



UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO

***Facultad de Ingeniería Mecánica,
Eléctrica y Electrónica***

***Enfriamiento de Dispositivos Electrónicos
Con Disipadores de Calor Tipo Microcanal Triangular***

TESIS

Para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico

Presenta

Carlos Alberto Rubio Jiménez

Co-Asesores

Dr. Abel Hernández Guerrero

Dr. Víctor Hugo Rangel Hernández

BIBLIOTECA
FAC. ING. MEC. Y ELEC.
UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO

Salamanca, Gto.

Marzo 2007

A
Mi Mamá y Lupe

Simplemente... ¡Gracias!

Agradecimientos

Primeramente le doy gracias a ese ser superior que se muestra en la perfección de la naturaleza y del cual se explica su verdadera existencia a cada descubrimiento que la Ciencia hace, ése que me ha traído hasta aquí y me sigue dando vida para lograr mis sueños.

A mi Mamá y Lupe por ser las dos principales personas que me motivan e impulsan para seguir adelante, gracias por todo el cariño dado, por las noches de desvelo, por enseñarme como ser una persona de bien y más que nada por darme la vida y mostrarme lo maravillosos que es vivirla, por todas esas grandes cosas no me queda mas que decirles que las amo y las admiro por ser lo que son. Muchas Gracias.

A la persona que me ha acompañado los últimos años de mi vida, aunque la mayoría del tiempo no ha estado su presencia física, su espíritu y esencia van conmigo a todas parte, gracia Erika Maldonado Granados por todos esos grandes momentos que he vivido a tu lado, por los últimos años de alegría y diversión, por las preocupaciones dadas y sobre todo por darme todos los momentos de la vida que siempre he querido y que contigo lo estoy logrando vivir. Como te dije una vez, una vida se acaba, pero los recuerdos se llevan más allá del último día que uno pisa esta tierra. Gracias mi niña.

A mis profesores, principalmente al M. en I. José Cuauhtémoc Rubio Arana por ser la primer persona que me dio la oportunidad de desarrollarme en un ambiente profesional; al Ph.D. Abel Hernández Guerrero por enseñarme a soñar en cosas grandes, así como mostrarme el camino para realizar esos sueños; y al Dr. Víctor Hugo Rangel Hernández por darme la confianza de trabajar con él sin conocerme y apostar por mí sin dudarle; a ustedes gracias por darme una amplia visión de lo que se puede lograr y muy especialmente gracias por brindarme su amistad y confianza. A todos los catedráticos que me enseñaron como ser un profesional, como lo son el Dr. José de Jesús Razo García, el Dr. José Jesús Cervantes Sánchez, el Dr. Elías Rigoberto Ledesma Orozco, el Dr. Luz Antonio Aguilera Cortes, la Dra. Bárbara González Rolón, el Ing. Genaro Magaña Madrigal y el Q.F.B. Francisco Sánchez Ibarra, entre otros; a todos ustedes no me queda más que darles mi agradecimiento por brindarme su conocimiento y años de experiencia que son invaluable.

A todos los seres especiales que han llegado, han cambiado y se han quedado en mi vida y estarán ahí a lo largo de mi camino; a Luisa Adriana Zaragoza Torres, mi sueño imposible; Tatiana Zamarrita Rodríguez, la otra cara de la vida; Cristabel Reyes Reyes, lo que tanto busqué en la vida, contigo lo encontré; María Griselda Alvarado Aguirre, grandes momentos vividos; Johana, Jadira, Alma, Claudia, Ana Laura, Liliana; a todas ustedes, solamente les puedo decir que me dieron una razón más para llegar a éste momento y seguir

adelante y gracias por dar un tiempo de sus vidas para pasarlo junto a la mía, momentos que se quedarán por siempre.

A todos mis amigos y compañeros; Selene, Agustín, Cristina, Susana, Viry, Blanquita, Celina, esos tiempos no volverán pero es grato recordarlos; Aurea, Celene, Mónica, Adriana, Ulises, Rafa, Octavio, Sergio, José Luis, Omar, Jafet, la perspectiva de la vida la vimos cambiar juntos; a Laura Sayuri Tanamachi Reyes por estar ahí cuando te necesite y saber mas de mi que yo mismo, por esas pequeñas fiestas que hicimos y por todas las aventuras que pasamos; a Natalia Nila Olmedo, mi hermanita postiza, que esas tradiciones que hicimos jamás las perdamos; a mis vecinas Gema, Graciela y Berta, hay veces que uno encuentra fuera de su casa las cosas que en su propia casa se le hacen a un lado; a la Banda Mexicanota, José Luis, Francisco Martín, Luis Manuel, Javier Mares, Fernando Guevara, Jorge Luis, Sósimo, José Antonio, Rafael, Jesús García, Eduardo Damián, Francisco Guevara, Escobar, Cano, Carmen, Pacheco, Juan de Dios, Vicente, Daniel Juárez, Uriel y a todos los que estuvieron involucrados en éste logro. Gracias por su apoyo y amistad.

