las curvas de factor de fricción de Fanning son convexas y estrictamente

Tabla 5.17: Resultados del caso 3 con nanofluido como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Nanofluido	200	47072		12,40	28995	0,578
Nanofluido	250	50433		13,28	39187	0,500
Nanofluido	300	53076		13,98	50352	0,446
Nanofluido	350	55624		14,65	62420	0,407

Tabla 5.18: Rendimiento de nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 3.

Re	$\eta_{fb}$	Dif. Nu	Dif. $\Delta P$ [kPa]	Aum. Nu [%]	Aum. $\Delta P$ [%]
200	1,129	1,43	7,92	13,0	37,6
250	1,128	1,53	10,68	13,0	37,4
300	1,128	1,60	13,69	12,9	37,4
350	1,127	1,67	16,95	12,8	37,3

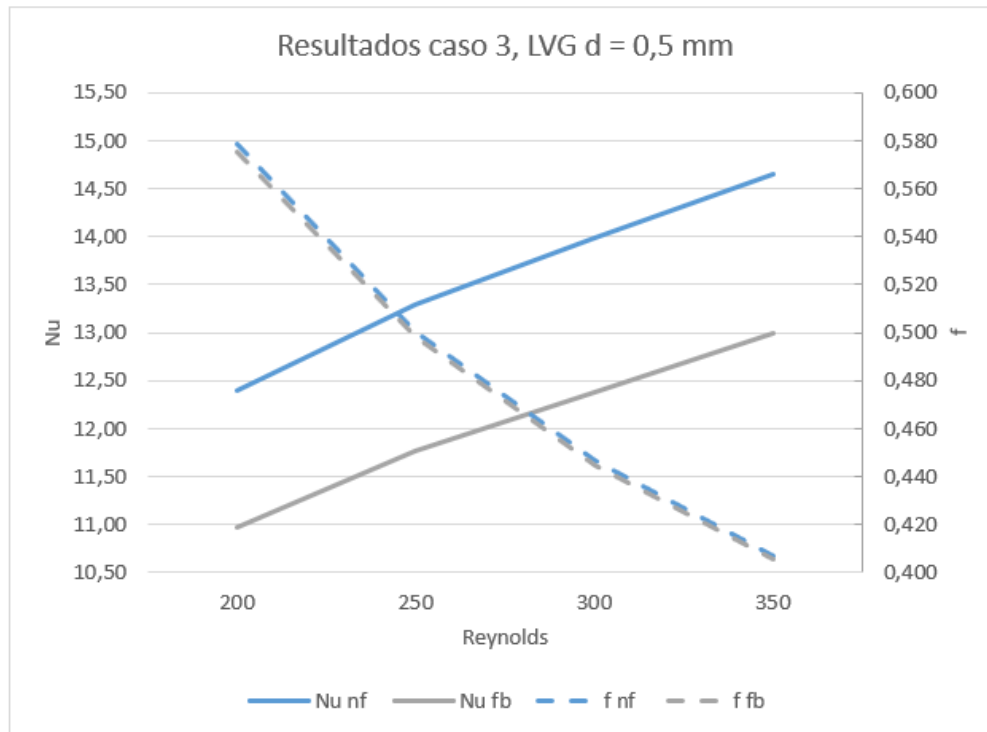


Figura 5.29: Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 3. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido.

decrecientes.

En tabla 5.18 se observa que la diferencia entre el número de Nusselt del nanofluido y del agua aumenta al aumentar el número de Reynolds, sin embargo el aumento porcentual es casi

constante, siendo 0,2 % menor en Re 350 con respecto a Re 200. El mismo comportamiento se observa para la pérdida de carga, siendo 0,3 % la diferencia en este caso.

En cuanto al rendimiento del nanofluido con respecto al agua, se observa en tabla 5.18 que este permanece casi constante en 1,128 y decrece solo en 0,002 entre Re 200 y Re 350.

### 5.3.5. Caso 4

Este es el único caso de estudio con generadores de vórtices transversales, con una separación entre GV igual al caso 2 y cuyo diseño se especifica en sección 4.1.7.

En tabla 5.20 se exponen los resultados obtenidos con el nanofluido como fluido de trabajo, en tabla 5.19 los resultados con agua y en tabla 5.21 la comparación entre estos resultados. En figura 5.26 se muestra el número de Nusselt y el factor de fricción de Fanning en función del número de Reynolds.

Tabla 5.19: Resultados del caso 4 con agua como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Agua	200	33744		8,89	31353	0,856
Agua	250	38436		10,12	44335	0,775
Agua	300	43481		11,45	59613	0,723
Agua	350	48588		12,80	77354	0,690

Tabla 5.20: Resultados del caso 4 con nanofluido como fluido de trabajo.

Fluido	Re	h	$\frac{W}{m^2K}$	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Nanofluido	200	38113		10,04	42986	0,857
Nanofluido	250	43352		11,42	60773	0,776
Nanofluido	300	48987		12,90	81676	0,724
Nanofluido	350	54702		14,41	105943	0,690

Tabla 5.21: Rendimiento de nanofluido con respecto a agua como fluido de trabajo en caso 4.

Re	$\eta_{fb}$	Dif. Nu	Dif. $\Delta P$ [kPa]	Aum. Nu [%]	Aum. $\Delta P$ [%]
200	1,129	1,15	11,63	12,9	37,1
250	1,127	1,29	16,44	12,8	37,1
300	1,126	1,45	22,06	12,7	37,0
350	1,126	1,61	28,59	12,6	37,0

Se aprecia en figura 5.30 que tanto las curvas de número de Nusselt como las curvas de factor de fricción de Fanning son convexas, las de Nusselt son estrictamente crecientes y las de factor de fricción decrecientes.

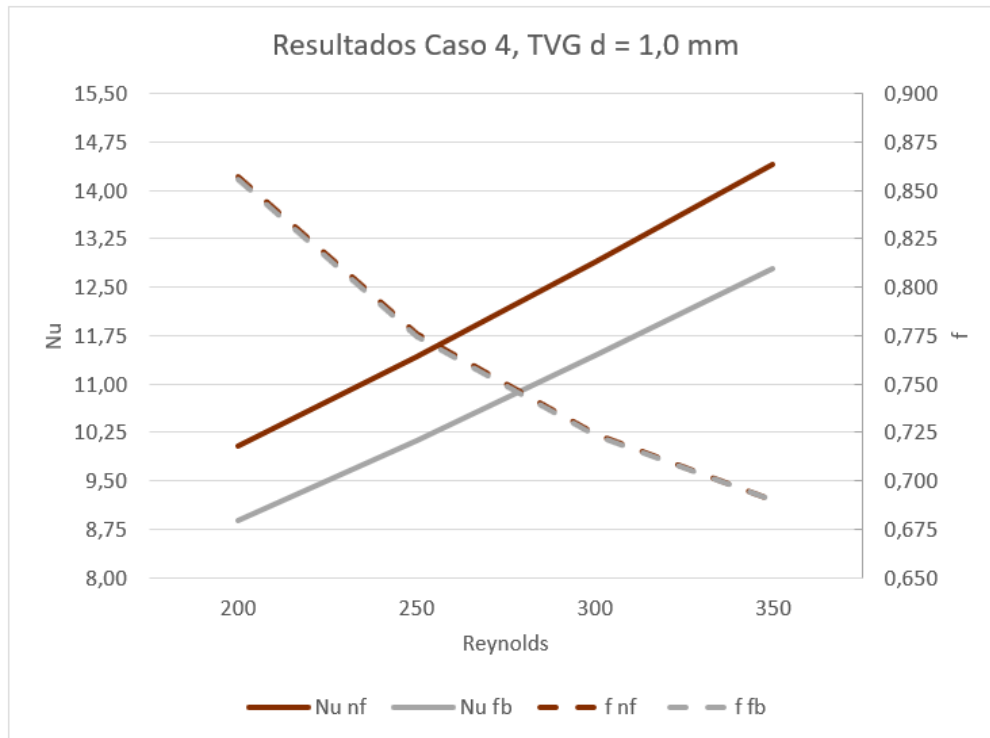


Figura 5.30: Número de Nusselt y factor de fricción en función de número de Reynolds en caso 4. El subíndice 'fb' hace referencia al fluido base y 'nf' al nanofluido.

