



UNIVERSIDAD DE TALCA

FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA DE INGENIERÍA CIVIL MECÁNICA

**DISEÑO Y COMPARACIÓN DE 2 MINI DISIPADORES DE
CALOR DEL TIPO PLACA MEDIANTE SIMULACIÓN
COMPUTACIONAL**

**MEMORIA PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO CIVIL MECÁNICO**

PROFESOR GUÍA:
Ph.D. JORGE MORALES FERREIRO

JORGE IGNACIO CORREA CONTRERAS

CURICÓ – CHILE

2020

CONSTANCIA

La Dirección del Sistema de Bibliotecas a través de su encargado Biblioteca Campus Curicó certifica que el autor del siguiente trabajo de titulación ha firmado su autorización para la reproducción en forma total o parcial e ilimitada del mismo.



Two circular official stamps and handwritten signatures in blue ink. The left stamp is from the 'DIRECCIÓN SISTEMA DE BIBLIOTECAS UNIVERSIDAD DE TALCA' and the right stamp is from the 'SISTEMA DE BIBLIOTECAS CAMPUS CURICO'.

Curicó, 2022

AGRADECIMIENTOS

Agradezco a la vida por todos aquellos momentos, oportunidades y personas que estuvieron a mi lado. Todos ellos han aportado sin duda alguna en el recorrido de mi camino personal, y que han conformado al individuo que hoy soy.

Especial, sino el más importante reconocimiento se merece mi familia, han sido y seremos los principales pilares en nuestras vidas. Hoy toca recordar todo aquello que han hecho e influenciado en mi joven ciclo ilustrativo, generando en mi un sentimiento de gratitud, que espero corresponder.

A todos quienes, no siendo parte de mi familia estuvieron para ofrecer una palabra, inspiración y ayuda con el fin de salir adelante en cada momento de adversidad.

Gracias.

DEDICATORIA

¿Cuál es tu objetivo global?

Si no lo sabes, te invito a considerar uno, “vivir en la verdad”

Vivir en la verdad significa lo siguiente: <<Actúa de forma disciplinada hacia una meta oportuna, bien articulada y definida. Define claramente tus criterios para el triunfo, al menos para ti mismo, aunque es todavía mejor si los demás los entienden y pueden ayudarte a evaluar lo que estás haciendo. Pero a medida que lo haces, deja que el mundo y tu espíritu se desplieguen como les parezca, a la vez que representas y articulas la verdad>>. Pues se trata al mismo tiempo de una ambición pragmática y de la fe más valiente de todas.

Recuerda, la vida es sufrimiento...

RESUMEN

Muchos de los procesos, equipos y aplicaciones industriales que hoy se diseñan, funcionan a partir de micro dispositivos electrónicos que ven afectados sus rendimientos, entre otras cosas, por el aumento de la temperatura en sus componentes. Por tanto, las técnicas de enfriamiento juegan cada vez un rol fundamental en el diseño de estos procesos, equipos y aplicaciones. Una de las técnicas de enfriamiento consiste en remover calor mediante el uso de disipadores de calor, en particular del tipo placa y utilizando el concepto de micro y minicanales en su interior para la circulación de fluidos refrigerantes.

Tomando en cuenta estas consideraciones, el presente trabajo ha llevado a cabo el diseño de dos mini disipadores de calor del tipo placa, estudiando o comparando las características propias de cada uno de ellos, bajo las mismas condiciones de operación. Los disipadores de calor aquí presentados tienen en común el material del sólido; cobre. El fluido refrigerante es agua en su forma líquida, cada disipador se compone principalmente de dos placas de 40x40x2 mm unidas entre sí por las superficies de mayor tamaño, cada disipador de calor varía respecto al otro según las formas de sus canales internos. Llamaremos a un disipador de calor “Geometría A”, sus canales poseen forma de hélice. Mientras que el otro disipador se llamará “Geometría B” y sus canales son de carácter rectos.

Los análisis llevados a cabo son dos, uno teórico y el otro numérico, el primero de ellos utiliza la información proporcionada por investigaciones recientes y literatura especializada. En el caso del análisis numérico, se lleva a cabo por medio de CFD a través del método de volúmenes finitos, utilizando para ello el software Ansys Fluent®.

PALABRAS CLAVE: Heat sinks, micro/mini channels, electronics cooling, microfluidics, CFD.

ABSTRACT

Many of the processes, equipment and industrial applications that are designed today, work from micro electronic devices that are affected by the increase of temperature in their components, among other things. Therefore, cooling techniques are playing an increasingly important role in the design of these processes, equipment and applications. One of the cooling techniques consists of removing heat by using heat sinks, in particular the plate type and using the concept of micro and mini-channels inside them for the circulation of cooling fluids.

Taking into account these considerations, the present work has carried out the design of two mini plate type heat sinks, studying or contrasting the characteristics of each one of them, under the same operation conditions. The heat sinks presented here have in common the material of the solid; copper. The cooling fluid is water in its liquid form, each heatsink is mainly composed of two 40x40x2 mm plates joined together by their larger surfaces, each heat sink varies with respect to the other according to the shape of its internal channels. We will call a heat sink "Geometry A", its channels have the shape of a helix. While the other heatsink will be called "Geometry B" and its channels are straight.

The analyses carried out are two, one theoretical and the other numerical, the first of which uses the information provided by recent research and specialized literature. In the case of numerical analysis, it is carried out by means of CFD through the finite volume method, using Ansys Fluent® software.

KEYWORDS: Heat sinks, micro/mini channels, electronics cooling, microfluidics, CFD.

ÍNDICE

1	CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN.....	16
1.1	ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN.....	17
1.2	DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	17
1.3	SOLUCIÓN PROPUESTA.....	18
1.4	OBJETIVOS.....	19
1.4.1	OBJETIVO GENERAL.....	19
1.4.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	19
1.5	ALCANCES.....	19
1.6	METODOLOGÍAS Y HERRAMIENTAS UTILIZADAS.....	20
1.7	RESULTADOS ESPERADOS.....	21
1.8	ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO.....	22
2	CAPITULO II: MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE.....	25
2.1	DISPOSITIVOS DE ENFRIAMIENTO.....	26
2.1.1	CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA DISPOSITIVOS DE ENFRIAMIENTO.....	26
2.1.2	CATEGORIAS DE ENFRIAMIENTO.....	27
2.1.3	MÉTODOS ACTUALES DE ENFRIAMIENTO.....	28
2.2	MICROFLÚIDOS.....	28
2.2.1	CARACTERÍSTICAS DE MICROFLUIDOS.....	28
2.3	FLUJO AL INTERIOR DE MINI/MICRO CANALES.....	29
2.3.1	CLASIFICACIÓN SEGÚN CANALES.....	30
2.3.2	CONSIDERACIONES BÁSICAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN.....	31
2.4	CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES DEL MATERIAL.....	32
2.4.1	TIPOS DE MATERIALES.....	33
2.4.2	PROPIEDADES DE LOS MATERIALES.....	33
2.5	PROCESOS DE FABRICACIÓN PARA MICRODISPOSITIVOS.....	35
2.5.1	PROCESOS DE SUSTRACCIÓN.....	36
3	CAPÍTULO IV: MODELAMIENTO DEL ANÁLISIS NUMERICO.....	31
3.1	MODELAMIENTO DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA.....	39
3.2	FUNCIONAMIENTO DE CFD.....	39
3.2.1	PRE-PROCESADO.....	40

3.2.2	SOLUCIONADOR (SOLVER).....	41
3.2.3	POST-PROCESADO.....	42
3.3	MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA	42
3.3.1	ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MASA.....	43
3.3.2	ECUACIÓN DE MOMENTUM	44
3.3.3	ECUACIÓN DE ENERGÍA.....	46
4	CAPÍTULO V: MODELAMIENTO DEL ANÁLISIS TEÓRICO PARA LA MECÁNICA DE FLUIDOS.....	48
4.1	FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTO	49
4.1.1	NÚMERO DE REYNOLDS	49
4.2	PRESIÓN: ESTÁTICA, DINÁMICA, HIDROSTÁTICA, TOTAL Y DE ESTANCAMIENTO.....	50
4.3	CAÍDA DE PRESIÓN EN FLUJO DE FASE SIMPLE (SINGLE-PHASE)	51
4.3.1	RELACIONES BÁSICAS DE LA CAÍDA DE PRESIÓN.....	51
4.3.2	FLUJO LAMINAR COMPLETAMENTE DESARROLLADO.....	53
4.3.3	FLUJO LAMINAR EN DESARROLLO.....	53
4.3.4	POTENCIA DE BOMBEO NECESARIA	54
5	CAPÍTULO VI: MODELAMIENTO DEL ANALISIS TEORICO PARA LA TRANSFERENCIA DE CALOR.....	56
5.1	MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	58
5.1.1	CONDUCCIÓN DE CALOR.....	58
5.1.2	CONVECCIÓN DE CALOR	59
5.1.3	RADIACIÓN.....	61
5.2	MODELO ANALITICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR	61
5.2.1	MODELO DE RESISTENCIAS TÉRMICAS	62
5.2.2	TRANSFERENCIA DE CALOR EN MINICANALES	64
6	CAPÍTULO VII: DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN PLANTEADA.....	71
6.1	DECLARACIÓN DEL PROBLEMA A ESTUDIAR	72
6.1.1	CARACTERÍSTICAS DEL SÓLIDO.....	72
6.1.2	CARACTERÍSTICAS DEL FLUIDO.....	73
6.1.3	CARACTERÍSTICAS FÍSICAS.....	73
6.2	GEOMETRIAS PROPUESTAS	74
6.2.1	GEOMETRÍA A.....	75

6.2.2	GEOMETRÍA B.....	76
6.3	DESARROLLO DEL ANÁLISIS TEÓRICO.....	77
6.3.1	CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN	81
6.3.2	CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.	82
6.4	DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN NUMERICA.....	89
6.4.1	PRE-PROCESAMIENTO.....	90
6.4.2	SOLVER (SOLUCIONADOR).....	95
6.4.3	POST-PROCESAMIENTO	98
7	CAPÍTULO VIII: DISCUSIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	106
7.1	ANÁLISIS DE RESULTADO TEORICOS	107
7.1.1	CAIDA DE PRESIÓN.....	107
7.1.2	TRANSFERENCIA DE CALOR	108
7.2	ANÁLISIS DE RESULTADOS PROCEDENTES DE LA SIMULACIÓN COMPUTACIONAL	112
7.2.1	CAÍDA DE PRESIÓN.....	112
7.2.2	TRANSFERENCIA DE CALOR	114
7.3	COMPARACIÓN DE RESULTADOS DEL ANÁLISIS TEÓRICO Y NUMÉRICO.	115
7.3.1	CAÍDA DE PRESION.....	115
7.3.2	TRANSFERENCIA DE CALOR	118
8	CAPÍTULO IX: CONCLUSIONES.....	121
9	CAPÍTULO X: BIBLIOGRAFÍA	125
10	CAPITULO XI: ANEXOS	129
10.1	ANEXO A.1: ENFRIAMIENTO BASADO EN VENTILADORES Y DISIPADORES DE CALOR CONVENCIONALES.....	130
10.2	ANEXO A.2: ENFRIAMIENTO BASADO EN MACRO FLUIDOS	131
10.3	ANEXO A.3: ENFRIAMIENTO BASADO EN REFRIGERACIÓN	132
10.4	ANEXO A.4: ENFRIAMIENTO BASADO EN MICROFLUIDOS	133
10.5	ANEXO E.1: TABLA CON VALORES DE NUSSELT Y NÚMERO DE POISEUILLE PARA GEOMETRÍAS CONOCIDAS.....	135
10.6	ANEXO F.1: PLANOS CAD DE LA GEOMETRÍA A.....	136
10.7	ANEXO F.2: PLANOS CAD DE LA GEOMETRÍA B.....	139
10.8	ANEXO G.1: DOMINIOS DE LA GEOMETRÍA A	142

10.9 ANEXO G.2: SELECCIÓN DEL AGÚA COMO FLUIDO EN ANSYS FLUENT	
143	
10.10 ANEXO G.3: SELECCIÓN DEL COBRE COMO SÓLIDO EN ANSYS	
FLUENT.....	144
10.11 ANEXO G.4: CRITERIOS DE CONVERGENCIA.....	145

LISTA DE TABLAS

TABLA 1: COEFICIENTES DE LA ECUACIÓN 60.....	67
TABLA 2: PROPIEDADES DEL COBRE	73
TABLA 3: PROPIEDADES DEL AGUA.....	73
TABLA 4: VALORES Y DIMENSIONES CARACTERÍSTICAS DE CADA DISIPADOR A PARTIR DE LAS GEOMETRÍAS PROPUESTAS.....	78
TABLA 5: VALORES DEL NÚMERO DE REYNOLDS.....	80
TABLA 6: VALORES DE LA LONGITUD HIDRODINÁMICA Y DE LA LONGITUD TÉRMICA DE ENTRADA, PARA LAS GEOMETRÍAS A Y B.	80
TABLA 7: VALOR DE LA RELACIÓN DE ASPECTO PARA LAS GEOMETRÍAS A Y B.	81
TABLA 8: VALORES DEL NÚMERO DE POISEUILLE DESARROLLADOS EN LAS GEOMETRÍAS A Y B.....	81
TABLA 9: VALORES DEL FACTOR DE HAGENBACH DESARROLLADOS EN LAS GEOMETRÍAS A Y B.....	81
TABLA 10: VALORES DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN A LAS VELOCIDADES ESTABLECIDAS PARA CADA GEOMETRÍA DE DISIPADORES.....	82
TABLA 11: VALORES DE LA LONGITUD TÉRMICA DE ENTRADA PARA LAS GEOMETRÍAS A Y B.....	83
TABLA 12: VALORES DE LOS COEFICIENTES Y DEL NÚMERO DE NUSSELT (Nu_4 , promedio).	83
TABLA 13: VALORES DE LOS COEFICIENTES DE LA ECUACIÓN 60 Y LOS VALORES OBTENIDO PARA $Nu_{3,\infty}$ Y $Nu_{4,\infty}$	84
TABLA 14: VALORES DEL NÚMERO DE NUSSELT PROMEDIO PARA 3 PAREDES, RESPECTO A LAS GEOMETRÍAS A Y B.....	84
TABLA 15: VALORES DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR CONVECTIVO DESARROLLADO EN LAS GEOMETRÍAS A Y B.	85
TABLA 16: VALORES DE LA RESISTENCIA TÉRMICA CONVECTIVA PARA LAS GEOMETRÍAS A Y B.....	85
TABLA 17: VALORES DE LA RESISTENCIA TÉRMICA POR CONDUCCIÓN PARA LAS GEOMETRÍAS A Y B.	85
TABLA 18: VALORES DE LA RESISTENCIA TÉRMICA CAPACITIVA PARA LAS GEOMETRÍAS A Y B.....	86
TABLA 19: VALORES DE LA RESISTENCIA TÉRMICA TOTAL PARA LAS GEOMETRÍAS A Y B.....	86
TABLA 20: VALORES DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO EN EL CASO DE LA GEOMETRÍA A.....	87

TABLA 21: VALORES DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO EN EL CASO DE LA GEOMETRÍA B.....	87
TABLA 22: VALORES DE LA TASA NETA DE CALOR DISIPADO EN FUNCIÓN A DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS ESTABLECIDAS, PARA EL CASO DE LA GEOMETRÍA A.....	88
TABLA 23: VALORES DE LA TASA NETA DE CALOR DISIPADO EN FUNCIÓN A DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS ESTABLECIDAS, PARA EL CASO DE LA GEOMETRÍA B.....	89
TABLA 24: CARACTERÍSTICAS DE LAS PROPIEDADES DEL ENMALLADO PARA EL CASO DE LAS GEOMETRÍAS A Y B.....	91
TABLA 25: VALORES DE LA PRESIÓN: ESTÁTICA, DINÁMICA Y TOTAL EN FUNCIÓN A LAS VELOCIDADES ESTABLECIDAS, PARA LAS GEOMETRÍAS A Y B. OBTENIDAS DESDE SIMULACIONES COMPUTACIONALES.	96
TABLA 26: VALORES DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO AL APLICAR DIFERENTES MAGNITUDES DE CALOR, OBTENIDOS DESDE SIMULACIONES COMPUTACIONALES PARA LA GEOMETRÍA A.	97
TABLA 27: VALORES DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO AL APLICAR DIFERENTES MAGNITUDES DE CALOR, OBTENIDOS DESDE SIMULACIONES COMPUTACIONALES PARA LA GEOMETRÍA B.	98
TABLA 28: INFLUENCIA PORCENTUAL DE LA PRESIÓN DINÁMICA RESPECTO A LA PRESIÓN TOTAL DESARROLLADA EN LAS GEOMETRÍAS A Y B.	113
TABLA 29: COMPARACIÓN DE LAS TEMPERATURAS DE SALIDA DEL FLUIDO ENTRE LAS GEOMETRÍAS A Y B, PROVENIENTES DEL ANÁLISIS NUMÉRICO.....	115

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1: RANGO DE TEMPERATURAS QUE SE PUEDEN ALCANZAR DE ACUERDO CON EL TIPO DE ENFRIAMIENTO [16].	27
FIGURA 2: ESQUEMA REPRESENTATIVO PARA EL TIPO DE DISPOSITIVOS MICROFLUÍDICOS EN FUNCIÓN AL VOLUMEN DE FLUIDO DESPLAZADO Y LONGITUD CARACTERÍSTICA [17].	29
FIGURA 3: TIPO DE APLICACIONES EN FUNCIÓN AL DIÁMETRO CARACTERÍSTICO [17].	30
FIGURA 4: ESQUEMA GENERAL BASADO EN EL DIÁMETRO CARACTERÍSTICO DE LA SECCIÓN PARA DEFINIR EL TIPO DE CANAL [19].	30
FIGURA 5: GRÁFICA DEL COEFICIENTE DE TRANSFERENCIA DE CALOR PARA MICRO Y MINI CANALES, EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO HIDRÁULICO DE UNA SECCIÓN CUADRADA [19].	32
FIGURA 6: GRÁFICA DEL GRADIENTE DE PRESIÓN GENERADO EN MICRO Y MINI CANALES, EN FUNCIÓN DEL DIÁMETRO HIDRÁULICO DE UNA SECCIÓN CUADRADA [19].	32
<i>FIGURA 7: GRÁFICA DE DIVERSOS MATERIALES CON SUS RESPECTIVOS VALORES DE LA CAPACIDAD ESPECIFICA DE CALOR [20].</i>	34
<i>FIGURA 8: GRÁFICA DE ALGUNOS MATERIALES CON ALTA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA [20].</i>	35
<i>FIGURA 9: GRÁFICA DE LA CONDUCTIVIDAD TÉRMICA EN FUNCIÓN DE LA TEMPERATURA, PARA MATERIALES SELECCIONADOS [20].</i>	35
FIGURA 10: CONTRASTE EN LA ABRASIÓN POR INYECCIÓN (A) ALTA PRESIÓN DURANTE CORTA DURACIÓN VERSUS (B) BAJA PRESIÓN DURANTE LARGA DURACIÓN [20].	37
FIGURA 11: ELEMENTO O PARTÍCULA DE UN FLUIDO CONSIDERADO PARA EL ANÁLISIS DE LAS LEYES DE CONSERVACIÓN.	43
FIGURA 12: DIAGRAMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE UNA CAPA DE FLUIDO DE ESPESOR L Y DIFERENCIA DE TEMPERATURA ΔT [27].	61
FIGURA 13: DIAGRAMA DE TRANSFERENCIA DE CALOR A TRAVÉS DE UNA PARED PLANA, DONDE: (A) DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA Y (B) CIRCUITO TÉRMICO ELÉCTRICO [31].	63
FIGURA 14: DISIPADOR DE CALOR [13] DONDE: (A) ES LA ESTRUCTURA DEL DISIPADOR DE CALOR Y (B) ES LA CELDA O UNIDAD BÁSICA CONSIDERADA PARA LOS ANÁLISIS.	68
FIGURA 15: DISIPADOR DE GEOMETRÍA A, SE VISUALIZAN LOS 2 DOMINIOS PRINCIPALES, UNO ES EL VOLUMEN DEL FLUIDO EN FORMA DE ESPIRAL (DE COLOR AMARILLO), MIENTRAS QUE EL OTRO	

DOMINIO CORRESPONDE AL DEL SÓLIDO CUADRADO (40X40X4 MM) TRANSPARENTE.	76
FIGURA 16: DISIPADOR DE GEOMETRÍA B, SE VISUALIZAN LOS 2 DOMINIOS PRINCIPALES, UNO ES EL VOLUMEN DEL FLUIDO EN FORMA DE SERPENTÍN (DE COLOR AMARILLO Y SECCIONES RECTAS) MIENTRAS QUE EL OTRO DOMINIO CORRESPONDE AL DEL SÓLIDO CUADRADO (40X40X4 MM) TRANSPARENTE.	77
FIGURA 17: DIAGRAMA DE LA MATRIZ UNITARIA QUE SE UTILIZARÁ PARA EL ANÁLISIS TEÓRICO, EN DONDE LOS VALORES DE LAS COTAS ALLÍ MENCIONADAS SE ENCUENTRAN EN LA TABLA 4.....	79
FIGURA 18: DEFINICIÓN DE LOS DOMINIOS PARA EL CASO DEL DISIPADOR DE GEOMETRÍA B. VISTA IZQUIERDA SE APRECIA EL ÁRBOL DE PROCESOS REALIZADOS PARA LA DEFINICIÓN DE LOS DOMINIOS (FLUIDO Y SÓLIDO).	90
FIGURA 19: ENMALLADO DEL DOMINIO DEL FLUIDO PARA EL CASO DEL DISIPADOR DE CALOR DE GEOMETRÍA A.....	92
FIGURA 20: ENMALLADO DEL DOMINIO DEL FLUIDO PARA EL CASO DEL DISIPADOR DE CALOR DE GEOMETRÍA B.....	93
FIGURA 21: VISUALIZACIÓN DE LAS ZONAS DE MAYOR IMPORTANCIA PARA LA SIMULACIÓN EN EL CASO DEL DISIPADOR DE CALOR DE GEOMETRÍA B. VECTORES AZULES INDICAN EL INGRESO DEL FLUIDO, VECTORES ROJOS INDICAN LA ZONA POR DONDE EGRESA EL FLUIDO, ZONA DE COLOR VERDE PARA EL DOMINIO DEL FLUIDO Y SUPERFICIE GRIS REPRESENTA LA BASE DEL DISIPADOR POR DONDE PENETRA EL FLUJO DE CALOR.....	95
FIGURA 22: VISUALIZACIÓN DE LOS VECTORES DE VELOCIDAD PARA EL DOMINIO DEL FLUIDO DESARROLLADOS EN LA GEOMETRÍA A. LA VELOCIDAD DEL FLUIDO QUE INGRESA AL DISIPADOR DE CALOR (EN INLET_FLUID) CORRESPONDE A 0,2 m/s.....	99
FIGURA 23: VISUALIZACIÓN DE LOS VECTORES DE VELOCIDAD PARA EL DOMINIO DEL FLUIDO DESARROLLADOS EN LA GEOMETRÍA B. LA VELOCIDAD DEL FLUIDO QUE INGRESA AL DISIPADOR DE CALOR (EN INLET_FLUID) CORRESPONDE A 0,2 m/s.....	100
FIGURA 24: VISUALIZACIÓN DE LOS VECTORES DE PRESIÓN ESTÁTICA PARA EL DOMINIO DEL FLUIDO DESARROLLADOS EN LA GEOMETRÍA A. LE VELOCIDAD DEL FLUIDO PARA AQUELLA SIMULACIÓN CORRESPONDE A 0,2 m/s.	101
FIGURA 25: VISUALIZACIÓN DE LOS VECTORES DE PRESIÓN ESTÁTICA PARA EL DOMINIO DEL FLUIDO DESARROLLADOS EN LA GEOMETRÍA A. LE VELOCIDAD DEL FLUIDO PARA AQUELLA SIMULACIÓN CORRESPONDE A 0,2 m/s.....	101

FIGURA 26: VISUALIZACIÓN DE LOS VECTORES DE PRESIÓN DINÁMICA PARA EL DOMINIO DEL FLUIDO DESARROLLADOS EN LA GEOMETRÍA A. LE VELOCIDAD DEL FLUIDO PARA AQUELLA SIMULACIÓN CORRESPONDE A $0,2\text{ m/s}$.	102
FIGURA 27: VISUALIZACIÓN DE LOS VECTORES DE PRESIÓN DINÁMICA PARA EL DOMINIO DEL FLUIDO DESARROLLADOS EN LA GEOMETRÍA B. LE VELOCIDAD DEL FLUIDO PARA AQUELLA SIMULACIÓN CORRESPONDE A $0,2\text{ m/s}$.	103
FIGURA 28: DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA EN EL DOMINIO DEL FLUIDO PARA EL DISIPADOR DE GEOMETRÍA A. SIMULACIÓN REALIZADA PARA UNA VELOCIDAD DEL FLUIDO DE $0,2\text{ m/s}$	104
FIGURA 29: DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE O BASE DEL DISIPADOR DE GEOMETRÍA A. ESTA ES EL ÁREA POR DONDE PASA EL FLUJO DE CALOR. ADEMÁS, LA IMAGEN CORRESPONDE A UNA SIMULACIÓN REALIZADA PARA UNA VELOCIDAD DEL FLUIDO DE $0,2\text{ m/s}$.	104
FIGURA 30: DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA EN EL DOMINIO DEL FLUIDO PARA EL DISIPADOR DE GEOMETRÍA B. SIMULACIÓN REALIZADA PARA UNA VELOCIDAD DEL FLUIDO DE $0,2\text{ m/s}$.	105
FIGURA 31: DISTRIBUCIÓN DE LA TEMPERATURA EN LA SUPERFICIE O BASE DEL DISIPADOR DE GEOMETRÍA B. ESTA ES EL ÁREA POR DONDE PASA EL FLUJO DE CALOR. ADEMÁS, LA IMAGEN CORRESPONDE A UNA SIMULACIÓN REALIZADA PARA UNA VELOCIDAD DEL FLUIDO DE $0,2\text{ m/s}$.	105
FIGURA 32: GRÁFICA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN AL NÚMERO DE REYNOLDS PARA LOS DISIPADORES DE CALOR DE GEOMETRÍAS A Y B. CORRESPONDE AL ANÁLISIS TEÓRICO.	107
FIGURA 33: GRÁFICA DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS, PARA LOS DISIPADORES DE CALOR DE GEOMETRÍAS A Y B. CORRESPONDE AL ANÁLISIS TEÓRICO.	109
FIGURA 34: GRÁFICA DE LA TASA NETA DE CALOR DISIPADO EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS, PARA LOS DISIPADORES DE CALOR DE GEOMETRÍAS A Y B. CORRESPONDE AL CASO DE UNA DIFERENCIA DE TEMPERATURA DE 70 K , RESPECTO AL ANÁLISIS TEÓRICO..	110
FIGURA 35: GRÁFICA DE LA INFLUENCIA DE LAS RESISTENCIAS TÉRMICAS PARCIALES (VALOR PORCENTUAL) EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS, PARA EL CASO DEL DISIPADOR DE CALOR DE LA GEOMETRÍA A.	111

FIGURA 36: GRÁFICA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN AL NÚMERO DE REYNOLDS PARA LOS DISIPADORES DE CALOR DE GEOMETRÍAS A Y B. CORRESPONDE AL ANÁLISIS NUMÉRICO.....	112
FIGURA 37: GRÁFICA DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS, PARA LOS DISIPADORES DE CALOR DE GEOMETRÍAS A Y B. CORRESPONDE AL ANÁLISIS NUMÉRICO.....	114
FIGURA 38: GRÁFICA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN AL NÚMERO DE REYNOLDS PARA EL DISIPADOR DE CALOR DE GEOMETRÍA A. LA GRÁFICA PERMITE COMPARAR LOS RESULTADOS OBTENIDOS DESDE EL ANÁLISIS TEÓRICO Y NUMÉRICO.	116
FIGURA 39: GRÁFICA DE LA CAÍDA DE PRESIÓN EN FUNCIÓN AL NÚMERO DE REYNOLDS PARA EL DISIPADOR DE CALOR DE GEOMETRÍA B. LA GRÁFICA PERMITE COMPARAR LOS RESULTADOS OBTENIDOS DESDE EL ANÁLISIS TEÓRICO Y NUMÉRICO.	117
FIGURA 40: GRÁFICA DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS, PARA EL DISIPADOR DE CALOR DE LA GEOMETRÍA A. LA GRÁFICA PERMITE COMPARAR LOS RESULTADOS OBTENIDOS DESDE EL ANÁLISIS TEÓRICO Y NUMÉRICO.....	119
FIGURA 41: GRÁFICA DE LA TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO EN FUNCIÓN DEL NÚMERO DE REYNOLDS, PARA EL DISIPADOR DE CALOR DE LA GEOMETRÍA B. LA GRÁFICA PERMITE COMPARAR LOS RESULTADOS OBTENIDOS DESDE EL ANÁLISIS TEÓRICO Y NUMÉRICO.....	120
FIGURA 42: VISTA SUPERIOR E INFERIOR DE UN DISIPADOR DE CALOR DE ALUMINIO CON VENTILADOR. UTILIZADO PRINCIPALMENTE EN CPUS [16].....	130
FIGURA 43: REFRIGERACIÓN POR MEDIO DE TUBOS AL INTERIOR DE LOS DISIPADORES, PARA EL FLUJO DE LOS FLUIDOS REFRIGERANTES [16].	131
FIGURA 44: VISTA ESQUEMÁTICA DE UN DISPOSITIVO TERMOELÉCTRICO [16].	133
FIGURA 45: MICRO INTERCAMBIADOR DE CALOR CON MICRO CANALES, PROPUESTO POR JIANG [15].	134
FIGURA 46: TABLA CON NÚMEROS DE NUSSELT PARA FLUJOS LAMINARES COMPLETAMENTE DESARROLLADOS EN DUCTOS. [19]	135
FIGURA 47: DOMINIOS DEL DISIPADOR DE CALOR DE GEOMETRÍA A.....	142
FIGURA 48: VENTANA QUE SE GENERA PARA MODIFICAR LOS VALORES DEL CRITERIO ABSOLUTO DE CONVERGENCIA.	145

FIGURA 49: VENTANA GENERADA POR EL PROGRAMA PARA SELECCIONAR LAS CONDICIONES DE CONVERGENCIA Y LOS VALORES PARA EL CRITERIO DE DETENCIÓN.....	145
FIGURA 50: VALORES PROPORCIONADOS POR LA SIMULACIÓN DEL DISIPADOR DE CALOR DE GEOMETRÍA A, UNA VELOCIDAD DE 0,2 <i>m/s</i> Y 30 ITERACIONES DE CÁLCULO.	146

1 CAPÍTULO I: INTRODUCCIÓN

1.1 ANTECEDENTES Y MOTIVACIÓN.

Algunas investigaciones sugieren que con el rápido desarrollo de la microelectrónica y otros micro componentes, la carga e intensidad de calor se ve drásticamente incrementada [1], además del rendimiento y la esperanza de vida de éstos [2]. Disipadores de calor del tipo placa con micro/miní canales fueron activamente investigados en las últimas décadas por su importancia en el campo de la remoción de calor de gran potencia [3]–[5]. Esta tecnología fue en sus inicios propuesta por Tuckerman y Pease [2] en 1981, quienes exitosamente realizaron la disipación de calor de 790 W desde un chip de 1 cm² con una diferencia máxima de temperatura de 71,1 °C utilizando como fluido agua circundante por los micro canales de substrato de silicio. Desde esta investigación, diversos estudios e investigadores se enfocaron en el desarrollo de esta tecnología.

Otros de los aspectos a considerar, son las tecnologías de enfriamientos convencionales, que incluyen principalmente convección de aire natural y convección de aire forzado, pero presentan limitaciones a la hora de remover altos flujos de calor (≥ 100 W/cm²) [6]. Por otro lado, los dispositivos micro electrónicos se caracterizan por presentar geometrías pequeñas, lo que simboliza un desafío para la remoción de calor concentrado en pequeñas superficies [6].

Los actuales focos de desarrollo en sistemas de enfriamiento se presentan en data centers, ya que son éstos los que consumen una gran cantidad de energía. Por ejemplo, en 2017 los data centers constituían un 3% del uso de la electricidad en el mundo, el equivalente a 416 terawatts [7]. De ello, la energía dedicada a refrigeración constituye un 10-50 % del total de la energía consumida [8]. Con tal porcentaje de energía utilizada por concepto de refrigeración, es propicio generar nuevas alternativas de enfriamiento más eficientes, con el fin de reducir gastos energéticos.

1.2 DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

El incremento de la temperatura en dispositivos electrónicos durante su funcionamiento resulta perjudicial para su rendimiento, además, reducen la vida útil de éstos debido a los daños térmicos producidos. Estos problemas repercuten más aún a la hora de tratarse de componentes electrónicos miniaturizados [9].

Algunas de las aplicaciones donde se pueden apreciar estos fenómenos, son los procesadores de alto rendimiento (CPUs, GPUs, FPGAs), ya que están alcanzando grandes niveles en potencia de cálculo, para Artificial Intelligence, Machine Learning y

Virtual Reality. Por otro lado, se encuentran los data centers que, para aumentar sus capacidades en el procesamiento de datos, requieren procesadores de mayor capacidad, más densos, por lo tanto, ocurre el mismo efecto, se necesitan módulos adicionales para enfriar los procesadores, lo que conlleva ocupar un volumen adicional dentro de estos equipos. Situación similar ocurre en los sistemas de vehículos eléctricos, ya que necesitan permanecer operativos incluso estando estacionados, bajo temperaturas que se acercan a los 48,9 °C, lo que por cierto afecta a inversores de tracción y a la electrónica de infoentretenimiento. Problemas similares se presentan en la industria de Defensa y Aeroespacial, precisamente en los instrumentos que allí se utilizan, ya que las variaciones térmicas pueden degradar el rendimiento en los sistemas de defensa, como radares phased array, disminución en la potencia de transistores y diodos laser [10].

Dada la necesidad de remover energía desde diversos tipos de fuentes, tales como componentes electrónicos, procesos, circuitos, o simplemente desde la superficie de algún material sólido, la pregunta: ¿cómo hacerlo? juega un rol fundamental, ya que permitirá conocer la tasa de calor o energía que se puede o podrá estar removiendo desde una determinada situación de análisis. Además de comprobar si cubre la necesidad de enfriar o remover el calor deseado.

Dicho esto, es interesante discutir de qué forma se podrá remover el calor para que el rendimiento de estos componentes electrónicos no se vea afectado.

1.3 SOLUCIÓN PROPUESTA

Frente a la necesidad de remover calor de dispositivos electrónicos o superficies con un gradiente de temperatura respecto al ambiente, el presente trabajo propone diseñar y comparar 2 mini disipadores de calor del tipo placa con mini canales al interior de él. Se propone utilizar una superficie de 16 cm², debido a que procesadores o incluso celdas Peltier poseen estas dimensiones.

Para el logro de este proyecto, se realiza una revisión bibliográfica importante, las cuales incluyen publicaciones e incluso trabajos recientes en esta área investigativa, que tengan relación a microfluídica, micro/mini canales, disipadores de calor, entre otros.

La idea de que el disipador de calor sea del tipo placa, permitirá remover calor desde superficies planas con el fin de que se adhiera (en estrecho contacto) con las superficies de los equipos o componentes que sean considerados para la remoción de calor. Por otra parte, las placas deben ser de material sólido a definir y se necesitan

de al menos 2 de éstas, para su configuración tipo sándwich donde los canales queden en el interior de los planos adheridos.

Cabe destacar que el presente trabajo corresponde a un proyecto del área térmica, ya que es necesario contar con conocimientos tales como: diseño de equipos y procesos, máquinas térmicas, fluidos, materiales, entre otros. Todos estos corresponden a materias que adquiere dentro de su formación un ingeniero civil mecánico.

Muchas de las consideraciones que deben ser tomadas en cuenta, para un correcto diseño del disipador de calor, serán mencionadas en el desarrollo del proyecto.

1.4 OBJETIVOS

1.4.1 OBJETIVO GENERAL

Diseñar y comparar 2 mini disipadores de calor del tipo placa, para remover calor desde un área cuadrada de 16 cm², utilizando agua como líquido refrigerante.

1.4.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Establecer las condiciones de operación y características de los mini disipadores de calor.
- Diseñar por medio de softwares CAD, dos mini disipadores de calor, con diferentes configuraciones respecto a los mini canales.
- Simular computacionalmente, por medio del método de volúmenes finitos con ANSYS Fluent el comportamiento de los mini disipadores de calor.
- Realizar análisis de la transferencia de calor y caída de presión que se genera en los mini disipadores de calor.
- Comparar resultados obtenidos desde del método analítico y desde la simulación computacional.

1.5 ALCANCES

El alcance de este proyecto considera el diseño y estudio térmico de 2 mini disipadores de calor del tipo placa. El presente trabajo tiene enfoque en lo que ocurre con la

estructura sólida y las características¹ del disipador de calor, sin embargo, el estudio detallado del comportamiento de la estructura como por ejemplo, los análisis de concentración de esfuerzos y deformaciones dentro del sólido, no se consideran como parte del presente trabajo, sólo se mencionará de forma aproximada los efectos que ocurren de la interacción del fluido con las paredes del disipador. Por otro lado, este trabajo no considera la selección de acoples o componentes fittings² para las secciones de entrada y salida del fluido, como también la forma en que se traslada el fluido en las zonas externas del disipador (ambiente). Finalmente, los elementos dependientes para que pueda operar el disipador suponiendo una situación real quedan fuera de este estudio.

1.6 METODOLOGÍAS Y HERRAMIENTAS UTILIZADAS

Para el desarrollo del presente trabajo se deben cumplir los objetivos anteriormente señalados y un mínimo de actividades que permitirán lograr el estudio. A continuación, se detallarán algunas de ellas.

- Revisión bibliográfica, es importante buscar la mayor cantidad de información disponible. Para esto, se enfocará la búsqueda de información en libros y artículos de divulgación científica del área de la termodinámica particularmente. Como fuente de información primaria se utiliza para cada revista la medición del factor de impacto³, esto permite cuantificar la calidad de la información que han de publicar las revistas científicas, adicionalmente, permite seleccionar las referencias y/o investigaciones que tendrán mayor influencia en el presente trabajo.
- Encontrada toda la información necesaria para desarrollar este estudio, se deben establecer las condiciones de operación bajo las cuales se espera que el disipador se encuentre sometido. De esta forma se consigue declarar una situación de análisis y estudio, lo cual permitirá identificar las características del disipador bajo condiciones establecidas. Las condiciones de operación establecen entre algunas cosas, características del material sólido, características del fluido, perfil de velocidades del fluido, la magnitud del flujo de calor que ingresa por la superficie (base) del disipador de calor, entre otras, que se harán mención en el transcurso del estudio.

¹ Las características son principalmente morfológicas, como también la forma de los micro o mini canales dentro de los disipadores de calor.

² Todos aquellos elementos que se utilizan en la unión de cañerías ya sean de: conexión, cambios de dirección, unión, reducción y/o amplificación de las secciones transversales. Son principalmente utilizadas en redes de cañerías de PVC.

³ El factor de impacto mide el promedio de citas recibidas en un año determinado por los artículos publicados en la revista durante los dos años anteriores a la medición.

- Posteriormente comienza el proceso de diseño. Paso relevante para pasar de lo abstracto a lo tangible. Se diseñan 2 geometrías o propuestas de disipador de calor utilizando dibujo asistido por computador (CAD), a través, del software Autodesk Inventor®.
- Una vez generados los diseños 3D de ambos disipadores de calor en formato .step⁴, se procede a simular computacionalmente la situación física planteada, esto se realiza a través del software Ansys Fluent® que utiliza el método de volúmenes finitos para el cálculo de las variables físicas.
- Finalmente, se realiza un análisis analítico de la transferencia de calor y caída de presión generadas al interior de los disipadores, para esto se usan como referencia los trabajos realizados por Sakanova et al. [11], Zhai et al. [12] y Yang et al. [13] en donde el aporte de cada uno será expuesto en el transcurso del trabajo y cuando sea necesaria su referenciación. Finalmente, los resultados de la simulación computacional y del análisis analítico, serán comparados y discutidos para la exposición de los resultados obtenidos en este trabajo.

Por otro lado, las herramientas que se utilizarán para desarrollar este trabajo están compuestas principalmente por un computador convencional que tiene por características, procesador Intel Core i5-3210M CPU @ 2.5 GHz, con memoria RAM de 8 GB y sistema operativo Windows 10 Pro de 64 bits. El uso de softwares se limita a los ya mencionados y el paquete de softwares ofrecidos por Microsoft Office para la confección del presente informe.

1.7 RESULTADOS ESPERADOS

El desarrollo de este trabajo tendrá como resultados los siguientes productos:

- Para el caso del diseño 3D de los disipadores de calor, se generarán planos CAD para una mayor comprensión de dimensiones y formas propias de cada geometría propuesta. Además, se pretende generar archivos digitales en formato step, para la lectura de programas de simulación, como lo es requerido para el caso de Ansys Fluent.
- Por otro lado, desde la simulación computacional, se extraerán los resultados obtenidos con el fin de ser presentados en tablas y usados para la discusión e interpretación de estos. Además, se extraerán imágenes para los distintos casos a analizar, para identificar, por ejemplo, los vectores de velocidad y

⁴ El formato .STEP (Standard for the Exchange of Product data) es un formato de intercambio estándar que se utiliza para representar datos tridimensionales en un formato que pueda ser reconocido por diferentes programas.

presión, que se generan dentro del dominio de fluido, o como también identificar los contornos de temperatura desarrollados en zonas o áreas de interés.