A todos y cada uno de ustedes simple y sencillamente les quiero decir Muchas Gracias, lo que he logrado hasta este momento más que mío es de todos ustedes, mi aporte fue solamente el tiempo dado, ustedes ha puesto la mayor parte del trabajo. ¡Muchas Gracias!



Carlos Alberto Rubio Jiménez

Contenido

Introducción

1

Capítulo I

Conceptos Fundamentales

1.1	Conceptos Hidrodinámicos	3
1.1.1	Fluido	3
1.1.2	Fluido Newtoniano y No Newtoniano	3
1.1.3	Fluido Viscoso y No Viscoso	4
1.1.4	Flujo Laminar y Turbulento	4
1.1.5	Flujo Compresible e Incompresible	5
1.1.6	Flujo Interno y Externo	5
1.1.7	Fuerzas Capilares	5
1.2	Conceptos de Transferencia de Calor	7
1.2.1	Transferencia de Calor	7
1.2.2	Conducción	7
1.2.3	Convección	8
1.2.4	Radiación	8
1.3	Capa Límite	9
1.3.1	Capa Límite Hidráulica	9
1.3.2	Capa Límite Térmica	10
1.4	Condiciones Completamente Desarrolladas	10
1.4.1	Condiciones de Flujo	10
1.4.2	Condiciones Térmicas	11

Capítulo II

Disipadores de Calor Tipo Microcanal

2.1	Microcanales	13
2.1.1	¿Qué es un Microcanal?	13
2.1.2	Aplicación de los Microcanales	14
2.1.3	Clasificación de los Microcanales	14
2.2	Disipadores de Calor Tipo Microcanal	15
2.2.1	¿Qué es un Disipador de Calor Tipo Microcanal?	15
2.2.2	Antecedentes de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal	16
2.2.2.1	Investigaciones Experimentales	16
2.2.2.2	Investigaciones Analíticas	21
2.2.2.3	Investigaciones Numéricas	24
2.2.3	Funcionamiento de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal	28
2.2.4	Arreglos de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal	29

2.2.5 Materiales de Fabricación de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal	29
2.3 Ventajas y Desventajas de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal	30

Capítulo III

Ecuaciones Gobernantes

3.1 Ecuación de Continuidad	32
3.2 Ecuación de Momento	33
3.3 Ecuación de Energía	35
3.4 Criterios para la Consideración de la Capilaridad	37
3.5 Término Fuente de las Fuerzas Capilares	39
3.6 Descripción del Proyecto	40
3.7 Modelos a Analizar	40
3.8 Ecuación Gobernantes del Modelo	41
3.8.1 Propiedades del Fluido	42
3.8.2 Propiedades del Sólido	43
3.8.3 Ecuación de Continuidad	44
3.8.4 Ecuación de Momento	45
3.8.5 Ecuación de Energía	45
3.9 Condiciones de Frontera	45
3.9.1 Condiciones de Entrada	45
3.9.2 Condiciones de Pared	45
3.9.3 Condiciones de Salida	46

Capítulo IV

Análisis Numérico

4.1 ¿Por qué usar CFD?	47
4.2 Código Fluent® 6.2.16	47
4.3 Proceso del Análisis	48
4.3.1 Etapa de Preproceso	48
4.3.1.1 Modelación de la Geometría	48
4.3.1.2 Desarrollo y Perfeccionamiento del Mallado	50
4.3.1.3 Declaración de Tipos de Zonas Continuas y Tipos de Fronteras	51
4.3.2 Etapa de Proceso	53
4.3.1.1 Activación del Modelo	53
4.3.1.2 Importación del Modelo	53
4.3.1.3 Chequeo del Mallado	53
4.3.1.4 Escala del Modelo	53
4.3.1.5 Translación del Modelo	54
4.3.1.6 Formulación del Solver	54
4.3.1.7 Selección de las Ecuaciones Básicas	54
4.3.1.8 Especificación de las Propiedades Físicas	55
4.3.1.9 Declaración de las Condiciones de Frontera	55
4.3.1.10 Inicialización del Campo de Flujo	56
4.3.1.11 Cálculo de una Solución	56
4.3.3 Etapa de Postproceso	56