Se observa en tablas 5.20 y 5.19 que el factor de fricción del nanofluido es prácticamente igual al del agua, llegando al mismo valor en Re 350.

En cuanto al número de Nusselt, se observa en tabla 5.21 que la diferencia de este parámetro entre el nanofluido y el agua es creciente, al igual que la diferencia de pérdida de carga. Sin embargo, el aumento porcentual no sigue esta tendencia, pues se ve que se decrece alrededor de 0,1 % entre los saltos de Re. El aumento porcentual de la pérdida de carga es virtualmente constante igual a 37 %.

### 5.3.6. Discusión

En tabla 5.22 se muestra una tabla resumen de lo expuesto en sección 5.3, en cuanto al rendimiento del nanofluido con respecto al agua.

En todos los casos de estudio se aprecia un aumento en la transferencia de calor y en la pérdida de carga, siendo los valores porcentuales bastante similares y con poca variación entre ellos en el rango de Reynolds estudiado.

En tabla 5.22 se observa que, particularmente para los casos LVG, el comportamiento porcentual y el rendimiento son prácticamente iguales y con pequeña desviación estándar. Se aprecia que el nanofluido aumenta en un 12,9 % el coeficiente de transferencia de calor y un 37,5 % la pérdida de carga, lo cual resulta en un rendimiento promedio de 1,128. Según lo analizado en cada caso particular con LVG, se observa que los fluidos presentan el mismo com-

Tabla 5.22: Promedio y desviación estándar por caso de los parámetros de comparación de resultados entre nanofluido y agua.

Caso	GV	$\eta$	$\sigma$	Aum. H %	$\sigma$	Aum. $\Delta P$ %	$\sigma$
Caso 0	-	1,130	0,0012	13,2	0,16	37,8	0,14
Caso 1	LVG	1,128	0,0005	12,9	0,09	37,5	0,14
Caso 2	LVG	1,128	0,0004	12,9	0,08	37,5	0,14
Caso 3	LVG	1,128	0,0006	12,9	0,09	37,4	0,13
Caso4	TVG	1,127	0,0014	12,7	0,16	37,0	0,07

portamiento, difiriendo en la magnitud de los valores, pero manteniendo el comportamiento porcentual.

Por otro lado, el caso 0, sin generadores de vórtices, obtiene un aumento porcentual de coeficiente de calor un poco mayor a los casos con GV, al igual que el aumento porcentual de pérdida de carga. En cuanto al rendimiento, también es mayor que en los casos con GV, siendo igual a 1,130.

El caso 4, con TVG, presenta el menor aumento porcentual en el coeficiente de transferencia de calor, el menor aumento porcentual en la pérdida de carga y un rendimiento promedio igual a 1,127. Este caso presenta también mayor desviación estándar en el rendimiento y en el aumento porcentual de transferencia de calor.

Si se considera que en el caso 0 sin GV, no se tiene gran mezcla del fluido, en casos con LVG se tiene una mezcla intermedia y en caso 4 con TVG se tiene una mezcla mas importante, entonces los resultados en cuanto a aumento porcentual del coeficiente de transferencia de calor guarda relación, ya que para el caso 0, el aumento de la conductividad térmica del nanofluido tiene una influencia mayor en la transferencia de calor comparada con el agua, en cambio, en un caso de mayor mezcla, la conductividad térmica tiene un rol menos preponderante debido a la propia mezcla y recirculación del fluido en la zona de intercambio de calor, lo cual resulta en un aumento porcentual de Nu menor.

De manera similar, el aumento de la viscosidad del nanofluido es más relevante para el caso 0, donde no hay geometrías generadoras de vórtices que aumenten notablemente la pérdida de carga, a diferencia del caso 4 con TVG, los cuales representan un importante obstáculo en el microcanal y generan una gran pérdida de carga, disminuyendo el impacto que tiene el aumento de la viscosidad en la pérdida de carga total. Así, el caso con mayor aumento porcentual de pérdida de carga es el caso 0 y el con menor es el caso 4.

Es interesante notar que tanto el caso sin generadores de vórtice como los casos con LVG, presentan curvas de número de Nusselt similares, crecientes y cóncavas. Sin embargo, el caso 4 con TVG presenta un comportamiento creciente y convexo, lo cual describe un comportamiento distinto en el rango de Re estudiado.

Finalmente, se puede concluir que, en el rango estudiado, para efectos prácticos y considerando la cifra significativa de un estudio numérico, el aumento porcentual del coeficiente de transferencia de calor del nanofluido sobre el agua es de 13 %, el aumento de la pérdida

de carga es de 37,5 % y el rendimiento es 1,128.

## 5.4. Comparación entre generadores de vórtices

En la siguiente sección se procede a comparar los cinco casos de estudio en cuanto a los resultados obtenidos del factor de fricción de Fanning y el número de Nusselt.

En figura 5.31 se muestran los resultados utilizando agua como fluido de trabajo y en figura 5.32 utilizando el nanofluido. Tanto la escala del número de Nusselt como del factor de fricción de Fanning son iguales en ambas figuras, de modo que se puedan comparar los resultados fácilmente entre las figuras también.

Se observa al comparar las figuras 5.31 y 5.32 que la relación entre las curvas de  $Nu$  y  $f$  de los casos de estudio se mantiene para agua y nanofluido. Donde, utilizando agua, las curvas de Nusselt tienen el mismo comportamiento, pero en menor magnitud, y las de factor de fricción son casi idénticas.

Analizando el efecto de la distancia entre generadores de vórtices longitudinales, se puede observar en las figuras 5.31 y 5.32 que el caso 3, con menor distancia entre LVG, presenta el mayor  $Nu$  y  $f$ , luego el caso 2 presenta  $Nu$  y  $f$  intermedio y, por último, el caso 1 presenta el menor  $Nu$  y  $f$ . Es decir, a mayor distancia entre LVG la transferencia de calor es menor y la pérdida de carga también.

Teniendo en mente que la disminución de distancia entre LVG de caso 3 a 2 y 2 a 1 es la misma, de 0.5 [mm], es interesante observar los cambios en los resultados entre estos casos. En figuras 5.31 y 5.32, se puede ver que el aumento desde el caso 1 al 2 y del 2 al 3 en cuanto a  $Nu$  es bastante similar, tanto para agua como para el nanofluido, mientras que el factor de fricción presenta un mayor aumento desde caso 2 a 3 que desde 1 a 2. Esto puede tener relación con lo visto en sección 5.2.1 donde tanto en caso 1 como 2 los vórtices se encuentran debilitados cuando encuentran al siguiente par de LVG, no así en caso 3 donde hay una superposición entre los vórtices y el siguiente par de LVG.