- En cuanto a los resultados obtenidos desde el método analítico y numérico, estos serán tabulados y presentados en las secciones correspondientes, para la posterior discusión y análisis de estos, mediante gráficas y valores porcentuales que tengan por objetivo, cuantificar la variación de los resultados obtenidos entre ambos métodos.
- Finalmente, para la comparación de los resultados obtenidos desde los métodos analíticos y numéricos, han de generarse tablas, gráficas y conclusiones asociadas a los resultados logrados. No obstante, el principal resultado esperado es determinar la cantidad o magnitud de calor que puede de ser removido por el disipador de calor bajo las condiciones de análisis dadas.

1.8 ORGANIZACIÓN DEL DOCUMENTO

La organización del documento tiene la siguiente forma para cada capítulo:

- Capítulo I: “Introducción” En este capítulo se han abordado principalmente los objetivos, alcances, antecedentes y resultados esperados que se esperan conseguir con el desarrollo del trabajo.
- Capítulo II: “Marco teórico y estado del arte”, en este capítulo se aborda información respecto a dispositivos, métodos y tipos de enfriamiento, además, de plantear información referente al concepto de microfluidos e información respecto a la transferencia de calor en micro y mini canales [19]. Por otra parte, se menciona brevemente las propiedades de los materiales, como también procesos de fabricación [20].
- Capítulo III: “Modelamiento del análisis numérico”, la composición de este capítulo comienza con la descripción de los procesos que deben ser llevados a cabo por las simulaciones computacionales, como: pre-procesado, solucionador y post-procesado, además, se plantean las ecuaciones matemáticas que permiten el desarrollo de las situaciones físicas, como las ecuaciones de conservación de masa, momentum y energía.
- Capítulo IV: “Modelamiento del análisis teórico para la mecánica de fluidos”, como su nombre lo indica, se encontrará información que permite describir los fenómenos de la mecánica de fluidos, en particular aquí se hablará de: tipos de régimen de escurrimiento, número de Reynolds, tipos de presiones, caída de presión en fluidos de fase simple (single-phase) en particular el caso del flujo

de régimen laminar y potencia de bombeo necesaria para que el fluido se desplace a través de un ducto.

- Capítulo V: “Modelamiento del análisis teórico para la transferencia de calor”, aquí se presentará toda la información mínima necesaria para la comprensión de la influencia de la transferencia de calor en dispositivos disipadores de calor, respecto a ello se encontrará información como: Mecanismos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación), modelo de resistencia térmicas, transferencia de calor en micro y mini canales con especial énfasis en la región de entrada, flujos laminares desarrollados y en desarrollo, además, consideraciones particulares proporcionadas por investigaciones recientes.
- Capítulo VI: “Desarrollo del problema a estudiar”, este capítulo es uno de los más importantes, puesto que se presenta el desarrollo y con ello los resultados obtenidos de acuerdo con el análisis realizado (análisis teórico y numérico). Aquí se presenta información como: Declaración de las variables a considerar para el estudio, tipos de geometrías propuestas para los disipadores, desarrollo del análisis teórico y numérico, donde la mayoría de los resultados se presentan en tablas e imágenes que ilustran el comportamiento de la temperatura del fluido y la caída de presión, esto último gracias a las simulaciones computacionales.
- Capítulo VII: “Discusión y análisis de resultados”, como su nombre lo indica, se discuten los resultados obtenidos desde los dos tipos de análisis realizados, comenzado por el análisis teórico, en donde se discute el comportamiento de la caída de presión, transferencia de calor por medio de la temperatura que adquiere el fluido a la salida de cada disipador, como también la tasa de calor que puede remover en función a una diferencia de temperatura establecida, además, se discute la importancia de las resistencias térmicas de acuerdo al carácter del fenómeno. Por otra parte, para el caso del análisis numérico, se discuten y analizan los resultados obtenidos para la caída de presión y la temperatura del fluido a la salida del disipador. Finalmente, se realiza una comparación de los resultados obtenidos desde el análisis teórico y numéricos, esto se realiza en función de cada geometría y se estudian los casos de la caída de presión, como también la temperatura del fluido a la salida de los disipadores.
- Capítulo VIII: “Conclusiones”, finalmente gracias a los resultados obtenidos desde los 2 tipos de análisis realizados (teórico y numérico) se abordan las principales conclusiones que subyacen del desarrollo del presente trabajo. Tomando en cuenta todas aquellas consideraciones que se han mencionado en cada capítulo que compone el presente trabajo.

- Capítulo IX: “Bibliografía”, aquí se encuentran todas aquellas citas literarias que han sido mencionadas en el transcurso del trabajo.
- Capítulo X: “Anexos”, en esta sección se presenta información que permite completar lo ya desarrollado en capítulos anteriores

2 CAPITULO II: MARCO TEÓRICO Y ESTADO DEL ARTE

2.1 DISPOSITIVOS DE ENFRIAMIENTO

Si bien se han explorado diversas técnicas para reducir el consumo de energía y, por lo tanto, la disipación de calor en los circuitos integrados [14], el consumo de energía para estos circuitos integrados sigue aumentando.

Las técnicas tradicionales de refrigeración de dispositivos pronto dejarán de ser adecuadas. Por ejemplo, los actuales métodos ya son inadecuados para los sistemas portátiles, ya que funcionan con baterías y las necesidades actuales requieren un volumen cada vez más compacto. Por lo tanto, se necesitan nuevas técnicas para desarrollar métodos de refrigeración incorporados, métodos para la integración a nivel de circuitos integrados (placas madres, por ejemplo).

Hasta la fecha, se han propuesto varias técnicas novedosas para abordar la gestión térmica en los circuitos integrados, muchas de las cuales se inclinan hacia la plataforma microfluídica. Por ejemplo, en Stanford se ha desarrollado un sistema de refrigeración de microcanales de dos fases en circuito cerrado basado en el bombeo electro-osmótico de líquidos, en el que una bomba electro-osmótica se conecta a un intercambiador de calor de microcanales, que a su vez está conectado a un disipador de calor [15].

Importante es mencionar que gran parte de la información que se describe en este apartado tiene como fuente de información el libro “Adaptive Cooling of Integrated Circuits Using Digital Microfluidics” [16].

2.1.1 CONSIDERACIONES DE DISEÑO PARA DISPOSITIVOS DE ENFRIAMIENTO

Algunos de los factores a considerar cuando se diseña un dispositivo de refrigeración, son: rendimiento, costo, espacio y potencia. Estos factores compiten entre sí; por ejemplo, un dispositivo de refrigeración de alto rendimiento que sea capaz de disipar cientos de watts de potencia puede requerir mucha energía y ocupar mucho espacio para funcionar. Si bien esta tecnología sería aceptable para los grandes sistemas de servidores (data centers), no sería adecuada para los dispositivos portátiles. Por lo tanto, la compensación de cada factor debe ser considerada cuidadosamente.

2.1.1.1 RENDIMIENTO

El rango aceptable para los circuitos integrados utilizados en los dispositivos comerciales es típicamente entre 60°C y 100°C. Hay una amplia gama de tecnologías de refrigeración que se han desarrollado, algunas de las cuales están disponibles comercialmente hoy en día y otras todavía están siendo investigadas. Algunas tecnologías pueden eliminar sólo unos pocos vatios de calor, mientras que otras pueden disipar cientos de watts de calor. Estas técnicas y sus correspondientes rangos de temperatura se muestran en la Figura 1.

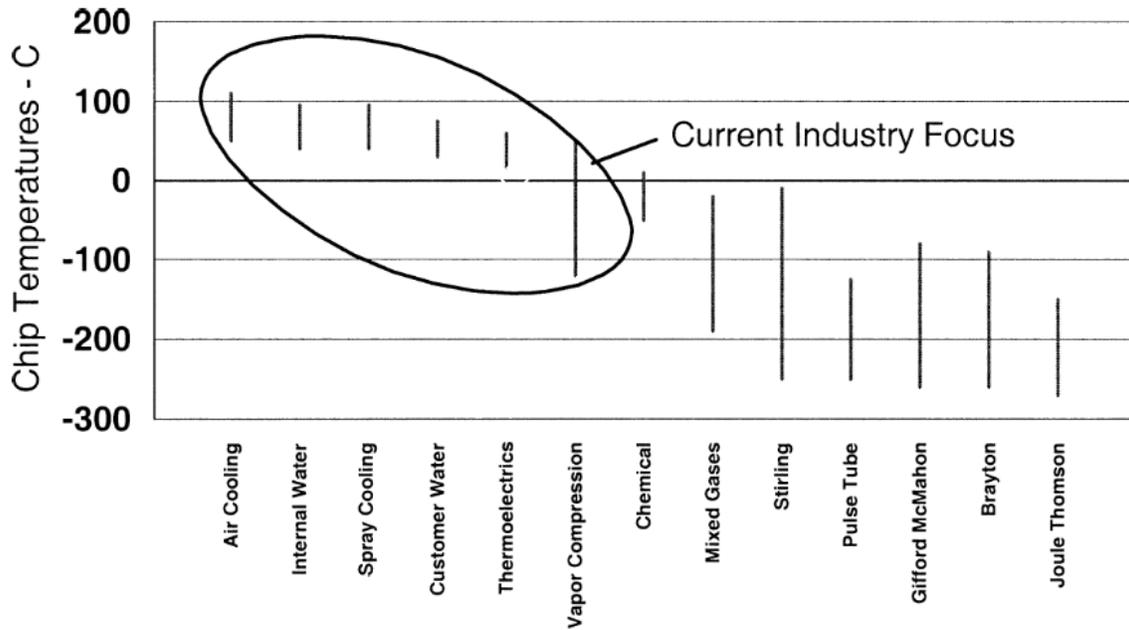


Figura 1: Rango de temperaturas que se pueden alcanzar de acuerdo con el tipo de enfriamiento [16].

2.1.2 CATEGORIAS DE ENFRIAMIENTO.

Se ha categorizado dentro de 2 términos las “técnicas de enfriamiento”, donde cada una de ellas posee ventajas en términos de rendimiento, complejidad y costos.

2.1.2.1 ENFRIAMIENTO PASIVO VERSUS ACTIVO

Los métodos de enfriamiento pueden clasificarse en general como pasivos o activos. El enfriamiento pasivo incluye la conducción térmica (pastas térmicas, líneas

metálicas), convección natural (disipadores de calor con aletas y ranuras de ventilación) y radiación. En general, estos dispositivos son de bajo costo, ya que no tienen un componente activo (motor) y su diseño es relativamente sencillo. Los dispositivos de refrigeración pasivos suelen tener un rendimiento más bajo que los activos.

El enfriamiento activo requiere potencia de entrada e incluye métodos que requieren componentes externos, como en la convección forzada, algunos ejemplos de este tipo de enfriamiento se identifican ventiladores, intercambiadores de calor, placas de frío, refrigeradores, celdas Peltier y otros.

2.1.3 MÉTODOS ACTUALES DE ENFRIAMIENTO

Hay cuatro métodos generales que constituyen los enfoques de refrigeración que se encuentran tanto en el ámbito comercial como en el académico:

- Enfriamiento basado en ventiladores y disipadores de calor (Anexo A.1).
- Enfriamiento basado en macrofluidos (Anexo A.2).
- Enfriamiento basado en refrigeración (Anexo A.3)
- Enfriamiento basado en microfluidos (Anexo A.4)

2.2 MICROFLÚIDOS

¿Qué es microfluidos?

Es la ciencia y la ingeniería de sistemas en el que el comportamiento de fluidos difiere de la teoría convencional (de fluidos) principalmente debido a la pequeña escala de magnitud del sistema [17].

2.2.1 CARACTERÍSTICAS DE MICROFLUIDOS

A finales de la década de 1970, la tecnología del silicio se extendió a la mecanización de microdispositivos mecánicos, que más tarde se conocieron como sistemas microelectromecánicos (MEMS). Sin embargo, es inapropiado, aunque común utilizar MEMS como el término para la microtecnología de uso hoy en día. Para microdispositivos fluídicos y ópticos, la tecnología de microsistemas (MST) es una descripción más precisa

Además, varios términos que competían entre sí, como "microfluids", "MEMS-fluidics" o "Bio-MEMS" y "microfluidics" aparecieron como nombre de la nueva disciplina de investigación que se ocupa de los fenómenos del transporte y de los dispositivos basados en fluidos a escalas de magnitudes microscópicas [18].

Para tener una idea, en la Figura 2 se muestran el tamaño característico de dispositivos microfluídicos, comparado a otros objetos comunes.

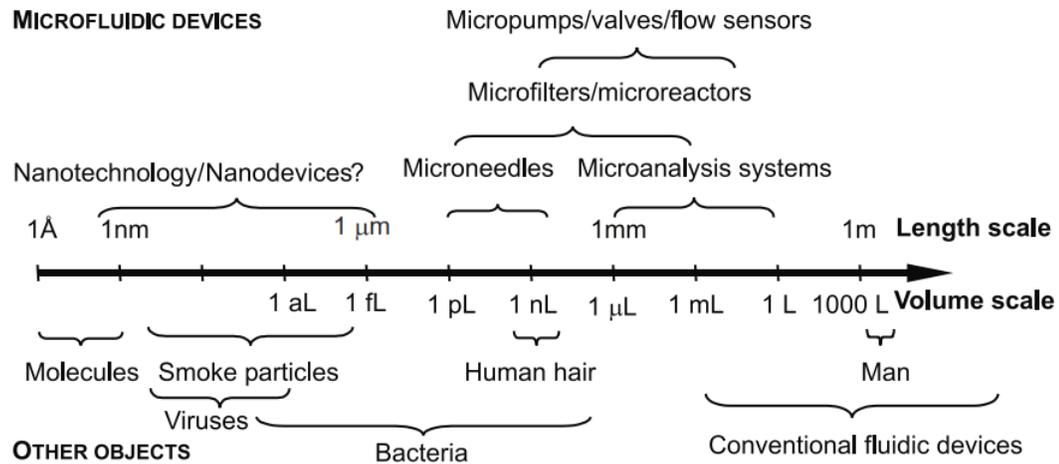


Figura 2: Esquema representativo para el tipo de dispositivos microfluídicos en función al volumen de fluido desplazado y longitud característica [17].

2.3 FLUJO AL INTERIOR DE MINI/MICRO CANALES

El flujo al interior de canales es el foco de muchos sistemas naturales y de otros que ha construido el hombre. La transferencia de calor y masa se realiza a través de las paredes de los canales en los sistemas biológicos, como el cerebro, los pulmones, los riñones, los intestinos, los vasos sanguíneos, etc., así como en muchos sistemas artificiales, como los intercambiadores de calor, los reactores nucleares, las unidades de desalinización, las unidades de separación de aire, etc.

Cabe destacar que en el cuerpo humano se lleva a cabo dos de los más eficientes procesos de transferencia de calor y masa, se dan al interior de pulmones y riñones, ya que por allí circulan canales que se acercan a dimensiones capilares de 4 µm.

La Figura 3 compara dimensiones presentes en sistemas de enfriamiento mecánicos con medidas de cavidades presentes en el cuerpo humano.

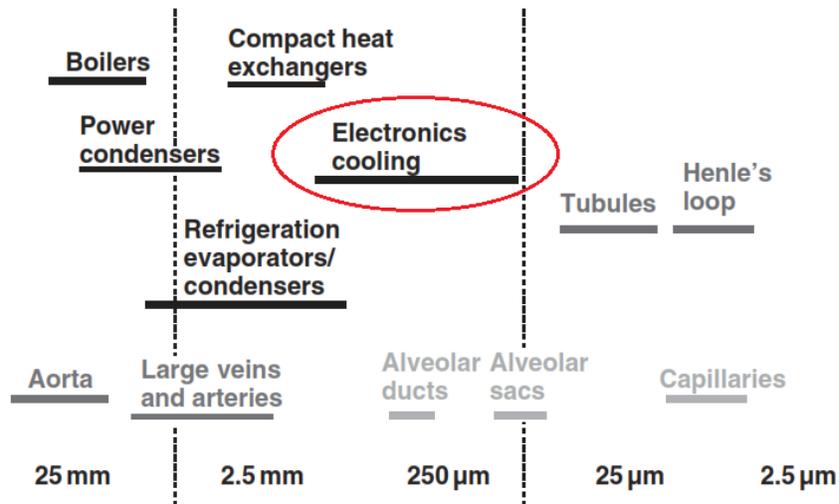


Figura 3: Tipo de aplicaciones en función al diámetro característico [17].

2.3.1 CLASIFICACIÓN SEGÚN CANALES

La clasificación de canales basada en el diámetro hidráulico tiene por objeto servir de guía sencilla para establecer el rango dimensional que se está considerando. La reducción del tamaño del canal tiene diferentes efectos en los distintos procesos.

Así es como Kandlikar y Grande [19] proponen el siguiente rango de clasificación para canales, ver Figura 4, donde: D es el diámetro hidráulico y varía según la forma geométrica del canal. En el caso de una sección circular, corresponde al diámetro de esta.

Channel classification scheme.

Conventional channels	$> 3 \text{ mm}$
Minichannels	$3 \text{ mm} \geq D > 200 \mu\text{m}$
Microchannels	$200 \mu\text{m} \geq D > 10 \mu\text{m}$
Transitional Microchannels	$10 \mu\text{m} \geq D > 1 \mu\text{m}$
Transitional Nanochannels	$1 \mu\text{m} \geq D > 0.1 \mu\text{m}$
Nanochannels	$0.1 \mu\text{m} \geq D$

Figura 4: Esquema general basado en el diámetro característico de la sección para definir el tipo de canal [19].

2.3.2 CONSIDERACIONES BÁSICAS DE TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN

El principal efecto de diámetros hidráulicos, en la escala mini/micro/nano según la clasificación anteriormente mencionada se relaciona directamente con la transferencia de calor y caída de presión.

Está el caso del agua y aire que escurren por medio de canales que están bajo condiciones de flujo de calor constante y un régimen laminar completamente desarrollado. Las Figuras 5 y 6 representan la transferencia de calor y caída de presión, ambas en función al diámetro hidráulico de un canal cuadrado⁵.

Por su lado la Figura 5 muestra la variación del coeficiente de transferencia de calor (h) para los flujos de agua y aire, bajo las condiciones ya mencionadas. El notable aumento de h con respecto a la reducción del diámetro hidráulico queda claramente demostrado.

Ocurre lo mismo para el caso de la caída de presión, ver Figura 6, en este caso es el gradiente de caída de presión para agua y aire, en ambos fluidos se asumen condiciones de incompresibilidad. Mismo efecto ocurre al disminuir las dimensiones de los canales, ya que aumentará la caída de presión.

Finalmente, el balance o equilibrio que debe existir entre la tasa de transferencia de calor y la caída de presión se convierte en un tema relevante para el diseño de dispositivos que utilicen canales para la remoción de altos flujos de calor, que principalmente se encuentran en enfriadores de microprocesadores.

El análisis de estos dispositivos se encuentra bajo la categoría de “single-phase liquid cooling” (refrigeración líquida monofásica).

⁵ Diámetro hidráulico de una sección cuadrada es el equivalente a la medida de uno de sus lados.

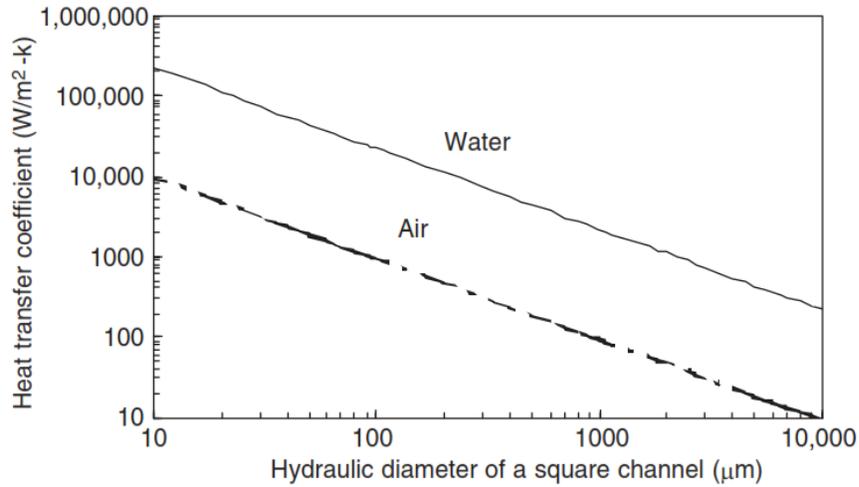


Figura 5: Gráfica del coeficiente de transferencia de calor para micro y mini canales, en función del diámetro hidráulico de una sección cuadrada [19].

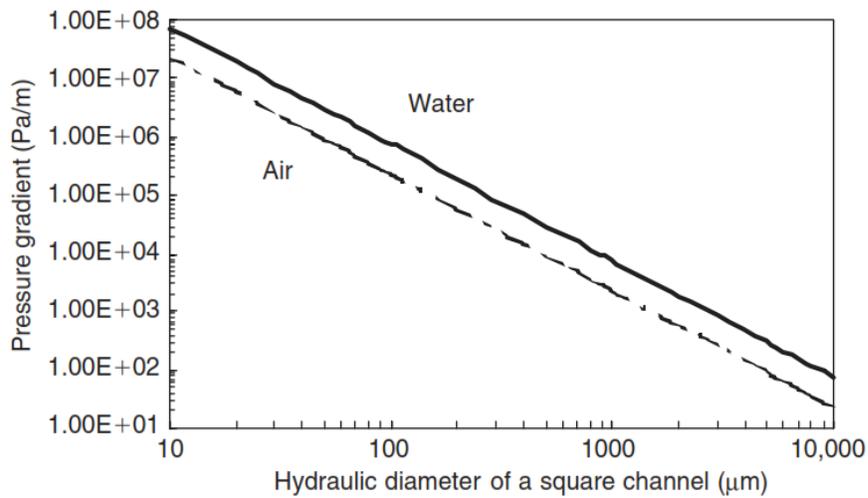


Figura 6: Gráfica del gradiente de presión generado en micro y mini canales, en función del diámetro hidráulico de una sección cuadrada [19].

2.4 CARACTERISTICAS Y PROPIEDADES DEL MATERIAL

Las propiedades de los materiales afectan fundamentalmente la funcionalidad y la manufacturabilidad de los micro dispositivos, haciendo que la selección del material sea indispensable para obtener un buen diseño y fabricación. En cuanto al rendimiento de los dispositivos, la selección correcta de los materiales permite contar con requisitos

funcionales como la biocompatibilidad, resistencia mecánica, transparencia óptica, resistencia química y transferencia de calor, siendo esta última la principal característica de los disipadores de calor [20].

2.4.1 TIPOS DE MATERIALES

Los materiales comúnmente utilizados para dispositivos microfluídicos están divididos en las categorías de polímeros, silíceos, vidrios y metales. En donde los metales, son ampliamente conocidos por poseer una conductividad eléctrica y térmica significativamente más alta que las otras categorías de materiales. Por ejemplo, un disipador de calor basado en el diseño de micro canales se ha construido con capas de cobre y latón (metales) para la refrigeración de un microprocesador [21]. Además, la resistencia mecánica relativamente alta de los metales favorece su uso para aplicaciones de alta presión [22].

2.4.2 PROPIEDADES DE LOS MATERIALES

Las propiedades de los materiales se pueden categorizar de la siguiente forma: propiedades mecánicas, térmicas, eléctricas, ópticas y magnéticas. Sin embargo, la propiedad que tiene mayor impacto en el diseño de disipadores de calor es la propiedad térmica. Esta propiedad permite diferenciar los tipos de materiales según: Punto de fusión, punto de transición vítrea, capacidad de calor específico y conductividad térmica [23].

Siendo la conductividad térmica y la capacidad de calor específico las más relevantes a la hora de seleccionar el material adecuado para la fabricación de disipadores de calor. A continuación, se describirá brevemente cada una de ellas.

2.4.2.1 CAPACIDAD DE CALOR ESPECIFICO C_p

La capacidad de calor específico a presión constante C_p es una expresión de cuánta energía se requiere para aumentar la temperatura de un material. Por consiguiente, un valor bajo de C_p indica una mayor facilidad para cambiar la temperatura de un material. Los metales tienen una capacidad de calor característicamente baja, mientras que los buenos aislantes térmicos como el dióxido de silicio tienen una capacidad de calor significativamente mayor. En las unidades del SI la capacidad calorífica específica se

expresa en $J/kg K$, pero C_p también se suele tabular en términos de $J/mol K$. En la figura 7 se puede apreciar que los primeros tres materiales (oro, platino y cobre) son los que presentan mejores condiciones en la transferencia de calor, ya que requieren de alguna forma menor energía para aumentar su temperatura.

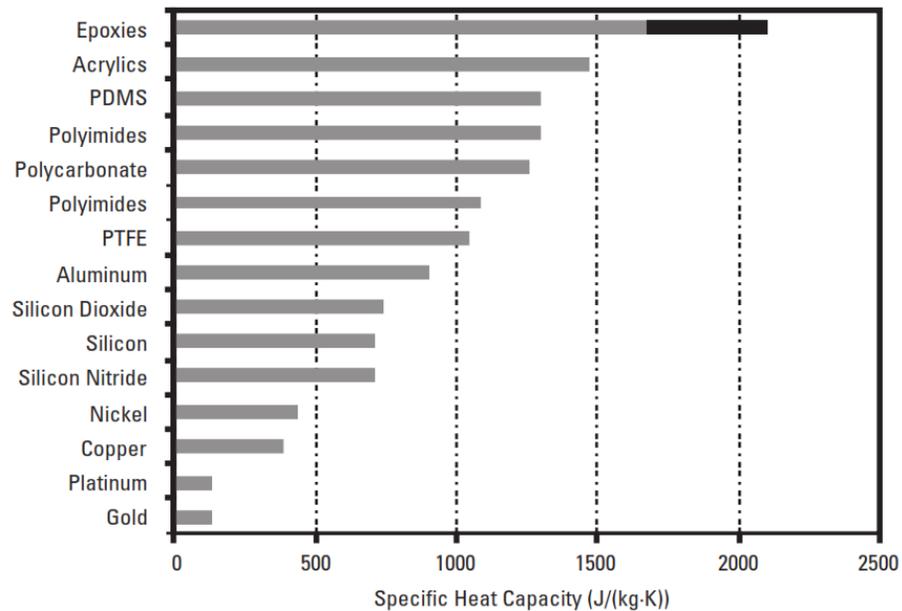


Figura 7: Gráfica de diversos materiales con sus respectivos valores de la capacidad específica de calor [20].

2.4.2.2 CONDUCTIVIDAD TERMICA

La conductividad térmica k describe la capacidad de un material para conducir el calor en respuesta a una diferencia de temperatura espacial. La conductividad térmica se expresa en unidades del SI como $W/m K$. Los metales son generalmente buenos conductores térmicos. La conductividad térmica varía en una amplia gama y puede variar considerablemente en función de factores como las impurezas y las condiciones de procesamiento. En la figura 8 se comparan los valores de los materiales con una conductividad térmica relativamente alta, donde destaca el cobre como el material con mayor magnitud de conductividad térmica, destacándose por sobre los demás, como la mejor alternativa para transferir (remover o disipar) calor.

Mientras que en la figura 9, se muestran algunos metales comunes que presentan una disminución en la magnitud de la conductividad térmica a medida que la temperatura aumenta, caso a considerar cuando el metal se expone a altas temperaturas.

2.5 PROCESOS DE FABRICACIÓN PARA MICRODISPOSITIVOS

Actualmente existe una gran cantidad de procesos de fabricación que permiten crear todo tipo de micro dispositivos, en función a las propias características que se desean conseguir. Algunos de estos procesos los encontramos bajo los conceptos de: fotolitografía, procesos de solidificación, procesos de sustracción, entre otros. Los procesos de sustracción serán los únicos que aquí se describirán por su aporte y capacidad para fabricar disipadores de calor del tipo placa y con micro y mini canales a su interior.

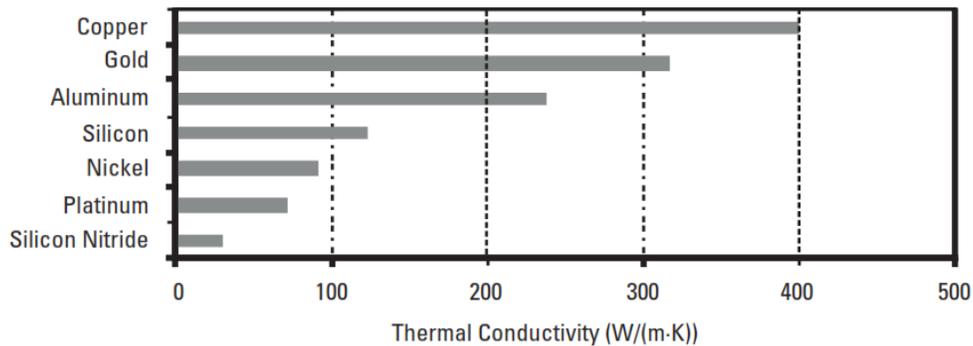


Figura 8: Gráfica de algunos materiales con alta conductividad térmica [20].

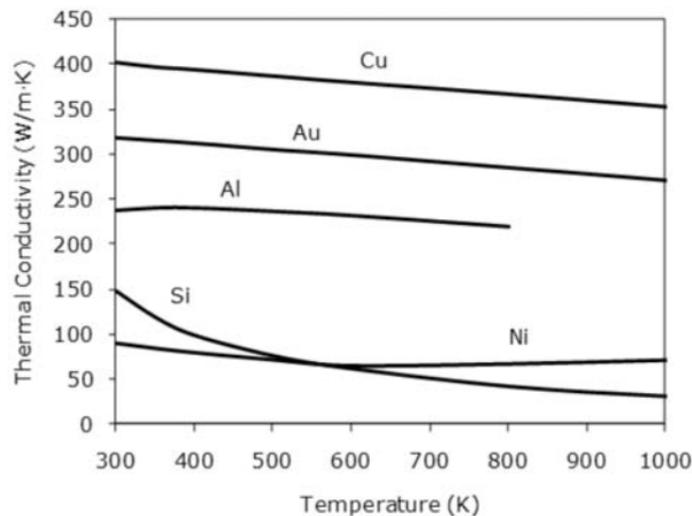


Figura 9: Gráfica de la conductividad térmica en función de la temperatura, para materiales seleccionados [20].

2.5.1 PROCESOS DE SUSTRACCIÓN

Los procesos sustractivos (procesos de remoción de material) son quizás los más intuitivos entre las estrategias de fabricación, a microescala o de otro tipo. Para la fabricación de dispositivos microfluídicos, los procesos sustractivos se utilizan frecuentemente para definir una variedad de cavidades como microcanales, pozos y orificios. Los procesos sustractivos son también una parte esencial de la elaboración de moldes patrones, la definición de matrices y la formación de moldes.

Los procesos de sustracción mecánica se basan en la rotura y fractura del material. La remoción de material para este tipo de procesos ocurre a escala que generalmente superan la escala micro. Algunos de los procesos de sustracción mecánica, son: mecanizado de precisión y mecanizado por inyección abrasiva.

2.5.1.1 MECANIZADO DE PRECISIÓN

El mecanizado convencional con herramientas de corte también puede utilizarse para fabricar dispositivos de fluidos con dimensiones de microescala, aunque normalmente se limita a crear anchos de canales superiores a $100 \mu m$. Por esto, el mecanizado sigue siendo útil para los dispositivos microfluídicos. Láminas sólidas y finas se pueden encontrar comercialmente en dimensiones muy delgadas (por ejemplo, $25 \mu m$ para poliamida), y estas han sido utilizado para fabricar dispositivos de microcanales por maquinado y laminación [24].

En general, los tamaños mínimos y las tolerancias que se pueden lograr mediante el mecanizado con control numérico computarizado (CNC) son inadecuados para los tamaños de las características que requieren muchos dispositivos microfluídicos, pero se pueden utilizar métodos de calibración especializados para un control más fino de las tolerancias [25].

Un proceso relacionado, es el corte directo con una fina hoja de cuchillo, bajo el nombre llamado xurografía [26]. La xurografía ofrece las ventajas de un bajo costo y una rápida creación de prototipos, y es aplicable a casi cualquier película polimérica que pueda ser preparada en forma de lámina.

2.5.1.2 MECANIZADO POR INYECCIÓN ABRASIVA

La inyección de un chorro de alta velocidad de partículas abrasivas de una boquilla presurizada es una forma relativamente rápida de eliminar material. Por consiguiente,

es particularmente favorable para las necesidades de remoción en masa, como la perforación de agujeros para el acceso de fluidos. El control espacial de un chorro de partículas es generalmente inadecuado para el patrón de escritura directa, pero se puede utilizar para diseñar canales estrechos y otras características finas.

Dado que la erosión es el principal mecanismo de eliminación de material, las superficies tienden a ser rugosas. La figura 10 muestra las diferencias en la rugosidad de la superficie entre los canales formados con una presión más alta durante una corta duración (0,4 MPa durante 3 minutos) frente a una presión más baja durante una larga duración (0,12 MPa durante 180 minutos).

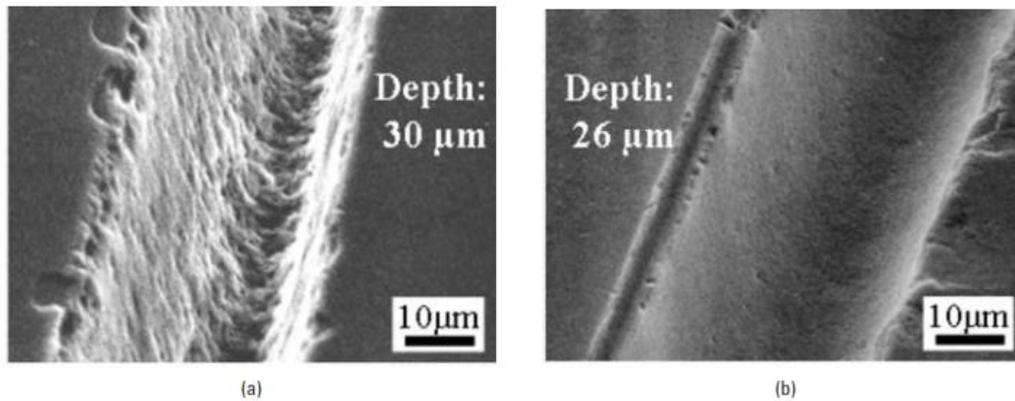


Figura 10: Contraste en la abrasión por inyección (a) alta presión durante corta duración versus (b) baja presión durante larga duración [20].

3 CAPÍTULO IV: MODELAMIENTO DEL ANÁLISIS NUMÉRICO

3.1 MODELAMIENTO DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA

Para el desarrollo del análisis numérico que se hará por medio de simulación numérica, se utilizará CFD o Computational fluid dynamics (Dinámica de Fluidos Computacional), este tipo de análisis de sistemas involucran flujo de fluidos, transferencia de calor y fenómenos asociados a reacciones químicas por medio de la simulación computacional. Esta técnica tiene un alto alcance tanto para áreas industrializadas como aquellas que no lo son. Algunos ejemplos son:

- Aerodinámica de aviones y vehículos: Arrastre y sustentación.
- Hidrodinámica de barcos
- Plantas de energía: Motores de combustión interna y turbinas a gas.
- Turbomáquinas: Flujo dentro de canales giratorios, difusores, etc.
- Ingeniería eléctrica y electrónicas: refrigeración de equipos, incluyendo microdispositivos.
- Ingeniería de procesos químicos: mezcla y separación, moldeo de polímeros.
- Hidrología y oceanografía: Flujos de ríos, desembocaduras y océanos.
- Meteorología: Predicción del clima
- Biomedicina: Flujo de sangre por medio de arterias y venas.

Recién a partir de los años 60, la industria aeroespacial integró las técnicas de CFD en el diseño. Actualmente, los métodos se han aplicado al diseño de motores de combustión interna, turbinas de gas y hornos. Por tanto, cada vez más, CFD se está convirtiendo en una metodología vital en el diseño de productos y procesos industriales.

Además, hay varias ventajas únicas respecto a CFD, algunas de ellas son:

Reducción sustancial en tiempo y costos de nuevos diseños, tanto para procesos como producto. Permite estudiar sistemas complejos, experimentos controlados o imposibles de realizar en condiciones peligrosas. Además, permite llegar a un nivel de detalle prácticamente ilimitado.

3.2 FUNCIONAMIENTO DE CFD.

CFD funciona bajo códigos, los que están estructurados en torno a algoritmos numéricos que pueden abordar los problemas de dinámica de fluidos. Para facilitar el acceso a su poder de resolución, todos los paquetes comerciales de CFD incluyen

sofisticadas interfaces de usuario para introducir los parámetros del problema y examinar los resultados.

Por lo tanto, todos los códigos contienen tres elementos principales:

- i) Pre-procesado
- ii) Solucionador (Solver)
- iii) Post-procesado.

Cada uno de ellos será brevemente examinado en el contexto de un código CFD.

3.2.1 PRE-PROCESADO

El pre procesado consiste en el ingreso o declaración de una situación a analizar, por medio de una interfaz de fácil manejo, para posteriormente utilizar estos datos y variables en el solucionador.

Las actividades o pasos que debe realizar el usuario dentro del pre procesado implican:

- Definición de la geometría de la región de interés.: Denominado “dominio computacional o dominio”
- Generación de la malla (enmallado): Se genera una subdivisión del dominio en un número de subdominios más pequeños, no superpuestos. Es en definitiva una malla compuestas por volúmenes o elementos de control.
- Selección de los fenómenos físicos y químicos que deben ser modelados.
- Definición de las propiedades del fluido.
- Especificación apropiada de las condiciones de borde (donde los elementos de control coinciden o tocan los límites del dominio).

Las soluciones a un problema de flujo (velocidad, presión, temperatura, etc.) se establecen en nodos al interior de los elementos. La precisión de la solución por medio de CFD es determinada por el número de elementos en la malla. En general, mientras más grande la cantidad de elementos, mejor será la precisión de la solución.

Alrededor del 50% del tiempo que se utiliza en proyectos CFD, es invertido en la creación del dominio a estudiar (por ejemplo, geometría del sólido) como también en la generación de la malla.

Finalmente, en la etapa del pre-procesado se le permite al usuario acceder a bibliotecas para conocer las propiedades de materiales y fluidos más utilizados. Además, se le permite seleccionar modelos de análisis, algunos, para casos particulares de procesos físicos y químicos (por ejemplo, modelos de turbulencia, transferencia de calor por radiación, modelos de combustión, etc.).

3.2.2 SOLUCIONADOR (SOLVER)

Hay tres corrientes distintas de técnicas de solución numérica: diferencias finitas, elementos finitos y métodos espectrales. Se prestará especial énfasis en el método de volumen finito, una formulación especial de diferencias finitas, que es fundamental para los códigos CFD más consolidados (CFX/ANSYS, FLUENT, PHOENICS y STAR-CD).

A grandes rasgos, el algoritmo numérico consiste en los siguientes pasos:

- Integración de las ecuaciones gobernantes sobre los flujos, para cada uno de los volúmenes de control (finitos) del dominio.
- Discretización o conversión de las ecuaciones integrales resultantes hacia un sistema de ecuaciones algebraico.
- Solución de las ecuaciones algebraicas por métodos iterativos.

El primer paso, la integración del volumen de control, distingue el método de los volúmenes finitos de todas las otras técnicas CFD. Las expresiones resultantes indican la conservación (exacta) de las propiedades más importantes para cada volumen de control. Esta clara relación entre el algoritmo numérico y el principio de conservación física subyacente constituye uno de los principales atractivos del método de volumen finito, y hace que sus conceptos sean mucho más sencillos de comprender por los ingenieros, en comparación a elementos finitos y los métodos espectrales.

Los códigos CFD contienen técnicas de discretización aptas para el tratamiento de los principales fenómenos de transporte, la convección y la difusión, así como para la tasa de cambio respecto al tiempo.

Los fenómenos físicos subyacentes son complejos y no lineales, por lo que se requiere un enfoque de solución iterativo. Los procedimientos de solución más populares son el TDMA (algoritmo de matriz tri-diagonal) que resuelve línea por línea las ecuaciones algebraicas y el algoritmo SIMPLE para asegurar la correcta vinculación entre presión y velocidad.

3.2.3 POST-PROCESADO

Al igual que en el Pre-procesamiento, ha sido reciente el trabajo desarrollado en el campo del post-procesamiento, debido a la creciente popularidad en las estaciones de trabajo de ingeniería, muchas de las cuales tienen capacidades gráficas sobresalientes, los principales paquetes de CFD están equipados con herramientas de visualización de datos, entre ellas se encuentran:

- Visualización de la geometría y malla
- Gráfica de vectores
- Gráficas de líneas y contornos
- Gráficas superficiales en 2D y 3D
- Rastreo de partículas (trayectoria)
- Manipulación de vistas (traslación, rotación, etc.)
- Y más...

Actualmente estos paquetes pueden incluir animación para la visualización dinámica de los resultados, además de gráficos. Todos los códigos producen una salida alfanumérica fiable y disponen de la opción de exportar archivos de datos para una manipulación externa.

3.3 MODELAMIENTO MATEMÁTICO DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA

Desarrollo de un modelo matemático básico para la transferencia de calor y flujo de fluidos desde los principios de conservación de masa, momentum y energía.

Las ecuaciones gobernantes de la dinámica de fluidos presentan declaraciones matemáticas de las leyes de conservación de la física, estas son:

- La masa de un fluido permanece conservada
- La tasa de cambio de momentum es equivalente a la suma de las fuerzas sobre una partícula de fluido (segunda ley de Newton).
- La tasa de cambio de energía es equivalente a la suma de: la tasa de calor transferida y la tasa de trabajo realizado sobre una partícula de fluido (primera ley de la termodinámica).

El fluido es considerado como un continuo. Para el análisis de dinámica de fluidos a escala macroscópicas (sobre $1 \mu m$) la estructura molecular de la materia y los movimientos moleculares, pueden ser ignorados. A continuación, se describirá el

comportamiento de los fluidos en términos macroscópicos, como la velocidad, presión, densidad, temperaturas, sus derivados espaciales y temporales.