Capítulo V

Resultados Térmicos

5.1 Validación Térmica del Modelo Desarrollado	57
5.2 Perfiles de Temperatura	59
5.3 Resultados Térmicos de la Variación de las Condiciones de Funcionamiento	62
5.3.1 Velocidad de Entrada	62
5.3.2 Temperatura de Entrada	62
5.3.3 Flujo de Calor	63
5.4 Resultados Térmicos de la Variación Geométrica	64
5.4.1 Relación Adimensional α	64
5.4.2 Relación Adimensional β	66
5.4.3 Relación Adimensional ϕ	67
5.5 Resistencia Térmica del Material	69

Capítulo VI

Resultados Hidrodinámicos

6.1 Validación Hidrodinámica del Modelo Desarrollado	71
6.2 Perfiles Hidrodinámicos	73
6.3 Resultados Hidrodinámicos de la Variación de las Condiciones de Funcionamiento	75
6.3.1 Velocidad de Entrada	75
6.3.2 Temperatura de Entrada	76
6.3.3 Flujo de Calor	76
6.4 Resultados Hidrodinámicos de la Variación Geométrica	77
6.4.1 Relación Adimensional α	77
6.4.2 Relación Adimensional β	78
6.4.3 Relación Adimensional ϕ	80

Conclusiones

82

Bibliografía

85

Índice de Figuras

Introducción

Figura a	Dimensiones de los dispositivos Intel® en los últimos años.	1
Figura b	Densidad de circuitos electrónicos de los dispositivos Intel® en los últimos años.	1
Figura c	Predicción de la <i>Ley de Moore</i> para flujos de calor generados por dispositivos electrónicos.	2

Capítulo I

Conceptos Fundamentales

Figura 1.1	Deformación resultante de la aplicación de una fuerza cortante constante.	4
Figura 1.2	Capilaridad presente en la mezcla líquido-vapor en microcanales.	6
Figura 1.3	Fenómeno de conducción.	7
Figura 1.4	Fenómeno de convección.	8
Figura 1.5	Fenómeno de radiación.	8
Figura 1.6	Capa límite de velocidad o hidrodinámica.	9
Figura 1.7	Capa límite de temperatura o térmica.	10
Figura 1.8	Desarrollo del perfil de velocidad.	11
Figura 1.9	Desarrollo del perfil de temperaturas.	11

Capítulo II

Disipadores de Calor Tipo Microcanal

Figura 2.1	Esquema de un microcanal típico.	13
Figura 2.2	Arreglo de los disipadores de calor tipo microcanal.	16
Figura 2.3	Resistencia térmica a lo largo de un canal rectangular.	17
Figura 2.4	Dependencia de las propiedades físicas del fluido de la transferencia de calor.	18
Figura 2.5	Dependencia de la geometría del canal de la transferencia de calor y el coeficiente de fricción.	18
Figura 2.6	Temperatura a lo largo del canal del disipador.	19
Figura 2.7	Caídas de presión para canales <i>a)</i> rectangulares y <i>b)</i> circulares para diferentes fluidos de trabajo.	19
Figura 2.8	Factor de fricción de Darcy y de Fanning para flujo de gases en microcanales.	20
Figura 2.9	Variación de la presión de salida para diferentes relaciones de aspectos del canal.	20
Figura 2.10	Variación del coeficiente de transferencia de calor para diferentes relaciones de aspectos del canal.	20
Figura 2.11	Caída de presión a lo largo del canal.	21

Figura 2.12	Coefficiente de fricción para relaciones geométricas de canales rectangulares.	22
Figura 2.13	Números de Nusselt en microcanales rectangulares para gases.	22
Figura 2.14	Variación del coeficiente de fricción para diferentes secciones transversales bajo la misma relación de aspectos.	23
Figura 2.15	Valores exactos de $Q/Be^{1/2}$ para diferentes secciones transversales comparadas con el número de Prandtl.	23
Figura 2.16	Variación de la resistencia térmica y el coeficiente de fricción con el número de Reynolds.	24
Figura 2.17	Variación de la resistencia térmica a lo largo del canal y el coeficiente de fricción con el número de Reynolds.	25
Figura 2.18	Variación de la temperatura, el flujo de calor y el número de Nusselt a lo largo del canal.	25
Figura 2.19	Variación del número de Nusselt local y global para microcanales cuadrados.	26
Figura 2.20	Variación de la transferencia de calor y la caída de presión para diferentes anchos de canal.	26
Figura 2.21	Potencia necesaria de la bomba para el buen funcionamiento de los disipadores de calor.	27
Figura 2.22	Variación de la resistencia térmica para diferentes configuraciones geométricas.	27
Figura 2.23	Zonas de conducción y convección en el disipador.	28
Figura 2.24	Variación de la conductividad térmica de diferentes materiales con la temperatura.	30
Figura 2.25	Comparación de la resistencia térmica para el cobre y el silicio.	30