También se debe considerar que el caso 1 tiene seis pares de LVG, el caso 2 tiene nueve pares de LVG y el caso 3 tiene dieciocho pares de LVG, por lo que, aun cuando la diferencia en distancia entre LVGs de los casos es igual, el número de LVGs aumenta en un número distinto y la pérdida de carga puede relacionarse más con la cantidad de obstáculos que ve el fluido que con la distancia entre estos, por lo que el aumento en el factor de fricción de Fanning es mayor desde 2 a 3 que desde 1 a 2.

Por otro lado, se puede ver en figura 5.31 y 5.32 que la diferencia entre las curvas de  $Nu$  del caso 3 y el caso 1 son mayores utilizando el nanofluido como fluido de trabajo que utilizando agua. Esta diferencia se muestra en tabla 5.23, donde se aprecia que la diferencia en cuanto a  $f$  es igual para el agua y el nanofluido, pero la diferencia de Nusselt es mayor con el nanofluido.

Esto se debe a que el aumento en el número de Nusselt que se produce al utilizar nanofluido es porcentual, de modo que la diferencia que existe entre el caso 3 y 1 utilizando agua se

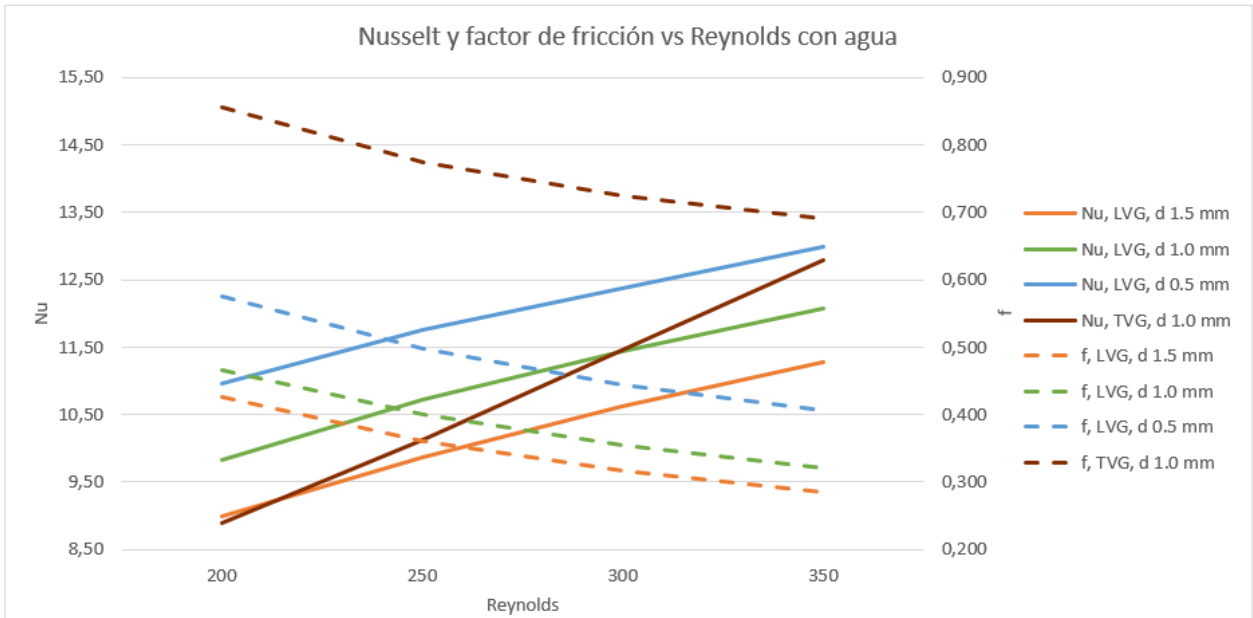


Figura 5.31: Número de Nusselt y factor de fricción de Fanning vs número de Reynolds de los cinco casos de estudio utilizando agua.

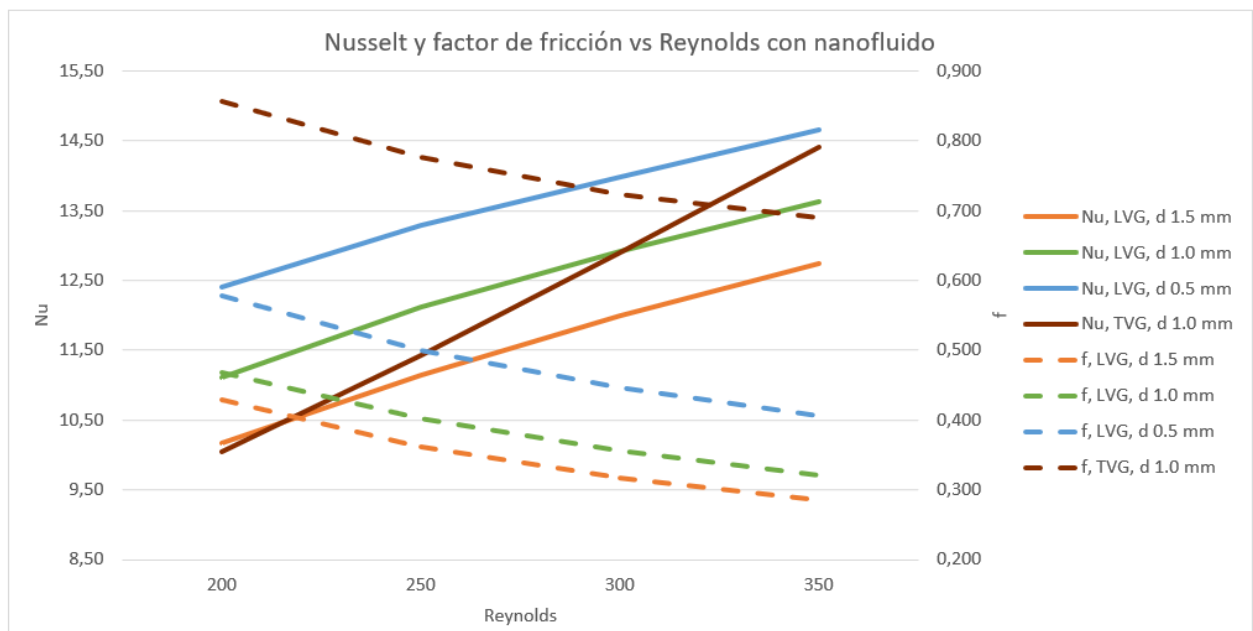


Figura 5.32: Número de Nusselt y factor de fricción de Fanning vs número de Reynolds de los cinco casos de estudio utilizando nanofluido.

ve magnificada en el mismo factor al utilizar el nanofluido. Más aun, en sección 5.3.6 se menciona que el aumento porcentual es aproximadamente 13 %, y se ve en tabla 5.23 que el aumento en la diferencia al utilizar nanofluido es mayor en un factor de 1,13 con respecto al agua.

En tabla 5.23 se aprecia que la diferencia del número de Nusselt entre el caso 3 y el caso 1 es decreciente, tanto para el agua como para el nanofluido. Una posible razón de este

Tabla 5.23: Diferencia del número de Nusselt y factor de fricción de Fanning entre caso 3 y 1 utilizando nanofluido y agua.