Una partícula de fluido (ver Figura 11) es el elemento más pequeño posible de los fluidos cuyas propiedades macroscópicas no son influenciadas por moléculas individuales. Consideremos que un elemento tan pequeño de fluido con lados δ_x , δ_y y δ_z .

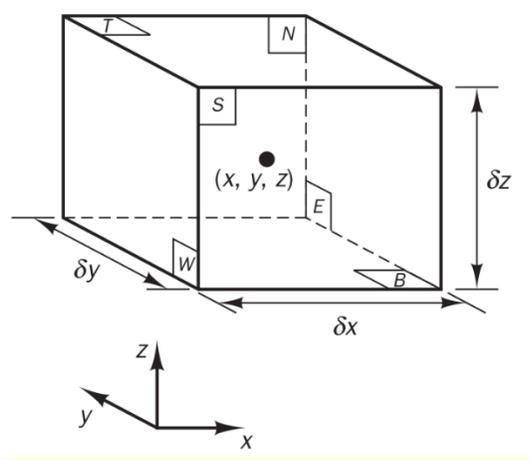


Figura 11: Elemento o partícula de un fluido considerado para el análisis de las leyes de conservación.

El centro del elemento se encuentra en la posición (x, y, z) . Un registro sistemático de los cambios en masa, momentum y energía se lleva a cabo por el movimiento del fluido que cruza los bordes de este elemento, el registro se lleva a cabo por medio de las ecuaciones que gobiernan la dinámica de fluidos. Como lo son: la ecuación de conservación de masa, ecuación de momentum y ecuación de energía.

3.3.1 ECUACIÓN DE CONSERVACIÓN DE MASA

El primer paso en la derivación de la ecuación de conservación de masa es establecer un balance de masa para el elemento del fluido, ver diagrama a continuación.

Tasa de aumento de la masa en el elemento del fluido	=	Tasa neta del flujo de masa en el elemento del fluido
--	---	---

Entonces, la ecuación resultante de este balance de masa se expresa de la siguiente forma:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

Donde su versión vectorial compacta, es:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho \mathbf{u}) = 0 \quad (2)$$

La ecuación (2) es la ecuación de conservación de masa o ecuación de continuidad tridimensional e inestable, en un elemento o punto dentro de un fluido compresible.

Mientras que, para un fluido incompresible, como lo es para el caso de un líquido (por ejemplo, agua) en donde la densidad (ρ) es constante, la ecuación se escribe de la siguiente forma:

$$\text{div } \mathbf{u} = \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3)$$

3.3.2 ECUACIÓN DE MOMENTUM

La segunda ley de Newton establece que la tasa de cambio de momentum de una partícula (de fluido) equivale a la suma de las fuerzas que actúan sobre la partícula.

Tasa de incremento de momentum sobre una partícula de fluido	=	Suma de las fuerzas que actúan sobre una partícula de fluido
--	---	--

La tasa de incremento de momentum por unidad de volumen en una partícula del fluido, está dada en sus componentes (x, y, z), por:

$$\rho \frac{Du}{Dt} \quad ; \quad \rho \frac{Dv}{Dt} \quad ; \quad \rho \frac{Dw}{Dt} \quad (4)$$

De donde se distinguen 2 tipos de fuerzas que actúan sobre la partícula o elemento, estas son:

- Fuerzas superficiales
 - Fuerzas de presión
 - Fuerzas viscosas
 - Fuerzas de gravedad.
- Fuerzas del cuerpo
 - Fuerzas centrifugas
 - Fuerzas de Coriolis
 - Fuerzas electromagnéticas

Es práctica común destacar las contribuciones debidas a las fuerzas de superficie como términos separados en la ecuación del momento e incluir los efectos de las fuerzas corporales como términos de origen independientes.

Los esfuerzos a los que se somete un elemento del fluido están definidos en términos de la presión y nueve componentes de esfuerzos viscosos. La presión, un esfuerzo normal, se denota con la P , mientras que para los esfuerzos viscosos se denotan con τ .

La fuerza total sobre el elemento del fluido debido a fuerzas superficiales es equivalente a:

$$\frac{\partial(-P + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} \quad (5)$$

Sin considerar las fuerzas del cuerpo, su efecto global puede ser incluido definiendo una fuente o variable S_M , en función al volumen por unidad de tiempo.

Finalmente, la ecuación de energía para las componentes (x, y, z) que afectan a la partícula o elemento del fluido, considerando las fuerzas superficiales y la fuente de fuerzas de cuerpo.

Ecuación de momentum para la componente en X :

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(-P + \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{zx}}{\partial z} + S_{Mx} \quad (6)$$

Ecuación de momentum para la componente en Y :

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = \frac{\partial(-P + \tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial\tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{zy}}{\partial z} + S_{My} \quad (7)$$

Ecuación de momentum para la componente en Z:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = \frac{\partial(-P + \tau_{zz})}{\partial z} + \frac{\partial\tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial\tau_{yx}}{\partial y} + S_{Mz} \quad (8)$$

El signo asociado a la presión es opuesto al asociado al esfuerzo viscoso normal, porque la convención de signos habitual considera que el esfuerzo de tracción es el esfuerzo normal positivo, de modo que la presión, que es por definición un esfuerzo normal compresivo, tiene un signo negativo.

3.3.3 ECUACIÓN DE ENERGÍA

La ecuación de energía es derivada de la primera ley de la termodinámica, la cual establece que la tasa de cambio de energía en la partícula del fluido es equivalente a la tasa de calor agregado a la partícula del fluido, más la tasa de trabajo realizado sobre la partícula.

Tasa de incremento de energía de la partícula de fluido	=	Tasa neta de calor añadido a la partícula del fluido	+	Tasa neta de trabajo realizado sobre la partícula de fluido
---	---	--	---	---

Tal como se ha descrito en los apartados anteriores, se derivará una ecuación para la tasa de incremento de energía de la partícula de fluido, la cual está dada por:

$$\rho \frac{DE}{DT} \quad (9)$$

Ahora bien, tenemos el trabajo hecho por las fuerzas superficiales, que corresponde a la tasa de trabajo realizado sobre la partícula de fluido en el elemento por una fuerza superficial, la que es equivalente a el producto de la fuerza y la componente de la velocidad en la dirección de la fuerza. El trabajo hecho por todas las fuerzas está dado por:

$$-\frac{\partial(uP)}{\partial x} - \frac{\partial(vP)}{\partial y} - \frac{\partial(wP)}{\partial z} = -div(P\mathbf{u}) \quad (10)$$

En el caso del calor añadido a la partícula, este puede ser analizado por el flujo de energía debido a la conducción de calor, tiene 3 componentes: q_x , q_y , q_z y la ecuación puede establecerse de la siguiente forma:

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} - \frac{\partial q_y}{\partial y} - \frac{\partial q_z}{\partial z} = -div \mathbf{q} \quad (11)$$

La ley de Fourier de conducción de calor asocia el flujo de calor al gradiente de temperatura local, entonces:

$$q_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad q_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad q_z = -k \frac{\partial T}{\partial z} \quad (12)$$

También puede ser escrito en su forma vectorial

$$-div \mathbf{q} = div(k grad T) \quad (13)$$

Hasta ahora no se ha definido la energía específica (E) de un fluido. A menudo la energía de un fluido está definida por la suma de energía interna, energía cinética y energía potencial gravitatoria. Esta última es posible considerarla como una fuerza de cuerpo, que opera a medida que el fluido circula por efecto campo gravitatorio. Para este caso en particular, se considerará los cambios de la energía potencial como una fuente externa o independiente S_E . Mencionado esto, la ecuación de energía queda expresada de la siguiente forma:

$$\rho \frac{DE}{DT} = -div(P\mathbf{u}) + div(k grad T) + S_E \quad (14)$$

**4 CAPÍTULO V: MODELAMIENTO DEL ANÁLISIS TEÓRICO PARA LA
MECÁNICA DE FLUIDOS**

En este capítulo, se mencionarán aspectos claves que nos proporciona la teoría en cuanto al diseño de equipo térmicos, como lo son disipadores de calor. Para ello se utilizará como principal fuente de información la referencia [27].

Cabe destacar que se realizará un análisis por separado según la naturaleza del problema. De esta se derivan 2 áreas, por una parte, tenemos la transferencia de calor (ver capítulo 6) y por la otra, está la mecánica de los fluidos, de este última en particular, tiene especial enfoque en la caída de presión en los canales. Cabe destacar que este análisis tiene en común que el flujo a estudiar es de carácter “single-phase o fase simple” (también dicho monofásico). No obstante, debemos considerar las características del flujo, un parámetro importante para ello es el régimen de escurrimiento que desarrolla el fluido dentro de una tubería.

4.1 FLUJOS LAMINAR Y TURBULENTO

Si inspeccionamos el comportamiento del fluido (o flujo) dentro de una tubería, esta nos rebela que el flujo es currentilíneo⁶ a bajas velocidades, pero se vuelve caótico conforme la velocidad aumenta por arriba de un valor crítico. Se dice que el régimen del flujo en el primer caso es laminar, y se caracteriza por líneas de corriente suaves y movimientos sumamente ordenados; mientras que en el segundo caso es turbulento, y se caracteriza por fluctuaciones de velocidades y movimientos también desordenados. La transición del flujo laminar a turbulento no ocurre repentinamente, más bien, sucede sobre cierta región en la que el flujo fluctúa entre flujos laminar y turbulento antes de volveré totalmente turbulento. La mayoría de los flujos que se encuentran en la práctica son turbulentos. El flujo laminar se encuentra cuando los fluidos muy viscosos, como los aceites, fluyen en pequeñas tubería o canales estrechos.

4.1.1 NÚMERO DE REYNOLDS

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la geometría, la rugosidad de la superficie, la velocidad del flujo, la temperatura de la superficie y el tipo de fluido, entre otros factores. Después de experimentos exhaustivos en la década de 1880, Osborne Reynolds descubrió que el régimen del flujo depende principalmente de la razón de

⁶ Currentilíneo se le puede llamar también al cuerpo que intenta alinear su forma con las líneas de corriente del flujo.

fuerzas inerciales a fuerzas viscosas en el fluido. Esta razón se llama número de Reynolds y se expresa para flujo interno en una tubería circular como:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{u_m D_h \rho}{\mu} \quad (15)$$

Donde: u_m : es la velocidad promedio del fluido, D_h : es el diámetro hidráulico de la tubería o canal, ρ : es la densidad del fluido y μ : es la viscosidad dinámica del fluido. Nótese que el número de Reynolds es una cantidad adimensional.

El número de Reynolds en donde el flujo se vuelve turbulento se llama número de Reynolds crítico, Re_{cr} . Este valor es diferente para geometrías y condiciones de flujos distintas. Para el flujo al interior de una tubería circular, el valor generalmente aceptado del número de Reynolds crítico es $Re_{cr} = 2300$.

Es deseable tener valores precisos de número de Reynolds para flujos laminar, transicional y turbulento, pero éste no es el caso en la práctica. Es evidente que la transición de flujo laminar a turbulento también depende del grado de perturbación del flujo por la rugosidad de la superficie, las vibraciones de la tubería y las fluctuaciones en el flujo de entrada. En la mayoría de las condiciones prácticas, el flujo en una tubería circular es:

$Re \leq 2300$	Flujo laminar
$2300 \leq Re \leq 4000$	Flujo transicional
$Re \geq 4000$	Flujo turbulento

4.2 PRESIÓN: ESTÁTICA, DINÁMICA, HIDROSTÁTICA, TOTAL Y DE ESTANCAMIENTO.

La ecuación de Bernoulli determina que la suma de la energía de flujo, la cinética y la potencial de una partícula de fluido a lo largo de una línea de corriente es constante. Por lo tanto, la energía cinética y la potencial del fluido pueden convertirse a energía de flujo (y viceversa) en un flujo, lo cual hace que cambie la presión. Este fenómeno puede hacerse más visible cuando se multiplica la ecuación de Bernoulli por la densidad ρ :

$$P + \frac{\rho u_m^2}{2} + \rho g z = \text{Constante} \quad (16)$$

Cada término de esta ecuación tiene unidades de presión y, por tanto, cada uno representa alguna clase de presión:

- P es la **presión estática** (no incorpora efectos dinámicos); representa la presión termodinámica real del fluido. Ésta es la misma que la presión usada en la termodinámica y las tablas de propiedades.
- $\rho u_m^2/2$ es la **presión dinámica**, representa el aumento en la presión cuando el fluido en movimiento se detiene o acelera de manera isentrópica.
- ρgz es la **presión hidrostática**, la cual no es presión en un sentido real, porque su valor depende del nivel de referencia seleccionado; toma en cuenta los efectos de elevación, es decir, del peso del fluido sobre la presión.

La suma de la presión estática, la dinámica y la hidrostática se llama **presión total**. Por lo tanto, la ecuación de Bernoulli expresa que la presión total a lo largo de una línea de corriente es constante.

$$P_{total} = P + \frac{u_m^2}{2} + \rho gz = constante \quad (17)$$

Mientras que la suma de la presión estática y la dinámica se llama **presión de estancamiento** y se expresa como:

$$P_{estancamiento} = P + \frac{u_m^2}{2} \quad (18)$$

4.3 CAÍDA DE PRESIÓN EN FLUJO DE FASE SIMPLE (SINGLE-PHASE)

4.3.1 RELACIONES BÁSICAS DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

El flujo unidimensional de un fluido incompresible en un tubo circular establece las bases para el análisis de la caída de presión en flujos internos. Las siguientes ecuaciones se deducen fácilmente basándose en la continuidad de fluidos newtonianos a través de minicanales y microcanales.

Considerando el equilibrio de un elemento del fluido⁷ de longitud dx en un tubo circular de diámetro D , la fuerza debido a la diferencia de presión dp se equilibra con la fuerza de fricción (fuerzas superficiales) debido al esfuerzo de corte τ_w en la pared del tubo.

$$\left(\frac{\pi}{4} D^2\right) dp = (\pi D dx) \tau_w \quad (19)$$

⁷ El elemento del fluido es la representación de una partícula o volumen de control determinado, con el fin de realizar un análisis numérico.

El gradiente de presión y el esfuerzo de corte son por lo tanto relacionado por la siguiente ecuación.

$$\frac{dP}{dx} = \frac{4\tau_w}{D} \quad (20)$$

Para fluidos Newtonianos, el esfuerzo de corte τ_w es expresado en términos de la gradiente de velocidad en la pared:

$$\tau_w = \mu \frac{du}{dy} \quad (21)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica. El fanning friction factor f (o factor de fricción) es utilizado en la literatura de transferencia de calor debido a su capacidad de representar el proceso de transferencia de momentum de un fluido en una manera consistente con la transferencia de calor y masa. Se representa de la siguiente forma:

$$f = \frac{\tau_w}{(0,5)\rho u_m^2} \quad (22)$$

Donde u_m es la velocidad promedio del fluido en los canales y ρ es la densidad del fluido.

La caída de presión por fricción ΔP en función a una longitud L , es obtenida desde las ecuaciones (22) y (20) respectivamente:

$$\Delta P = \frac{2f\rho u_m^2 L}{D_h} \quad (23)$$

Donde el factor de fricción f en la ecuación (19) depende las condiciones del flujo, la geometría del canal y las condiciones superficiales.:

- Flujo laminar o turbulento
- Geometría del canal, por donde escurre el fluido
- Flujo completamente desarrollado o en desarrollo
- Paredes suaves o rugosas.

Para el flujo del fluido en canales no circulares D_h es el diámetro hidráulico, que es representado por la siguiente ecuación:

$$D_h = \frac{4A_c}{P_w} \quad (24)$$

Donde A_c es el área de la sección transversal del canal y P_w es el perímetro más húmedo. Para un canal rectangular de lados a y b , el D_h está definido:

$$D_h = \frac{4ab}{2(a+b)} = \frac{2ab}{(a+b)} \quad (25)$$

4.3.2 FLUJO LAMINAR COMPLETAMENTE DESARROLLADO

El gradiente de velocidad en la pared del canal puede ser fácilmente calculado desde el ya conocido perfil parabólico de la velocidad de Hagen-Poiseuille para un flujo laminar completamente desarrollado en el interior de un tubo circular. Utilizando este perfil de velocidad, más el esfuerzo de corte τ_w y el factor de fricción f , se obtiene la siguiente relación:

$$Po = f Re \quad (26)$$

Donde Po es el número de Poiseuille, el cual depende de la geometría del canal. Las geometrías más utilizadas en canales son ductos circulares o rectangulares, en donde el número de Poiseuille está establecido, estos son:

- Para ductos circulares:

$$Po = f Re = 16 \quad (27)$$

- Para ductos rectangulares, donde Shah y London (1978), propusieron la siguiente ecuación para canales rectangulares en función a un aspecto de relación del canal (α_c , channel aspect ratio), definido como $\alpha_c = a/b$, donde a es el lado corto del rectángulo y b es el lado largo del rectángulo.

$$Po = f Re = 24(1 - 1.3553\alpha_c + 1.9567\alpha_c^2 - 1.7012\alpha_c^3 + 0.9564\alpha_c^4 - 0.2537\alpha_c^5) \quad (28)$$

4.3.3 FLUJO LAMINAR EN DESARROLLO

A medida que el flujo entra por el o los ductos (canales), el perfil de la velocidad comienza a desarrollarse a lo largo de su longitud, alcanzando finalmente el perfil desarrollado de Hagen-Poiseuille. Casi todos los análisis disponibles en la literatura consideran una condición de velocidad uniforme en la entrada. La longitud de la región hidrodinámica (L_h) en desarrollo viene dada por la siguiente ecuación.

$$L_h = 0.05 Re D_h \quad (29)$$

Dado que los gradientes de presión que se encuentran en los canales de pequeño diámetro son bastante altos, las longitudes hidrodinámicas se mantienen generalmente bajas. Por lo tanto, en muchas aplicaciones, la longitud del canal en la región en desarrollo forma una parte importante de la longitud total del fluido a través de un microcanal.

Para tener en cuenta la región en desarrollo, las ecuaciones de caída de presión se presentan en términos de un factor de fricción aparente.

El factor de fricción aparente f_{app} explica la caída de presión debida a la fricción y los efectos de la región en desarrollo. Representa un valor medio del factor de fricción en la longitud del flujo entre la sección de entrada y el lugar considerado. Así pues, la caída de presión en un canal de diámetro hidráulico D_h a lo largo de una longitud L_{ch} desde la entrada se expresa como:

$$\Delta P = \frac{2f_{app}\rho u_m^2 L_{ch}}{D_h} \quad (30)$$

Ahora bien, si la longitud del canal L_{ch} es mayor a la longitud hidrodinámica L_h ($L_{ch} > L_h$) la caída de presión del canal puede ser expresada en términos de una caída de presión incremental, que considera un valor constante $K(\infty)$, conocido como factor de Hagenbach. En donde la ecuación queda de la siguiente manera:

$$\Delta P = \frac{2(f_{app} Re) \mu u_m L_{ch}}{D_h^2} = \frac{2(f Re) \mu u_m L_{ch}}{D_h^2} + K(\infty) \frac{\rho u_m^2}{2} \quad (31)$$

Para el factor de Hagenbach recién mencionado, Steinke y Kandlikar (2005) obtuvieron la siguiente ecuación para ductos (canales) rectangulares.

$$K(\infty) = 0.6796 + 1.2197\alpha_c + 3.3089\alpha_c^2 - 9.5921\alpha_c^3 + 8.9089\alpha_c^4 - 2.9959\alpha_c^5 \quad (32)$$

4.3.4 POTENCIA DE BOMBEO NECESARIA

Una vez que la caída de presión del fluido de trabajo entre la entrada al canal y su salida ha sido determinada, es posible determinar la potencia mínima de bombeo (P_b) para que el fluido sea capaz de recorrer la distancia determinada. Para determinar la magnitud de la potencia, se necesita la caída de presión ya mencionada y el caudal (Q_f) que circula por el o los canales.

$$P_b = \Delta P Q_f \quad (33)$$

El caudal del fluido tiene la forma:

$$Q_f = N A_{ch} u_m \quad (34)$$

En donde N : es el número de canales, A_{ch} : es el área o sección transversal del canal y u_m : es la velocidad promedio del fluido.

**5 CAPÍTULO VI: MODELAMIENTO DEL ANALISIS TEORICO PARA LA
TRANSFERENCIA DE CALOR**

Como ha sido mencionado en los apartados anteriores, podemos reconocer la importancia de la transferencia de calor en el diseño de dispositivos disipadores de calor (y similares). Por lo que deben considerarse los siguientes aspectos para el desarrollo de este proyecto.

La termodinámica trata de la cantidad de transferencia de calor a medida que un sistema pasa por un proceso de un estado de equilibrio a otro y no hace referencia a cuánto durará ese proceso. Pero en la ingeniería a menudo estamos interesados en la rapidez o razón de esa transferencia, la cual constituye el tema de la ciencia de la transferencia de calor [28].

Mientras que, para el diseño de dispositivos o equipos térmicos, como: intercambiadores de calor, calderas, condensadores, calentadores y otros. Se considera un análisis de la transferencia de calor. Los problemas de esta ciencia que se encuentran en la práctica se pueden considerar en dos grupos: 1) de capacidad nominal y 2) de dimensionamiento. Los problemas de capacidad nominal tratan de la determinación de la razón de la transferencia de calor para un sistema existente a una diferencia de temperatura específica. Los problemas de dimensionamiento tratan con la determinación del tamaño de un sistema con el fin de transferir calor a una razón determinada para una diferencia específica de temperatura.

Ahora bien, un proceso de ingeniería o metodología de análisis puede realizarse en forma experimental (realizar prueba y mediciones) o en forma analítica (análisis y elaboración de cálculos). El procedimiento experimental tiene la ventaja de que se trabaja con el sistema físico real, y la cantidad deseada se determina por medición, dentro de los límites del error experimental. Sin embargo, este procedimiento es caro, tardío y con frecuencia impráctico. El procedimiento analítico tiene la ventaja de que es rápido y barato, pero los resultados obtenidos están sujetos a la exactitud de las suposiciones, aproximaciones e idealizaciones establecidas en el análisis.

Siendo este último procedimiento (analítico) al que se le prestará única atención, con el fin de lograr los objetivos propuestos.

Regresando al tema de transferencia de calor, llamaremos a la energía térmica *calor* y a la transferencia de energía térmica *transferencia de calor*. La cantidad de calor transferido durante el proceso se denota por Q . La cantidad de calor transferido por unidad de tiempo se llama **razón de transferencia de calor** y se denota por \dot{Q} , tiene la unidad J/s , lo cual es equivalente a W .

Cuando se cuenta con la *razón* de transferencia de calor, \dot{Q} , entonces se puede determinar la cantidad total de transferencia de calor Q durante un intervalo de tiempo Δt a partir de

$$Q = \int_0^{\Delta t} \dot{Q} dt \quad (35)$$

Siempre que se conozca la variación de \dot{Q} con el tiempo. Para el caso especial de $\dot{Q} = \text{constante}$, la ecuación anterior se reduce a

$$Q = \dot{Q} \Delta t \quad (36)$$

La razón de transferencia de calor por unidad de área perpendicular a la dirección de esa transferencia, se llama **flujo de calor** y el flujo promedio de calor se expresa

$$\dot{q} = \frac{\dot{Q}}{A} \quad (37)$$

En donde A es el área de transferencia de calor.

5.1 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El Calor se define como la forma de energía que se puede transferir de un sistema a otro como resultado de la diferencia de temperatura. Mientras que la transferencia de energía como calor siempre se produce del medio que tiene la temperatura más elevada hacia el de temperatura más baja, y la transferencia de calor se detiene cuando los dos medios alcanzan la misma temperatura.

El calor se puede transferir de tres modos diferentes: *conducción*, *convección* y *radiación*. Todos los modos de transferencia de calor requieren la existencia de una diferencia de temperatura y todos ellos ocurren del que posee la temperatura más elevada hacia uno de temperatura más baja. Para ello, es preciso exponer cada uno de estos modos de una forma breve, en caso de requerir más información, dirigirse a literatura especializada.

5.1.1 CONDUCCIÓN DE CALOR

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una retícula y al transporte de energía por parte de los electrones libres.

La rapidez o razón de la conducción de calor a través de un medio depende de la configuración geométrica de éste, su espesor y el material de que esté hecho, así como de la diferencia de temperatura a través de él.

Visto este fenómeno en una pared plana sólida, se concluye que la razón de la conducción de calor a través de una capa plana es proporcional a la diferencia de temperatura a través de esta y al área de transferencia de calor, pero es inversamente proporcional al espesor de esa capa; es decir,

$$\text{Razón de conducción de calor} \propto \frac{(\text{Área})(\text{Diferencia de temperatura})}{\text{Espesor}}$$

O bien,

$$\dot{Q}_{cond} = kA \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} = -kA \frac{\Delta T}{\Delta x} \quad (38)$$

En donde la constante k es la conductividad térmica propia del material. En el caso límite de $\Delta x \rightarrow 0$, la ecuación que acaba de darse se reduce a la forma diferencial

$$\dot{Q}_{cond} = -kA \frac{dT}{dx} \quad (39)$$

A esta última ecuación se le llama **ley de Fourier de la conducción de calor**

5.1.2 CONVECCIÓN DE CALOR

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección.

La convección recibe el nombre de **convección forzada** si el fluido es forzado a fluir sobre la superficie mediante medios externos como un ventilador, una bomba o el viento. Como contraste, se dice que es **convección natural** (o libre) si el movimiento del fluido es causado por las fuerzas de empuje que son inducidas por las diferencias de densidad debidas a la variación de la temperatura en ese fluido.

A pesar de la complejidad de la convección, se observa que la rapidez de la transferencia de calor por convección es proporcional a la diferencia de temperatura y se expresa en forma conveniente por la ley de Newton del enfriamiento como

$$\dot{Q}_{conv} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (40)$$

En donde h es el coeficiente de transferencia de calor por convección, A_s es el área superficial a través de la cual tiene lugar la transferencia de calor por convección, T_s es la temperatura de la superficie y T_∞ es la temperatura del fluido suficientemente alejado de esta superficie.

El coeficiente de transferencia de calor por convección h no es una propiedad del fluido. Es un parámetro que se determina en forma experimental y cuyo valor depende de todas las variables que influyen sobre la convección, como la configuración geométrica de la superficie, la naturaleza del movimiento del fluido, las propiedades y la velocidad de este.

Ahora bien, en los estudios sobre convección, es práctica común quitar las dimensiones a las ecuaciones que rigen y combinar las variables, las cuales se agrupan en números adimensionales, con el fin de reducir el número de variables totales. También es práctica común quitar las dimensiones del coeficiente de transferencia de calor h con el número de Nusselt Nu , que se define como

$$Nu = \frac{h L_c}{k} \quad (41)$$

Donde k es la conductividad térmica del fluido y L_c es la longitud característica.

Para comprender el significado físico del número de Nusselt, considere una capa de fluido de espesor L y diferencia de temperatura $\Delta T = T_2 - T_1$, como se muestra en la Figura 12. La transferencia de calor a través de la capa de fluido será por convección cuando esta última tenga algún movimiento y por conducción cuando esté inmóvil. En cualquiera de los dos casos, el flujo de calor (la velocidad de transferencia de calor por unidad de tiempo por unidad de área superficial) es

$$\dot{q}_{conv} = h \Delta T \quad (42)$$

y

$$\dot{q}_{cond} = k \frac{\Delta T}{L} \quad (43)$$

Al dividir ambas ecuaciones (42 y 43) queda la siguiente relación:

$$\frac{\dot{q}_{conv}}{\dot{q}_{cond}} = \frac{h \Delta T}{k \Delta T / L} = \frac{h L}{k} = Nu \quad (44)$$

El que da por relación el número de Nusselt. Del que se puede interpretar que representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa.

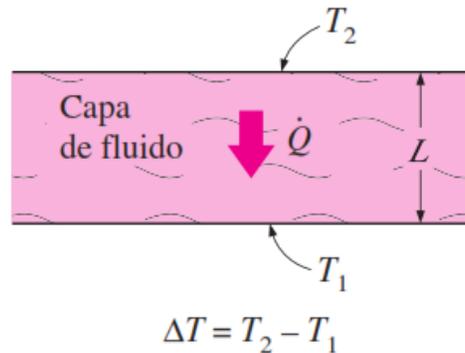


Figura 12: Diagrama de transferencia de calor a través de una capa de fluido de espesor L y diferencia de temperatura ΔT [27].

5.1.3 RADIACIÓN

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere la presencia de un medio para transportarse.

Como la radiación no forma parte importante en el análisis de este problema, ha de despreciarse su efecto, pero en caso de necesitar más información dirigirse a literatura correspondiente a la transferencia de calor y sus mecanismos.

5.2 MODELO ANALITICO DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

El modelo analítico es el más conveniente método para mejorar y optimizar los rendimientos térmicos y de flujos. Los principales modelos analíticos son: modelo de aletas, modelo de medios porosos y modelo de resistencias térmicas [29]. Siendo este último el más ampliamente recomendado por su precisión y su sencilla aplicación [30].

5.2.1 MODELO DE RESISTENCIAS TÉRMICAS

Un caso especial de transferencia de calor unidimensional, sin generación de energía interna y con propiedades constantes, se puede constatar de la ecuación 39. Que corresponde a la transferencia de calor por conducción. De este caso en particular, se puede apreciar que existe un análogo entre la difusión de calor y la carga eléctrica. Así como una resistencia eléctrica se asocia con la conducción de la electricidad, una resistencia térmica puede asociarse con la conducción del calor.

Definiendo la resistencia como la relación entre un potencial de conducción y la correspondiente tasa de transferencia, se desprende de la ecuación 39, que la resistencia térmica para la conducción en una pared plana es:

$$R_{t,cond} \equiv \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{q_x} = \frac{L}{k A} \quad (45)$$

Similarmente, para la conducción eléctrica en el mismo sistema o método, la ley de Ohm proporciona una resistencia eléctrica de la forma:

$$R_e = \frac{E_{s,1} - E_{s,2}}{I} \quad (46)$$

Donde R_e : es la resistencia eléctrica, $E_{s,1}$ y $E_{s,2}$ corresponden a la diferencia de potencia ejercido por el campo eléctrico. I : corresponden a la intensidad de la corriente.

La analogía entre la ecuación 41 y 42 es obvia. Una resistencia térmica también podría ser asociada con la transferencia de calor por convección en una superficie. Desde la ley de enfriamiento de Newton, ver ecuación 40.

Esto permite definir una resistencia termina para la convección de calor, la que tiene la forma:

$$R_{t,conv} = \frac{T_s - T_\infty}{q} = \frac{1}{h A} \quad (47)$$

Las representaciones de los circuitos eléctricos proporcionan una herramienta útil para conceptualizar y cuantificar los problemas de transferencia de calor. El circuito térmico equivalente para la pared plana con condiciones de superficie de convección se muestra en la figura 13. La tasa de transferencia de calor puede determinarse a partir de la consideración por separado de cada elemento de la red o cada resistencia térmica asociado al fenómeno de transferencia de calor, como también al cambio del tipo de material en la sección transversal de análisis. Dado que q_x es constante en toda la red, se deduce que

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{s,1}}{1/h_1A} = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{L/kA} = \frac{T_{s,2} - T_{\infty,2}}{1/h_2A} \quad (48)$$

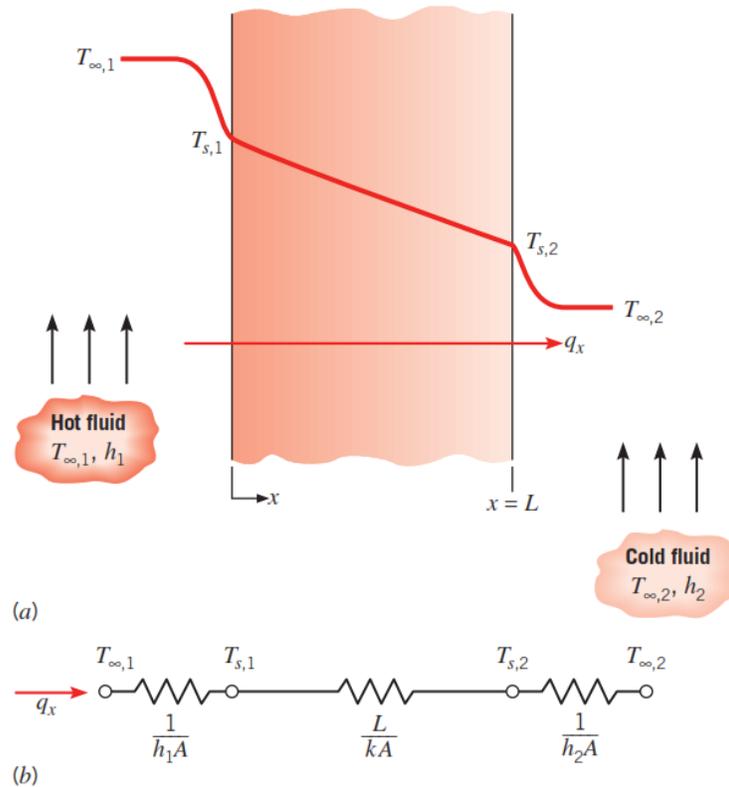


Figura 13: Diagrama de transferencia de calor a través de una pared plana, donde: (a) distribución de la temperatura y (b) circuito térmico eléctrico [31].

En términos de la diferencia total de temperatura, $T_{\infty,1} - T_{\infty,2}$, y la resistencia térmica total R_{tot} , la tasa de transferencia de calor podría ser expresar como

$$q_x = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,2}}{R_{tot}} \quad (49)$$

Como las resistencias del circuito de la Figura 13.b, representan la transferencia de calor por convección, conducción y convección respectivamente, se le denomina a este circuito ser en serie y sigue la siguiente forma respecto a la resistencia total

$$R_{tot} = \frac{1}{h_1 A} + \frac{1}{k A} + \frac{1}{h_2 A} \quad (50)$$

Por otra parte, tenemos el intercambio de radiación entre la superficie del sólido o la fuente de emisión hacia los alrededores podría ser importante en el caso de que el coeficiente de transferencia de calor sea pequeño (a menudo ocurre en convección natural de un gas). Para este caso la resistencia térmica asociada a la radiación tiene la forma

$$R_{t,rad} = \frac{T_s - T_{alre}}{q_{rad}} = \frac{1}{h_r A} \quad (51)$$

5.2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR EN MINICANALES

A continuación, se abordará la transferencia de calor con especial énfasis en flujos con régimen laminar, ya que este es el enfoque del presente trabajo, se pretende trabajar dentro de esta condición. En caso de requerir información respecto a régimen turbulentos, buscar en literatura especializada. La información aquí presentada es extraída principalmente desde “Heat Transfer and Fluid Flow in minichannels and microchannels” [19].

5.2.2.1 REGIÓN DE ENTRADA

Considérese un fluido que entra a un tubo circular a una velocidad uniforme. Debido a la condición de no deslizamiento, las partículas del fluido en la capa en contacto con la superficie del tubo llegan a detenerse por completo. Para compensar esta reducción en la velocidad, la velocidad del fluido en el centro del tubo tiene que incrementarse a fin de mantener constante el flujo de masa por el tubo. La región del flujo en la cual se sienten los efectos de las fuerzas cortantes viscosas causadas por la viscosidad del fluido se llama capa límite de velocidad.

La región que existe desde la entrada del tubo hasta el punto en donde la capa límite se une en la línea central se llama región de entrada hidrodinámica, y la longitud de esta región se conoce como longitud de entrada hidrodinámica L_h (ver ecuación 29). El flujo en la región de entrada se menciona como flujo hidrodinámico en desarrollo, ya que en esta región se desarrolla el perfil de velocidad. La región que se encuentra más allá de la región de entrada, en la cual el perfil de velocidad está completamente desarrollado y permanece inalterado, se conoce como región completamente desarrollada hidrodinámica.

Considere ahora un fluido a una temperatura uniforme que entra en un tubo circular cuya superficie se mantiene a una temperatura diferente. Esto iniciará la transferencia de calor por convección en el tubo y el desarrollo de una capa límite térmica a lo largo de este último. La región del flujo sobre la cual se desarrolla la capa límite térmica y alcanza el centro del tubo se llama región térmica de entrada y la longitud de esta región se llama longitud térmica de la entrada L_{th} . El flujo en la región de entrada térmica se llama flujo en desarrollo térmico

La longitud de entrada térmica L_{th} para flujos que circulan por ductos, tiene la siguiente forma:

$$L_{th} = c Re Pr D_h \quad (52)$$

Donde c es constante y depende de la forma o geometría de los canales, para el caso de canales circulares tiene un valor de 0,005 y para el caso de canales rectangulares tiene un valor de 0,1. Re es el número de Reynolds, D_h es el diámetro hidráulico del ducto y Pr es el número de Prandtl que tiene la siguiente forma:

$$Pr = \frac{\mu C_p}{k} \quad (53)$$

Donde μ es la viscosidad dinámica del fluido, C_p es el calor específico del fluido a presión constante y k es la conductividad térmica del fluido.

Ahora bien, uno de los criterios para definir el comportamiento del flujo o que región debe de seleccionarse para su análisis, se puede establecer la siguiente condición: si la longitud de entrada hidrodinámica y la longitud térmica de entrada son menores que la longitud total del canal; el flujo consigue desarrollarse completamente (flujo completamente desarrollado). Mientras que, si uno de ellos no cumple esta condición, o sea, si uno de ellos es mayor que la longitud total del canal (o tubería) debe de analizarse en la condición de “flujo en desarrollo” [19]

5.2.2.2 FLUJO LAMINAR COMPLETAMENTE DESARROLLADO

El número de Nusselt para flujo laminar completamente desarrollado es considerado constante por la teoría clásica. Además, depende de la geometría de los canales y las condiciones de borde que existen para la transferencia de calor en las paredes de estos canales. En el Anexo E.1 se entregan valores del número de Nusselt para las geometrías más utilizadas, bajo condiciones de flujo de calor constante y temperatura en las paredes permanece constante.

Para canales rectangulares, el número de Nusselt depende de la relación de aspecto del canal⁸ (channel aspect ratio) y de las condiciones de borde en las paredes de los canales. Se han identificado 3 condiciones de borde en la literatura y su número de Nusselt es dado para cada una de estas condiciones, estas son:

- Temperatura de las paredes constantes Nu_T :

$$Nu_T = 7,541(1 - 2,610\alpha_c + 4,970\alpha_c^2 - 5,119\alpha_c^3 + 2,702\alpha_c^4 - 0,548\alpha_c^5) \quad (54)$$

- Temperatura constante en paredes circulares y flujo de calor axialmente uniforme, Nu_{H1}

$$Nu_{H1} = 8,235(1 - 2,042\alpha_c + 3,085\alpha_c^2 - 2,477\alpha_c^3 + 1,058\alpha_c^4 - 0,186\alpha_c^5) \quad (55)$$

- Flujo de calor constante, tanto transversalmente como axialmente Nu_{H2}

$$Nu_{H2} = 8,235(1 - 10,6\alpha_c + 61,2\alpha_c^2 - 155,2\alpha_c^3 + 176,9\alpha_c^4 - 72,9\alpha_c^5) \quad (56)$$

En la realidad, la mayoría de las situaciones prácticas caen en estas 3 situaciones o condiciones de borde. Esto se convierte en un tema importante para el caso de microcanales debido a la dificultad de identificar correctamente la condición de borde con fuentes de calor discretamente distribuidas y efectos bidimensionales en las base y aletas.

5.2.2.3 FLUJO LAMINAR TÉRMICAMENTE EN DESARROLLO

Lee y Garimella [32] han estudiado numéricamente el comportamiento del flujo laminar térmicamente en desarrollo para disipadores de calor con diferentes aspectos de los canales (α_c) y han establecido una correlación para la *longitud de entrada térmica* x_{th}^* , que tiene la forma:

$$x_{th}^* = -1,275 * 10^{-6} * \alpha_c^{-6} + 4,709 * 10^{-5} * \alpha_c^{-5} - 6,902 * 10^{-4} * \alpha_c^{-4} + 5,014 * 10^{-3} * \alpha_c^{-3} - 1,769 * 10^{-2} * \alpha_c^{-2} + 1,845 * 10^{-2} * \alpha_c^{-1} + 5,691 * 10^{-2} \quad (57)$$

⁸ Ver sección 5.1.2, allí se expone información respecto a la relación de aspecto del canal

Además, han propuesto una correlación del número de Nusselt para configuraciones de calentamiento en los 4 lados de un canal rectangular $Nu_{4,promedio}$, para flujos en desarrollo. El número de Nusselt mencionado tiene la siguiente forma:

$$Nu_{4,promedio} = \frac{1}{C_1(x_{th}^*)^{C_2} + C_3} + C_4 \quad (58)$$

Ahora bien, esta correlación es válida para: $0,1 \leq \alpha_c \leq 1$ y $x^* < x_{th}^*$. Donde α_c es la relación de aspecto del canal, x_{th}^* es la longitud de entrada térmica propuesta por la investigación de Lee y Garimella. x^* es la distancia axial adimensional del canal, y se calcula de la forma: $x^* = L_{canal}/(Re Pr D_h)$.