Capítulo III

Ecuaciones Gobernantes

Figura 3.1	Flujo de masa a través de un volumen de control diferencial.	32
Figura 3.2	Fuerzas actuantes sobre el volumen de control diferencial.	34
Figura 3.3	Gota de agua <i>a)</i> un instante antes de caer <i>b)</i> un instante después de caer.	37
Figura 3.4	Relación de parámetros para desprestigiar los efectos capilares.	39
Figura 3.5	Disipador de calor a analizar.	40
Figura 3.6	Variación de la viscosidad del agua con la temperatura.	42
Figura 3.7	Variación de la densidad del agua con la temperatura.	42
Figura 3.8	Variación de la tensión superficial del agua con la temperatura.	43
Figura 3.9	Variación del calor específico del agua con la temperatura.	43
Figura 3.10	Variación de la conductividad térmica del agua con la temperatura.	43
Figura 3.11	Variación de la densidad del silicio con la temperatura.	44
Figura 3.12	Variación del calor específico del silicio con la temperatura.	44
Figura 3.13	Variación de la conductividad térmica del silicio con la temperatura.	44

Capítulo IV

Análisis Numérico

Figura 4.1	Esquema del disipador de calor y modelo final.	49
Figura 4.2	Distribución de la malla.	51
Figura 4.3	Zonas continuas del modelo.	51
Figura 4.4	Fronteras del modelo.	52

Capítulo V
Resultados Térmicos

Figura 5.1	Modelo de disipador de calor de microcanal rectangular desarrollado por Tuckerman.	58
Figura 5.2	Modelo rectangular de Tuckerman desarrollado.	58
Figura 5.3	Resistencia térmica del microcanal rectangular.	59
Figura 5.4	Distribución de temperaturas en el material base.	60
Figura 5.5	Distribución de temperaturas en el fluido de trabajo.	60
Figura 5.6	Temperatura del dispositivo electrónico.	61
Figura 5.7	Temperatura promedio del fluido de trabajo.	61
Figura 5.8	Número de Nusselt a lo largo del canal.	61
Figura 5.9	Resistencia térmica a lo largo del canal.	61
Figura 5.10	Variación de la temperatura de superficie con el número de Reynolds.	62
Figura 5.11	Variación del número de Nusselt con el número de Reynolds.	62
Figura 5.12	Variación de la temperatura de superficie con la temperatura de entrada.	63
Figura 5.13	Variación del número de Nusselt con la temperatura de entrada.	63
Figura 5.14	Variación de la temperatura de superficie con el flujo de calor.	63
Figura 5.15	Variación del número de Nusselt con el flujo de calor.	63
Figura 5.16	Variación de la temperatura con el diámetro hidráulico a diferentes números de Reynolds.	64
Figura 5.17	Variación del número de Nusselt con el diámetro hidráulico a diferentes números de Reynolds.	64
Figura 5.18	Variación de la temperatura con el diámetro hidráulico a diferentes temperaturas de entrada.	65
Figura 5.19	Variación del número de Nusselt con el diámetro hidráulico a diferentes temperaturas de entrada.	65
Figura 5.20	Variación de la temperatura con el diámetro hidráulico a diferentes flujos de calor.	65
Figura 5.21	Variación del número de Nusselt con el diámetro hidráulico a diferentes flujos de calor.	65
Figura 5.22	Variación de la temperatura con el área transversal a diferentes números de Reynolds.	66
Figura 5.23	Variación del número de Nusselt con el área transversal a diferentes números de Reynolds.	66
Figura 5.24	Variación de la temperatura con el área transversal a diferentes temperaturas de entrada.	66
Figura 5.25	Variación del número de Nusselt con el área transversal a diferentes temperaturas de entrada.	66
Figura 5.26	Variación de la temperatura con el área transversal a diferentes flujos de calor.	67
Figura 5.27	Variación del número de Nusselt con el área transversal a diferentes flujos de calor.	67
Figura 5.28	Variación de la temperatura con el largo del disipador a diferentes números de Reynolds.	68
Figura 5.29	Variación del número de Nusselt con el largo del disipador a diferentes números de Reynolds.	68
Figura 5.30	Variación de la temperatura con el largo del disipador a diferentes temperaturas de entrada.	68

Figura 5.31	Variación del número de Nusselt con el largo del disipador a diferentes temperaturas de entrada.	68
Figura 5.32	Variación de la temperatura con el largo del disipador a diferentes flujos de calor.	69
Figura 5.33	Variación del número de Nusselt con el largo del disipador a diferentes flujos de calor.	69
Figura 5.34	Variación de la resistencia térmica con el número de Reynolds.	69