Comparación	Re	Agua		Nanofluido	
		$\Delta Nu$	$\Delta f$	$\Delta Nu$	$\Delta f$
Caso 3 - Caso 1	200	1,97	0,15	2,23	0,15
Caso 3 - Caso 1	250	1,89	0,14	2,13	0,14
Caso 3 - Caso 1	300	1,76	0,13	1,99	0,13
Caso 3 - Caso 1	350	1,70	0,12	1,91	0,12

fenómeno es que a menor número de Reynolds los vórtices generados por los LVG tienen menor longitud, por lo que en Reynolds bajos la zona de alta mezcla y transferencia de calor, descrita en sección 5.2.3, es pequeña y de poca longitud. Así, en el caso 1, donde la distancia entre pares de LVG es grande, cuando el número de Re es bajo un mayor tramo del microcanal no se ve afectado por los vórtices, mientras que en el caso 3, donde la distancia entre LVG es pequeña, este tramo es pequeño. En cambio, a mayores Re, el caso 1 aumenta el Nu en mayor medida que el caso 3, puesto que en el caso 1 existe un mayor tramo donde el vórtice puede mejorar notablemente la mezcla, mientras que el caso 3 el vórtice ya alcanza al siguiente LVG y no genera el mismo incremento en la mezcla y mejora de transferencia de calor.

Por otra parte, se aprecia en figuras 5.31 y 5.32 que el comportamiento del caso con generadores de vórtices transversales tiene un comportamiento bastante distinto a los casos con generadores de vórtices longitudinales, donde la curva del número de Nusselt del caso 4 presenta un exponente mayor que los casos con LVG. Aun así, también este caso presenta la misma relación utilizando agua y nanofluido con respecto a los otros casos, siendo el caso con menor Nu en Re igual a 200 y luego aumentando más rápido y superando al caso 1 y 2 en Re igual a 350.

En el rango estudiado, el caso 3 muestra el mayor desempeño térmico, pero, si las curvas mantienen su comportamiento a mayores Re, se esperaría que el caso 4 sobrepase al caso 3 en cuanto a Nu.

En relación al factor de fricción de Fanning, se observa en figuras 5.31 y 5.32 que en el caso 4 este factor es aproximadamente el doble que los casos con LVG, es decir, la pérdida de carga es notablemente más alta utilizando TVG que LVG.

## 5.5. Rendimiento con respecto a caso base

En esta sección se muestra el rendimiento de los casos de estudio utilizando agua y nanofluido con respecto al caso base con agua, lo cual se obtiene mediante ecuación 4.19. En tabla 5.24 se muestran los valores obtenidos y en figura 5.33 las curvas de rendimiento.

En figura 5.33 se ve que el rendimiento de todos los casos de estudio es mayor a 1, lo que indica que el aumento en la transferencia de calor es superior al aumento en la pérdida de carga según la ecuación 4.19. La curva rosada del caso base usando nanofluido muestra lo



visto en sección 5.3, ya que se esta comparando con el mismo caso con agua.

Se aprecia en tabla 5.24 que el máximo rendimiento con Re de entrada 200, 250 y 300 lo obtiene el caso 3, con distancia entre LVG igual a 0,5 [mm], y para Re 350 se obtiene utilizando el caso 2 con distancia entre LVG 1,0 [mm]. En Re 300 la diferencia en el rendimiento entre el caso 3 y caso 2 es muy pequeña, donde el caso 3 presenta mayor número de Nusselt que el caso 2, pero también la pérdida de carga es mayor, con lo cual el rendimiento es casi igual.

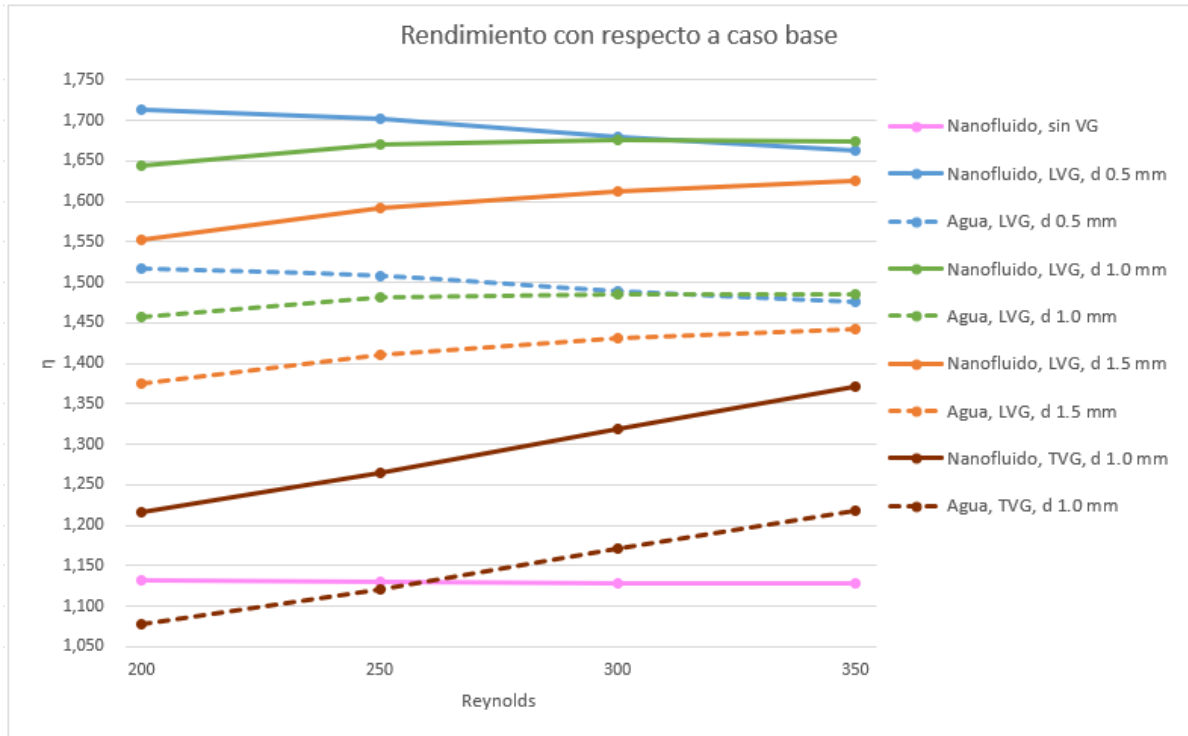


Figura 5.33: Rendimiento de cada caso de estudio con respecto al caso base.

Tabla 5.24: Rendimiento de cada caso de estudio con respecto al caso base.

Caso	Fluido	Reynolds			
		200	250	300	350
Caso 0	Agua	1,0	1,0	1,0	1,0
	Nanofluido	1,131	1,129	1,129	1,128
Caso 1	Agua	1,376	1,411	1,431	1,443
	Nanofluido	1,552	1,591	1,613	1,626
Caso 2	Agua	1,458	1,481	1,486	1,485
	Nanofluido	1,645	1,670	1,676	<b>1,673</b>
Caso 3	Agua	1,518	1,509	1,489	1,476
	Nanofluido	<b>1,713</b>	<b>1,702</b>	<b>1,680</b>	1,663
Caso 4	Agua	1,077	1,121	1,171	1,218
	Nanofluido	1,216	1,264	1,319	1,371

Al comparar las curvas de rendimiento en figura 5.33 de los casos utilizando nanofluidos con respecto al uso de agua se observa que presentan el mismo comportamiento y relación entre casos de estudio. Considerando lo mencionado en sección 5.3, que el factor de fricción de Fanning es casi igual al utilizar agua o nanofluido y que al utilizar el nanofluido aumenta el número de Nusselt en un factor aproximado de 1,13, entonces la diferencia entre nanofluido y agua en  $\eta_{cb}$  según la ecuación 4.19 también es el factor 1,13.