Los valores de los coeficientes C_1, C_2, C_3 y C_4 son calculados de la siguiente forma, en función a la relación de aspecto α_c .

$$C_1 = -2,757 * 10^{-3} * \alpha_c^{-3} + 3,274 * 10^{-2} * \alpha_c^{-2} - 7,464 * 10^{-2} * \alpha_c^{-1} + 4,476 \quad (59.a)$$

$$C_2 = 0,6391 \quad (59.b)$$

$$C_3 = 1,604 * 10^{-4} * \alpha_c^{-2} - 2,622 * 10^{-3} * \alpha_c + 2,568 * 10^{-2} \quad (59.c)$$

$$C_4 = 7,301 - 13,11 * 10^{-4} * \alpha_c^{-4} + 15,19 * \alpha_c^2 - 6,094 * \alpha_c^3 \quad (59.d)$$

Por otro lado, el calentamiento de fluido por medio de microcanales, generalmente proviene de geometrías donde solo 3 de los 4 lados calientan, en el caso de canales rectangulares. Kandlikar et al. [19] proponen una correlación del número de Nusselt para la transferencia de calor desde canales rectangulares ya sea que 3 o 4 paredes estén transfiriendo calor ($Nu_{3,\infty}$ y $Nu_{4,\infty}$). Cabe destacar, que estas correlaciones son válidas para la región de *flujo desarrollado*.

$$Nu_{3,\infty} (o Nu_{4,\infty}) = \frac{a + cx + ex^2}{1 + bx + dx^2 + fx^3} \quad (60)$$

Los valores de los coeficientes a, b, c, d, e y f se encuentran en la tabla 1

Tabla 1: Coeficientes de la ecuación 60.

	a	b	c	d	e	f
$Nu_{3,\infty}$	8,2321	2,0263	1,2771	0,2981	2,2389	0,0065
$Nu_{4,\infty}$	8,2313	1,9349	-2,295	0,9238	7,928	0,0034

Ahora bien, si la situación en análisis determina que es un flujo en desarrollo, es posible obtener un número de Nusselt para este caso, Kandlikar et al [19] proponen que el número de Nusselt promedio para 3 paredes

$$Nu_{3,promedio} = Nu_{4,promedio} \frac{Nu_{3,\infty}}{Nu_{4,\infty}} \quad (61)$$

5.2.2.4 CONSIDERACIONES PARTICULARES PARA EL ANÁLISIS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

Algunas de las consideraciones de las que aquí se harán mención son extraídas de las investigaciones realizadas por Sakanova et al. [11], Zhai et al. [12] y Yang et al. [13] que tienen como tema común el diseño (estudio, optimización, modelamiento y más) de disipadores de calor con el uso de microcanales al interior de estos.

Una de las principales relaciones de estos trabajos, es el análisis por medio de resistencias térmicas unidimensional, para determinar el efecto de la transferencia de calor. Respecto a esto, se utilizan los siguientes diagramas para simplificar el análisis. Supongamos la siguiente distribución de canales, ver Figura 14.a.

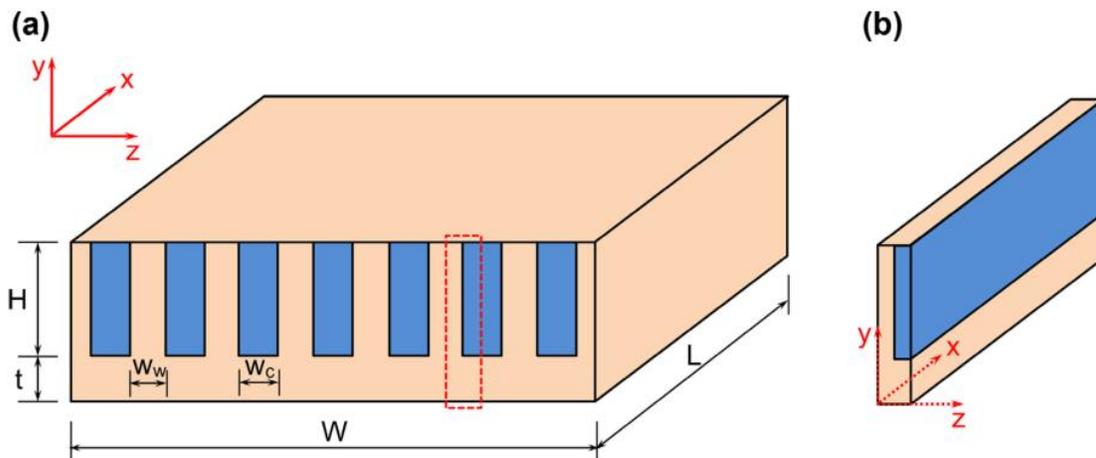


Figura 14: Disipador de calor [13] donde: (a) es la estructura del disipador de calor y (b) es la celda o unidad básica considerada para los análisis.

Donde la principal característica, se aprecia de la figura 14.b, donde se observa un único elemento (o canal) con su respectivo volumen sólido, así como el volumen del

fluido. Algunas de las consideraciones que se han planteado son: El coeficiente de transferencia de calor sobre las aletas y la superficie base⁹ se considera constante. La resistencia térmica total del disipador de calor es definida como la relación entre la máxima diferencia de temperatura sobre el flujo de calor total que ingresa por el disipador de calor, es decir:

$$R_{total} = \frac{\Delta T_{max}}{q} = \frac{T_{out} - T_{in}}{q} \quad (62.a)$$

$$q = \frac{\Delta T_{max}}{R_{total}} = \frac{T_{out} - T_{in}}{R_{total}} \quad (62.b)$$

Donde esta resistencia térmica total, puede ser dividida en 3 componentes: resistencia por conducción R_{cond} , resistencia por convección R_{conv} y resistencia térmica capacitiva R_{cap} . Visto de otra forma

$$R_{total} = R_{cond} + R_{conv} + R_{cap} \quad (63)$$

De las cuales aquellas variables se expresan:

$$R_{cond} = \frac{t}{k_s A_s} \quad (64)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{N_{ch} h A_{w,ch}} = \frac{1}{N_{ch} h L_{ch} (W_c + 2\eta_f H)} \quad (65.a)$$

$$R_{conv} = \frac{1}{N_{ch} h A_{w,ch}} = \frac{1}{N_{ch} h L_{ch} (W_c + 2H)} \quad (65.b)$$

$$R_{cap} = \frac{1}{\dot{m} C_p} = \frac{1}{u_f A_{ch} \rho_f C_p} \quad (66)$$

Donde: Para la ecuación (64), k_s es la conductividad térmica del sólido y A_s es el área superficial transversal al flujo de calor (base del disipador de calor). De la ecuación (65.a) N_{ch} es el número de canales al interior del disipador de calor, h es el coeficiente de transferencia de calor, L_{ch} es la longitud del canal, W_c es el ancho del canal, η_f es

⁹ superficie que se encuentra en contacto directo con la fuente de calor o donde ingresa el flujo de calor

la eficiencia de la aleta¹⁰ y H es la altura del canal¹¹. Para el caso de la ecuación (66), \dot{m} es el flujo másico del fluido, C_p es el calor específico del agua, u_f es la velocidad del fluido, A_{ch} es el área transversal por donde escurre el fluido (área transversal del canal) y ρ_f es la densidad del fluido.

Información importante es aportada para la comprensión y definición de la eficiencia de la aleta η_f , en la ecuación (65.a). Lee et al. [33] y Yazawa et al. [34] determinaron que la η_f puede ser considerada como isotérmica ($\eta_f = 1$), especialmente cuando la conductividad térmica del material es alta, por ejemplo, para el cobre. Dicho esto, la ecuación (65.b) puede ser utilizada para el caso del cobre en la definición de la resistencia térmica convectiva.

No obstante, η_f puede ser obtenida utilizando las siguientes ecuaciones

$$\eta_f = \frac{\tanh(mH_c)}{mH_c} \quad (67)$$

$$m = \sqrt{\frac{2h}{k_s H W_c}} H^{\frac{3}{2}} \quad (68)$$

¹⁰ Se entiende por aleta el volumen del sólido inmediatamente al lado del volumen del fluido que circula por el disipador de calor, pero que no considera el volumen del sólido inmediatamente abajo del volumen de fluido circundante por los canales. Ver Figura 14

¹¹ La relación de aspecto del canal (α_c) para este caso de análisis se expresa $\alpha_c = W_c/H = a/b$. Para que exista una relación respecto a la información descrita en los apartados anteriores.

6 CAPÍTULO VII: DESARROLLO DE LA SOLUCIÓN PLANTEADA

6.1 DECLARACIÓN DEL PROBLEMA A ESTUDIAR

En esta sección se pretende declarar todas aquellas variables o características que debe poseer la situación de estudio (al menos un mínimo de características que permitan llegar a resultados deseados). La situación de estudio es relevante, puesto que según estos parámetros podrá caracterizarse un disipador de calor del tipo placa, bajo las condiciones antes declaradas.

Para ello, se abordarán las características según el sólido, fluido y de carácter físico.

6.1.1 CARACTERÍSTICAS DEL SÓLIDO.

Las características del sólido son todas aquellas que tiene que ver con la estructura sólida del disipador de calor. Algunas de estas son: forma geométrica, tipo de material, características de los canales, entre otras. De las que serán descritas a continuación.

Se hará el diseño de 2 geometrías, llamadas geometrías A y geometría B, la única diferencia de ellas será la disposición o trayectoria de los canales, que están al interior de las placas. Respecto a las características de las geometrías A y B serán detalladas en el apartado siguiente.

Respecto a estas 2 geometrías, se mantendrán las dimensiones de los canales para que la relación de aspecto de los canales (α_c) y el diámetro hidráulico (D_h) sea los mismos. Con el fin de equiparar características a la hora de comparar sus comportamientos, bajo las condiciones de operación establecidas.

El ancho y alto de los canales será de 2 mm respectivamente; con esta determinación podemos establecer la relación de aspecto del canal igual a 1.

Por otro lado, el proceso de fabricación a utilizar corresponde al método de sustracción de material por medio de mecanizado, es decir, fresado CNC [25], esto permite utilizar láminas o placas, que en este caso serán de cobre, con un espesor de 2 mm cada una. La idea de utilizar placas de cobre es que el fresado CNC permite crear formas 3D, sujetas el diseño preestablecido. Entonces, el disipador estará compuesto por 2 placas de cobre, unidas por las superficies de mayor dimensión, con el fin de que los canales estén al interior de estas 2 placas *-con un previo proceso de fresado en cada placa por separado-* siendo selladas por el contacto directo de las superficies de material no sustraído, ósea una estructura del tipo sándwich.

Las dimensiones de cada placa de cobre son 40x40x2 mm, dando así una dimensión total del disipador de calor de 40x40x4 mm.

En cuanto a las propiedades del sólido, que ya ha sido definido como cobre, tiene los siguientes valores, ver tabla 2.

Tabla 2: Propiedades del cobre

Material	Densidad ρ (kg/m^3)	calor específico C_p ($J/kg K$)	viscosidad dinámica μ ($10^{-3} kg/m s$)	Conductividad térmica k_s (kg/m^3)
Cobre	8978	381	-	387,6

6.1.2 CARACTERÍSTICAS DEL FLUIDO.

El fluido con el cual se trabajará será agua, algunas de las razones para su selección, es su fácil accesibilidad, además, es atractivo para el caso experimental (manipulable) y en las investigaciones antes mencionadas [11]-[13] se ha utilizado el agua como liquido refrigerante.

Las propiedades termo físicas del agua se pueden ver en la tabla 3.

Además, en las gráficas, Figuras 5 y 6, se muestra el comportamiento del aire y agua, tanto para el coeficiente de transferencia de calor y gradiente de presión sufridos por diferentes valores del diámetro hidráulico. Esto permite comparar los resultados que se obtendrán con la gráfica proporcionada por la literatura especializada.

Tabla 3: Propiedades del agua

Material	Densidad ρ (kg/m^3)	calor específico C_p ($J/kg K$)	viscosidad dinámica μ ($10^{-3} kg/m s$)	Conductividad térmica k_f ($W/m K$)	Número de Prandtl (Pr)
Agua	998,2	4182	1,003	0,6	6,99

6.1.3 CARACTERÍSTICAS FÍSICAS.

Algunos de las variable o condiciones físicas en las que será analizado el disipador de calor deben ser establecidas, como lo son: temperatura de ingreso del fluido, velocidad de ingreso del fluido, definir zona o área de ingreso y salida del fluido, régimen del fluido por medio del número de Reynolds, entre otras. Las variables antes mencionadas serán descritas a continuación.

La temperatura de ingreso del fluido será estimada en 20 °C o su equivalente de 293,15 K, esto por el hecho de considerar que el agua viene de condiciones ambientales.

Para el caso de la velocidad, será considerada como variable de estudio, ya que es la velocidad la que nos permite conocer diferentes resultados en cuanto a la transferencia de calor y caída de presión a medida que la velocidad es variada. El intervalo de velocidad será definido más adelante, pero, el criterio será que el fluido desarrolle un régimen laminar y estar dentro de él, esto será posible con un número de Reynolds menor a 2300.

Las áreas por donde el fluido hará ingreso y egreso del dissipador de calor estarán definidas según la geometría de este, pero el principal criterio será que se encuentren en la superficie mayor libre, es decir, aquella zona que se encuentra en el lado opuesto a la superficie de contacto.

En cuanto a las características del modelo térmico y del fluido, estas se encuentran sujetas a la escala micro/mini, por las dimensiones de sus canales. Bajo esta condición, las ecuaciones de Navier-Stokes, la condición de no deslizamiento por las paredes de los canales y la ley de Fourier, son aún válidas [35], [36].

El flujo (agua) será considerado para que sea estable, incompresible y sus propiedades se asumen como constantes.

6.2 GEOMETRIAS PROPUESTAS

A continuación, se darán a conocer las 2 propuestas de dissipadores de calor, estas elaboradas por medio de software CAD, indicando las principales características de cada uno de ellos y se crearán planos de construcción anexados al presente trabajo.

Es importante mencionar que para ambas geometrías el proceso de fabricación pensado para su elaboración será de forma mecanizada por medio de sustracción de material (fresado CNC) en una placa de cobre, con una profundidad de 1 mm. Es decir, el área transversal del canal para una placa es de 2 mm de ancho por 1 mm de profundidad¹², de esta forma al unir las 2 placas con canales simétricos el área resultante del canal por donde circulará el fluido será de 2x2 mm.

En cuanto la creación digital de las geometrías se hará con el uso del software Inventor, que permite generar planos de construcción y exportar formatos digitales de dibujo, como es el caso del formato (.step), que es compatible con el software Ansys Fluent para la posterior simulación numérica.

¹² Imaginar el procedimiento de fresado para una placa de cobre, por ejemplo, utilizando una fresa de 2 mm de diámetro, a una profundidad de 1 mm respecto a la superficie de la placa.

Respecto a las geometrías es importante mencionar que serán nombradas como “geometría A” y “geometría B”, respecto a cada una de ellas:

6.2.1 GEOMETRÍA A

La principal característica de esta geometría es la forma geométrica (o trayectoria) del canal, tiene una configuración de espiral¹³, ver Figura 15.

Los orificios por donde el fluido ingresará y saldrá del disipador están posicionados en la superficie mayor contraria al área por donde el flujo de calor ingresa al disipador. Con el fin de que quede un área o volumen disponible para puedan ser diseñadas y conectados los sistemas de distribución del fluido.

Respecto al criterio de selección en cuanto a la forma de las geometrías A y B, se basa en la información proporcionada por H. Wang [37] en su investigación “Numerical study of heat transfer enhancement of roll-to-roll microchannel heat exchanger” donde establece que utilizar canales curvos en intercambiadores de calor, se obtienen mejores rendimientos térmicos y mejores números de Nusselt, en comparación a canales rectos. Es por esto, que se ha propuesto que la geometría A tenga una forma de espiral, mientras que la geometría B tenga canales rectos, más información respecto a esta última geometría será detallada en el apartado próximo.

Existen 2 partes o volúmenes que deben ser identificados individualmente para el correcto análisis. Estos volúmenes corresponden a la parte sólida $V_{sólido,A}$ del disipador, mientras que la otra, es la parte del fluido $V_{fluido,A}$ (por donde circula el agua).

La magnitud de estos volúmenes para la geometría A son:

- $V_{sólido,A} = 5,4202 * 10^{-6} (m^3)$
- $V_{fluido,A} = 9,7978 * 10^{-7} (m^3)$

Para una mejor comprensión de la geometría A, ver planos de construcción en el anexo F.1.

¹³ Una espiral es una línea curva generada por un punto que se va alejando progresivamente del centro a la vez que gira alrededor de él.

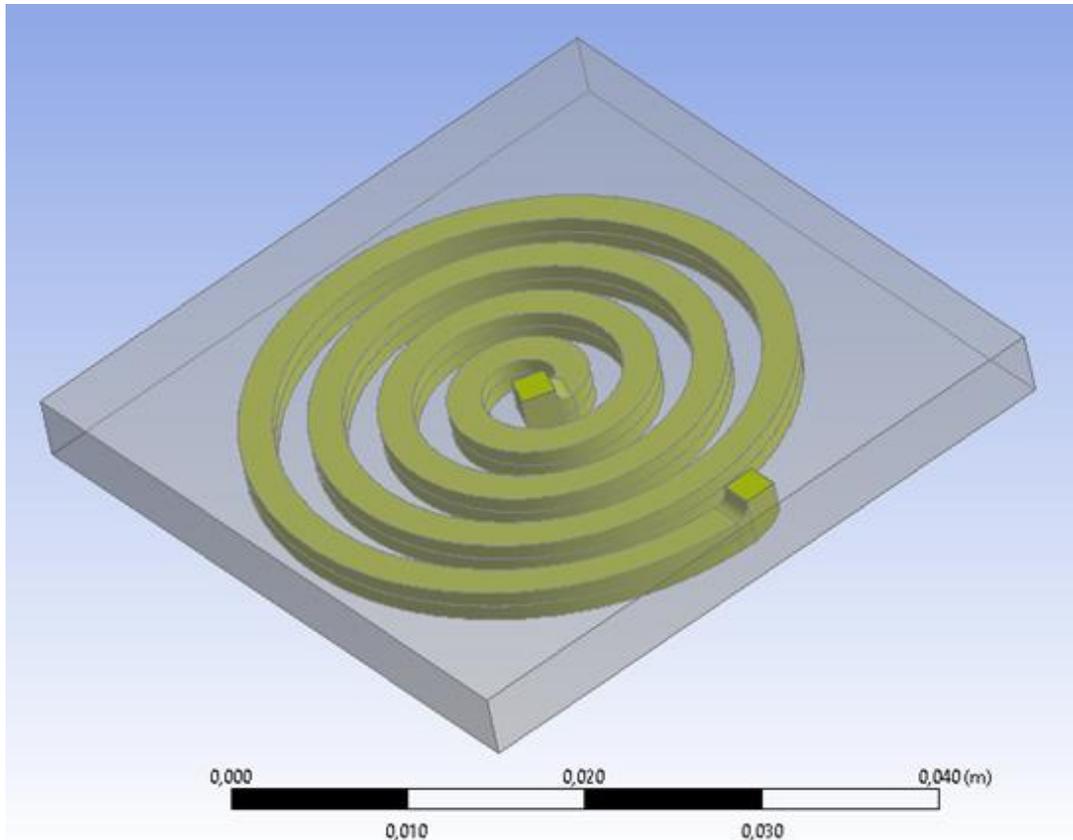


Figura 15: Disipador de geometría A, se visualizan los 2 dominios principales, uno es el volumen del fluido en forma de espiral (de color amarillo), mientras que el otro dominio corresponde al del sólido cuadrado (40x40x4 mm) transparente.

6.2.2 GEOMETRÍA B

La principal característica de la geometría B es la forma del canal, ya que tiene una configuración de canales rectos (o también conocidos como serpentín), ver Figura 16.

Se utiliza el mismo criterio para los orificios en donde el fluido ingresa y sale del disipador de calor. Algunas referencias han denominado a este tipo de canales como serpentines. La idea en ambos casos es que los canales o el fluido formen parte de la mayor cantidad de volumen posible, esto se logra por medio de canales recto dispuestos en la dimensión de mayor longitud y luego realiza cambios en su trayectoria de 180°. Las dimensiones de mayor longitud para este disipador son tanto el ancho como el largo, ya que en ambos casos la magnitud es de 40 mm.

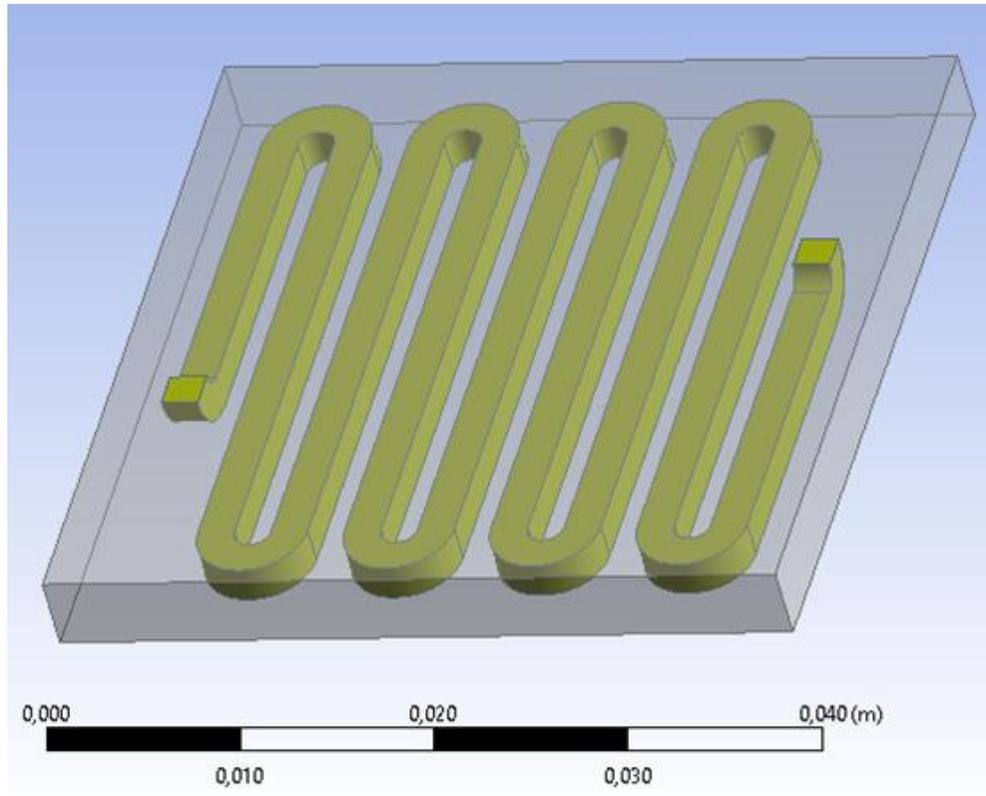


Figura 16: Disipador de geometría B, se visualizan los 2 dominios principales, uno es el volumen del fluido en forma de serpentin (de color amarillo y secciones rectas) mientras que el otro dominio corresponde al del sólido cuadrado (40x40x4 mm) transparente.

Los volúmenes para esta geometría, tanto del sólido $V_{sólido,B}$ como del fluido $V_{fluido,B}$ para este caso son:

- $V_{sólido,B} = 5,1898 * 10^{-6} (m^3)$
- $V_{fluido,B} = 1,2102 * 10^{-6} (m^3)$

Para una mejor comprensión de la geometría B, ver planos de construcción en el anexo F.2.

6.3 DESARROLLO DEL ANÁLISIS TEÓRICO

Como ha sido mencionado ya en muchas oportunidades en los apartados anteriores, el cálculo del comportamiento físico se enfoca en 2 áreas principalmente, por un lado, la transferencia de calor y por el otro, la caída de presión desde micro/mini canales.

Para ello, la metodología a utilizar será el desarrollo de estos 2 fenómenos por separado, utilizando las metodologías propuestas en los capítulos 5 y 6.

Cabe destacar que se utilizará la misma metodología de análisis que los trabajos desarrollados por Sakanova et al. [11], Zhai et al. [12] y Yang et al. [13] respecto a la utilización de una matriz de análisis (ver Figura 14 en el apartado 6.2.2.4). Las dimensiones de la matriz, tanto para el análisis de la geometría A y geometría B, quedan de la siguiente forma (ver Tabla 4):

Tabla 4: Valores y dimensiones características de cada disipador a partir de las geometrías propuestas.

Dimensiones	Geometría A	Geometría B
Ancho del canal (W_{ch}) [m]	0,002	0,002
Alto del canal (H_{ch}) [m]	0,002	0,002
Largo del canal (L_{ch}) [m]	0,245	0,303
Relación de aspecto (α_c)	1	1
Diámetro hidráulico (D_h) [m]	0,002	0,002
Volumen del fluido (V_f) [$10^{-6}m^3$]	0,9798	1,2102
Volumen del sólido (V_s) [$10^{-6}m^3$]	5,4202	5,1898
Volumen total disipador (V_{total}) [$10^{-6}m^3$]	6,4	6,4
Espesor de la base (H_b) [m]	0,001	0,001
Ancho de la aleta (W_{fin}) [m]	0,00453	0,00328
Altura de la aleta (H_{fin}) [m]	0,002	0,002
Número de canales (N_{ch})	1	1

Donde el diagrama de la matriz de análisis tiene la siguiente forma, ver Figura 17.

Mientras que las propiedades del fluido se han detallado en la tabla 3.

Cabe destacar para el estudio de la caída de presión y transferencia de calor se variará la velocidad con que el fluido recorre los canales, comenzando a velocidad 0 hasta velocidad igual a 1,2 (m/s) con intervalos de 0,1 (m/s).

El valor de números adimensionales como el número de Reynolds, se detalla en la tabla 5. Este varía según la velocidad del fluido (ver ecuación 15) y es independiente de la geometría, es decir, las geometrías de los disipadores comparten el mismo número de Reynolds

Donde se puede observar que solo a excepción de una velocidad de 1,2 (m/s) el flujo se comporta dentro del régimen laminar ($Re < 2300$), acorde a la información establecida en el apartado 5.1.1

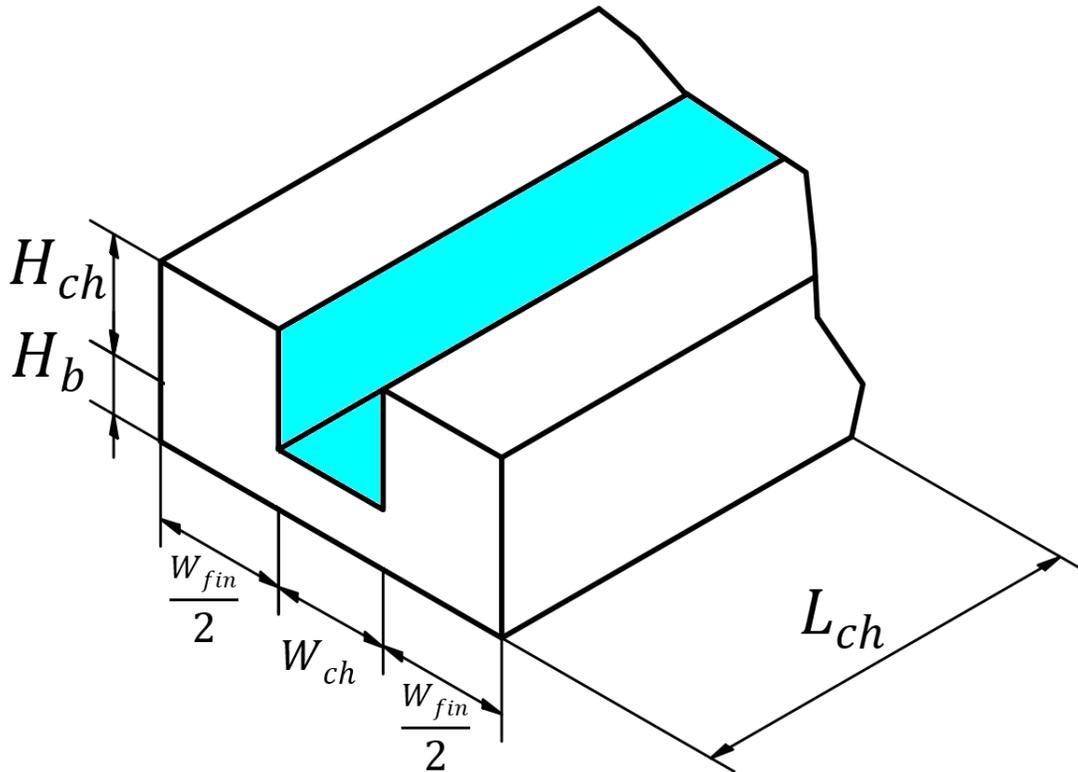


Figura 17: Diagrama de la matriz unitaria que se utilizará para el análisis teórico, en donde los valores de las cotas allí mencionadas se encuentran en la tabla 4

No obstante, para determinar el carácter del régimen de escurrimiento del tipo Laminar, se debe considerar el comportamiento del fluido en la región de entrada a la tubería o canales (ver sección 6.2.2.1). Para ello se utiliza la siguiente condición:

Si la longitud de entrada hidrodinámica L_h y la longitud térmica de entrada L_{th} son menores que la longitud total L_{ch} del canal; el flujo consigue desarrollarse completamente (flujo completamente desarrollado). Mientras que, si uno de ellos no cumple esta condición, o sea, si uno de ellos es mayor que la longitud total del canal (o tubería) debe de analizarse en la condición de “flujo en desarrollo”.

Para comprobar esta condición, se opta por definir la máxima magnitud que puede tomar el número de Reynolds (Re) para cumplir con ambas condiciones. Dicho de otra forma, hasta que valores del número de Reynolds, tanto para la L_h y la L_{th} el flujo se desarrolla completamente. Los valores obtenidos se encuentran en la tabla 6.

Tabla 5: Valores del número de Reynolds.

Velocidad del fluido (u_f) [m/s]	Número de Reynolds (Re)
0,1	199
0,2	398
0,3	597
0,4	796
0,5	995
0,6	1194
0,7	1393
0,8	1592
0,9	1791
1,0	1990
1,1	2189
1,2	2389

Tabla 6: Valores de la longitud hidrodinámica y de la longitud térmica de entrada, para las geometrías A y B.

Geometría A	
Longitud Hidrodinámica ($L_{h,A}$) [m]	$Re < 2450$
Longitud térmica de entrada ($L_{th,A}$) [m]	$Re < 175$
Geometría B	
Longitud Hidrodinámica ($L_{h,B}$) [m]	$Re < 1515$
Longitud térmica de entrada ($L_{th,B}$) [m]	$Re < 216$

Obtenidos estos resultados, se interpreta de forma rápida que no se cumple la condición de flujo completamente desarrollado, esto principalmente porque la longitud de entrada térmica sería menor a la longitud total del canal $L_{th,A}$ sí y solo si, el número de Reynolds es menor a 175 en el caso de la geometría A, es decir, para velocidades del fluido menores a 0,1 (m/s) (ver tabla 5); lo que no sería posible para el estudio, ya que se pretende variar las velocidades del fluido dentro de un rango de 0,1 – 1,2 (m/s). Mismo caso ocurre para la geometría B, aun cuando el número de Reynolds para la longitud de entrada térmica $L_{th,B}$ es de 216, también sería válida para velocidades menores 0,2 (m/s) (ver tabla 5).

Presentado este argumento, el flujo del fluido será considerado para futuros cálculos como “flujo laminar en desarrollo”.

6.3.1 CÁLCULO DE LA CAÍDA DE PRESIÓN

Como el flujo ya ha sido considerado como flujo laminar en desarrollo, es posible determinar la caída de presión total según sea la geometría del disipador, a continuación, se desarrollará el procedimiento necesario para establecer dicha magnitud

Para eso, es preciso contar con la relación de aspecto del canal (α_c), según cada geometría, ver tabla 7

Tabla 7: Valor de la relación de aspecto para las geometrías A y B.

Dimensiones	Geometría A	Geometría B
Relación de aspecto (α_c)	1	1

Ahora, los valores para el número de Poiseuille Po , al utilizar la ecuación 28, tienen la forma (ver Tabla 8):

Tabla 8: Valores del número de Poiseuille desarrollados en las geometrías A y B

	Geometría A	Geometría B
Número de Poiseuille (Po)	14,23	14,23

Paso siguiente, se debe establecer el factor de Hagenbach (K_∞), asociado a un defecto incremental en la presión del fluido que circula por canales rectangulares, que tiene los valores (ver Tabla 9) al aplicar la ecuación 32.

Tabla 9: Valores del factor de Hagenbach desarrollados en las geometrías A y B.

	Geometría A	Geometría B
Factor de Hagenbach (K_∞)	1,53	1,53

Finalmente, la caída de presión total para cada geometría se puede definir por la ecuación 31. Que tiene la forma:

$$\Delta P = \frac{2 (f_{app} Re) \mu u_m L_{ch}}{D_h^2} = \frac{2(Po) \mu u_m L_{ch}}{D_h^2} + K(\infty) \frac{\rho u_m^2}{2}$$

Donde la caída de presión en función a las velocidades del fluido se describe en la tabla 10.

Tabla 10: Valores de la caída de presión en función a las velocidades establecidas para cada geometría de disipadores

Velocidad del fluido [m/s]	Caída de presión (ΔP) Geometría A [Pa]	Caída de presión (ΔP) Geometría B [Pa]
0,1	182,47	223,86
0,2	380,20	462,98
0,3	593,19	717,36
0,4	821,45	987,01
0,5	1064,97	1271,92
0,6	1323,76	1572,09
0,7	1597,80	1887,53
0,8	1887,12	2218,23
0,9	2191,69	2564,20
1,0	2511,53	2925,43
1,1	2846,63	3301,92
1,2	3197,00	3692,67

6.3.2 CÁLCULO DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

Para el cálculo de la transferencia de calor, se operará bajo las mismas condiciones, utilizando para ello la matriz de análisis de la Figura 17. Además, la información proporcionada en el apartado 6.2.2.3 respecto al flujo laminar térmicamente en desarrollo, las ecuaciones que allí se proponen serán la guía para establecer el número de Nusselt, este número permite considerar el flujo de calor que es transferido en las 3 paredes (ver zona de color azul en la Figura 17) del canal rectangular para flujo en desarrollo. Luego de determinar el número de Nusselt $Nu_{3, promedio}$, se procede a establecer el coeficiente de transferencia de calor convectivo h , luego de ello, es posible determinar la resistencia térmica respecto a la convección de calor entre el sólido y el fluido R_{conv} .

Posterior a ello, la resistencia por conducción R_{cond} y la resistencia capacitiva R_{cap} son calculadas, utilizando las respectivas ecuaciones. Una vez obtenidas las 3 resistencias térmicas ya mencionadas, es posible cuantificar la resistencia térmica total R_{total} del sistema de análisis.

Finalmente, con la resistencia térmica total conocida, se pueden realizar 2 casos de estudio.

- Caso 1: Conocidas la tasa neta de calor que ingresa por la superficie o base del disipador, la temperatura de ingreso del agua y la resistencia térmica total. Se

puede determinar la temperatura a la salida del disipador de calor. En función a la velocidad del fluido respectivamente.

- Caso 2: Conocida la resistencia térmica total, y definiendo diferencias de temperatura ΔT para el caso del agua que fluye por el disipador; es posible conocer la tasa neta de calor que es disipada. En función a la velocidad del fluido respectivamente.

6.3.2.1 CÁLCULO DE LA RESISTENCIA TÉRMICA TOTAL

El comportamiento del flujo laminar térmicamente en desarrollo para disipadores de calor con diferentes aspectos de los canales (α_c) existe una correlación para la longitud de entrada térmica x_{th}^* , ver ecuación 57 y considerando las 2 geometrías en estudio, esta magnitud tiene la forma (ver Tabla 11)

Tabla 11: Valores de la longitud térmica de entrada para las geometrías A y B

	Geometría A	Geometría B
Longitud de entrada térmica (x_{th}^*)	0,06	0,06

La ecuación 58, que permite calcular un número de Nusselt para configuraciones de calentamiento en los 4 lados de un canal rectangular $Nu_{4,promedio}$, para flujos en desarrollo. Debe cumplir la condición: $0,1 \leq \alpha_c \leq 1$ y $x^* < x_{th}^*$. Donde sabemos que $\alpha_c = 1$ (ver tabla 7) mientras que para que se cumpla la condición $x^* < x_{th}^*$; x^* debe ser considerado un número de Reynolds mayor a 292 (velocidad mayor a 0,15 m/s) esto para el caso de la geometría A. Mientras que para la geometría B el número de Reynolds debe ser mayor a 361 (velocidad mayor a 0,18 m/s). En ambos casos el número de Reynolds es tan bajo que solo considera a los dos primeros intervalos de la velocidad con la que se pretende hacer el estudio (ver tabla 5). Por tanto, se considera que la condición: $0,1 \leq \alpha_c \leq 1$ y $x^* < x_{th}^*$ es lograda para este caso de estudio, como para las 2 geometrías propuestas.

Dicho esto, el número de Nusselt para configuraciones de calentamiento en los 4 lados de un canal rectangular $Nu_{4,promedio}$, ver ecuación 58, tiene la forma (ver Tabla 12):

Tabla 12: Valores de los coeficientes y del número de Nusselt ($Nu_{4,promedio}$).

	Geometría A	Geometría B	(ecuación N°)
$C_1 (x_{th}^*)$	4,4313	4,4313	59.a

$C_2 (x_{th}^*)$	0,6391	0,6391	59.b
$C_3 (x_{th}^*)$	0,0232	0,0232	59.c
$C_4 (x_{th}^*)$	16,3957	16,3957	59.d
$Nu_{4,promedio}$	17,6894	17,6894	58

Kandlikar et al. [19] proponen una correlación del número de Nusselt para la transferencia de calor desde canales rectangulares ya sea que 3 o 4 paredes estén transfiriendo calor ($Nu_{3,\infty}$ y $Nu_{4,\infty}$). Cabe destacar, que estas correlaciones son válidas para la región de *flujo desarrollado*. La ecuación 60 permite conocer los valores de $Nu_{3,\infty}$ y $Nu_{4,\infty}$ utilizando para ello los coeficientes de la tabla 1, que también serán presentados en la siguiente tabla 13.

Tabla 13: Valores de los coeficientes de la ecuación 60 y los valores obtenidos para $Nu_{3,\infty}$ y $Nu_{4,\infty}$

	Geometría A	Geometría B
$x (L_{ch})$	0,245	0,303
a	8,2321	8,2321
b	2,0263	2,0263
c	1,2771	1,2771
d	0,2981	0,2981
e	2,2389	2,2389
f	0,0065	0,0065
$Nu_{3,\infty}$	5,73	5,38
$Nu_{4,\infty}$	5,33	4,94

Ahora bien, como la situación de análisis corresponde a un flujo en desarrollo, es posible obtener un número de Nusselt promedio para 3 paredes $Nu_{3,promedio}$. Kandlikar et al [19] proponen que el número de Nusselt promedio para 3 paredes, se obtiene a partir de la ecuación 61, y tiene las magnitudes (ver Tabla 14):

Tabla 14: Valores del número de Nusselt promedio para 3 paredes, respecto a las geometrías A y B

	Geometría A	Geometría B	
$Nu_{3,promedio}$	19,04	19,23	Ecuación 61

Ya obtenido el número de Nusselt promedio para 3 canales que transfieren calor, es posible obtener el coeficiente de transferencia de calor por convección h , despejando h de la ecuación 41, se consiguen los siguientes valores (ver Tabla 15):

Tabla 15: Valores del coeficiente de transferencia de calor convectivo desarrollado en las geometrías A y B.

	Geometría A	Geometría B	
Coeficiente de transferencia de calor $h \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$	5711,5	5769,37	Ecuación 41

Finalmente, las magnitudes de la resistencia térmica por convección (ver Tabla 16) se utiliza la ecuación 65.b más las variables mencionados en la tabla 4, por tanto:

Tabla 16: Valores de la resistencia térmica convectiva para las geometrías A y B.

	Geometría A	Geometría B	
Resistencia térmica por convección $R_{conv} \left[\frac{K}{W} \right]$	0,1191	0,0953	Ecuación 65.b

Por otro lado, corresponde analizar la resistencia térmica por conducción R_{cond} , que se expresa por medio de la ecuación 64, donde t es el espesor de la base del disipador (H_b) igual a 1 mm. La conductividad térmica del cobre k_s (ver tabla 2) es igual a 387,6 ($W/m K$) y el área superficial normal al flujo de calor es igual a 40x40 mm. Finalmente, los valores de la resistencia térmica por conducción tienen la forma (ver Tabla 17):

Tabla 17: Valores de la resistencia térmica por conducción para las geometrías A y B.

	Geometría A	Geometría B	
Resistencia térmica por conducción $R_{cond} \left[\frac{K}{W} \right]$	0,0016	0,0016	Ecuación 64

Para el caso de la resistencia térmica capacitiva R_{cap} se debe analizar en función de las velocidades ya establecidas. Para el cálculo de esta resistencia se debe resolver la ecuación 66, donde A_{ch} es el área transversal del canal igual a 4 mm^2 , ρ_f es la densidad del fluido (ver tabla 3) igual a $998,2 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ y C_p es el coeficiente de calor específico del agua, con un valor de 4182 (J/kg K) (ver tabla 3). Encontradas todas las variables, los valores de la resistencia térmica capacitiva son (ver Tabla 18):

Tabla 18: Valores de la resistencia térmica capacitiva para las geometrías A y B.

Velocidad del fluido [m/s]	Resistencia capacitiva (R_{cap}) Geometría A [K/W]	Resistencia capacitiva (R_{cap}) Geometría B [K/W]
0,1	0,5989	0,5989
0,2	0,2994	0,2994
0,3	0,1996	0,1996
0,4	0,1497	0,1497
0,5	0,1198	0,1198
0,6	0,0998	0,0998
0,7	0,0856	0,0856
0,8	0,0749	0,0749
0,9	0,0665	0,0665
1,0	0,0599	0,0599
1,1	0,0544	0,0544
1,2	0,0499	0,0499

Una vez obtenidas todas las resistencias térmicas parciales (resistencia por conducción R_{cond} , resistencia por convección R_{conv} y resistencia térmica capacitiva R_{cap} .) se puede calcular la resistencia térmica total R_{total} que afecta a la matriz de análisis (ver Figura 17). La resistencia total se puede calcular por medio de la ecuación 63 y tiene los siguientes valores (ver Tabla 19).