Capítulo VI

Resultados Hidrodinámicos

Figura 6.1	Modelo de disipador de calor de microcanal rectangular desarrollado por Peng y Peterson.	71
Figura 6.2	Modelo rectangular de Peng y Peterson desarrollado.	72
Figura 6.3	Factor de fricción global de microcanal rectangular.	73
Figura 6.4	Perfiles de velocidad del fluido de trabajo dentro del canal.	73
Figura 6.5	Presión estática del fluido de trabajo a lo largo del canal.	74
Figura 6.6	Caída de presión a lo largo del canal.	74
Figura 6.7	Coefficiente de fricción a lo largo del canal.	74
Figura 6.8	Variación del coeficiente de fricción con el número de Reynolds.	75
Figura 6.9	Variación del coeficiente de fricción con la temperatura de entrada.	76
Figura 6.10	Variación del coeficiente de fricción con el flujo de calor.	76
Figura 6.11	Variación del coeficiente de fricción con el diámetro hidráulico a diferentes números de Reynolds.	77
Figura 6.12	Variación del coeficiente de fricción con el diámetro hidráulico a diferentes temperaturas de entrada.	78
Figura 6.13	Variación del coeficiente de fricción con el diámetro hidráulico a diferentes flujos de calor.	78
Figura 6.14	Variación del coeficiente de fricción con el área transversal del silicio a diferentes números de Reynolds.	79
Figura 6.15	Variación del coeficiente de fricción con el área transversal del silicio a diferentes temperaturas de entrada.	79
Figura 6.16	Variación del coeficiente de fricción con el área transversal del silicio a diferentes flujos de calor.	79
Figura 6.17	Variación del coeficiente de fricción con la longitud del canal a diferentes números de Reynolds.	80
Figura 6.18	Variación del coeficiente de fricción con la longitud del canal a diferentes temperaturas de entrada.	80
Figura 6.19	Variación del coeficiente de fricción con la longitud del canal a diferentes flujos de calor.	81

Índice de Tablas

Capítulo II

Disipadores de Calor Tipo Microcanal

Tabla 2.1	Clasificación de los canales.	15
-----------	-------------------------------	----

Capítulo III

Disipadores de Calor Tipo Microcanal

Tabla 3.1	Dimensiones de los canales de los diferentes casos para $\alpha=1.4$.	41
Tabla 3.2	Dimensiones del silicio para los diferentes casos para $\beta=0.47$.	41
Tabla 3.3	Longitud de los canales de los diferentes casos para $1 \leq \phi \leq 1.5$.	41

Capítulo IV

Análisis Numérico

Tabla 4.1	Dimensiones de microcanal triangular.	50
Tabla 4.2	Propiedades físicas del agua.	55
Tabla 4.3	Propiedades físicas del silicio.	55

Capítulo V

Resultados Térmicos

Tabla 5.1	Dimensiones del microcanal rectangular investigado por Tuckerman.	58
Tabla 5.2	Condiciones de funcionamiento de los experimentos desarrollados por Tuckerman.	58

Capítulo VI

Resultados Hidrodinámicos

Tabla 6.1	Dimensiones del microcanal rectangular investigado por Peng y Peterson.	72
Tabla 6.2	Condiciones de funcionamiento de los experimentos desarrollados por Peng y Peterson.	72

Introducción

Debido a las nuevas tendencias que se han venido presentando en los últimos años con respecto a los avances en la tecnología *VLSI* (*Very Long-Scale Integration*), la cual se ha enfocado a tener diseños con dimensiones físicas menores (como se puede ver en la Figura a), pero a su vez, con una elevada capacidad de procesamiento obtenida con el aumento de circuitos en los dispositivos electrónicos (como se muestra en la Figura b) se ha presentado en forma gradual el aumento de flujos de calor generado por estos dispositivos, teniendo con ello un aumento de temperatura en los mismos que rebasa los límites permitidos para su buen funcionamiento.

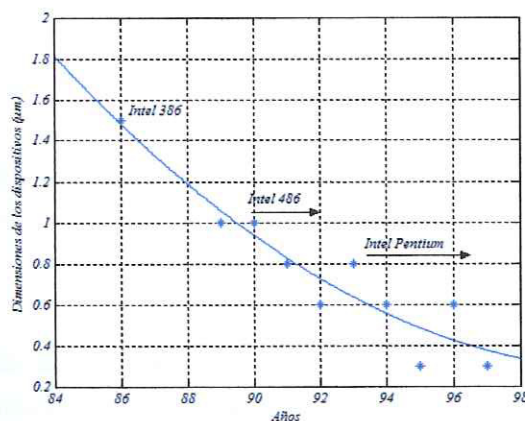


Figura a. Dimensiones de los dispositivos Intel® en los últimos años.