Se aprecia en figura 5.33 que las curvas de rendimiento de los tres casos de estudio con LVG son cóncavas, las del caso 1 son estrictamente crecientes, las del caso 2 presentan un máximo en Re 300 y las del caso 3 son estrictamente decrecientes. Al observar esto, se puede pensar que los casos con LVG presentan una curva similar, pero desplazada en el eje de las ordenadas y las abscisas, donde a menor distancia entre LVG el máximo se encuentra a menor Re. Esto se puede deber a los vórtices generados, el largo de estos y la superposición con el siguiente LVG.

Como se menciona anteriormente en sección 5.3, todos los casos presentan aumento en el coeficiente de transferencia de calor y en la pérdida de carga al aumentar la velocidad de entrada, de modo que el comportamiento del rendimiento es una relación entre cuanto aumenta cada una de estas al aumentar el Re.

Así, en el caso 3, por ejemplo, se tiene un alto rendimiento a Re bajo, pero al aumentar la velocidad de entrada, los vórtices rápidamente alcanzan al siguiente par de LVG aumentando en gran medida la pérdida de carga, mas no así la transferencia de calor, que aumenta en menor medida, ya que la zona influenciada por el vórtice, vista como óvalos de menor temperatura en sección 5.2.2, ya cubre toda la distancia entre pares de LVG.

En cambio, se observa en tabla 5.24 que el caso 2 en los primeros Re estudiados al aumentar la velocidad de entrada aumenta el rendimiento y luego disminuye en Re 350, lo cual indica que al comienzo el aumento en la transferencia de calor es alto y supera al aumento en la pérdida de carga según ecuación 4.19, sin embargo, en Re 350 esto ya no ocurre y el aumento en la pérdida de carga es tal que genera una disminución en el rendimiento.

Por ultimo, se aprecia en figura 5.33 que el rendimiento del caso 1 es estrictamente creciente, es decir, en el rango estudiado, al aumentar la velocidad de entrada, y por tanto la longitud de los vórtices generados, los vórtices aun tienen espacio suficiente entre pares de LVG para desarrollarse y generar un aumento tal del coeficiente de transferencia de calor que supera a la pérdida de carga asociada.

En tabla 5.25 se muestra el aumento porcentual del coeficiente de transferencia de calor y la pérdida de carga de los casos de estudio utilizando nanofluidos con respecto al caso base utilizando agua. En esta tabla se refleja lo mencionado en los párrafos anteriores, donde el caso 3 muestra un aumento de  $h$  bastante regular entre los Re estudiados, mientras que en el caso 1 el aumento de  $h$  con respecto al caso base tiene un crecimiento mayor al aumentar el número de Reynolds.

Por otro lado, se aprecia en figura 5.33 que la curva de rendimiento del caso con TVG es distinta y de menor magnitud que los casos con LVG. En tabla 5.25 se observa que en Re 200

Tabla 5.25: Aumento porcentual del coeficiente de transferencia calor y pérdida de carga de los cinco casos de estudio utilizando nanofluido con respecto al caso base con agua.

Caso	Aum. %	Re			
		200	250	300	350
Caso0	h	13,4	13,2	13,1	13,1
	$\Delta P$	38,0	37,9	37,8	37,7
Caso1	h	66,9	73,3	78,1	81,7
	$\Delta P$	70,1	76,9	84,1	91,2
Caso2	h	82,2	88,3	92,0	94,5
	$\Delta P$	86,1	96,0	105,7	114,9
Caso3	h	103,4	106,5	107,6	109,1
	$\Delta P$	129,5	144,4	158,6	171,9
Caso4	h	64,7	77,5	91,6	105,6
	$\Delta P$	240,2	279,0	319,4	361,4

el aumento porcentual de h es menor a los casos con LVG y en Re 350 solo es superado por el caso 3. Sin embargo, la pérdida de carga es notablemente mayor que los casos con LVG, llegando a ser más de un 300 %, lo que provoca que el rendimiento finalmente sea menor incluso que utilizando LVG y agua.

## 5.6. Desempeño térmico y potencia mecánica

En esta sección se muestran los resultados de manera que puedan ser comparados y aplicados de manera más rápida, con una visión ingenieril del estudio realizado. Primero, se realiza un breve análisis sobre la magnitud del coeficiente de transferencia de calor. Luego, se compara el desempeño térmico y la potencia mecánica requerida, de manera de ver el beneficio y costo de cada caso.

En figura 5.34 se muestran las curvas de coeficiente de transferencia de calor versus la potencia mecánica requerida en miliwatts, las líneas punteadas corresponden a los estudios utilizando agua como fluido de trabajo y las sólidas utilizando el nanofluido.

Se observa en figura 5.34 que el coeficiente de transferencia de calor obtenido en todos los casos, en el rango de Reynolds estudiado, se encuentra entre  $2 \cdot 10^4$  y  $6 \cdot 10^4$  [ $W/m^2K$ ], magnitud que supera los valores típicos de h en convección forzada de líquidos, que oscilan entre 50 y 20.000 [ $W/m^2K$ ]. [23]

Numéricamente el alto valor de h se comprende desde ecuación 4.14, teniendo en cuenta la magnitud del flujo de calor uniforme, la temperatura promedio de la pared superior y la del fluido. En sección 7.1 se muestran los resultados de cada simulación, donde se observa que la diferencia entre la temperatura promedio de la pared y la temperatura de salida del fluido ronda los 4 grados Kelvin.

A modo de ejemplo, si se considera  $T_{wall} = 305$  [K] y  $T_{out} = 301$  [K], resultados repre-

representativos del estudio, y  $\dot{q} = 200.000 [W/m^2]$ , entonces  $h = 36.364 [W/m^2K]$ .

La diferencia que existe entre los resultados obtenidos en cuanto a  $h$  y los valores típicos mencionados, recae en el contexto del estudio, donde se tiene un flujo de calor del orden de  $10^5 [W/m^2K]$ , sobre un área de intercambio de calor del orden de  $1 [mm^2]$  y con flujo másico de  $10^{-5} [kg/s]$ . Bajo estos parámetros las referencias que se conocen de contextos macro se alejan de los fenómenos que ocurren en este estudio.

Sin ir mas lejos, los resultados de coeficiente de transferencia de calor obtenidos son congruentes con estudios atinentes a esta investigación, como se muestra en sección 2.4, donde tanto estudios numéricos como experimentales en microcanales presentan coeficientes entre  $10^4$  y  $10^5 [W/m^2K]$ . [7][14][2].