Tabla 19: Valores de la resistencia térmica total para las geometrías A y B.

Velocidad del fluido [m/s]	Resistencia total (R_{total}) Geometría A [K/W]	Resistencia total (R_{total}) Geometría B [K/W]
0,1	0,720	0,697
0,2	0,420	0,397
0,3	0,320	0,298
0,4	0,270	0,248
0,5	0,240	0,218
0,6	0,221	0,198
0,7	0,206	0,183
0,8	0,196	0,173
0,9	0,187	0,164
1,0	0,181	0,158
1,1	0,175	0,152
1,2	0,171	0,148

Conocidos los valores de la resistencia térmica total en función a un rango de velocidades para el fluido refrigerante, se pueden analizar los siguientes casos.

- Desarrollo del caso 1:

Conocida la resistencia térmica total R_{total} para cada geometría, la temperatura de ingreso del fluido (T_{in}) a 293 K (o 20 °C) y la tasa neta de transferencia de calor (Q_{in}) que ingresa al disipador de calor en magnitudes de 100, 200 y 400 (W). Puede determinarse la temperatura final o de salida (T_{out}) del fluido. Esto se logra despejando la temperatura de salida del fluido en la ecuación 62.b. Establecido esto, los resultados serán proporcionados por la tabla 20 para la geometría A, mientras que para la geometría B, será en la tabla 21.

Tabla 20: Valores de la temperatura de salida del fluido en el caso de la geometría A.

Geometría A						
Vel. del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Resistencia térmica Total (R_{total}), [K/W]	Temperatura de ingreso (T_{in}), [K]	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $\dot{Q} = 100 W$	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $\dot{Q} = 200 W$	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $\dot{Q} = 400 W$
0,1	199	0,720	293,15	365,11	437,07	580,98
0,2	398	0,420	293,15	335,16	377,18	461,21
0,3	597	0,320	293,15	325,18	357,22	421,28
0,4	796	0,270	293,15	320,19	347,23	401,32
0,5	995	0,240	293,15	317,20	341,25	389,34
0,6	1194	0,221	293,15	315,20	337,25	381,36
0,7	1393	0,206	293,15	313,78	334,40	375,65
0,8	1592	0,196	293,15	312,71	332,26	371,37
0,9	1791	0,187	293,15	311,87	330,60	368,05
1,0	1990	0,181	293,15	311,21	329,27	365,39
1,1	2189	0,175	293,15	310,66	328,18	363,21
1,2	2389	0,171	293,15	310,21	327,27	361,39

Tabla 21: Valores de la temperatura de salida del fluido en el caso de la geometría B

Geometría B						
Vel. del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Resistencia térmica Total (R_{total}), [K/W]	Temperatura de ingreso (T_{in}), [K]	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $\dot{Q} = 100 W$	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $\dot{Q} = 200 W$	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $\dot{Q} = 400 W$
0,1	199	0,697	293,15	362,85	432,55	571,95
0,2	398	0,397	293,15	332,85	372,55	451,95

0,3	597	0,298	293,15	322,95	352,75	412,35
0,4	796	0,248	293,15	317,95	342,75	392,35
0,5	995	0,218	293,15	314,95	336,75	380,35
0,6	1194	0,198	293,15	312,95	332,75	372,35
0,7	1393	0,183	293,15	311,45	329,75	366,35
0,8	1592	0,173	293,15	310,45	327,75	362,35
0,9	1791	0,164	293,15	309,55	325,95	358,75
1,0	1990	0,158	293,15	308,95	324,75	356,35
1,1	2189	0,152	293,15	308,35	323,55	353,95
1,2	2389	0,148	293,15	307,95	322,75	352,35

- Desarrollo del caso 2

Conocida la resistencia térmica total R_{total} para cada geometría y declaradas las diferencias de temperaturas ΔT , equivalentes a 30, 50 y 70 (K); es posible determinar la tasa neta de transferencia de calor que es disipada Q_{out} por cada geometría en función a las diferencias de temperaturas y a las velocidades el fluido. Para ello se utiliza la ecuación 62.b y las magnitudes del calor disipado son presentados en la tabla 22 para la geometría A y en la tabla 23 para la geometría B.

Tabla 22: Valores de la tasa neta de calor disipado en función a diferencias de temperaturas establecidas, para el caso de la geometría A.

Geometría A					
Vel. del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Resistencia térmica Total (R_{total}), [K/W]	Tasa neta de calor disipado (W) $f(\Delta T = 30 K)$	Tasa neta de calor disipado (W) $f(\Delta T = 50 K)$	Tasa neta de calor disipado (W) $f(\Delta T = 70 K)$
0,1	199	0,720	41,69	69,49	97,28
0,2	398	0,420	71,40	119,01	166,61
0,3	597	0,320	93,65	156,09	218,53
0,4	796	0,270	110,94	184,90	258,86
0,5	995	0,240	124,75	207,92	291,09
0,6	1194	0,221	136,05	226,74	317,44
0,7	1393	0,206	145,45	242,42	339,39
0,8	1592	0,196	153,41	255,68	357,95
0,9	1791	0,187	160,22	267,03	373,85
1,0	1990	0,181	166,12	276,87	387,62
1,1	2189	0,175	171,29	285,48	399,67
1,2	2389	0,171	175,84	293,07	410,30

Tabla 23: Valores de la tasa neta de calor disipado en función a diferencias de temperaturas establecidas, para el caso de la geometría B

Geometría B					
Vel. del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Resistencia térmica Total (R_{total}), [K/W]	Tasa neta de calor disipado (W) $f(\Delta T = 30 K)$	Tasa neta de calor disipado (W) $f(\Delta T = 50 K)$	Tasa neta de calor disipado (W) $f(\Delta T = 70 K)$
0,1	199	0,697	43,04	71,74	100,43
0,2	398	0,397	75,57	125,94	176,32
0,3	597	0,298	100,67	167,79	234,90
0,4	796	0,248	120,97	201,61	282,26
0,5	995	0,218	137,61	229,36	321,10
0,6	1194	0,198	151,52	252,53	353,54
0,7	1393	0,183	163,93	273,22	382,51
0,8	1592	0,173	173,41	289,02	404,62
0,9	1791	0,164	182,93	304,88	426,83
1,0	1990	0,158	189,87	316,46	443,04
1,1	2189	0,152	197,37	328,95	460,53
1,2	2389	0,148	202,70	337,84	472,97

6.4 DESARROLLO DE LA SIMULACIÓN NUMERICA

Como ya han sido presentada las características de la simulación numérica en el capítulo 4, se abordará el desarrollo de la simulación computacional por medio del software Ansys Fluent utilizando similar metodología en los procesos que aquí deben ser establecidos, estos procesos son: pre procesado, solucionador y post procesado.

No obstante, debemos declarar cual será la situación por analizar a través de la simulación computacional.

Ya conocidas la geometría A y geometría B (ver sección 7.2.1 y 7.2.2. respectivamente) permite establecer el dominio del problema, paso seguido es establecer una discretización del problema, es decir, determinar la cantidad de elementos o partículas tanto del fluido como del sólido se establecerán para el procesamiento de las variables de estudio (proceso conocido como enmallado). Determinar las características o modelo del estudio y deben definirse las condiciones de borde que están implicadas en el estudio (tales como: propiedades del fluido, sólido, zonas de ingreso y egreso del fluido al disipador, entre otras) que serán detalladas más adelante.

6.4.1 PRE-PROCESAMIENTO

Cómo ha sido mencionado en la sección 4.2.1 el pre procesado requiere de actividades previas al procesado de la solución, algunas de estas actividades serán descrita en los siguientes apartados.

6.4.1.1 DEFINICION DE LOS DOMINIOS

Si bien los dominios dependen de la geometría a simular, es importante dejar en claro que cada geometría (geometría A y B) tiene una única “parte¹⁴” que está compuesta por dominios, estos corresponden al dominio sólido (cobre) y al dominio del fluido (agua). En palabras sencillas, estos dominios corresponden al volumen del sólido y al volumen del fluido; donde estos 2 volúmenes constituyen el dispositivo de calor en su totalidad. Esto permite discretizar por separado cada dominio, en donde se estime que el análisis debe ser llevado a cabo más exhaustivamente.

A continuación, en la figura 18 se visualizan los dominios del sólido como del fluido para el caso de la geometría B.

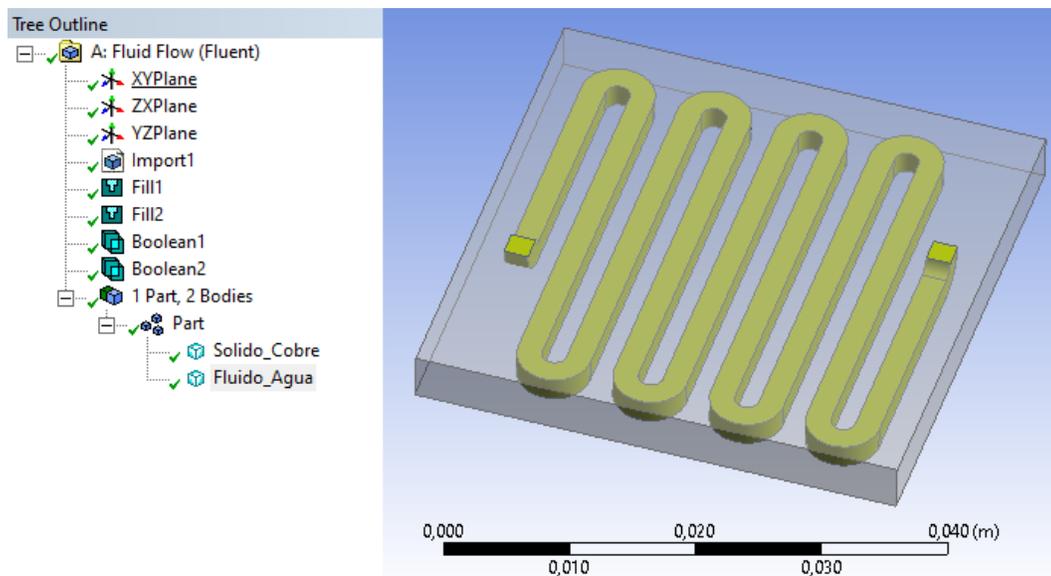


Figura 18: Definición de los dominios para el caso del disipador de geometría B. Vista izquierda se aprecia el árbol de procesos realizados para la definición de los dominios (fluido y sólido).

¹⁴ Se le llama “parte” a la geometría en su conjunto completo, compuesta por la cantidad de dominios definidos en la interfaz de simulación (pre-procesado).

Mismo procedimiento es llevado a cabo para la geometría A, ver anexo G.1 para más información.

6.4.1.2 ENMALLADO

Como se ha mencionado anteriormente, la calidad de la malla es uno de los aspectos más críticos de un modelo CFD. Una buena malla es esencial para obtener una buena solución. Existen algunos criterios como cantidad de elementos, asimetría (skewness), calidad de la malla, son solo algunos, que permiten determinar si la calidad de la malla es aceptable o no.

Algunas estrategias que considerar para que el enmallado sea aceptable son:

La malla debe ser más fina en zonas críticas, donde los gradientes de temperatura y velocidad pueden ser muy elevados (por ejemplo, cambios de sección, contacto entre superficies diferentes, entre otras).

Es recomendable utilizar elementos lineales (cubos o tetraedros equiláteros), esto reduce el número de elementos distorsionados, los cuales pueden disminuir la exactitud de la solución.

Las características del enmallado para las geometrías A y B, tienen las siguientes propiedades (ver tabla 24).

Tabla 24: Características de las propiedades del enmallado para el caso de las geometrías A y B.

	Geometría A	Geometría B
N° de elementos	493.878	494.957
N° de nodos	92.391	92.354
Tamaño de los elementos [m]		
Dominio del sólido (cobre)	0,00065	0,0009
Dominio del fluido (agua)	0,0005	0,0006
Calidad del elemento [%]	81	81
Skewness (asimetría) [%]	26	26

Donde el “elemento”, es referido también a la matriz o partícula de análisis mencionadas en el capítulo 4 (ver Figura 11).

Para ambas geometrías (A y B), se aplica un refinamiento a las áreas por donde ingresa y egresa el fluido. Además del área superficial por donde ingresa el flujo de calor (base del disipador).

Este proceso de enmallado permite nombrar selecciones de vital importancia para la simulación, estas selecciones son tanto volúmenes como áreas; los volúmenes son 2: nombrados dominios del sólido (`solid_domain`) y dominio del fluido (`fluid_domain`), como su nombre lo indica, es para caracterizar las zonas o dominios dentro del dominio total. Por otro lado, las áreas sirven para designar aquellas zonas por donde entrará y saldrá el fluido, como también el área por donde penetra el flujo de calor. Estas áreas son llamadas “`inlet_fluid`”, “`outlet_fluid`” y “`heatflux_domain`”. Para mayor comprensión, ver Figura 18 y 21.

Finalmente, la malla es generada, aplicando técnicas de refinamiento y un ajuste del tamaño para los elementos del dominio del fluido (`fluid_domain`). Las Figuras 19 y 20 muestran el aspecto de la malla para el dominio de los fluidos, tanto para la geometría A y geometría B.

- Disipador de calor de geometría A:

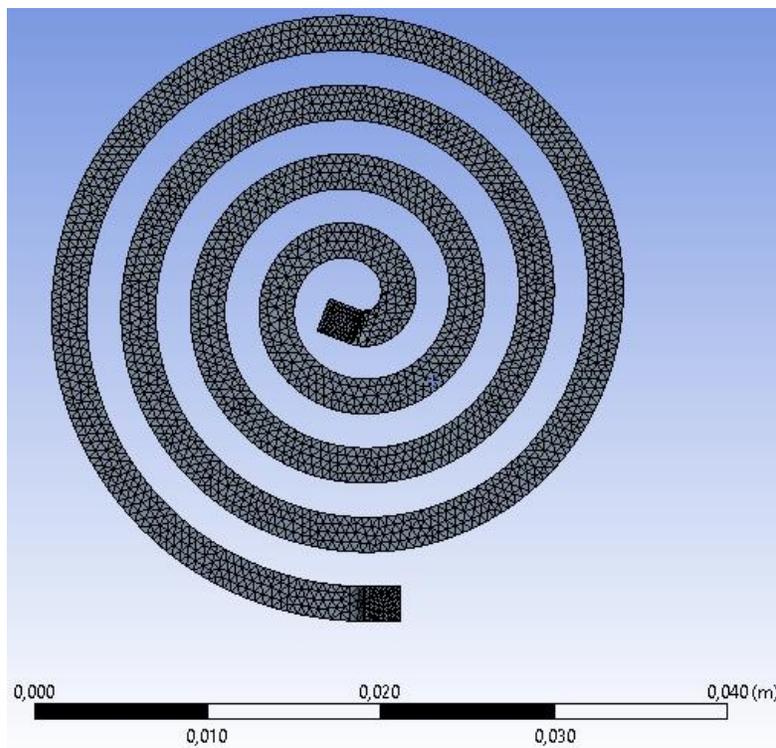


Figura 19: Enmallado del dominio del fluido para el caso del disipador de calor de geometría A.

- Disipador de calor de geometría B:

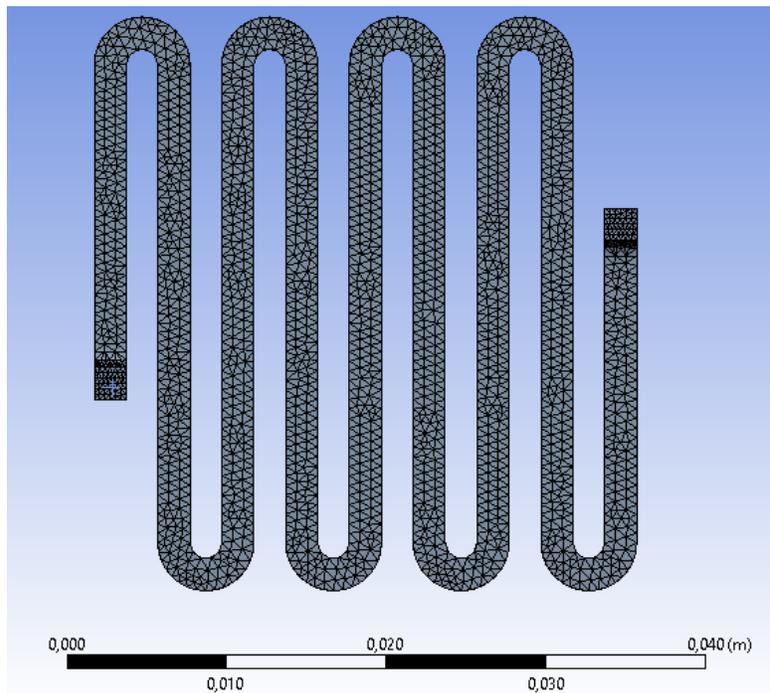


Figura 20: Enmallado del dominio del fluido para el caso del disipador de calor de geometría B.

6.4.1.3 DEFINICIÓN DE MODELOS

El modelo por utilizar es el de energía, ya que nos permite configurar los parámetros relacionados a la energía o transferencia de calor en la simulación computacional.

Mientras que es necesario seleccionar por medio del modelo viscoso, un comportamiento del tipo laminar, como ha sido definido al comienzo de este capítulo.

6.4.1.4 CARACTERÍSTICAS DE LOS DOMINIOS

En este procedimiento se llevan a cabo 2 actividades relevantes dentro del proceso, una corresponde a seleccionar el tipo de material y la otra es caracterizar los dominios del sólido y fluido.

La selección del material corresponde a la búsqueda del tipo de sólido y del fluido; como ya ha sido mencionado corresponde a buscar dentro de la biblioteca interna de ANSYS Fluent, al agua en estado líquido y al cobre, para ambos 2 materiales se

encuentran vinculadas las propiedades, ver anexos G.2 y G.3 para conocer las magnitudes de estas.

Paso siguiente es la caracterización de los dominios del sólido y del fluido, para ello previamente se deben haber seleccionado los ítems de cobre y agua líquida, esto permite caracterizar los dominios antes mencionados, ósea cada elemento de los dominios tiene propiedades físicas, como densidad, conductividad térmica, entre otras.

6.4.1.5 CONDICIONES DE BORDE

Las condiciones de borde se agrupan dentro de 4 categorías principalmente, estas son: ingreso (inlet), interior (internal), egreso (outlet) y paredes (wall), todas ellas agrupan las zonas donde ocurren los principales fenómenos de la situación de estudio.

El detalle de cada condición de borde será abordado individualmente

- Ingreso (inlet): Esta condición de borde establece que el área o zona nombrada como “inlet_fluid” delimita el área por el cual el fluido hará ingreso al disipador de calor (área adyacente al dominio del fluido). Esta condición permite variar las velocidades del fluido en magnitudes de m/s (para el caso de la simulación será dentro del rango de 0,1 a 1,2 (m/s) con intervalos de 0,1 m/s) y define la temperatura a la cual el fluido hará ingreso al dominio del fluido. El vector velocidad es normal al área establecida como “inlet_fluid”.
- Interior (internal): Define los dominios del fluido (agua) y del sólido (cobre), son los elementos internos del dominio, aquellos que no se encuentran en las paredes, ni tienen contacto con otros dominios.
- Egreso (outlet): Establece al área nombrada como “outlet_fluid” a aquella zona por el cual el fluido hará egreso del disipador de calor. Es el área adyacente al dominio del fluido pero que se encuentra al otro extremo, respecto al área de ingreso. La principal característica es la presión de salida, equivalente a 0 (Pa)
- Paredes (wall): Esta condición define todos aquellos bordes que están en contacto con el medio externo como aquellas superficies que se encuentran en contacto directo con otro dominio (por ejemplo, el contacto entre los dominios del sólido con el del fluido). Para el caso de esta simulación los bordes externos del disipador de calor son adiabáticos y la base del disipador o zona llamada “heatflux_domain” penetra un flujo de calor constante (o puede estar a una determinada temperatura), este flujo de calor tiene magnitudes de W/m^2 y conocida las dimensiones de la base del disipador, es posible variar la tasa neta de transferencia de calor en magnitudes de 100, 200 y 400 W .

La Figura 21 permite visualizar aquellos dominios de los cuales se ha hecho mención en este apartado. Donde los vectores azules indican tanto el área como el sentido del fluido (inlet_fluid), mientras que los vectores de color rojo indican la zona y sentido del fluido (outlet_fluid). La malla de color verde son todos aquellos elementos que conforman el dominio del fluido (fluid_domain). Por último, la superficie de color gris es la base del disipador por donde ingresa el flujo de calor (heatflux_domain).

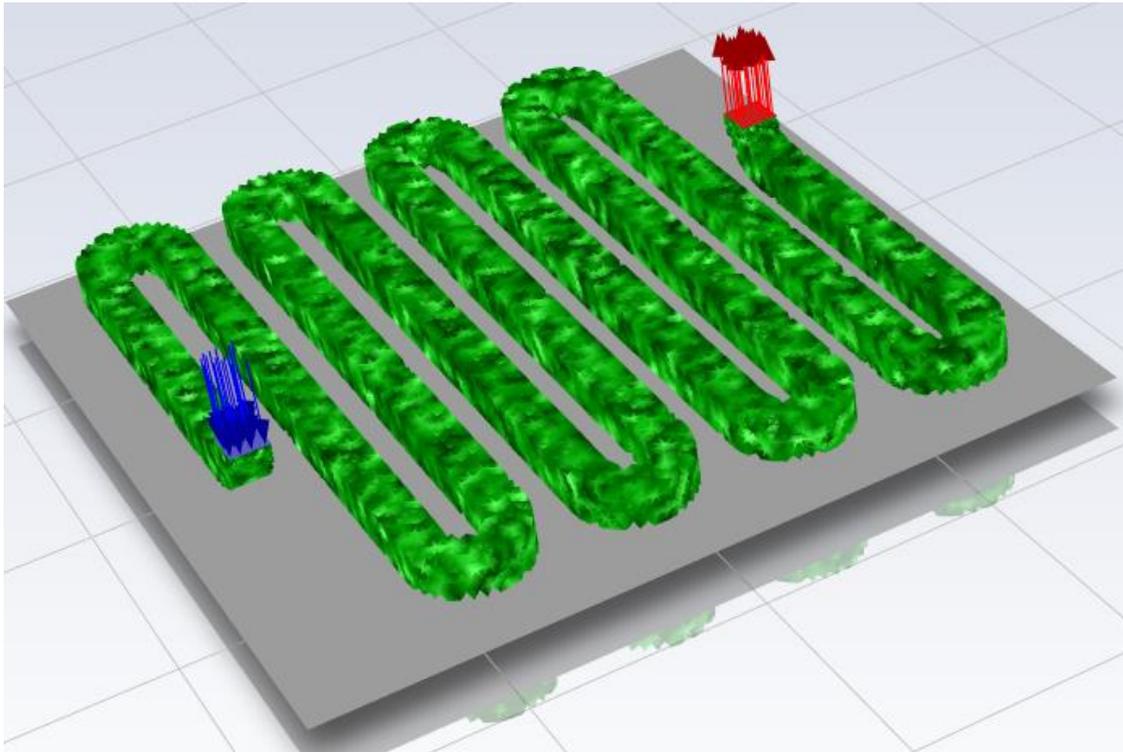


Figura 21: Visualización de las zonas de mayor importancia para la simulación en el caso del disipador de calor de geometría B. Vectores azules indican el ingreso del fluido, vectores rojos indican la zona por donde egresa el fluido, zona de color verde para el dominio del fluido y superficie gris representa la base del disipador por donde penetra el flujo de calor.

6.4.2 SOLVER (SOLUCIONADOR)

La configuración que se utilizará para la solución de la simulación es del tipo: algoritmo segregado basado en la presión. Es decir, las ecuaciones gobernantes se resuelven de forma secuencial e iterativa (es decir, separadas unas de otras).

Además, el algoritmo SIMPLE se utiliza en el acoplamiento presión-velocidad para la corrección de la presión. Además, para el caso de las ecuaciones de conservación de energía y momentum están discretizadas por un esquema de interpolación de segundo orden "second order upwind", que se utiliza para calcular la presión en cada cara del elemento de análisis (celda). Para la ecuación de energía, las soluciones se

consideran convergente cuando los valores residuales son inferiores a 10^{-6} . Mientras que para las otras variables deben ser inferiores a 10^{-4} . Ver anexo G.4 con la información declarada en la simulación.

En cuanto a la iniciación de las simulaciones, todas las variables inician desde la condición de borde: “ingreso (inlet)”, es decir, por el área en donde el fluido ingresa al dissipador.

La cantidad mínima de iteraciones es de 30, ya que esta cantidad mínima permite que todas aquellas simulaciones (con las respectivas velocidades del fluido) converjan de acuerdo con el criterio de convergencia ya mencionado.

6.4.2.1 RESULTADOS DE LA CAIDA DE PRESIÓN

A continuación, se mostrará los valores de las presiones estáticas y dinámicas dentro del dominio del fluido en función a las velocidades (ver Tabla 25). Cabe destacar que la suma parcial de estas presiones, permiten conocer la presión total del fluido (o caída de presión) al circular por los minicanales de cada geometría, ver ecuación 17.

Tabla 25: Valores de la presión: estática, dinámica y total en función a las velocidades establecidas, para las geometrías A y B. Obtenidas desde simulaciones computacionales.

Velocidad del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Geometría A			Geometría B		
		Presión Estática [Pa]	Presión Dinámica [Pa]	Presión Total [Pa]	Presión Estática [Pa]	Presión Dinámica [Pa]	Presión Total [Pa]
0,1	199	125,8	3,9	129,7	168,7	3,7	172,4
0,2	398	297,3	15,7	312,9	414,8	15,3	430,1
0,3	597	487,0	35,6	522,7	709,0	35,2	744,2
0,4	796	708,8	63,8	772,6	1055,3	63,6	1118,8
0,5	995	929,2	100,4	1029,7	1386,6	100,6	1487,2
0,6	1194	1222,1	145,5	1367,6	1836,5	146,7	1983,2
0,7	1393	1508,3	198,7	1707,0	2360,1	201,5	2561,6
0,8	1592	1793,4	260,4	2053,8	2758,3	265,1	3023,4
0,9	1791	2098,9	330,7	2429,6	3277,6	337,7	3615,3
1,0	1990	2612,6	405,6	3018,2	3569,3	419,1	3988,4
1,1	2189	2774,5	492,3	3266,8	4241,0	509,8	4750,8
1,2	2389	2584,0	591,0	3175,0	4948,2	613,8	5561,9

6.4.2.2 RESULTADOS DE LA TRANSFERENCIA DE CALOR

A continuación, se darán a conocer los resultados obtenidos para la temperatura final o de salida del fluido, en función de las velocidades y tasa neta de transferencia de calor aplicada a los disipadores de calor (100, 200 y 400 [W]), ver Tabla 26 y 27 para los valores obtenidos por la geometría A y geometría B respectivamente.

Cabe destacar que es la misma situación de análisis planteada como “caso 1” en la sección 7.3.2. Pero con la diferencia que se ha desarrollado por medio de simulación numérica.

Tabla 26: Valores de la temperatura de salida del fluido al aplicar diferentes magnitudes de calor, obtenidos desde simulaciones computacionales para la geometría A.

Geometría A					
Velocidad del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Temperatura de ingreso (T_{in}) [K]	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $f(\dot{Q} = 100 W)$	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $f(\dot{Q} = 200 W)$	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $f(\dot{Q} = 400 W)$
0,1	199	293,15	350,28	406,98	520,40
0,2	398	293,15	321,85	349,29	404,77
0,3	597	293,15	312,43	331,05	368,14
0,4	796	293,15	307,97	322,08	350,32
0,5	995	293,15	305,28	316,95	339,50
0,6	1194	293,15	303,44	313,09	332,00
0,7	1393	293,15	302,20	310,53	327,19
0,8	1592	293,15	301,23	308,62	323,40
0,9	1791	293,15	300,46	307,15	320,53
1,0	1990	293,15	299,78	305,91	318,05
1,1	2189	293,15	299,30	304,89	316,02
1,2	2389	293,15	298,85	303,90	314,20

Tabla 27: Valores de la temperatura de salida del fluido al aplicar diferentes magnitudes de calor, obtenidos desde simulaciones computacionales para la geometría B.

Geometría B					
Velocidad del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Temperatura de ingreso (T_{in}) [K]	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $f(\dot{Q} = 100 W)$	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $f(\dot{Q} = 200 W)$	Temperatura de salida (T_{out}), [K] $f(\dot{Q} = 400 W)$
0,1	199	293,15	349,91	406,67	520,00
0,2	398	293,15	321,12	349,10	405,00
0,3	597	293,15	312,01	330,87	368,60
0,4	796	293,15	307,57	321,98	350,80
0,5	995	293,15	304,89	316,62	340,10
0,6	1194	293,15	303,04	312,93	333,02
0,7	1393	293,15	301,89	310,62	328,20
0,8	1592	293,15	300,89	308,64	324,13
0,9	1791	293,15	300,09	307,03	320,90
1,0	1990	293,15	299,38	305,50	318,07
1,1	2189	293,15	298,88	304,60	316,07
1,2	2389	293,15	298,50	303,84	314,52

6.4.3 POST-PROCESAMIENTO

En cuanto al post procesamiento, este permite obtener gráficas y visualizaciones de diversos tipos para el comportamiento de las variables que han de tomar parte en el análisis del problema, las más importante para este caso son: perfil de velocidades, presiones y temperaturas que desarrolla tanto la geometría A, como la B.

Cabe destacar que toda la evidencia visual que se mostrará en las secciones próximas (proveniente de la simulación), corresponde al caso de aplicar 100 (W) de calor por la base del dissipador y por la cual el fluido lleva una velocidad de 0,2 (m/s).

6.4.3.1 VELOCIDADES

A continuación, se presentan en las Figuras 22 y 23 los vectores velocidad de cada elemento presente en los dominios del fluido para la geometría A y B respectivamente.

- Comportamiento de la velocidad en el disipador de calor de geometría A:

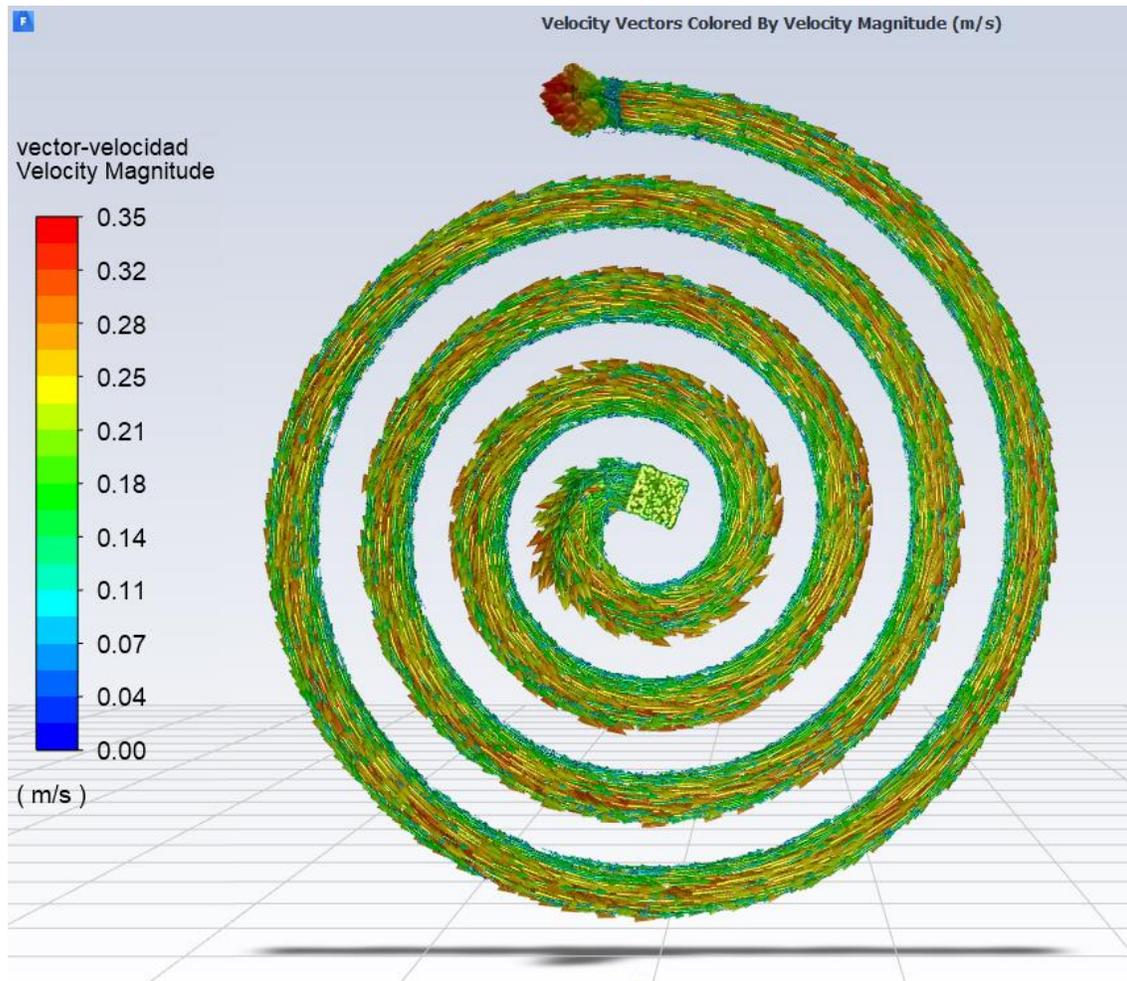


Figura 22: Visualización de los vectores de velocidad para el dominio del fluido desarrollados en la geometría A. La velocidad del fluido que ingresa al disipador de calor (en `inlet_fluid`) corresponde a 0,2 m/s.

- Comportamiento de la velocidad en el disipador de calor de geometría B:

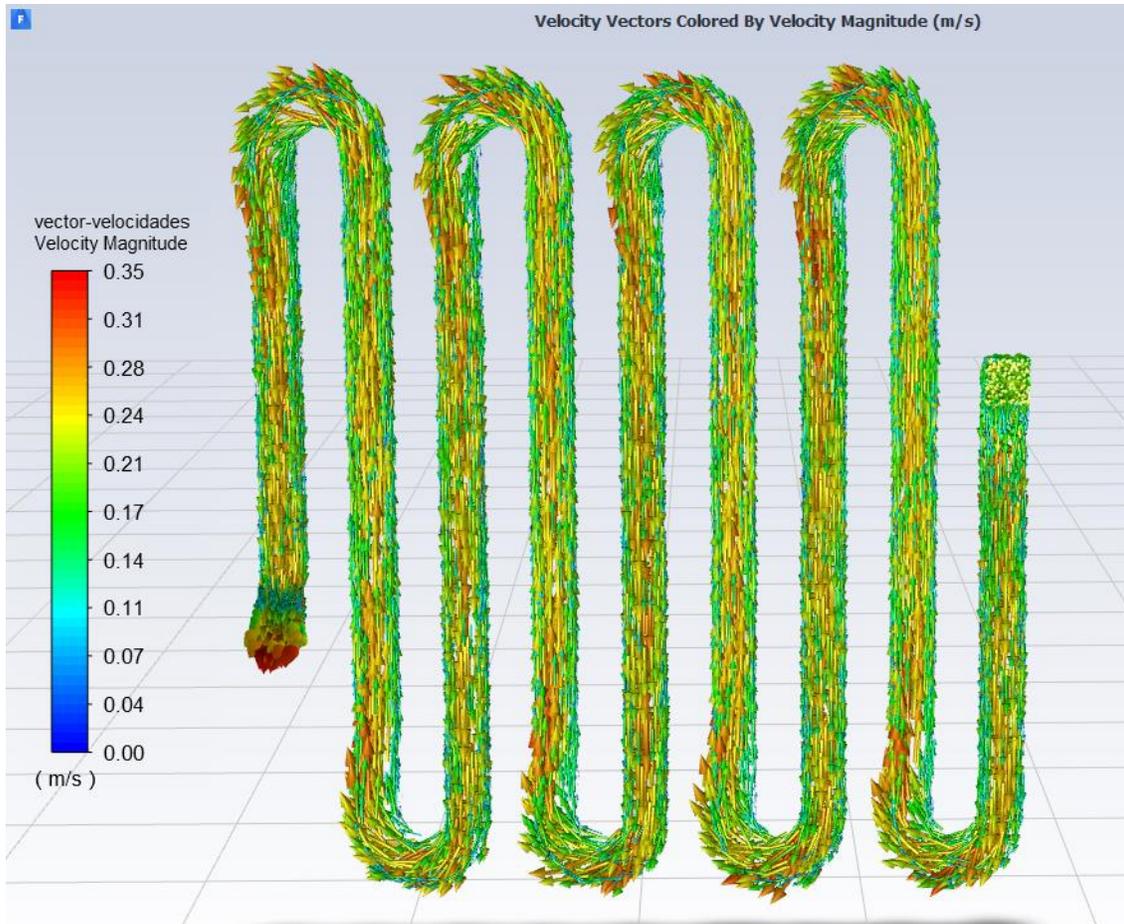


Figura 23: Visualización de los vectores de velocidad para el dominio del fluido desarrollados en la geometría B. La velocidad del fluido que ingresa al dissipador de calor (en *inlet_fluid*) corresponde a 0,2 m/s.

6.4.3.2 PRESIONES

Para el caso de las presiones, estas corresponden a 2 tipos de presiones presente en el análisis, las cuales son: presión estática y presión dinámica. Para ello, se presentarán en 2 apartados por separados el comportamiento de los vectores presión, tanto para la geometría A, como la B.

6.4.3.2.1 PRESIÓN ESTÁTICA

- Comportamiento de la presión estática en el dissipador de calor de geometría A:

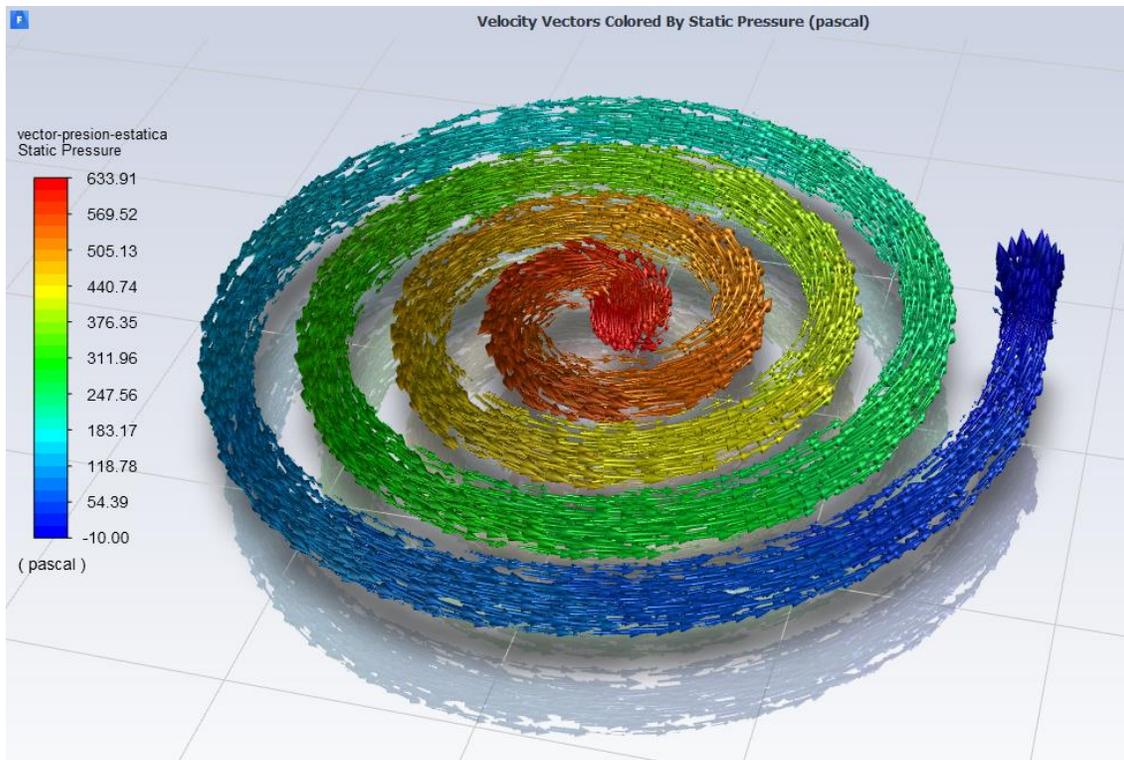


Figura 24: Visualización de los vectores de presión estática para el dominio del fluido desarrollados en la geometría A. La velocidad del fluido para aquella simulación corresponde a 0,2 m/s.