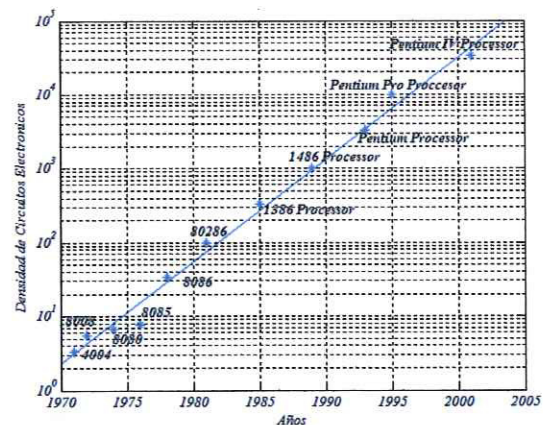


Figura b. Densidad de circuitos electrónicos de los dispositivos Intel® en los últimos años.

En años anteriores los métodos de enfriamiento utilizados estaban basados en procesos de transferencia de calor por convección natural (con el uso de secciones aletadas), y convección forzada (por medio de ventiladores de tiro forzado o inducido) necesitando de un área de transferencia de calor considerable para su buen funcionamiento. Estas características no hacen posible que estos medios de enfriamiento puedan ser utilizados en la era moderna, planteándose una evolución de la tecnología de enfriamiento de gases a líquidos en la era presente, y en un futuro próximo, de líquidos a criogenia [1].

A finales del siglo pasado se planteó una ley que predice la densidad de los dispositivos electrónicos y su flujo de calor generado, llamada *Ley de Moore* [1]. Esta relación se basa en los flujos de calor generados en dispositivos electrónicos específicos de años anteriores y determina el incremento del mismo en los periodos de tiempo, obteniendo la gráfica mostrada en la Figura c. Para finales de la presente década se tendrán flujos de calor de alrededor de 250 W/cm^2 ; cantidad considerable de calor que se requiere disipar para cumplir con las normas de diseños térmico de los dispositivos electrónicos, los cuales deben mantenerse entre 40 y $50 \text{ }^\circ\text{C}$ para su buen funcionamiento [2].

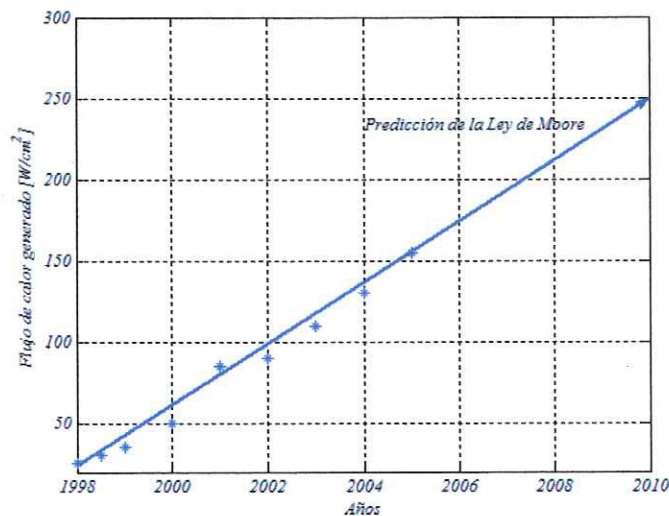


Figura c. Predicción de la Ley de Moore para flujos de calor generados por dispositivos electrónicos.

Por tales motivos se ha iniciado la búsqueda de disipadores de calor de menor tamaño con una capacidad de disipación elevada, encontrando respuesta en los microcanales, los cuales han presentado en estudios anteriores una alta eficiencia de disipación de flujos de calor excesivos al hacer pasar un fluido determinado dentro de sus cavidades.

El enfoque de este trabajo va dirigido al análisis de disipadores de calor de tipo microcanal con una sección transversal triangular, realizando un análisis numérico de diferentes configuraciones geométricas con agua como fluido de trabajo bajo condiciones de estado estable y flujo de calor constante, además de considerar las fuerzas capilares que se presentan en canales de estas dimensiones.

Capítulo I

Conceptos Fundamentales

En este primer capítulo se presentan los conceptos fundamentales que permiten tener una idea clara sobre el fenómeno que se analiza en el presente trabajo, obteniendo con ello un enfoque unificado sobre el mismo. Los conceptos utilizados para flujo interno y transferencia de calor mostrados en esta sección son aplicables para canales de tamaño microscópico, considerándose fuertemente las condiciones de capa límite hidrodinámica y térmica en el canal, ya que, por las dimensiones del mismo, los espesores de las capas límites abarcan completamente el diámetro hidráulico del canal. Además, se hace mención de las fuerzas capilares que se presentan en estos canales.

1.1 Conceptos Hidrodinámicos

1.1.1 Fluido

En la naturaleza la materia está presente en tres estados físicos ya conocidos por el hombre, además de un cuarto estado llamado plasma que se ha considerando en los últimos años. Estos estados se presentan en la gran mayoría de los materiales, en forma natural o ajustando las condiciones que actúan sobre los mismos.