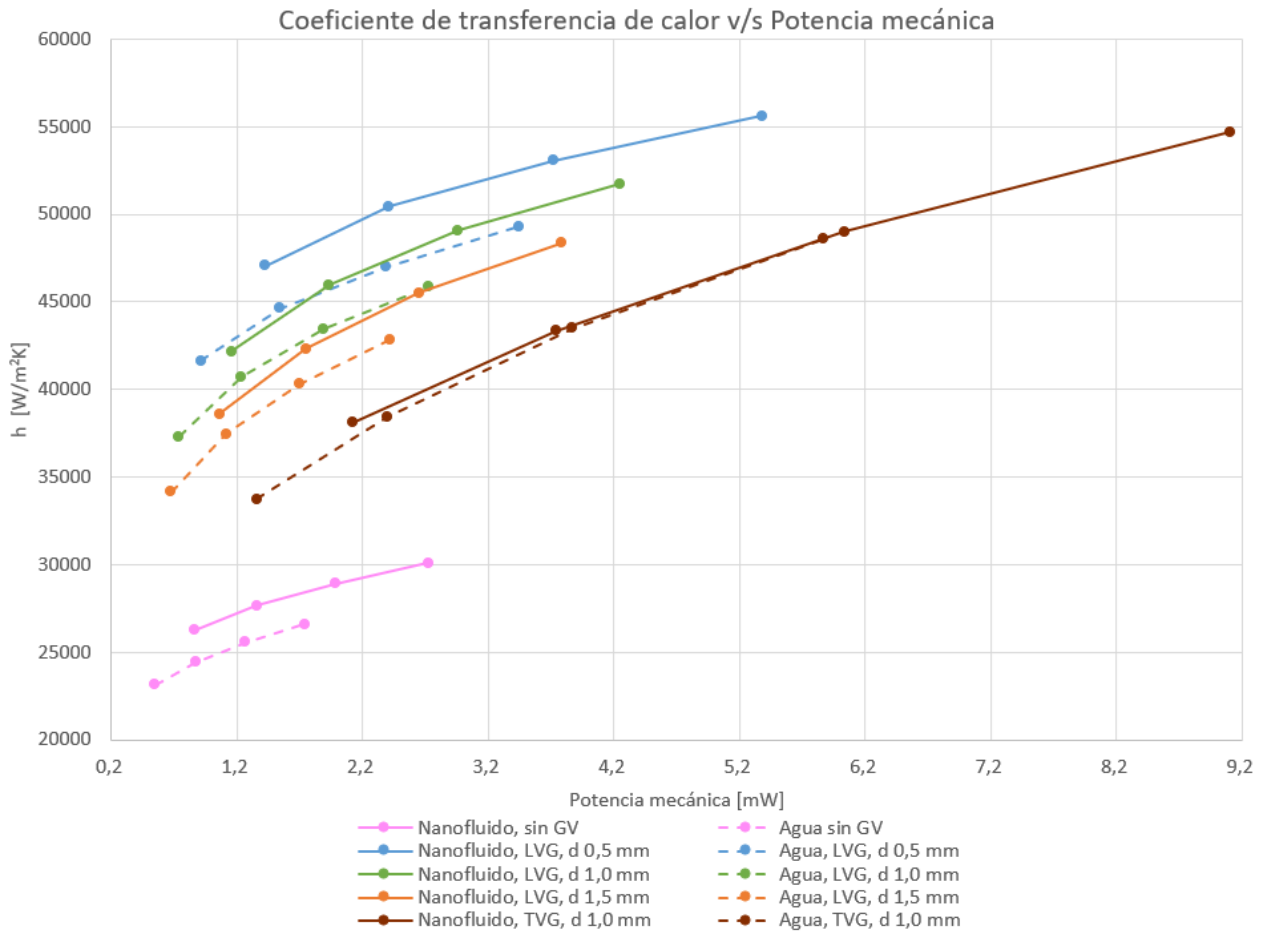


Figura 5.34: Coeficiente de transferencia de calor versus la potencia mecánica de cada caso de estudio.

Ahora bien, habiendo discutido a modo general los resultados obtenidos en cuanto al coeficiente  $h$ , se procede a analizar la figura 5.34, las curvas que se muestran y la utilidad de este gráfico con un enfoque aplicado.

Considerando que, dependiendo del fluido de trabajo, los cuatro puntos de cada curva corresponden a las mismas velocidades respectivamente, y cuyos valores se muestran en tabla

5.1, entonces se aprecia en figura 5.34 que en los casos con mayor cantidad de LVG, al aumentar la velocidad, la potencia requerida aumenta en mayor magnitud. Por ejemplo, el caso 3 con nanofluido aumenta en 4 [mW] la potencia mecánica desde la menor velocidad a la mayor velocidad estudiada, mientras que el caso 1 en 2,7 [mW]. Esto ocurre con ambos fluidos de trabajo, pero ocurre en mayor magnitud utilizando el nanofluido.

Por otra parte, el caso con TVG presenta el mayor aumento en la potencia requerida al aumentar la velocidad inicial, incrementando en 7 [mW] utilizando el nanofluido. Se aprecia en figura 5.34 que en el rango estudiado, los valores que alcanza el caso 4 en cuanto al coeficiente de transferencia de calor se pueden obtener utilizando LVG con un requerimiento menor de potencia mecánica, es decir, si solo se considera la potencia mecánica requerida y no el costo de fabricación o dificultad de manufactura, los casos con LVG presentan una ventaja por sobre el uso de TVG en todo el rango estudiado.

Se observa en figura 5.34 que para la menor velocidad, y utilizando agua, los casos con LVG presentan una mejora sustancial en cuanto al coeficiente de transferencia de calor y prácticamente con el mismo requerimiento de potencia mecánica que el caso base sin GV. Luego, al aumentar la velocidad, los casos con LVG se alejan en cuanto a la potencia mecánica requerida. En cuanto a la utilización del nanofluido, se observa un fenómeno similar, donde a menor velocidad el requerimiento de los casos con LVG es levemente mayor y luego, a mayor velocidad, la potencia mecánica requerida llega a ser el doble para el caso 3.

En figura 5.34 se puede ver también que el caso 4, con TVG, es el único donde las curvas de agua y nanofluido intersectan, lo cual indica que se puede conseguir el mismo coeficiente de transferencia de calor al mismo costo en potencia mecánica utilizando agua que nanofluido. Esto ocurre debido al alto aumento en la potencia mecánica requerida por el caso 4 con nanofluido, lo que provoca que la curva sea alargada y con baja pendiente. Este punto es interesante porque los nanofluidos, además de ser más costosos, potencialmente pueden presentar problemas como sedimentación, aglomeración y provocar abrasión en otros elementos mecánicos más blandos, por lo que utilizar nanofluidos en ese caso y condiciones específicos no muestra ventaja alguna.

Por último, se considera que el gráfico que se muestra en figura 5.34 presenta gran utilidad para la aplicación ingenieril del estudio, donde se puede ver el beneficio y costo de cada caso de estudio. Considerando el eje de las abscisas como el costo o sabiendo la potencia máxima del sistema, entonces se puede ver qué curva cumple con el coeficiente de transferencia de calor necesario del sistema, de modo que se puede elegir la configuración más conveniente para el diseño, donde puede ser preferible la utilización de agua y más generadores de vórtices o el uso de nanofluidos y menos generadores de vórtices, obteniendo coeficientes similares.

# Capítulo 6

## Conclusión

Comparando el uso del nanofluido con respecto al agua se encuentra que, en el rango estudiado, el nanofluido produce un aumento promedio del 13 % en el coeficiente de transferencia de calor, 37 % en la pérdida de carga y, en definitiva, un rendimiento de 1,13, mostrando resultados similares independiente del uso o ausencia de GV, tipo, número y la distancia entre los GV. Por otro lado, se tiene que el factor de fricción de Fanning es prácticamente igual utilizando ambos fluidos, siendo levemente mayor usando el nanofluido, diferencia que disminuye al aumentar el número de Reynolds.

En lo que respecta a los casos con LVG, se encuentra que a menor distancia entre LVG y mayor número de pares de LVG, el coeficiente de transferencia de calor es mayor y la pérdida de carga también. Los tres casos estudiados presentan el mismo comportamiento, aumentando el número de Nusselt al aumentar el número de Reynolds y disminuyendo el factor de fricción.

Por otro lado, el caso con TVG muestra la mayor pérdida de carga de los casos estudiados, donde el factor de fricción de Fanning es hasta dos veces mayor que caso análogo con LVG y misma distancia entre GV. El crecimiento del número de Nusselt con respecto al número de Reynolds es más fuerte que los casos con LVG, pasando de ser el más bajo en Re 200 hasta casi igualar al mayor en Re 350.