- Comportamiento de la presión estática en el dissipador de calor de geometría B:

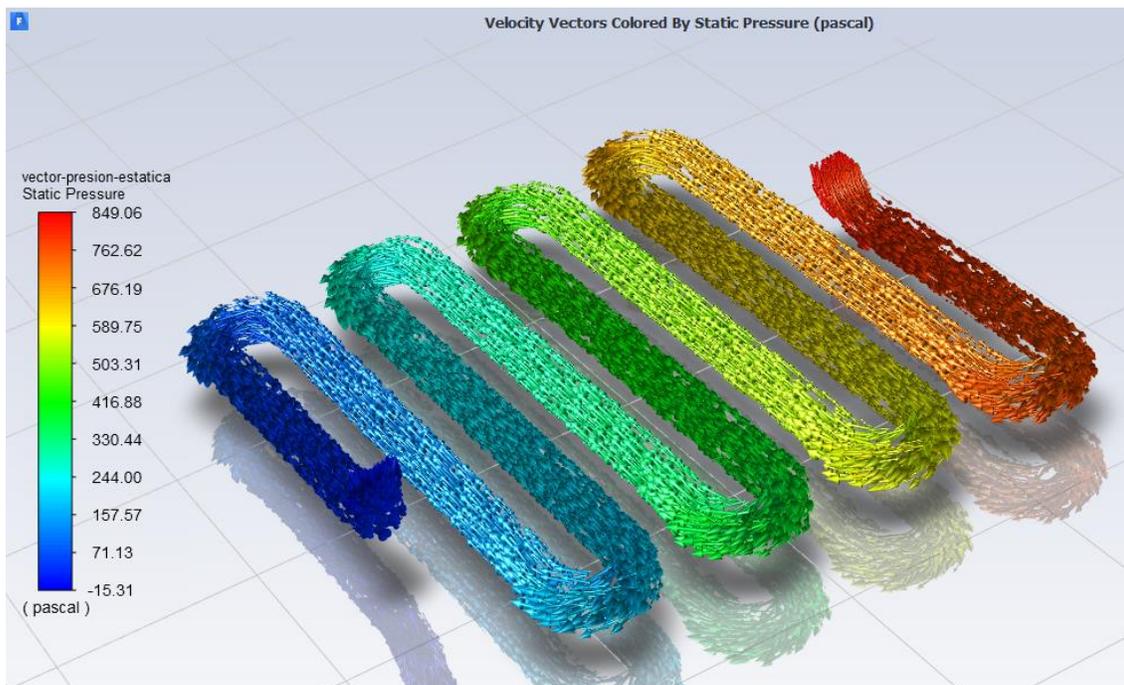


Figura 25: Visualización de los vectores de presión estática para el dominio del fluido desarrollados en la geometría A. La velocidad del fluido para aquella simulación corresponde a 0,2 m/s.

6.4.3.2 PRESIÓN DINÁMICA

- Comportamiento de la presión dinámica en el disipador de calor de geometría A:

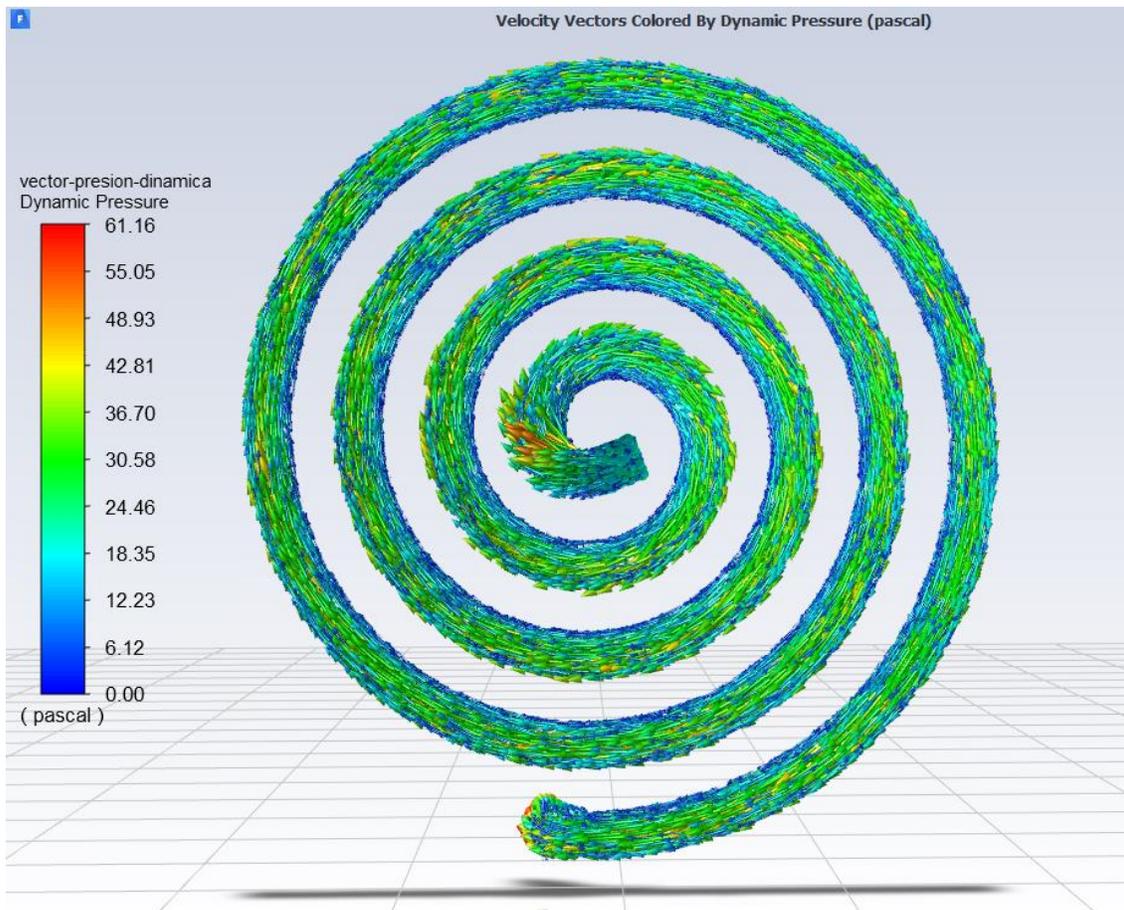


Figura 26: Visualización de los vectores de presión dinámica para el dominio del fluido desarrollados en la geometría A. La velocidad del fluido para aquella simulación corresponde a 0,2 m/s .

- Comportamiento de la presión dinámica en el dissipador de calor de geometría B:

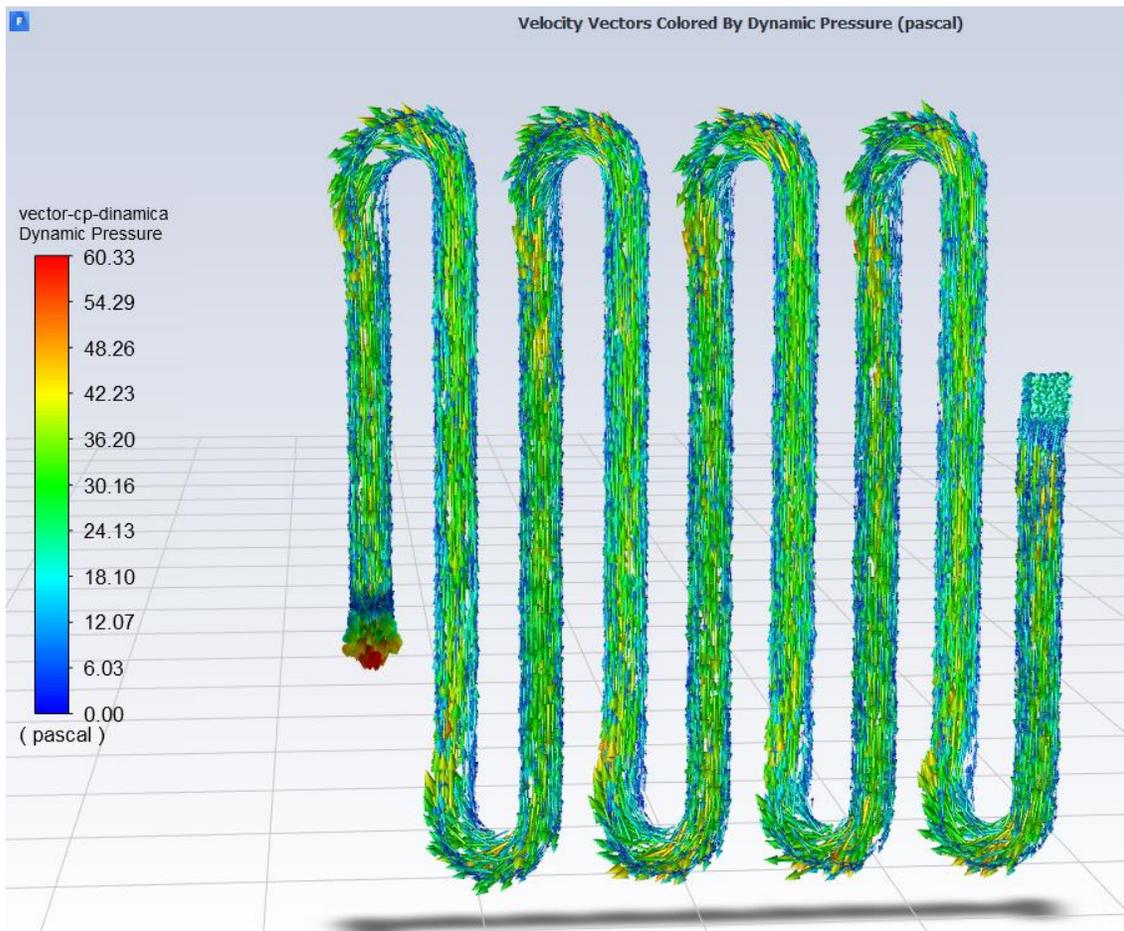


Figura 27: Visualización de los vectores de presión dinámica para el dominio del fluido desarrollados en la geometría B. Le velocidad del fluido para aquella simulación corresponde a 0,2 m/s.

6.4.3.3 TEMPERATURAS

En cuanto a la evolución de la temperatura que se desarrolla al interior del dissipador, ya sea en los canales o en la superficie de contacto (base del dissipador), es posible visualizarla por medio de las siguientes figuras, en función a las geometrías A y B.

- Comportamiento de la temperatura en el dissipador de calor de geometría A:

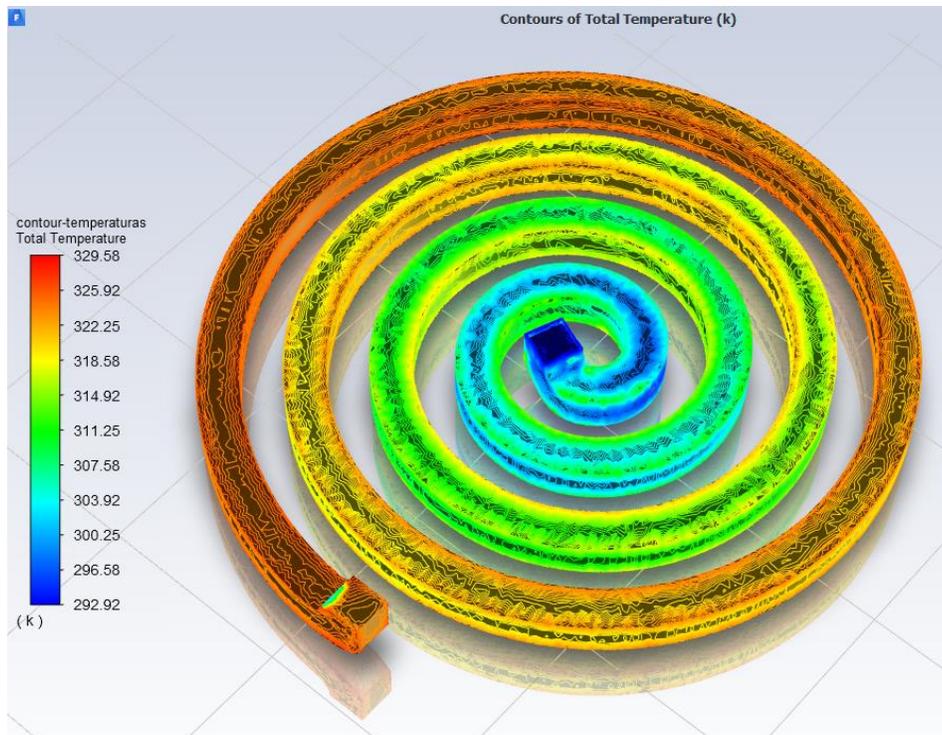


Figura 28: Distribución de la temperatura en el dominio del fluido para el dissipador de geometría A. Simulación realizada para una velocidad del fluido de 0,2 m/s

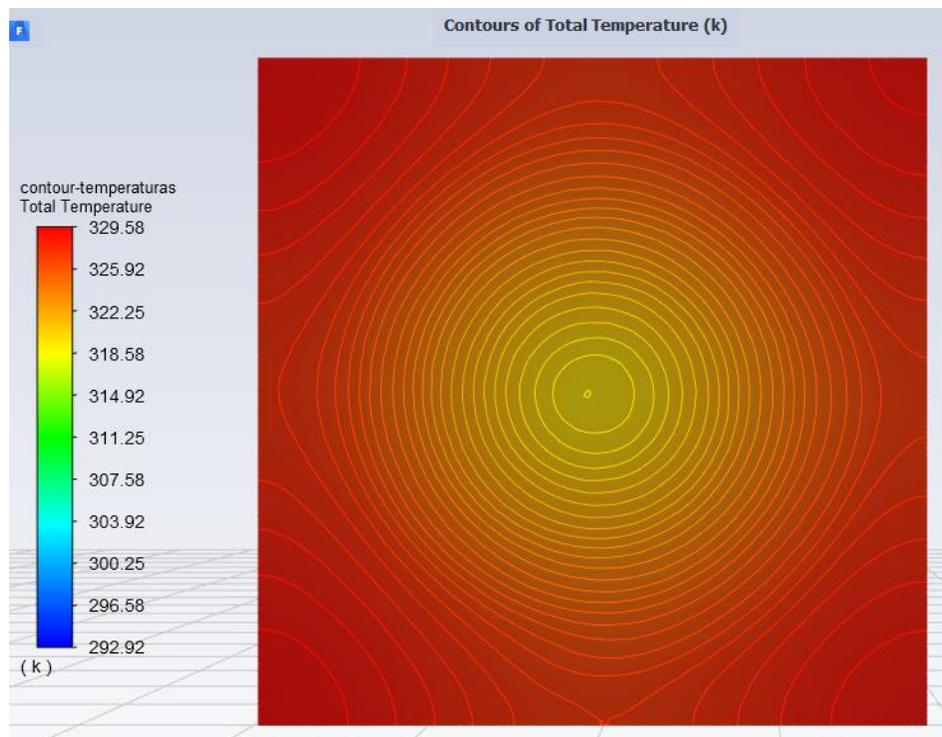


Figura 29: Distribución de la temperatura en la superficie o base del dissipador de geometría A. Esta es el área por donde pasa el flujo de calor. Además, la imagen corresponde a una simulación realizada para una velocidad del fluido de 0,2 m/s.

- Comportamiento de la temperatura en el disipador de calor de geometría B:

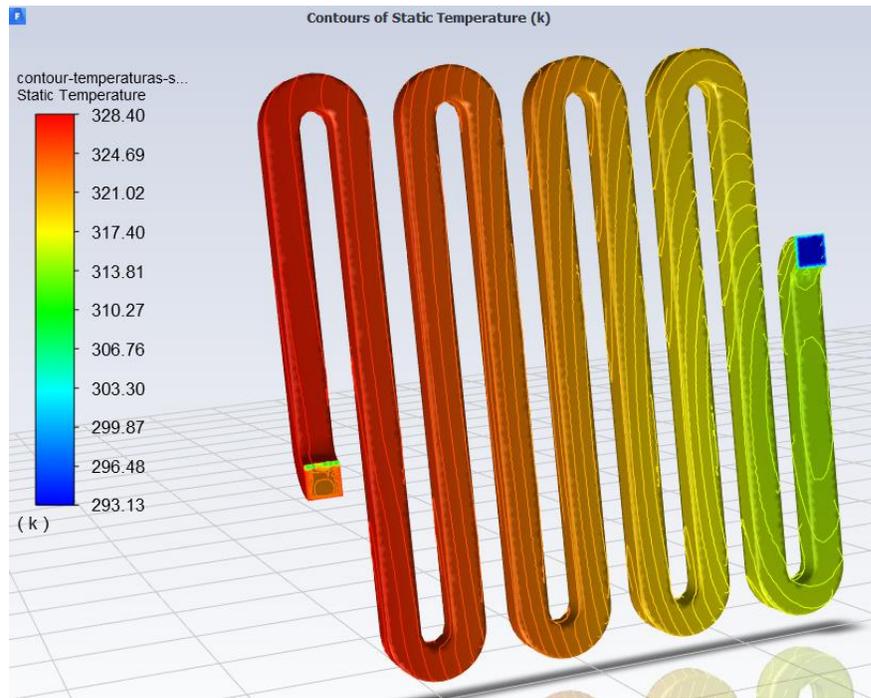


Figura 30: Distribución de la temperatura en el dominio del fluido para el disipador de geometría B. Simulación realizada para una velocidad del fluido de 0,2 m/s.

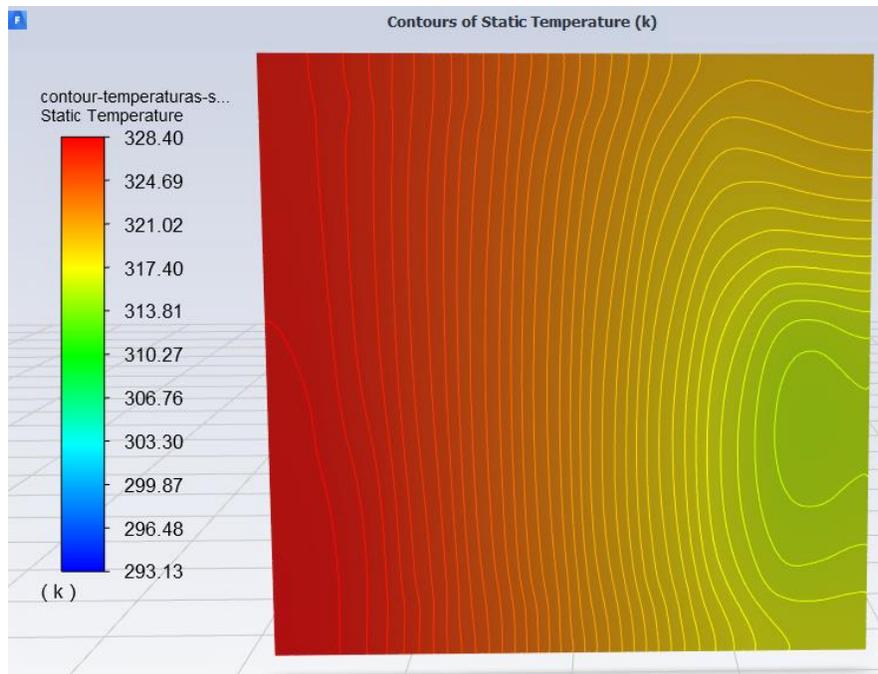


Figura 31: Distribución de la temperatura en la superficie o base del disipador de geometría B. Esta es el área por donde pasa el flujo de calor. Además, la imagen corresponde a una simulación realizada para una velocidad del fluido de 0,2 m/s.

7 CAPÍTULO VIII: DISCUSIÓN Y ANÁLISIS DE RESULTADOS

Para la discusión, análisis e interpretación de los resultados obtenidos bajo los 2 métodos utilizados (análisis teórico y simulación numérica), el presente capítulo será abordado de acuerdo con la siguiente metodología:

Análisis de los resultados teóricos (sección 7.3), de acuerdo de las geometrías A y B, tanto para el caso de la caída de presión como de la transferencia de calor.

Posteriormente, el análisis de los resultados obtenidos por medio de las simulaciones numéricas en función a las geometrías A y B. Para el caso de la caída de presión y transferencia de calor (sección 7.4).

Finalmente se compararán los resultados obtenidos desde ambas metodologías utilizadas (análisis teórico y numérico) con el uso de tablas y gráficas elaboradas para cada caso según corresponda.

7.1 ANÁLISIS DE RESULTADO TEORICOS

7.1.1 CAIDA DE PRESIÓN

Los resultados obtenidos para este análisis se encuentran en la tabla 10, de allí se puede obtener la siguiente gráfica (ver figura 32).

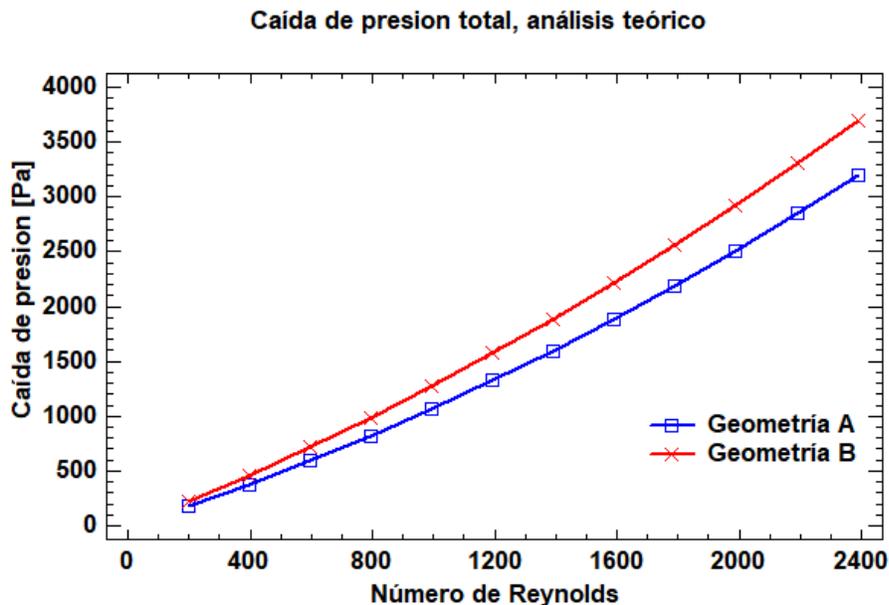


Figura 32: Gráfica de la caída de presión en función al número de Reynolds para los disipadores de calor de geometrías A y B. Corresponde al análisis teórico.

De esta gráfica es posible distinguir el comportamiento de las presiones según sean las geometrías por donde circula el agua, además, es posible establecer que la geometría B independiente de la velocidad siempre será superior en magnitud, esto pues la longitud del canal es un 24 % (aprox.) mayor respecto a la longitud del canal en comparación a la geometría A.

Además, es importante recalcar que el análisis teórico respecto a la caída de presión considera al flujo a través de una tubería recta, sin deformaciones y la longitud total del canal según la geometría. Es decir, este análisis no considera la forma y/o trayectoria del canal por donde circula el agua, factor relevante a la hora de comparar ambas geometrías.

Respecto a las magnitudes obtenidas, para el caso de una velocidad de $0,1 \text{ (m/s)}$, la mínima velocidad posible, las presiones obtenidas son de: $182,5 \text{ (Pa)}$ para la geometría A y $223,9 \text{ (Pa)}$ para la geometría B. Mientras que para el caso de una velocidad de $1,2 \text{ (m/s)}$ las presiones son: 3197 (Pa) para la geometría A y 3693 (Pa) para la geometría B.

Cabe destacar también, que este análisis no considera los efectos generados al ingreso y salida de los canales, ya que el fluido en esas zonas se somete a bruscos cambios de dirección. Lo que podría provocar un aumento en la caída de presión para cada geometría.

7.1.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

Es importante analizar de forma independiente todas aquellas variables o resultados que han sido obtenidos bajo esta metodología de análisis. A continuación, se hará análisis de la temperatura de salida del fluido (caso 1) y tasa de calor disipado en función a diferencias de temperaturas (caso 2), ver sección 7.3.2. Además de la influencia de cada una de las resistencias térmicas parciales, respecto a la resistencia térmica total.

7.1.2.1 TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO

Este análisis como ya ha sido mencionado está en función a las velocidades que desarrolla el fluido, además de la variación de calor que ingresa al disipador de calor, en magnitudes de 100, 200 y 400 [W]. Utilizando para ello los valores ya tabulados en las tablas 20 y 21.

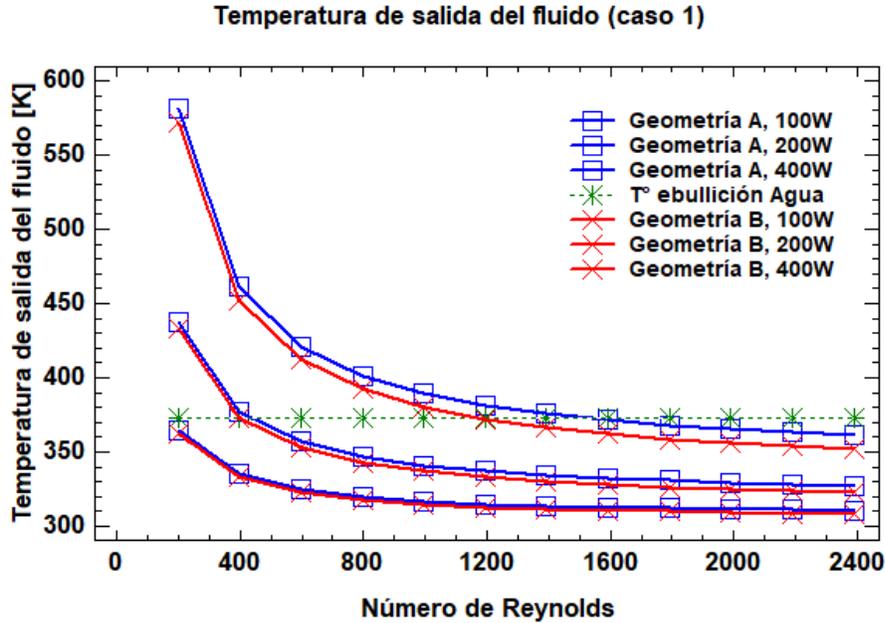


Figura 33: Gráfica de la temperatura de salida del fluido en función del número de Reynolds, para los disipadores de calor de geometrías A y B. Corresponde al análisis teórico.

Del gráfico (Figura 33) se aprecian 3 tipos de curvas, donde cada una de ellas corresponde al caso de la geometría A y B, en función al calor que ingresa al disipador (magnitudes ya mencionadas). Además, una recta horizontal de color verde nos indica que en aquel rango de temperatura se alcanzan los 373.15 K, temperatura a la cual el agua llega a su punto de ebullición [27], es decir, sobre ese valor el análisis no tiene validez, ya que como ha sido mencionado, el comportamiento del fluido debe ser siempre uno de fase simple (single-phase), o sea no deben ocurrir cambios de fase.

Por otra parte, a medida que la cantidad de calor aplicada a los disipadores de calor aumenta, la diferencia entre las temperaturas de salida para cada geometría se vuelve más marcada, es decir, se nota una leve diferencia en la capacidad de transferir calor para cada geometría, por ejemplo, la geometría A (para este análisis teórico), nos dice que para la misma cantidad de energía aplicada (respecto a geometría B), obtendrá el fluido una mayor magnitud de temperatura al dejar el disipador de calor.

7.1.2.2 TASA NETA DE CALOR DISIPADO.

Las variables necesarias para determinar la magnitud del calor disipado son 2: por un lado, debemos conocer la resistencia térmica total y por el otro, la diferencia de temperatura que ha sufrido el fluido, respecto al ingreso y salida del disipador de calor.

Para este caso, el análisis considera que el fluido ingresa a una temperatura de 293,15 [K]. Mientras que la diferencia de temperatura (ΔT) tiene magnitudes de 30, 50 y 70 K. Las resistencias térmicas totales son conocidas para cada geometría (ver tabla 19). Las curvas que se presentarán en el siguiente gráfico, utiliza valores procedentes de la ecuación 62.b y solo considera una diferencia de temperatura de 70 K.

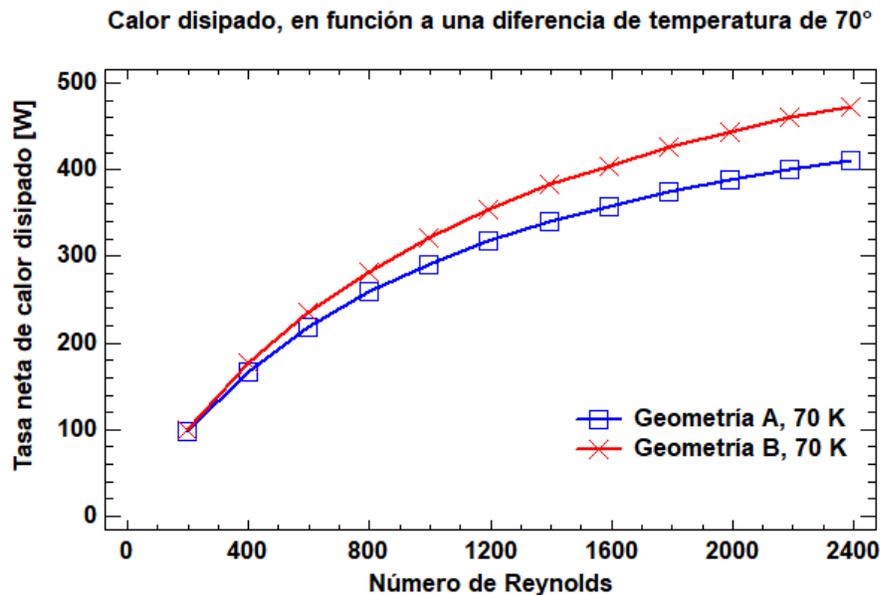


Figura 34: Gráfica de la tasa neta de calor disipado en función del número de Reynolds, para los disipadores de calor de geometrías A y B. Corresponde al caso de una diferencia de temperatura de 70 K, respecto al análisis teórico.

Este gráfico (Figura 34) nos proporciona información relevante, algunas de ellas son: A medida que la velocidad del fluido aumenta, también lo hace la tasa neta de calor disipado. No obstante, hay que considerar que a medida que aumenta la velocidad, lo hará el número de Reynolds, el que es determinante para la definición del tipo de régimen que desarrolla el fluido al interior del disipador de calor.

Respecto a la máxima cantidad de calor que pueden disipar estas geometrías se consigue cuando el fluido lleva una velocidad de 1,15 (m/s), donde el número de Reynolds es cercano a 2300, la resistencia térmica total (para este caso) ya conocida y una diferencia de temperatura de 70 K. Las magnitudes que se obtienen son las siguientes: 408 W para la geometría A y 470 W para la geometría B. En cuanto a la situación recién planteada, se debe destacar que el agua no alcanza su punto de ebullición (sobre los 373,15 K o 100 °C). De esta forma, no se producen cambios de fases en los fluidos de trabajo y así el procedimiento de análisis sigue siendo válido.

7.1.2.3 RESISTENCIA TERMICA TOTAL

Cómo ya ha sido mencionado en las secciones anteriores, el método de resistencias térmicas considera todas aquellas zonas o secciones por las cuales el flujo de calor debe penetrar para llegar a un punto determinado, en este caso es al fluido que escurre por los minicanales, dicho esto, la resistencia térmica total que engloba la situación antes descrita y está compuesta por las resistencias de conducción, convección y capacitiva. Sus valores se encuentran en las tablas 16, 17 y 18, además, varían en función a la velocidad del fluido. Esto se puede apreciar por medio de la siguiente gráfica que solo considera el comportamiento de la geometría A.

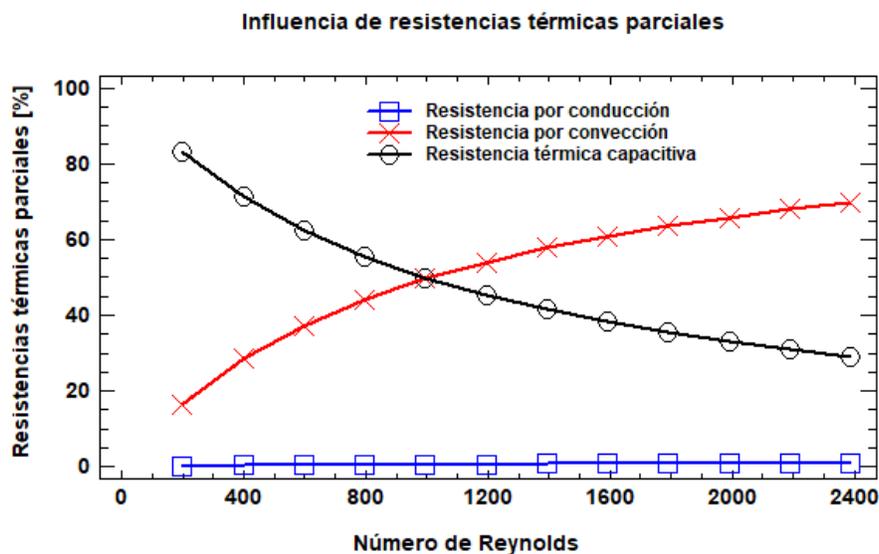


Figura 35: Gráfica de la influencia de las resistencias térmicas parciales (valor porcentual) en función del número de Reynolds, para el caso del disipador de calor de la geometría A.

Sobre la gráfica de la Figura 35, se ha optado que sea porcentual, esto para mostrar la influencia de cada resistencia parcial respecto a la resistencia térmica total.

Se puede apreciar que la resistencia por conducción es prácticamente despreciable, su porcentaje es menor al 1% en todo el rango de velocidades. En cuanto a las otras resistencias (convección y capacitiva), para el caso de la resistencia capacitiva se puede apreciar que esta tiende a disminuir a medida que la velocidad del fluido aumenta. Caso contrario ocurre con la resistencia por convección, ya que a medida que la velocidad aumenta, su influencia dentro de la resistencia térmica total también aumenta.

Caso particular ocurre cuando la velocidad tiene la magnitud de 0,5 (m/s), allí existe un punto de inflexión o intersección entre estas resistencias, es en ese punto donde

tiene igual grado de influencia (50 % aprox., para cada una), además, es a partir de esa magnitud de velocidad, donde la influencia de cada resistencia invierte su relevancia respecto a la resistencia total.

Los datos que se muestran en la gráfica son extraídos desde la tabla 19.

7.2 ANÁLISIS DE RESULTADOS PROCEDENTES DE LA SIMULACIÓN COMPUTACIONAL

7.2.1 CAÍDA DE PRESIÓN

Por medio de la simulación computacional y de los valores obtenidos de ella, es posible realizar la siguiente gráfica (ver Figura 36), con el fin de determinar el comportamiento de la presión para cada geometría. La principal característica de este análisis es que considera los efectos que producen la forma (o trayectoria) de los canales y en cuanto afecta a la caída de presión. Las geometrías A y B, tienen el siguiente comportamiento.

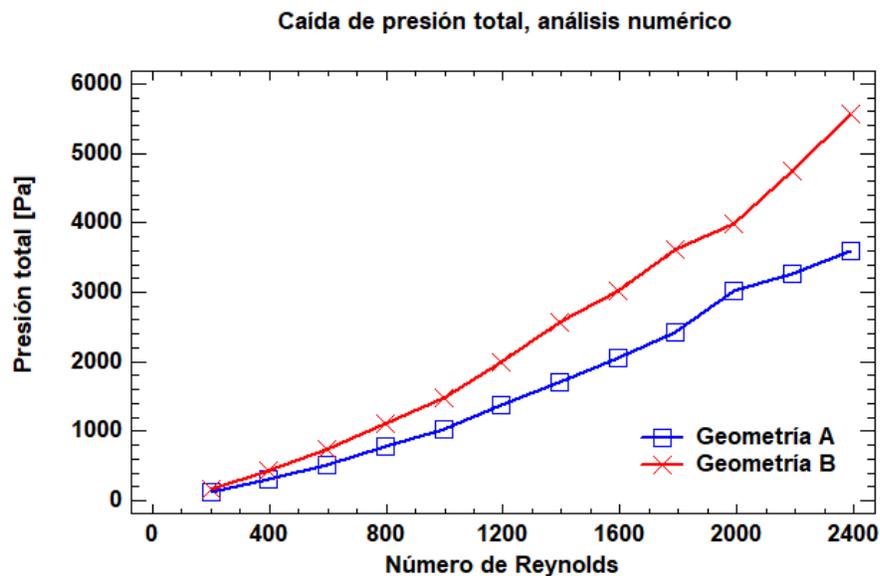


Figura 36: Gráfica de la caída de presión en función al número de Reynolds para los disipadores de calor de geometrías A y B. Corresponde al análisis numérico.

Los valores utilizados para la creación de este gráfico se encuentran en la tabla 25.

Respecto al comportamiento de las presiones se puede concluir que a medida que la velocidad del fluido aumenta, también lo hace la caída de presión, y cada vez con

mayores diferencias de magnitud. Por otra parte, es relevante la forma de los canales cuando la magnitud de las velocidades es elevada, aspecto que debe ser considerado entonces para el diseño de este tipo de disipadores, cuando se requiere utilizar grandes velocidades y/o caudales.

Respecto a la geometría B, es importante entonces destacar el efecto de los abruptos cambios de dirección que sufre el fluido por la forma de sus canales.

Ahora bien, la presión dinámica es una magnitud relevante para determinar el efecto que se produce a causa de la forma de los canales, ya que por medio de los vectores de velocidad en cada elemento (del dominio del fluido), permite considerar los cambios de dirección del fluido, y así también identificar las variaciones de velocidad. Con esto se pueden establecer zonas donde existen máximos y mínimos.

Finalmente, la presión dinámica, por efectos de la variación de la velocidad al interior del dominio del fluido tiene el siguiente comportamiento según sea la geometría, ver Tabla 28 que entrega el valor porcentual respecto a la influencia de la presión dinámica comparado a la presión total para cada geometría.

Información importante se puede extraer de la tabla 28, ya que la influencia de la presión dinámica respecto a la presión total es mayor para el caso de la geometría A, pero ocurre que la presión total de esta geometría es menor que la presión total de la geometría B (ver Figura 36). Dicho esto, la geometría A presenta menor caída de presión gracias a la forma de los canales y los vectores velocidad presentan máximos y mínimos más influyentes en esta geometría.

Tabla 28: Influencia porcentual de la presión dinámica respecto a la presión total desarrollada en las geometrías A y B.

Velocidad del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Geometría A $P_{dinámica}/P_{total}$	Geometría B $P_{dinámica}/P_{total}$
0,1	199	3%	2%
0,2	398	5%	4%
0,3	597	7%	5%
0,4	796	8%	6%
0,5	995	10%	7%
0,6	1194	11%	7%
0,7	1393	12%	8%
0,8	1592	13%	9%
0,9	1791	14%	9%
1,0	1990	13%	11%
1,1	2189	15%	11%
1,2	2389	16%	11%

7.2.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

Como se ha desarrollado en la sección 7.4.2.2 los únicos valores obtenidos de la simulación computacional para la transferencia de calor corresponden a las temperaturas de salida del fluido, es por ello, que este será el único ítem de análisis.

7.2.2.1 TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO

Para comprender el comportamiento de la temperatura en función de la velocidad del fluido por la metodología de la simulación computacional, se hará la siguiente gráfica (ver Figura 37), utilizando para ello los valores de las tablas 26 y 27, considerando una la tasa de calor suministrada en la base del disipador de 400, 200 y 100 (W).

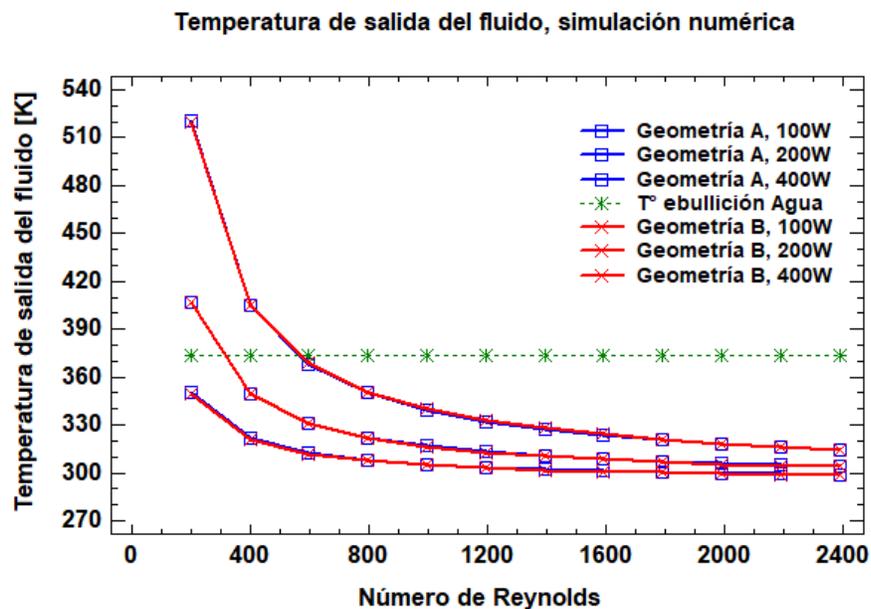


Figura 37: Gráfica de la temperatura de salida del fluido en función del número de Reynolds, para los disipadores de calor de geometrías A y B. Corresponde al análisis numérico.

Respecto a las curvas generadas para la temperatura de salida del fluido, cabe destacar que prácticamente están superpuestas una sobre la otra, respecto a la magnitud de calor aplicado en la base del disipador, ya que presentan valores muy similares de una geometría con la otra. Además, es posible comparar los resultados de la temperatura de salida del fluido tanto de la geometría A como la B, por medio de la siguiente tabla 29, donde muestra los valores en porcentajes de la variación de una

respecto a la otra, para este caso se supondrá cuan lejano se encuentra el valor de la temperatura de salida de la geometría A respecto a la geometría B.

Tabla 29: Comparación de las temperaturas de salida del fluido entre las geometrías A y B, provenientes del análisis numérico.

Velocidad del fluido [m/s]	Número de Reynolds	Variación porcentual	Variación porcentual	Variación porcentual
		$\frac{T_{out,A} - 1}{T_{out,B}}$ $f(\dot{Q} = 100 W)$	$\frac{T_{out,A} - 1}{T_{out,B}}$ $f(\dot{Q} = 200 W)$	$\frac{T_{out,A} - 1}{T_{out,B}}$ $f(\dot{Q} = 400 W)$
0,1	199	0,11%	0,08%	0,08%
0,2	398	0,23%	0,05%	-0,06%
0,3	597	0,13%	0,05%	-0,12%
0,4	796	0,13%	0,03%	-0,14%
0,5	995	0,13%	0,10%	-0,18%
0,6	1194	0,13%	0,05%	-0,31%
0,7	1393	0,10%	-0,03%	-0,31%
0,8	1592	0,11%	-0,01%	-0,23%
0,9	1791	0,12%	0,04%	-0,12%
1,0	1990	0,13%	0,13%	-0,01%
1,1	2189	0,14%	0,10%	-0,02%
1,2	2389	0,12%	0,02%	-0,10%

Por medio de esta variación porcentual, se confirma que las diferencias entre las temperaturas obtenidas son casi nula, dicho en otras palabras, las temperaturas obtenidas son prácticamente las mismas tanto para la geometría A como la B. No obstante, se evidencia que a medida la tasa neta de calor suministrada a la base de los disipadores aumenta, la geometría B obtiene valores de temperatura de salida superiores.