Considerando únicamente el punto de vista de la *Mecánica de Fluidos*, la materia se clasifica en dos estados: *i)* sólido, en los cuales las moléculas de los materiales se encuentran muy cercanas y fuertemente unidas una de otra provocando deformaciones estáticas al ser aplicados esfuerzos cortantes sobre estos cuerpos, y *ii)* fluidos, siendo clasificados dentro de éstos los líquidos y gases, que al ser expuestos a esfuerzos cortantes, por menores que estos sean, provocarán el movimiento del fluido, deformándose continuamente al seguir aplicando esfuerzos sobre él.

1.1.2 Fluido Newtoniano y No Newtoniano

Los fluidos pueden clasificarse en fluidos Newtonianos, en los cuales existe una relación lineal entre la tensión de cortadura aplicada y la velocidad de deformación resultante; y los fluidos no Newtonianos, en los que no se presenta esta relación de linealidad. En la Figura 1.1 se muestra una sustancia colocada entre dos placas paralelas próximas, donde la placa inferior se encuentra estática y la superior afectada por una fuerza aplicada F , moviéndola a una velocidad constante, sin llegar a ser nula, provocando una tensión de cortadura F/A .

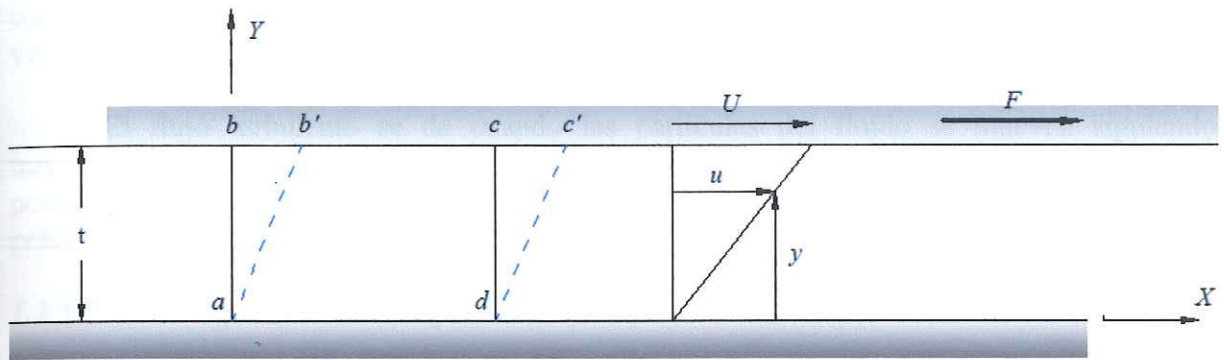


Figura 1.1. Deformación resultante de la aplicación de una fuerza cortante constante.

El fluido en el área $abcd$ se mueve hasta ocupar la nueva posición $ab'c'd'$, moviéndose cada partícula a una velocidad u que varía desde cero en la placa fija hasta U en la placa móvil, esto es:

$$\tau = \frac{F}{A} = \mu \frac{U}{t} \quad (1.1)$$

La relación existente entre la velocidad angular de deformación del fluido y el cambio de velocidades dividida por la distancia en que se produce la variación, es:

$$\frac{U}{t} = \frac{du}{dy} \quad (1.2)$$

Comparando las Ecuaciones (1.1) y (1.2), se obtiene la *Ley de Newton de Viscosidad*, expresada como:

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad (1.3)$$

1.1.3 Fluido Viscoso y No Viscoso

Cuando se habla de fluidos viscosos se está hablando de fluidos en los cuales, para su análisis, se considera la resistencia a una deformación angular o esfuerzo cortante, variando principalmente con la temperatura, aumentando en los gases al incrementar la temperatura y viceversa en los líquidos. Los fluidos no viscosos son aquellos en los cuales las variaciones dadas por la viscosidad se hacen despreciables, es decir se igualan a cero, haciendo de este tipo de fluidos casos ideales que no se presentan en la naturaleza.

1.1.4 Flujo Laminar y Turbulento

Al momento de considerar que las partículas de un fluido se mueven a lo largo de una trayectoria lisa en capas o láminas deslizándose una capa sobre otra adyacente, se está

tratando de un flujo laminar que cumple con la *Ley de Newton de Viscosidad*, siendo la viscosidad la causante de frenar la tendencia a la turbulencia.

El flujo turbulento se da cuando las partículas del fluido se mueven siguiendo trayectorias muy irregulares originando un intercambio de cantidades de movimiento de una porción del fluido a otra. Este flujo es el de mayor frecuencia en diferentes aplicaciones prácticas de la ingeniería.