En el análisis cualitativo de los campos de velocidad y temperatura, se encuentra una directa relación entre zonas de baja velocidad y elevadas temperaturas. Las zonas relevantes que muestran este fenómeno son las aristas superiores para los casos con LVG y sin GV, y la zona posterior al TVG cerca de las paredes laterales, donde todas tienen en común baja mezcla del fluido y alta permanencia en las cercanías de la pared con flujo de calor, lo cual que se relaciona con mala transferencia de calor local.

Por el contrario, las zonas de mayor mezcla y velocidad se relacionan a zonas de baja temperatura en la pared superior y eficiente intercambio de calor. Se encuentra que los LVG generan esto eficazmente, pues los vórtices longitudinales formados presentan alta velocidad de rotación y recirculación del fluido desde zonas de menor temperatura hacia la pared superior, mejorando la transferencia de calor.

En cuanto al vórtice transversal generado, se observa que el efecto de las paredes sobre

este es muy fuerte, distorsionándolo y disminuyendo la velocidad de rotación notablemente, lo que genera zonas de alta temperatura y baja transferencia de calor.

En referencia al rendimiento con respecto al caso base, se encuentra que las curvas de los casos con LVG son cóncavas y se encuentran desplazadas, observando una curva decreciente para el caso con menor distancia entre pares de LVG, creciente para el con mayor distancia y se encuentra un máximo para el caso intermedio. Esto guarda relación con lo observado cualitativamente, donde dependiendo del largo de los vórtices longitudinales y la distancia entre LVG, se está cubriendo en mayor o menor medida esta distancia, aprovechando en mayor o menor medida el efecto de los vórtices. Cuando la distancia entre LVGs es mucho menor al largo potencial del vórtice generado, es poco eficiente la ganancia con respecto al costo de producir los vórtices.

También, se encuentra que el número de Re influencia principalmente el largo del vórtice generado por los LVG, de modo que, considerando la relación de la distancia entre LVG y el largo del vórtice mencionada anteriormente, se concluye que para optimizar el rendimiento, se debe diseñar la distancia entre LVG considerando el Re de entrada o viceversa, dependiendo del caso, buscando el punto óptimo entre estas dos medidas.

De manera concordante con la bibliografía estudiada, el microcanal con TVG muestra un rendimiento menor que los casos con LVG para todo el rango de Reynolds estudiado. Mientras que el rendimiento de los casos con LVG ronda  $\eta_{cb} = 1,65$ , el caso con TVG se encuentra cerca de  $\eta_{cb} = 1,30$ . El máximo rendimiento se encuentra en el caso con menor distancia entre LVG en Re 200, y es igual a  $\eta_{cb.max} = 1,71$ .

Se realiza un gráfico comparativo entre todos los casos estudiados, sin GV, con LVG y con TVG, que muestra las curvas de coeficiente de transferencia de calor vs la potencia mecánica requerida. Este gráfico es una herramienta práctica para el diseño, pues muestra el desempeño térmico de las configuraciones y el costo de obtenerlo. Aquí se llega a la conclusión que, considerando solo estas dos variables, nunca conviene utilizar los TVG, pues se puede obtener el mismo coeficiente de transferencia de calor, pero ahorrando significativamente los costos de potencia.

En definitiva, se considera que el trabajo realizado cumple los objetivos propuestos, analizando la pérdida de carga y transferencia de calor en un microcanal con GV y nanofluidos como fluido de trabajo. Se comprende el efecto en estos fenómenos y el rendimiento que produce la distancia entre GV, el fluido de trabajo escogido y el tipo de GV y se desarrollan herramientas útiles para el diseño y aplicación de estas técnicas para aumentar el rendimiento térmico.

## 6.1. Trabajo futuro

Teniendo en cuenta los resultados obtenidos, donde los LVG mejoran eficientemente la transferencia de calor a un costo de pérdida de carga notablemente menor a los TVG, se concluye que es más beneficioso que los trabajos futuros en microcanales se centren en los LVG por sobre los TVG.

Considerando que las aristas superiores suponen zonas donde hay baja recirculación y aumenta en mayor medida la temperatura, se propone estudiar el efecto de cambiar el ángulo de ataque por el suplementario y, por ende, el sentido de rotación de los vórtices generados, que, eventualmente, podría aportar en reducir este fenómeno, generando un ascenso de fluido de menor temperatura por las zonas laterales y descenso en el centro.

Es interesante ampliar el rango de número de Reynolds estudiado en los casos con LVG y buscar una relación entre este número y la posición del rendimiento óptimo con respecto al caso base en función de la distancia entre pares de LVG. De este modo, se tiene información relevante para realizar un diseño de microcanales con LVG eficiente.

Por otro lado, dado el significativo aumento en el rendimiento térmico observado al combinar nanofluidos y LVG, es relevante profundizar en el aspecto económico de estas propuestas. Considerando el precio del nanofluido, manufactura del microcanal con GV y aumentando el rango de números de Reynolds estudiado, se puede generar un gráfico que considere la ganancia térmica, el costo mecánico y el costo económico de cada opción, entregando tres importantes puntos a considerar para el diseño de equipos térmicos.

Aun cuando los resultados cuantitativos de esta investigación son válidos para este microcanal en particular, estos se pueden extrapolar cualitativamente, comprendiendo el efecto que tiene el número y la distancia entre GV y el uso de nanofluidos en la transferencia de calor y pérdida de carga. Sea un microcanal de otra geometría, dimensiones o utilizando otro tipo de LVG, estos resultados presentan un primer acercamiento y dan luces sobre qué configuración podría ser la óptima para un nuevo diseño y configuración.



# Bibliografía

- [1] Ali Rahnama Farid Ghadami Ali J. Chamkha, Maysam Molana. *On the nanofluids applications in microchannels: A comprehensive review*. Elsevier, 2018.
- [2] Amin Sabaghan Ehsan Roohi Amin Ebrahimi, Farhad Rikhtegar. *Heat transfer and entropy generation in a microchannel with longitudinal vortex generators using nanofluids*. Elsevier, 2016.
- [3] Sh. M. Vanaki Rajnish N. Sharma Ayoub Abdollahi, Hussein A. Mohammedb. *Numerical investigation of fluid flow and heat transfer of nanofluids in microchannel with longitudinal fins*. *Ain Shams Engineering Journal*, 2018.
- [4] F. Hormozi. E. Hosseinirad, M. Khoshvaght-Aliabadi. *Evaluation of heat transfer and pressure drop in a mini-channel using transverse rectangular vortex-generators with various non-uniform heights*. Elsevier, 2019.
- [5] H.A.Mohammed H.E.Ahmeda and M.Z.Yusoffc. *An overview on heat transfer augmentation using vortex generators and nanofluids: Approaches and applications*. Elsevier, 2012.
- [6] Wei-Wei Yang Jan Taler Pawel Oclon Jian-Fei Zhanga, Long Jia. *Numerical analysis and parametric optimization on flow and heat transfer of a microchannel with longitudinal vortex generators*. Elsevier, 2019.
- [7] Dong An Cha Jin Tae Choi, Oh Kyung Kwon. *A numerical study of the heat transfer and fluid flow of micro-channeled water block for computer CPU cooling*. Springer, 2011.
- [8] Richard Law John E. Hesselgreaves and David A. Reay. *Compact Heat Exchangers: Selection, Design and Operation*, chapter Chapter 5 - Aspects of Flow and Convective Heat Transfer Fundamentals for Compact Surfaces. Butterworth-Heinemann, segunda edición edición, 2017.
- [9] Wenquan Tao Junmei Wu. *Numerical investigation and analysis of heat transfer enhancement in channel by longitudinal vortex based on field synergy principle*. Elsevier, 2018.
- [10] Cass Allen Associates Ltd. *Singing Buildings: Tonal Wind Induced Noise Caused by Façade Elements*. [en línea]. <<https://www.cassallen.co.uk/singing-buildings-tonal-wind-induced-noise-caused-by-facade-elements>> [consulta : julio 2020].
- [11] N. K. Mitra M. Fiebig, A. Valencia. *Wing-Type Vortex Generators for Fin-and-Tube Heat Exchangers*. Elsevier, 1993.
- [12] Mohammad Hadi Hajmohammad Ali Alipour Mahmoud Salari, Ali Alirezaie. *Do nanofluids affect the future of heat transfer? “A benchmark study on the efficiency of nano-*

*fluids*". Elsevier, 2018.