7.3 COMPARACIÓN DE RESULTADOS DEL ANÁLISIS TEÓRICO Y NUMÉRICO.

7.3.1 CAÍDA DE PRESION

Una buena forma de contrastar los resultados obtenidos para el caso de la caída de presión es utilizar gráficos para cada geometría, esto nos permitirá conocer cuan similar o diferente son las curvas generadas a partir de las presiones calculadas por el análisis teórico y numérico.

A continuación, se presentará en la Figura 38, el comportamiento de la presión total generada en el caso de la geometría A.

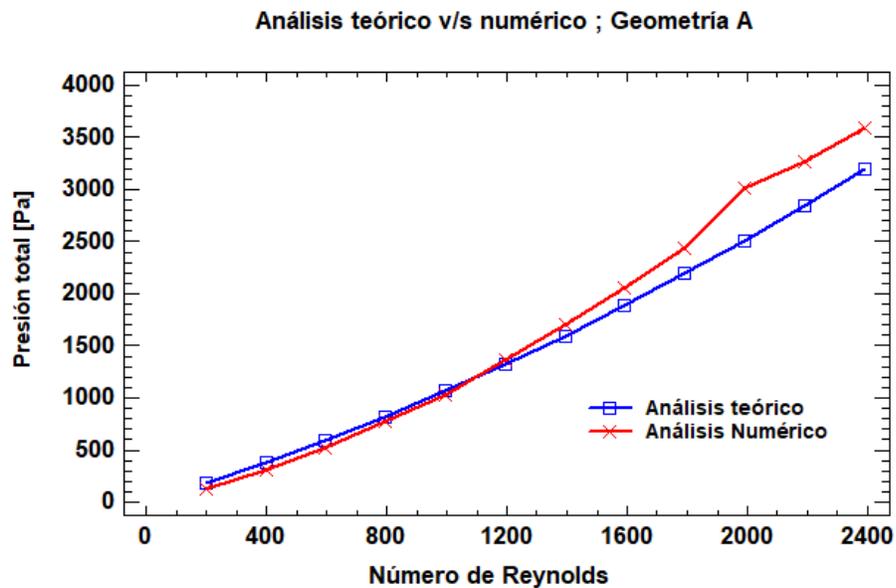


Figura 38: Gráfica de la caída de presión en función al número de Reynolds para el dissipador de calor de geometría A. La Gráfica permite comparar los resultados obtenidos desde el análisis teórico y numérico.

Respecto a la gráfica recién presentada, que corresponde a la geometría A, se puede apreciar un comportamiento similar entre las curvas, en especial el tramo donde la velocidad del fluido es menor a $0,5 \text{ (m/s)}$ ya que visualmente las curvas están superpuestas. No obstante, las presiones totales obtenidas para el análisis teórico y numérico tienen un comportamiento diferido, por ejemplo, cuando la velocidad es de $0,1 \text{ (m/s)}$ la presión obtenida por el análisis numérico es menor en un 29% respecto a la presión total obtenida por el análisis teórico. Sin embargo, cuando la velocidad supera los $0,5 \text{ m/s}$ la magnitud de la presión total para el análisis numérico arroja magnitudes superiores; por ejemplo, cuando la velocidad toma una magnitud de $1,2 \text{ (m/s)}$ la presión total obtenida por el análisis numérico es en un 12% superior a su par obtenido por el método teórico.

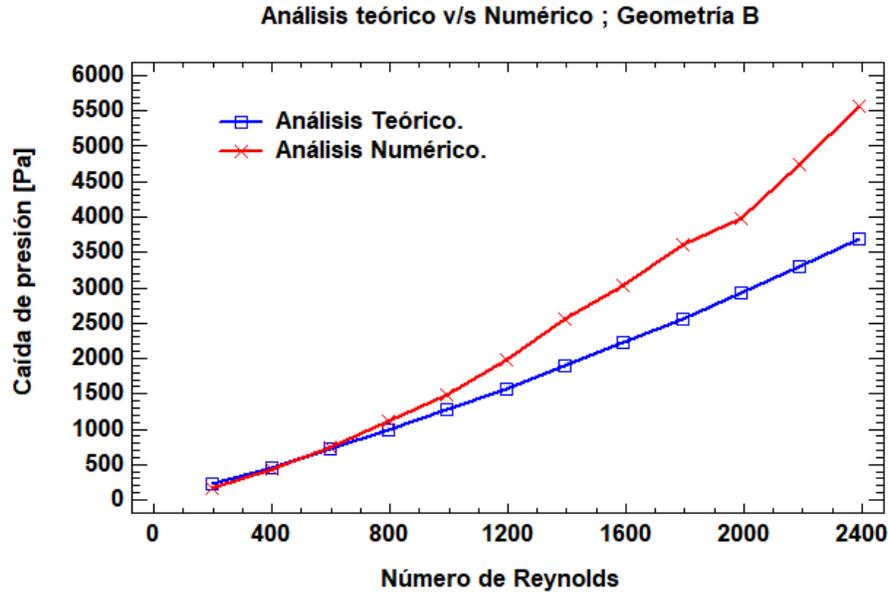


Figura 39: Gráfica de la caída de presión en función al número de Reynolds para el dissipador de calor de geometría B. La Gráfica permite comparar los resultados obtenidos desde el análisis teórico y numérico.

Para el caso de las curvas generadas por la geometría B, ver Figura 39, se puede evidenciar un comportamiento bastante más sesgado respecto a la geometría A, ya que las presiones totales para el análisis numérico en función a las velocidades del fluido tienen la siguiente variación porcentual: Para la mínima velocidad de $0,1 \text{ m/s}$ la presión obtenida por el análisis numérico es un 23% menor respecto a la presión obtenida por el análisis teórico. Ahora bien, cuando la velocidad del fluido es de $0,3 \text{ m/s}$ la diferencia porcentual entre estas 2 formas de análisis es solo del 3%, es decir, es en esta magnitud de velocidad cuando ambos análisis coinciden con el valor de la presión total que, además, tiene por magnitud un valor promedio de 730 Pa . Por otra parte, cuando la magnitud de la velocidad se encuentra en su máximo valor posible, que es de $1,2 \text{ (m/s)}$, las variaciones porcentuales entre estos 2 tipos de análisis alcanzan el valor de 51 %, es decir, la presión total obtenida por la simulación computacional supera en esta cantidad al valor obtenido por el análisis teórico.

Finalmente, por medio de los gráficos generados para la caída de presión que ocurre en cada geometría, se puede establecer que:

- La geometría A presenta una menor magnitud respecto a la caída de presión del fluido (en todo el rango de velocidades), siendo una característica importante ya que la forma geométrica del canal permite establecer una relación entre los análisis numéricos y teóricos, puesto que en ambos casos se cumple esta condición. Hay que recordar que el análisis teórico, considera el canal

como un tubo recto sin cambios en la dirección del fluido. Por otra parte, por medio de la ecuación 33, se establece que la potencia de bombeo mínima necesaria para que el fluido se desplace a través del canal, será menor para la geometría A, respecto a la geometría B.

- En el caso de ambas geometrías es posible observar que, al aumentar la velocidad del fluido, se logrará identificar un punto de intersección entre ambos análisis, es decir, a una determinada velocidad, el dominio del análisis numérico se vuelve más significativo, ya que sus valores para presión total son superiores al utilizar velocidades elevadas. Caso contrario ocurre con la presión total obtenida por el análisis teórico, para velocidades bajas, las magnitudes de la presión son más elevadas.
- Cabe destacar que el análisis teórico no considera los efectos que puedan producirse a la entrada y salida de los canales. Pudiendo aumentar las magnitudes de presión calculadas, ya que es en estas zonas donde se producen cambios bruscos en la dirección del fluido. Aspecto que podría ser considerado para entregar valores más precisos.

7.3.2 TRANSFERENCIA DE CALOR

Respecto al análisis comparativo para la transferencia de calor, el único análisis que podría realizarse tiene que ver con las temperaturas que logra llegar el fluido a la salida del disipador. Para ello, el siguiente apartado abordará los resultados obtenidos para dichas temperaturas.

7.3.2.1 TEMPERATURA DE SALIDA DEL FLUIDO

Las temperaturas de salida del fluido, para el caso de análisis teórico nos muestra que existe una diferencia en la capacidad de transferir calor para cada geometría, mientras que para el análisis numérico (simulaciones computacionales) nos indica que la variación o diferencias entre las geometrías A y B a la hora de obtener las temperaturas de salidas es casi imperceptibles. A continuación, se graficarán el comportamiento de las temperaturas de salida para cada geometría por separado y evidenciando lo obtenido para los análisis teóricos y numéricos. Cabe destacar que se utilizarán los resultados obtenidos para el caso de un flujo de calor de $200 W$, dejando de lado lo que ocurre cuando el flujo es de 100 o $400 W$, ya que el comportamiento es el mismo, pero a diferente escala de valores.

La figura 40, nos muestra la gráfica de la geometría A, en cuanto al comportamiento de la temperatura de salida del fluido en función al rango de velocidades ya planteado. Cabe destacar que en todo momento las magnitudes de las temperaturas son superiores para el caso del análisis teórico, más precisamente en un 7 %, para cualquier valor de velocidad, es decir, la variación entre los métodos de análisis para esta geometría varía a razón de un 7%.

Por su parte, la Figura 41 nos muestra la gráfica que corresponde a la geometría B, respecto a la temperatura de salida del fluido en todo el rango de velocidades ya mencionadas, al igual que el caso anterior, el análisis teórico proporciona valores superiores respecto a los conseguidos por el análisis numérico, y varían en todo momento por un 6 %, es decir, el análisis teórico proporciona valores superiores en ese porcentaje, respecto al análisis numérico.

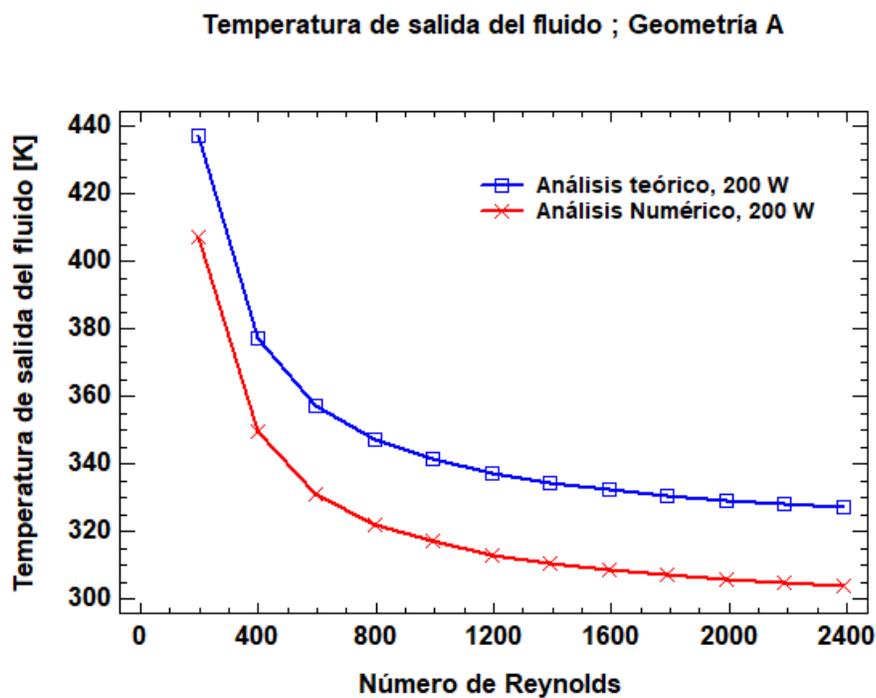


Figura 40: Gráfica de la temperatura de salida del fluido en función del número de Reynolds, para el disipador de calor de la geometría A. La gráfica permite comparar los resultados obtenidos desde el análisis teórico y numérico.

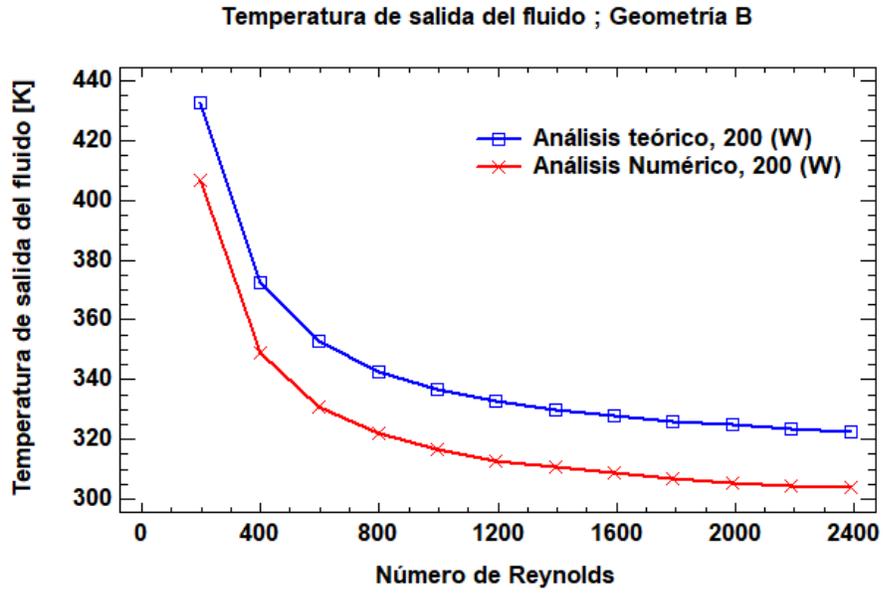


Figura 41: Gráfica de la temperatura de salida del fluido en función del número de Reynolds, para el disipador de calor de la geometría B. La Gráfica permite comparar los resultados obtenidos desde el análisis teórico y numérico

8 CAPÍTULO IX: CONCLUSIONES

Luego de analizar y procesar toda la información que se ha utilizado para el desarrollo del presente trabajo, podemos llegar a la principal conclusión, que es responder con la selección de un disipador de calor, además, se pueden destacar sus principales características y capacidades. Inclusive es posible reconocer que disipador presenta mejores sollicitaciones respecto el otro.

Antes, es posible destacar la utilidad que presentan los gráficos creados tanto para la distribución de la temperatura como de la caída de presión desarrollada en función de la velocidad para ambas geometrías, éstas gráficas son características y/o propias de cada disipador de calor, es decir, permite extrapolar e incluso identificar aquellas situaciones similares, por ejemplo, aumentar o disminuir la tasa de calor que ingresa a cada disipador, permitiría reconocer de forma inmediata la distribución de la temperatura o al menos de hacerse una idea, ya que el comportamiento de la transferencia de calor, para los casos aquí estudiados son prácticamente los mismos. En cuanto a la caída de presión en función a la velocidad del fluido, permite establecer la potencia de bombeo mínima necesaria que debe llevar el fluido para ser capaz de desplazarse al interior de los mini canales y salir de cada disipador. Dicho esto, la potencia de bombeo es la principal magnitud o variable que permite seleccionar una bomba para que todo el circuito opere bajo las condiciones establecidas.

Respecto a la geometría A, particularmente la forma de sus canales, un aspecto importante a destacar es la forma en que el disipador extrae el calor de la zona caliente, gracias a la forma de hélice y que el fluido haga ingreso al disipador por el centro de este, permite que el disipador centre el flujo de calor disipado en aquella zona, es decir, en el centro del disipador es donde existe la mayor tasa de transferencia de calor. Para una visualización de lo mencionado, ver Figura 29, que proporciona los contornos de temperatura en la base del disipador.

Respecto a la forma de los canales de geometría B esta presenta una característica particular, ya que será capaz de remover mayor cantidad de calor en la zona por donde ingresa el fluido, es decir, será en los extremos de la superficie, ya que es en estas zonas donde se encuentran las conexiones de entrada y salida del fluido. Para una visualización de lo expuesto, ver Figura 31 que muestra la distribución de la temperatura (por medio de contornos) en la superficie o base del disipador de calor.

Considerando todo lo anteriormente mencionado es posible establecer que disipador o geometría presenta mejores resultados, y debemos destacar los siguientes argumentos.

El disipador de calor de geometría A (hélice) presenta una mejor correlación entre los resultados obtenidos para la caída de presión, ya sea por el análisis teórico como numérico. No obstante, cuando se trata de la transferencia de calor, los resultados obtenidos para la temperatura de salida del fluido presentan una variación importante

en cuanto a los métodos de análisis utilizados (teórico y numérico), pero no es solo con esta geometría, ocurre la misma situación para el disipador de geometría B. Además, para el análisis numérico, la similitud entre los resultados obtenidos para la temperatura de salida del fluido hace pensar que en ambos casos la geometría permite obtener los mismos resultados, dicho de otra forma, la forma en hélice de la geometría A permite obtener los mismos resultados de temperatura que la geometría B, pero lo hace generando una menor caída de presión, lo cual hace al disipador de calor de geometría A mucho más atractivo, ya que sería necesario una menor potencia de bombeo (reduciendo costos) para conseguir resultados similares respecto al disipador de geometría B.

Esta última conclusión es válida para el trabajo que aquí se ha desarrollado, sin embargo, se cree que es necesario y de vital importancia realizar un análisis experimental, tomando todas las medidas necesarias, ya sean de fabricación como metodologías a la hora de tomar los datos, para validar las conclusiones aquí se han realizado, ya que de esta forma se podrán validar los resultados obtenidos.

Conclusiones a partir de los análisis y metodologías utilizadas:

En cuanto al análisis teórico, es importante recalcar que la metodología utilizada es en cierta forma particular, ya que la proporciona literatura especializada para la transferencia de calor en micro y mini canales [19], es decir, la metodología aquí utilizada es la que se usa actualmente en el desarrollo de este tipo de dispositivos. Sin embargo, se limita a analizar casos concretos, por ejemplo, para la caída de presión utiliza el análogo a un ducto de tubería rectangular recto y sin perturbaciones, mientras que la para la transferencia de calor utiliza un elemento unitario, de similares características a un ducto rectangular de cañería. Dicho de otra forma, son casos ideales y que a su vez permiten extrapolar análisis a disipadores de calor como los aquí propuestos.

Además, es importante mencionar que el método de resistencias térmicas permite analizar por separado o parcialmente los fenómenos de transferencia de calor y comprender la influencia de cada uno de estos fenómenos en función a la velocidad del fluido, ver figura 35. De esta forma, podría utilizarse esta condición para mejorar (optimizar) a través de la resistencia térmica total la eficiencia de los disipadores de calor, interviniendo para ello cada fenómeno de transferencia de calor que toma lugar en el disipador de calor.

Sobre el análisis numérico, es importante destacar el aporte de las simulaciones computacionales y los procesos que conlleva realizar una simulación. En especial su capacidad de post procesamiento, ya que permite generar material visual para comprender lo que ocurre en cada elemento o conjunto de estos (zonas o dominios). De esta forma se conoce con precisión a través de los vectores (velocidad y presión)

lo que ocurre en zonas críticas, por ejemplo, lo que sucede en el dominio del fluido, ya que este análisis si toma en consideración los cambios en la dirección del fluido causados por la geometría de los canales. Finalmente, gracias a esta metodología (por su versatilidad) es que el proceso de diseño e ingeniería se ven mucho más accesibles y fáciles de realizar.

Respecto a las herramientas CFD y al trabajo aquí realizado, se puede concluir y con plena confianza que esta metodología será cada vez más importante e influyente en el desarrollo de proyectos de ingeniería, siempre y cuando la declaración de la situación de estudio esté bien planteada, capacidades que dependen principalmente del usuario y/o diseñador.

Algunas de las conclusiones y reflexiones que podrían considerarse, para hacer de este trabajo, uno mejor, son:

- Si consideramos la Figura 5, donde se muestra comportamiento del coeficiente de transferencia de calor (h) en función al diámetro hidráulico de un canal rectangular [19] podríamos entonces rediseñar los disipadores aquí estudiados, disminuyendo el diámetro hidráulico para conseguir un aumento en la capacidad de transferir calor de los disipadores.
- Seleccionar otro tipo de fluido refrigerante, con magnitudes respecto a la conductividad térmica superiores a la del agua ($0,6 W/m K$). Con esto aumentaría el coeficiente de transferencia de calor y su capacidad de remover calor desde el disipador de calor. Respecto a ello, buscar información relacionada a nano fluidos utilizados como refrigerantes.
- Considerar procesos de fabricación rápidos y de bajo costo, esto se podría conseguirse con la creciente técnica de prototipado en impresión 3D, ya que actualmente están saliendo al mercado tipos de filamentos con propiedades térmicas muy superiores a la de un filamento normal, que podría permitir crear objetos 3D con características térmicas. Para más información se recomienda visitar los productos de TCPoly ® en su dominio web <https://tcpoly.com>.

Por último, una de las ultimas apreciaciones que se tiene respecto al trabajo realizado es haber contribuido con buenos resultados al desarrollo de proyectos del área térmica, además, como las características del presente proyecto no definen un área de aplicación determinada para los disipadores de calor, es posible definir nuevas aplicaciones y estudiar el aporte de este tipo de técnicas de refrigeración a los procesos que se estimen conveniente.

9 CAPÍTULO X: BIBLIOGRAFÍA

- [1] C. J. Ho, W. C. Chen, and W. M. Yan, "Correlations of heat transfer effectiveness in a minichannel heat sink with water-based suspensions of Al₂O₃ nanoparticles and/or MEPCM particles," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 69, pp. 293–299, 2014.
- [2] D. B. Tuckerman and R. F. Pease, "High-Performance Heat Sinking for VLSI," *Res. Aging*, vol. 2, no. 4, pp. 126–129, Dec. 1981.
- [3] R. Chein and J. Chuang, "Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids," *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 46, no. 1, pp. 57–66, 2007.
- [4] Z. Feng and P. Li, "Fast thermal analysis on GPU for 3D ICs with integrated microchannel cooling," *IEEE Trans. Very Large Scale Integr. Syst.*, vol. 21, no. 8, pp. 1526–1539, 2013.
- [5] L. Y. Zhang, Y. F. Zhang, J. Q. Chen, and S. L. Bai, "Fluid flow and heat transfer characteristics of liquid cooling microchannels in LTCC multilayered packaging substrate," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 84, pp. 339–345, 2015.
- [6] P. Naphon and S. Wiryasart, "Liquid cooling in the mini-rectangular fin heat sink with and without thermoelectric for CPU," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 36, no. 2, pp. 166–171, 2009.
- [7] A. Marashi, "Improving Data Center Power Consumption & Energy Efficiency," *vXchnge*, 2020.
- [8] Jordan, "Data Center Cooling : Why Does Cooling Have Such a Big Impact on PUE ?," *Jetcool.com*, 2020.
- [9] M. R. Attar *et al.*, "Heat Transfer Enhancement of Conventional Aluminum Heat Sinks with an Innovative, Cost-effective, and Simple Chemical Roughening Method," *Therm. Sci. Eng. Prog.*, p. 100742, 2020.
- [10] <https://www.jetcool.com>, "Applications - High Power Electronics Cooling | JETCOOL Technologies," *Jetcool.com*, 2020.
- [11] A. Sakanova, S. Yin, J. Zhao, J. M. Wu, and K. C. Leong, "Optimization and comparison of double-layer and double-side micro-channel heat sinks with nanofluid for power electronics cooling," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 65, no. 1–2, pp. 124–134, 2014.
- [12] Y. Zhai, G. Xia, Z. Li, and H. Wang, "Experimental investigation and empirical correlations of single and laminar convective heat transfer in microchannel heat sinks," *Exp. Therm. Fluid Sci.*, vol. 83, pp. 207–214, 2017.
- [13] X. H. Yang, S. C. Tan, Y. J. Ding, and J. Liu, "Flow and thermal modeling and optimization of micro/mini-channel heat sink," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 117, pp. 289–296, 2017.
- [14] J. M. Rabaey and M. Pedram, *LOW POWER DESIGN METHODOLOGIES*. .
- [15] L. Jiang *et al.*, "Closed-loop electroosmotic microchannel cooling system for VLSI circuits," *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, vol. 25, no. 3, pp. 347–355, 2002.

- [16] P. Y. Paik, K. Chakrabatty, and V. K. Pamula, *ADAPTIVE COOLING OF INTEGRATED CIRCUITS USING DIGITAL MICROFLUIDICS*. 2007.
- [17] T. W. S. Nguyen Nam-Trung, "Fundamentals and Applications of Microfluidics," in *"Fundamentals and Applications of Microfluidics", second edition*, 2006, p. 512.
- [18] P. Gravesen, J. Branebjerg, and O. Sondergard, "Microfluidics a review," *J. Micromechanics Microengineering*, vol. 3, pp. 168–182, 1993.
- [19] S. G. Kandlikar *et al.*, "Heat transfer in microchannels - 2012 status and research needs," *J. Heat Transfer*, vol. 135, no. 9, pp. 1–18, 2013.
- [20] S.-J. John Lee and N. Sundararajan, *Microfabrication for Microfluidics*. 2010.
- [21] S. W. Kang, S. H. Tsai, and M. H. Ko, "Metallic micro heat pipe heat spreader fabrication," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 24, no. 2–3, pp. 299–309, 2004.
- [22] R. Bodén, K. Hjort, J. Å. Schweitz, and U. Simu, "A metallic micropump for high-pressure microfluidics," *J. Micromechanics Microengineering*, vol. 18, no. 11, 2008.
- [23] F. Shackelford James and W. Alexander, *CRC - Material science and engineering handbook*, 3^o ed. 2001.
- [24] M. J. Mescher *et al.*, "Fabrication methods and performance of low-permeability microfluidic components for a miniaturized wearable drug delivery system," *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 18, no. 3, pp. 501–510, 2009.
- [25] J. S. Mecomber, D. Hurd, and P. A. Limbach, "Enhanced machining of micron-scale features in microchip molding masters by CNC milling," *Int. J. Mach. Tools Manuf.*, vol. 45, no. 12–13, pp. 1542–1550, 2005.
- [26] D. A. Bartholomeusz, R. W. Bouffé, and J. D. Andrade, "Xurography: Rapid prototyping of microstructures using a cutting plotter," *J. Microelectromechanical Syst.*, vol. 14, no. 6, pp. 1364–1374, 2005.
- [27] Y. A. Cengel and J. M. Cimbala, *Mecánica de fluidos - Fundamentos y aplicaciones*, Segunda ed. 2010.
- [28] Y. A. Cengel, *Transferencia de calor y masa. Un enfoque práctico*, Tercera Ed. 2007.
- [29] S. J. Kim, "Methods for thermal optimization of microchannel heat sinks," *Heat Transf. Eng.*, vol. 25, no. 1, pp. 37–49, 2004.
- [30] D. Liu and S. V. Garimella, "Analysis and optimization of the thermal performance of microchannel heat sinks," *Int. J. Numer. Methods Heat Fluid Flow*, vol. 15, no. 1, pp. 7–26, 2005.
- [31] F. P. Incropera and D. P. Dewitt, *Fundamentals of Heat and Mass transfer*, Seventh Ed. .
- [32] P. S. Lee and S. V. Garimella, "Thermally developing flow and heat transfer in

rectangular microchannels of different aspect ratios," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 49, no. 17–18, pp. 3060–3067, 2006.

- [33] P. S. Lee, S. V. Garimella, and D. Liu, "Investigation of heat transfer in rectangular microchannels," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 48, no. 9, pp. 1688–1704, 2005.
- [34] K. Yazawa and M. Ishizuka, "A Study of Channel Optimization in Cooling Spreader on a Smaller and Transient Heat Source," no. September 2005, 2004.
- [35] G. Maranzana, I. Perry, and D. Maillet, "Mini- and micro-channels: Influence of axial conduction in the walls," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 47, no. 17–18, pp. 3993–4004, 2004.
- [36] W. Qu and I. Mudawar, "Experimental and numerical study of pressure drop and heat transfer in a single-phase micro-channel heat sink," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 45, no. 12, pp. 2549–2565, 2002.
- [37] H. Wang *et al.*, "Numerical Study of Heat Transfer Enhancement of Roll-to-Roll Microchannel Heat Exchangers," *J. Heat Transfer*, vol. 140, no. 6, pp. 1–8, 2018.

10 CAPITULO XI: ANEXOS

10.1 ANEXO A.1: ENFRIAMIENTO BASADO EN VENTILADORES Y DISIPADORES DE CALOR CONVENCIONALES.

La técnica más extendida para enfriar procesadores hoy en día se basa en el uso de un disipador de calor y métodos de convección forzada. Un disipador de calor con aletas de metal se monta en la superficie del procesador, sobre el cual un ventilador hace circular aire a través de las aletas, disipando así el calor. El aire está disponible directamente en muchos casos y no requiere ningún suministro externo. La figura 43 presenta un ejemplo de un moderno disipador de calor y ventilador de refrigeración de CPU. Inicialmente, los disipadores de calor estaban típicamente hechos de aluminio, que eran elegidos por su relación precio/rendimiento. Sin embargo, a medida que la disipación de energía en los microprocesadores ha ido aumentando a lo largo de los años, ahora se utilizan materiales con mayor conductividad térmica, como el cobre.



Figura 42: Vista superior e inferior de un disipador de calor de aluminio con ventilador. Utilizado principalmente en CPUs [16].

10.2 ANEXO A.2: ENFRIAMIENTO BASADO EN MACRO FLUIDOS

Estos métodos de refrigeración funcionan en la macroescala y pueden clasificarse en dos categorías: refrigeración directa e indirecta. Los métodos de enfriamiento directo implican la inmersión de los chips electrónicos en un depósito de líquido dieléctrico inerte. Los métodos de enfriamiento indirecto se basan generalmente en fluidos de dos fases.

Ejemplos de esto último son los termosifones y tubos de calor. En los termosifones, un líquido se evapora con el calor aplicado y es condensado, disipando ese calor en otro lugar, dentro de un sistema cerrado. El líquido condensado se devuelve al área caliente a través de la gravedad. Un tubo de calor es un recipiente sellado al vacío, parcialmente lleno de un fluido. Cuando el calor se aplica localmente, el fluido en esa parte de la tubería se vaporiza y viaja a las áreas de baja presión y se condensa. Este condensado llega al área caliente a través de las estructuras de mecha que recubren los tubos de calor, asegurando así una distribución uniforme del calor. Los tubos de calor son dispositivos de refrigeración pasivos y se utilizan en muchos de las computadoras portátiles y de escritorio como se puede apreciar en la Figura 44.

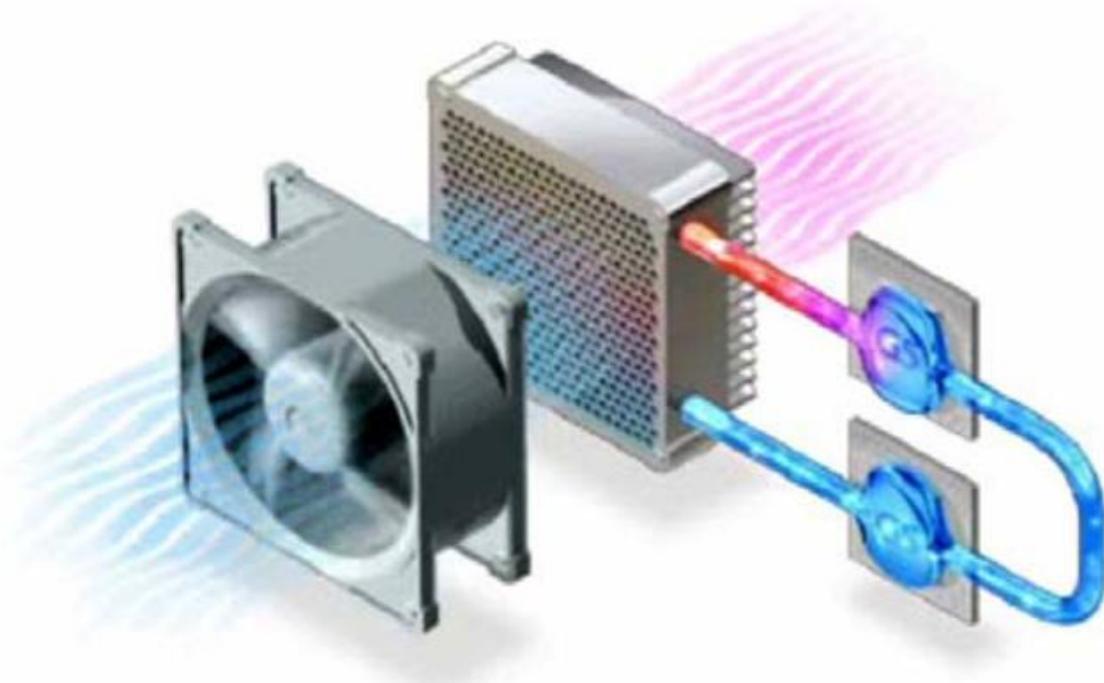


Figura 43: Refrigeración por medio de tubos al interior de los disipadores, para el flujo de los fluidos refrigerantes [16].

10.3 ANEXO A.3: ENFRIAMIENTO BASADO EN REFRIGERACIÓN

Los sistemas de refrigeración que utilizan compresión de vapor, compresión de gases o dispositivos termoeléctricos, caen en la categoría de enfriamiento basado en refrigeración.

Las unidades de refrigeración tradicionales suelen requerir grandes cantidades de potencia de entrada para funcionar, además, está el caso de los compresores, que son grandes y voluminosos. No obstante, se han hecho unidades de refrigeración compactas de compresión de vapor, a pesar de que el enfoque se está dando en la refrigeración de estado sólido.

La refrigeración de estado sólido emplea dispositivos termoeléctricos (TEC) para proporcionar una resistencia térmica por debajo de $0^{\circ}\text{C}/\text{W}$. Estos TEC se basan en el efecto Peltier, por el cual la corriente continua aplicada a través de dos materiales semiconductores causa un diferencial de temperatura.

El módulo termoeléctrico (también conocido como celda Peltier) típico se fabrica utilizando 2 finas láminas de cerámica con una serie de elementos semiconductores de bismuto-telurio dopados del tipo P y N, que se encuentran intercalados entre ellos. El material cerámico en ambos lados del dispositivo termoeléctrico que le añaden rigidez y el aislamiento eléctrico necesario. El semiconductor del tipo N se encuentra con un exceso de electrones, mientras que el semiconductor del tipo P se encuentra con un déficit de electrones. 2 semiconductores, uno del tipo N y otro del tipo P forman un par, como se muestra en la Figura 45. Por tanto, los pares termoeléctricos se encuentran eléctricamente en serie y térmicamente en paralelo. Un módulo termoeléctrico puede contener uno o cientos de pares termoeléctricos.

Una configuración común que se utiliza con los dispositivos termoeléctricos es adhiriéndolos por un lado a una superficie o fuente de calor (que requiera disipar calor), mientras que por el otro lado se adhiere un disipador de calor. Dado que un lado de la celda Peltier está caliente, la energía del lado caliente debe ser removida por el disipador de calor. Esta energía adicional puede dar lugar a temperaturas ambientales más altas en el disipador de calor, y si no es capaz de remover tal calor, el lado frío de la celda Peltier podría potencialmente calentarse también. Como resultado, los investigadores están encontrando formas de aumentar la eficiencia de los dispositivos de TEC.

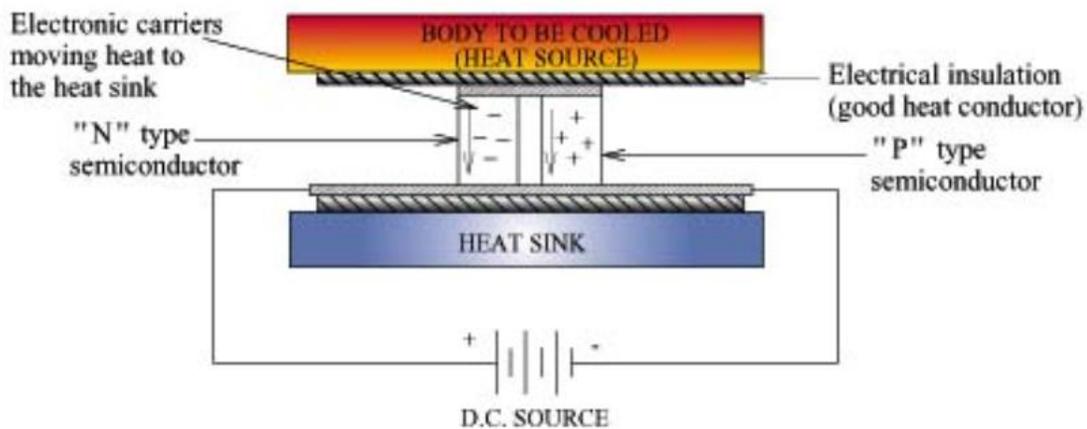


Figura 44: Vista esquemática de un dispositivo termoeléctrico [16].

10.4 ANEXO A.4: ENFRIAMIENTO BASADO EN MICROFLUIDOS

Originalmente presentados a principios de los años 80, los dispositivos de refrigeración basados en microfluidos funcionan con la premisa de empujar pequeños volúmenes de líquidos (volúmenes $< \mu\text{L}$) a través de la superficie de un microdispositivos con el fin de conducir y disipar el calor. Debido a las limitaciones de las tecnologías de manipulación de microfluidos en ese entonces, este método no pudo realizarse en un sistema comercial práctico. Sin embargo, a medida que el consumo de energía en los microdispositivos continuó aumentando y que la tecnología de bombeo de microfluidos ha madurado en la última década, la refrigeración basada en microfluidos ha recibido una renovada atención.

Los actuales ciclos de refrigeración en microcanales diseñados hoy en día tienen un alto rendimiento de refrigeración, grandes coeficientes de transferencia de calor, pequeños volúmenes de canales y baja cantidad de componentes.

Recientemente, se ha puesto mucha atención en el desarrollo de microbombas eficientes capaces de bombear líquidos a través de microcanales. Se han realizado experimentos en microcanales rectangulares, triangulares y en forma de diamante tanto en el régimen single-phase (monofásico o fase simple) como en el two-phase (bifásico o de dos fases) con agua como líquido refrigerante. Se precisan caídas de presión muy altas para lograr una baja resistencia térmica. Para aumentar el flujo de calor de un microcanal con enfriamiento monofásico, es necesario aumentar el coeficiente de transferencia de calor ya sea aumentando el caudal de líquido o disminuyendo el diámetro hidráulico.

En los regímenes bifásicos, la evolución del cambio de fase de líquido a vapor en los microsistemas es diferente de la de los macrosistemas. En Stanford [15] se desarrolló un sistema de refrigeración de microcanal de dos fases en ciclo cerrado basado en el bombeo electro-osmótico de líquidos, como se muestra en la Figura 46. La bomba electro-osmótica está conectada a un intercambiador de calor de microcanal que a su vez está conectado a un disipador de calor. Se observó que esta bomba eliminaba 38W con una potencia de bombeo de 2W. Esta es la primera demostración de un sistema de enfriamiento electro-osmótico herméticamente sellado.

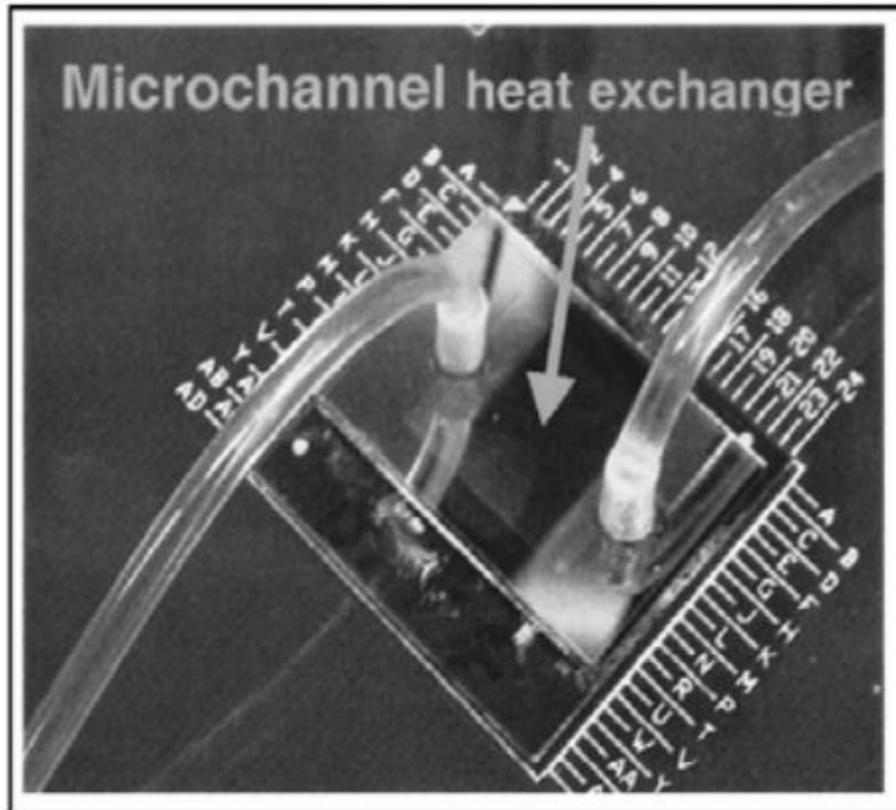
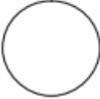
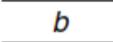
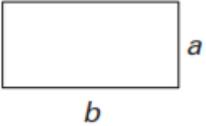
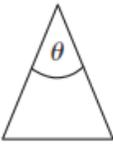
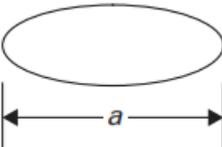


Figura 45: Micro intercambiador de calor con micro canales, propuesto por Jiang [15].