- [13] Arafat A. Bhuiyan Muhammad Awais. *Heat transfer enhancement using different types of vortex generators (VGs): A review on experimental and numerical activities*. Springer, 2008.
- [14] Davood Toghraie Omid Ali Akbari and Arash Karimipour. *Numerical simulation of heat transfer and turbulent flow of water nanofluids copper oxide in rectangular microchannel with semi-attached rib*. SAGE, 2016.
- [15] E.Zulueta I.Errasti B.Fernandez-Gauna P.Martínez-Filgueira, U.Fernandez-Gamiz. *Parametric study of low-profile vortex generators*. Elsevier, 2017.
- [16] Francesco D'Annibale-Barbara Mazzarotta Carla Menale Roberto Bubbico, Gian Piero Celata. *Experimental analysis of corrosion and erosion phenomena on metal surfaces by nanofluids*. Elsevier, 2015.
- [17] Mohammad Reza Salimpour Sajjad Baraty Beni, Alireza Bahrami. *Design of novel geometries for microchannel heat sinks used for cooling diode lasers*. Elsevier, 2017.
- [18] H.A.Mohammed Sh.M. Vanaki, P.Ganesan. *Numerical study of convective heat transfer of nanofluids: A review*. Elsevier, 2016.
- [19] Chinaruk Thianpong Nuthvipa Jayranaiwachira Sompol Skullong, Pongjet Promvonge. *Thermal behaviors in a round tube equipped with quadruple perforated delta winglet pairs*. Elsevier, 2017.
- [20] Chinaruk Thianpong Nuthvipa Jayranaiwachira Sompol Skullong, Pongjet Promvonge. *Thermal behaviors in a round tube equipped with quadruple perforated-delta-winglet pairs*. Elsevier, 2017.
- [21] Pease R. Tuckerman DB. *High-performance heat sinking for VLSI*. Device Lett IEEE, 1981.
- [22] Chun Che Fung Derek Fawcett Wisut Chamsa-ard, Sridevi Brundavanam and Gerrard Poinern. *Nanofluid Types, Their Synthesis, Properties and Incorporation in Direct Solar Thermal Collectors: A Review*. MDPI, 2017.
- [23] Afshin J. Ghajar Yunus A. Çengel. *Transferencia de calor y masa. Fundamentos y aplicaciones.*, pages 25, 26. McGraw Hill., 4<sup>th</sup> edition, 2011.

# Capítulo 7

## Anexo

### 7.1. Resultados

Tabla 7.1: Resultados simulaciones caso 0.

Fluido	RE	Vin [m/s]	Tout [K]	Twall [K]	h [W/m <sup>2</sup> K]	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Agua	200	1,083	302,57	308,93	23138	6,09	12635	0,345
Agua	250	1,353	301,69	308,03	24423	6,43	16033	0,280
Agua	300	1,624	301,10	307,37	25563	6,73	19474	0,236
Agua	350	1,894	300,68	306,85	26607	7,01	22959	0,205
Al2O3-2 %	200	1,231	302,05	307,64	26245	6,91	17438	0,348
Al2O3-2 %	250	1,538	301,26	306,86	27648	7,28	22102	0,282
Al2O3-2 %	300	1,846	300,74	306,29	28919	7,62	26827	0,238
Al2O3-2 %	350	2,154	300,37	305,83	30082	7,92	31612	0,206

Tabla 7.2: Resultados simulaciones caso 1.

Fluido	RE	Vin [m/s]	Tout [K]	Twall [K]	h [W/m <sup>2</sup> K]	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Agua	200	1,083	302,68	306,20	34154	9,00	15607	0,426
Agua	250	1,353	301,77	305,22	37475	9,87	20620	0,360
Agua	300	1,624	301,16	304,54	40314	10,62	26074	0,316
Agua	350	1,894	300,71	304,02	42851	11,29	31944	0,285
Al2O3-2 %	200	1,231	302,14	305,25	38613	10,17	21495	0,429
Al2O3-2 %	250	1,538	301,34	304,39	42333	11,15	28368	0,362
Al2O3-2 %	300	1,846	300,79	303,79	45516	11,99	35843	0,318
Al2O3-2 %	350	2,154	300,40	303,34	48355	12,74	43888	0,286

Tabla 7.3: Resultados simulaciones caso 2.

Fluido	RE	Vin [m/s]	Tout [K]	Twall [K]	h [W/m <sup>2</sup> K]	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Agua	200	1,083	302,63	305,68	37297	9,82	17080	0,466
Agua	250	1,353	301,73	304,78	40706	10,72	22856	0,399
Agua	300	1,624	301,12	304,16	43461	11,45	29153	0,354
Agua	350	1,894	300,68	303,70	45857	12,08	35927	0,320
Al2O3-2 %	200	1,231	302,10	304,79	42156	11,10	23512	0,469
Al2O3-2 %	250	1,538	301,30	304,00	45980	12,11	31430	0,401
Al2O3-2 %	300	1,846	300,76	303,46	49070	12,92	40062	0,355
Al2O3-2 %	350	2,154	300,37	303,05	51746	13,63	49344	0,321

Tabla 7.4: Resultados simulaciones caso 3.

Fluido	RE	Vin [m/s]	Tout [K]	Twall [K]	h [W/m <sup>2</sup> K]	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Agua	200	1,083	302,55	305,08	41644	10,97	21075	0,575
Agua	250	1,353	301,66	304,31	44640	11,76	28511	0,498
Agua	300	1,624	301,06	303,78	47004	12,38	36658	0,445
Agua	350	1,894	300,62	303,37	49301	12,99	45471	0,405
Al2O3-2 %	200	1,231	302,03	304,26	47072	12,40	28995	0,578
Al2O3-2 %	250	1,538	301,24	303,58	50433	13,28	39187	0,500
Al2O3-2 %	300	1,846	300,71	303,12	53076	13,98	50352	0,446
Al2O3-2 %	350	2,154	300,32	302,75	55624	14,65	62420	0,407

Tabla 7.5: Resultados simulaciones caso 4.

Fluido	RE	Vin [m/s]	Tout [K]	Twall [K]	h [W/m <sup>2</sup> K]	Nu	$\Delta P$ [Pa]	f
Agua	200	1,083	302,35	306,10	33744	8,89	31353	0,856
Agua	250	1,353	301,51	304,96	38436	10,12	44335	0,775
Agua	300	1,624	300,94	304,07	43481	11,45	59613	0,723
Agua	350	1,894	300,54	303,39	48588	12,80	77354	0,690
Al2O3-2 %	200	1,231	301,85	305,17	38113	10,04	42986	0,857
Al2O3-2 %	250	1,538	301,10	304,16	43352	11,42	60773	0,776
Al2O3-2 %	300	1,846	300,60	303,38	48987	12,90	81676	0,724
Al2O3-2 %	350	2,154	300,25	302,78	54702	14,41	105943	0,690