10.5 ANEXO E.1: TABLA CON VALORES DE NUSSELT Y NÚMERO DE POISEUILLE PARA GEOMETRÍAS CONOCIDAS.

Table 3.1

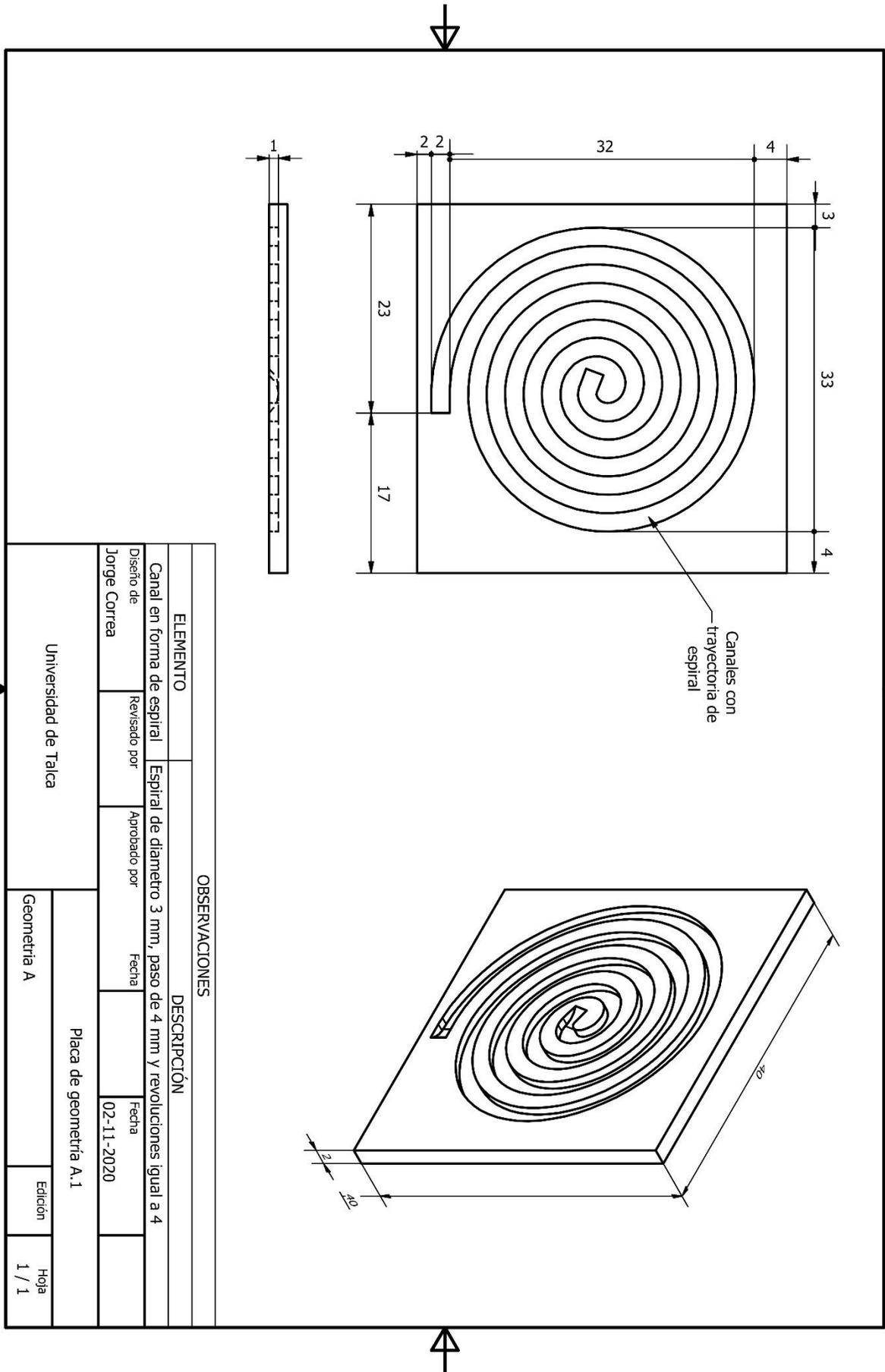
Fanning friction factor and Nusselt number for fully developed laminar flow in ducts, derived from Kakac *et al.* (1987).

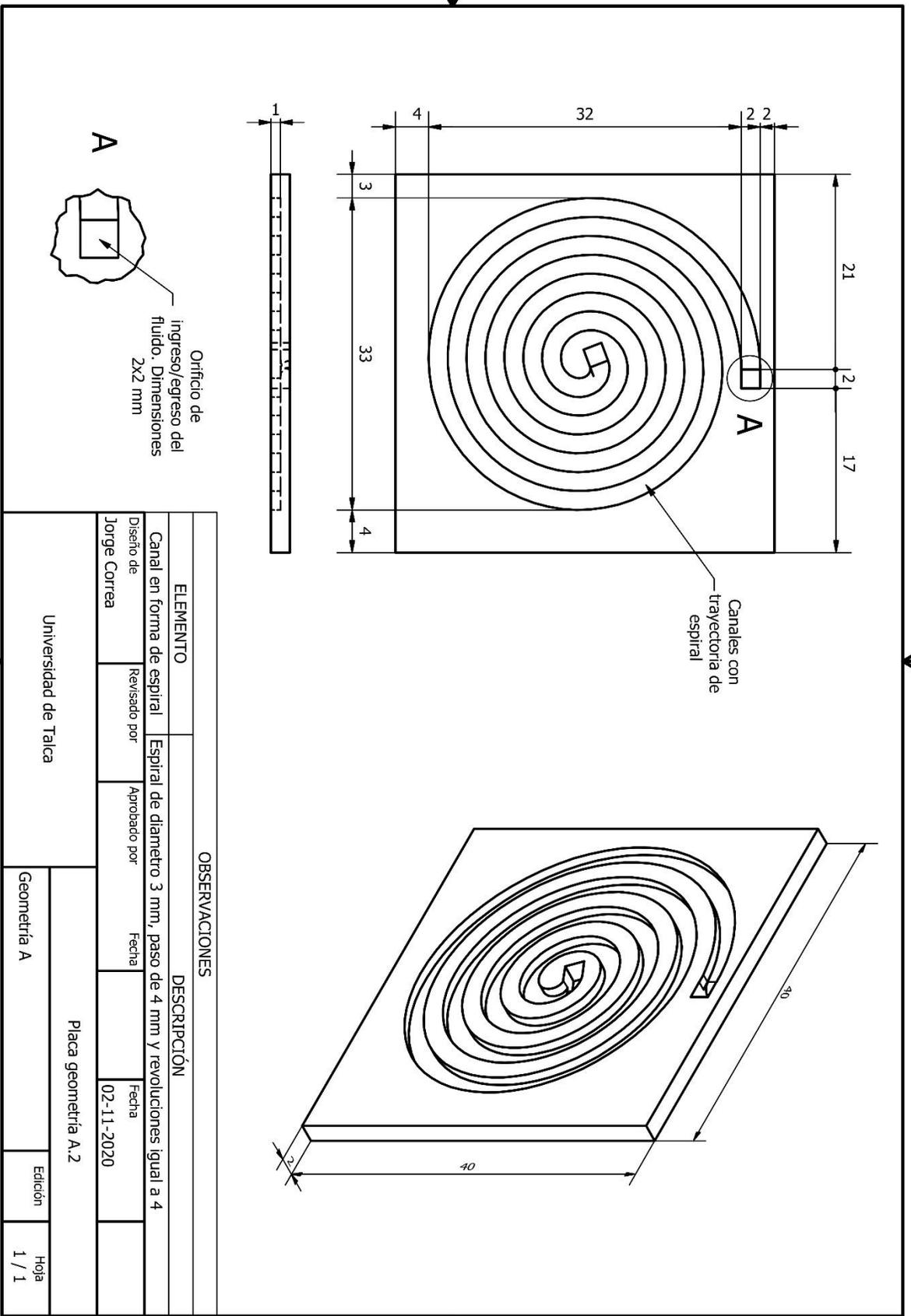
Duct shape		Nu_H	Nu_T	$Po = fRe$
	Circular	4.36	3.66	16
	Flat channel	8.24	7.54	24
	Rectangular, aspect ratio, $b/a =$	1	2.98	14.23
		2	3.39	15.55
		3	3.96	17.09
		4	4.44	18.23
		6	5.14	19.70
		8	5.60	20.58
	∞	8.24	7.54	24.00
	Hexagon	4.00	3.34	15.05
	Isosceles Triangle, Apex angle $\theta =$	10°	1.61	12.47
		30°	2.26	13.07
		60°	2.47	13.33
		90°	2.34	13.15
		120°	2.00	12.74
	Ellipse, Major/Minor axis $a/b =$	1	3.66	16.00
		2	3.74	16.82
		4	3.79	18.24
		8	3.72	19.15
		16	3.65	19.54

$Nu = hD_h/k$; $Re = \rho u_m D_h/\mu$; Nu_H – Nu under a constant heat flux boundary condition, constant axial heat flux, and uniform circumferential temperature; Nu_T – Nu under a constant wall temperature boundary condition; f – friction factor.

Figura 46: Tabla con números de Nusselt para flujos laminares completamente desarrollados en ductos. [19]

10.6 ANEXO F.1: PLANOS CAD DE LA GEOMETRÍA A





Orificio de ingreso/egreso del fluido. Dimensiones 2x2 mm

Canales con trayectoria de espiral

OBSERVACIONES

DESCRIPCIÓN

Canal en forma de espiral Espiral de diametro 3 mm, paso de 4 mm y revoluciones igual a 4

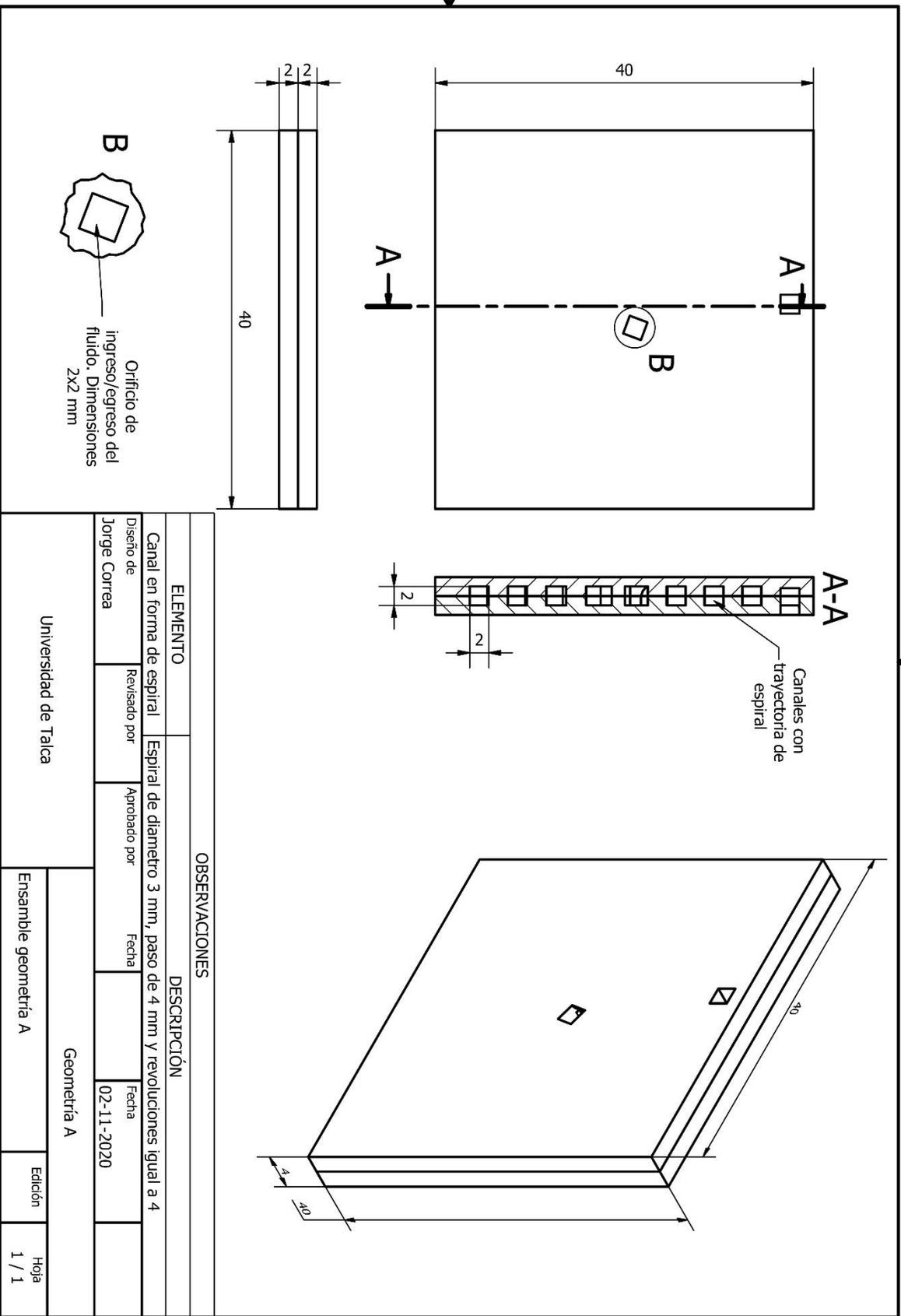
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha
Jorge Correa			02-11-2020

Universidad de Talca

Geometría A

Placa geometría A.2

Edición	Hoja
	1 / 1



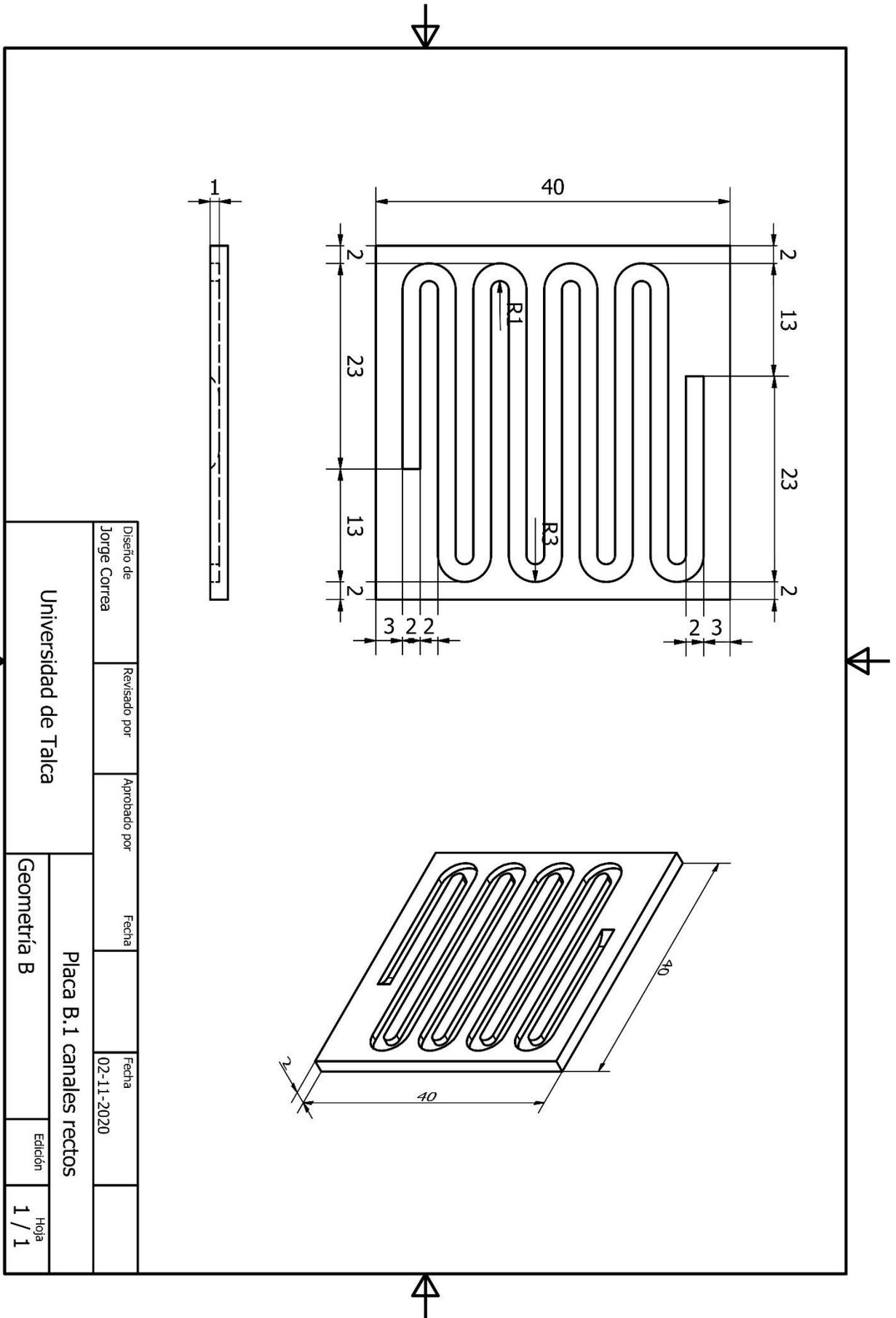
ELEMENTO			DESCRIPCIÓN		
Canal en forma de espiral			Espiral de diámetro 3 mm, paso de 4 mm y revoluciones igual a 4		
Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha	
Jorge Correa			02-11-2020		
Universidad de Talca			Geometría A		
			Ensamble geometría A		
			Edición		Hoja
					1 / 1

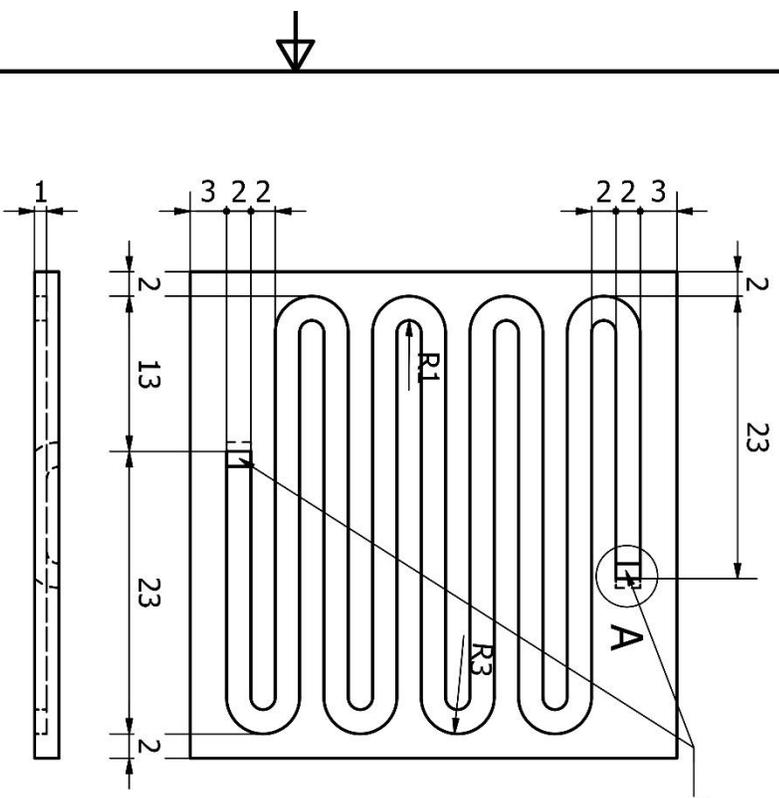
OBSERVACIONES

Orificio de ingreso/egreso del fluido. Dimensiones 2x2 mm

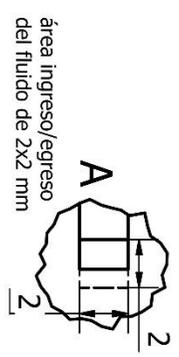
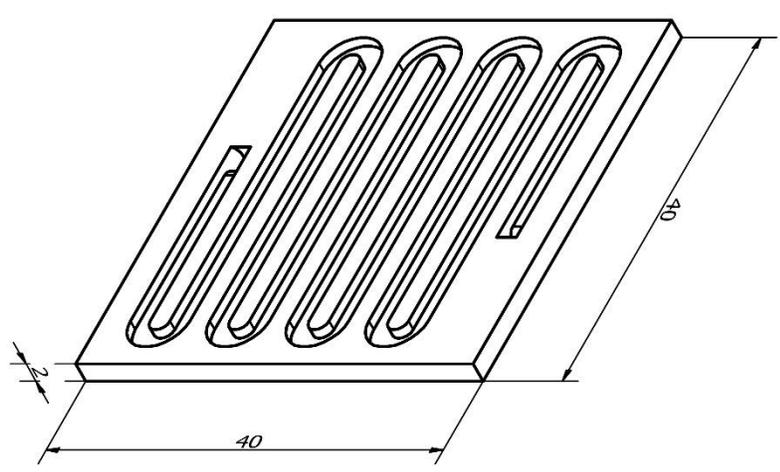
A-A
Canales con trayectoria de espiral

10.7 ANEXO F.2: PLANOS CAD DE LA GEOMETRÍA B





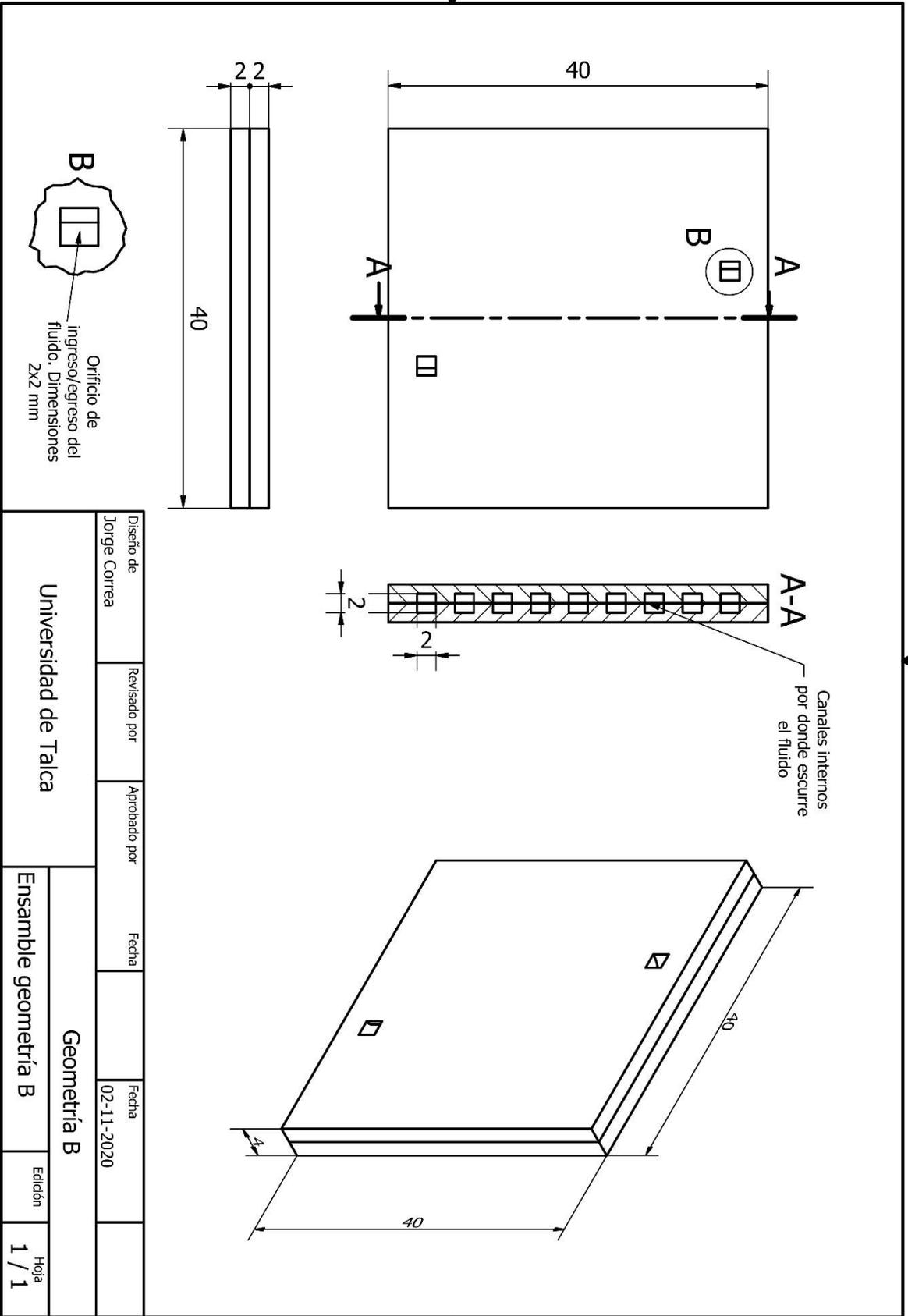
Agujero
ingreso/egreso
de fluido



área ingreso/egreso
del fluido de 2x2 mm

Diseño de Jorge Correa	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha 19-12-2020
Universidad de Talca			Placa B.2 canales rectos	
			Geometría B	Edición 1 / 1





Diseño de	Revisado por	Aprobado por	Fecha	Fecha
Jorge Correa				02-11-2020
Universidad de Talca				
Geometría B			Edición	Hoja
Ensamble geometría B			1 / 1	1 / 1

10.8 ANEXO G.1: DOMINIOS DE LA GEOMETRÍA A

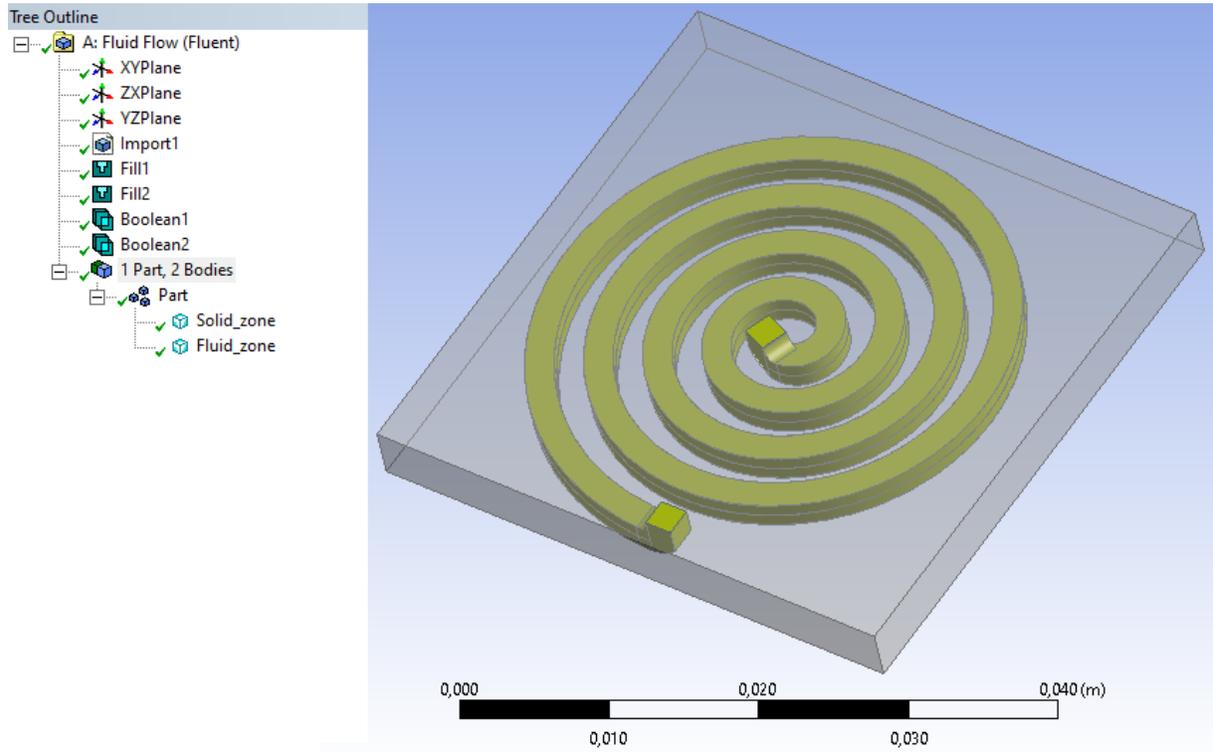


Figura 47: Dominios del disipador de calor de geometría A.

En la Figura 48, se pueden apreciar en la zona izquierda de ella los procesos que fueron llevados a cabo para la correcta declaración de la geometría y sus dominios. Mientras que en la zona derecha se aprecian los dominios del disipador, donde el área de color amarillo corresponde al volumen o dominio del fluido y el área de color gris, corresponde al volumen o dominio del sólido.

10.9 ANEXO G.2: SELECCIÓN DEL AGUA COMO FLUIDO EN ANSYS FLUENT

The screenshot shows the ANSYS Fluent Setup dialog box for creating a material. The 'Name' field is highlighted with a red box and contains 'water-liquid'. The 'Material Type' is set to 'Fluid'. The 'Properties' section is also highlighted with a red box and contains values for Density (998.2), Cp (4182), Thermal Conductivity (0.6), and Viscosity (0.001003). The 'Order Materials by' section is set to 'Name'.

Setup

- General
- Models
- Materials
- Fluid
- water-liquid
- Solid
- aluminum
- copper
- Cell Zone Conditions
- Boundary Conditions
- Mesh Interfaces
- Dynamic Mesh
- Reference Values
- Reference Frames
- Named Expressions

Create/Edit Materials

Name: water-liquid

Material Type: Fluid

Chemical Formula: h2o<|>

Fluent Fluid Materials: water-liquid (h2o<|>)

Mixture: none

Order Materials by: Name Chemical Formula

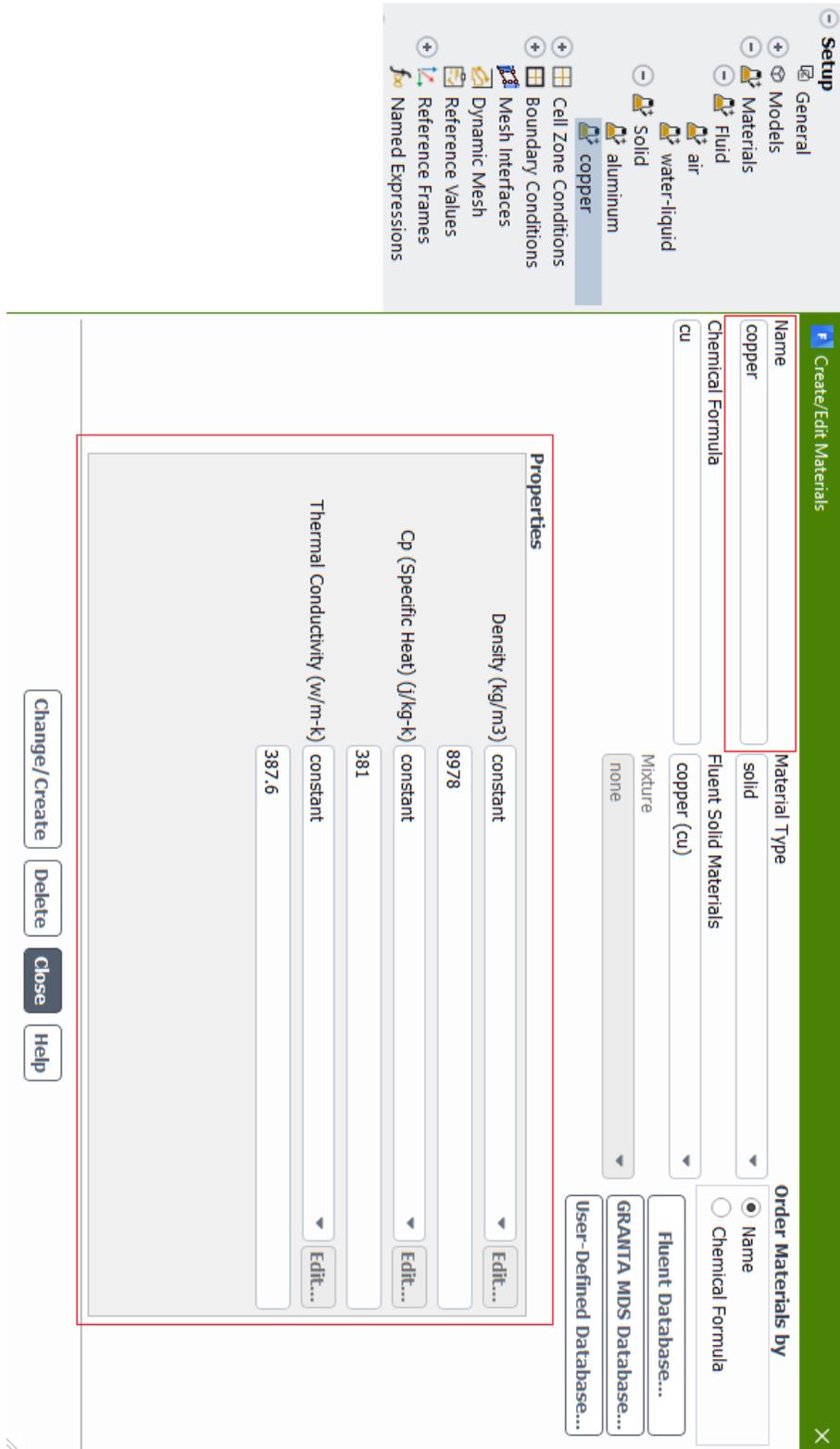
Fluent Database...
GRANTIA MDS Database...
User-Defined Database...

Properties

Density (kg/m ³)	constant	998.2	Edit...
Cp (Specific Heat) (J/kg-K)	constant	4182	Edit...
Thermal Conductivity (W/m-K)	constant	0.6	Edit...
Viscosity (kg/m-s)	constant	0.001003	Edit...

Change/Create Delete Close Help

10.10 ANEXO G.3: SELECCIÓN DEL COBRE COMO SÓLIDO EN ANSYS FLUENT



10.11 ANEXO G.4: CRITERIOS DE CONVERGENCIA

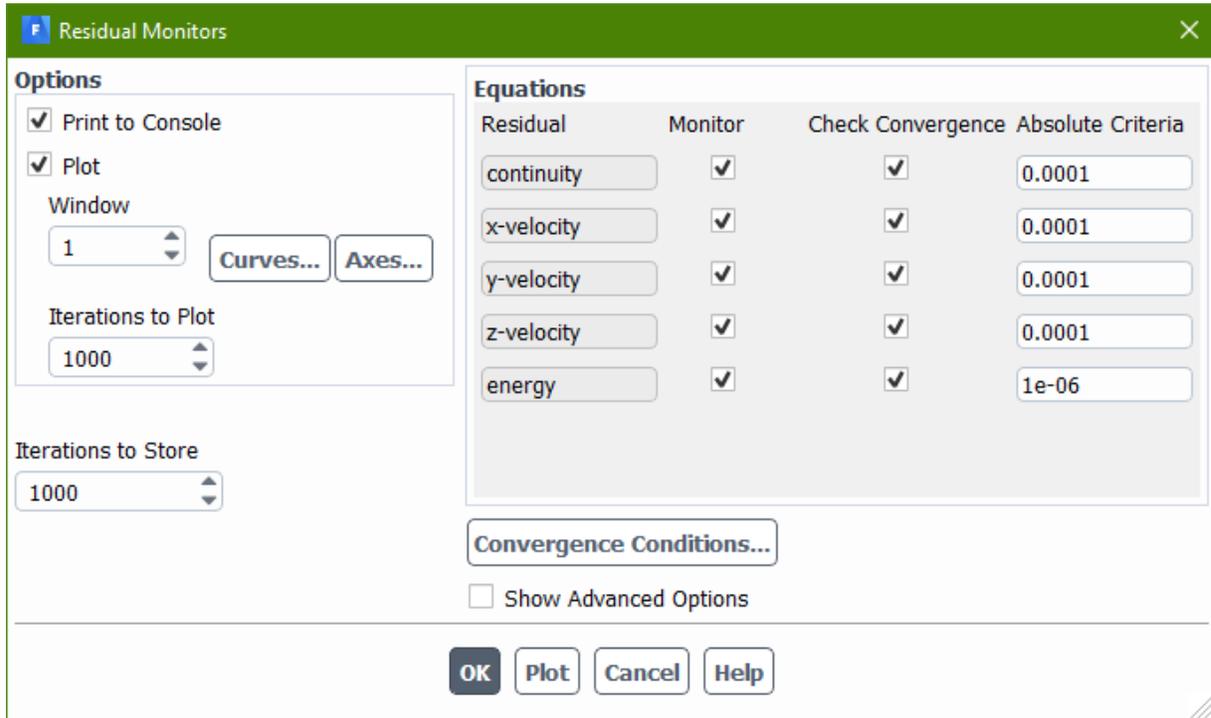


Figura 48: Ventana que se genera para modificar los valores del criterio absoluto de convergencia.

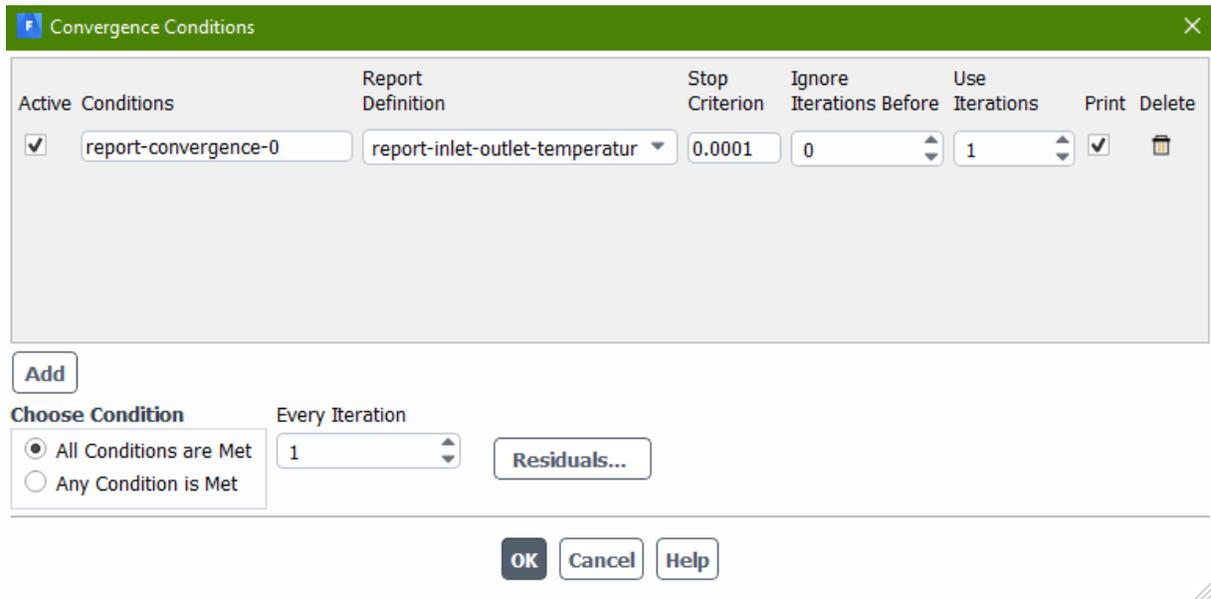


Figura 49: Ventana generada por el programa para seleccionar las condiciones de convergencia y los valores para el criterio de detención.

En la figura 51, se aprecia desde la consola del programa ANSYS FLUENT, para una simulación cualquiera los valores calculados para las diferentes iteraciones de cálculo. En donde de la zona inferior de la imagen, se aprecia un cuadro de color rojo, que hace referencia lo que el programa arroja, ya que en la iteración número 30, bajo los criterios establecidos, la simulación converge.

```

iter  continuity  x-velocity  y-velocity  z-velocity      energy  report-con  time
Reversed flow on 152 faces (100.0% area) of pressure-outlet 10.
  1  1.0000e+00  7.3771e-04  2.2445e-02  7.5686e-04  7.1628e-06  0:00:33
Reversed flow on 152 faces (100.0% area) of pressure-outlet 10.
  2  1.0000e+00  3.1765e-01  1.6201e+00  5.0944e-02  3.2083e-05  7.5682e-02  0:00:37
Reversed flow on 25 faces (9.1% area) of pressure-outlet 10.
  3  3.3254e-01  9.6584e-02  2.5110e-01  6.9909e-02  2.1282e-05  3.4371e-03  0:00:34
  |
  |
  |
  |
Reversed flow on 17 faces (4.1% area) of pressure-outlet 10.
Solution for report definition report-inlet-outlet-temperatur has converged
 27  5.7773e-04  6.2092e-04  1.8728e-04  6.1219e-04  5.8976e-07  3.6042e-05  0:00:03
Reversed flow on 17 faces (4.1% area) of pressure-outlet 10.
Solution for report definition report-inlet-outlet-temperatur has converged
 28  4.8980e-04  5.6169e-04  1.7271e-04  5.5354e-04  5.4753e-07  7.4572e-05  0:00:02
Reversed flow on 17 faces (4.1% area) of pressure-outlet 10.
Solution for report definition report-inlet-outlet-temperatur has converged
 29  4.6783e-04  5.1017e-04  1.5371e-04  5.0356e-04  4.8898e-07  1.4597e-05  0:00:01
iter  continuity  x-velocity  y-velocity  z-velocity      energy  report-con  time
Reversed flow on 17 faces (4.1% area) of pressure-outlet 10.
Solution for report definition report-inlet-outlet-temperatur has converged
 30  4.2492e-04  4.6246e-04  1.3937e-04  4.5763e-04  4.4408e-07  1.2164e-05  0:00:00

```

Figura 50: Valores proporcionados por la simulación del disipador de calor de geometría A, una velocidad de 0,2 m/s y 30 iteraciones de cálculo.