1.1.5 Flujo Compresible e Incompresible

Se considera un flujo incompresible aquel en el cual la variación de la densidad es despreciable, como lo es el flujo de líquidos; mientras que, en el flujo compresible la variación de densidad no es despreciable, como se presenta principalmente en el flujo de gases.

1.1.6 Flujo Interno y Externo

Los flujos delimitados completamente por superficies sólidas son llamados flujos internos, como lo es el paso de un fluido a través de tuberías; en tanto que los flujos externos son fluidos sobre cuerpos sumergidos con fronteras abiertas al medio ambiente, como lo es el agua en un lago.

1.1.7 Fuerzas Capilares

Las fuerza capilares son las fuerzas de resistencia que presenta un fluido en estado líquido o cambio de fase al movimiento, debido a la tensión superficial existente entre el fluido y el sólido que lo contiene (o fluido, gas y sólido en cambio de fase). La Ecuación (1.4) muestra la relación presente entre la tensión superficial del fluido y la viscosidad del mismo, siendo ésta el *Número de Capilaridad, Ca*.

$$Ca = \frac{\mu U}{\sigma} \quad (1.4)$$

$$Re = \frac{\rho u D_h}{\mu} \quad (1.5)$$

$$We = \frac{\rho u^2 D_h}{\sigma} \quad (1.6)$$

El criterio existente para determinar si las fuerzas capilares son un parámetro importante a considerar en modelos de *Mecánica de Fluidos*, está dado por la Ecuación (1.7) [3]. Los esfuerzos capilares son nulos cuando la relación entre la energía cinética y la viscosidad del fluido es mucho menor que la relación entre la energía cinética y la tensión superficial, es decir, cuando el *Número de Reynolds, Re*, es mucho menor que el *Número de Weber, We*, expresado en la Ecuación (1.6). Esta relación se obtiene a partir del análisis sobre

una gota de agua para determinar la energía necesaria para su ruptura. En el Capítulo 3 se muestra el análisis.

$$\sqrt{Re} \ll We \quad (1.7)$$

En los microcanales con fluido de trabajo en estado líquido y una sola fase, la validez de la relación mostrada depende de las dimensiones del canal así como de la velocidad del fluido, ya que tanto Re como We están en función de estos dos parámetros. Se tiene para velocidades bajas y diámetros hidráulicos pequeños un cumplimiento total del criterio. Para diámetros hidráulicos mayores y velocidades elevadas, el criterio puede o no cumplir, como se muestra en el Capítulo 3.

Para el uso de fluidos en cambio de fase, las fuerzas capilares se presentan debido a que se tiene una mezcla de líquido y gas, en la cual el líquido se asienta en la parte inferior del fluido teniendo una velocidad mínima y el gas es el que lleva la mayor velocidad dentro del canal, presentándose tensión superficial entre el líquido y las paredes del canal, como se ve en la Figura 1.2.

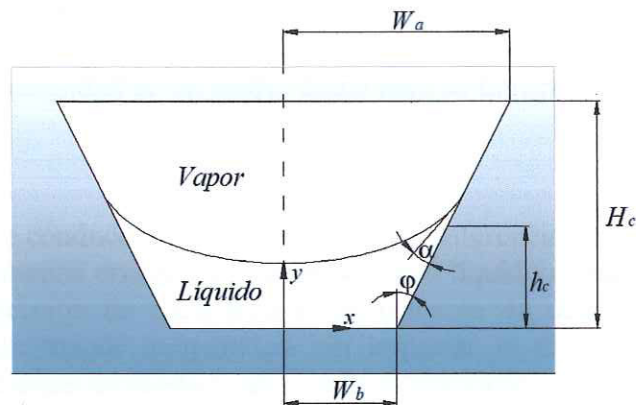


Figura 1.2. Capilaridad presente en la mezcla líquido-vapor en microcanales.

La interfase entre el líquido-vapor presenta esfuerzos cortantes considerables, teniendo un radio de curvatura del líquido constante cuando el ancho del canal es considerablemente menor que la longitud característica de capilaridad. Estos esfuerzos se encuentran relacionados con el *Número de Bond*, Bo , el cual se expresa en la Ecuación (1.8). Se tienen gradientes de presión mayores debidos a este fenómeno, con lo cual será necesario un mayor esfuerzo del sistema para el buen funcionamiento del mismo [4].

$$Bo = \left[\frac{\sigma}{g(\rho_{liq} - \rho_{vap})} \right]^{1/2} \quad (1.8)$$

Para microcanales con gas como fluido de trabajo, las fuerzas capilares son nulas debido a que los gases no presentan tensión superficial entre sus moléculas y las paredes del canal [5].

La inclusión de la fuerza de capilaridad para los tres casos posibles dentro de los modelos matemáticos gobernantes en los microcanales se dan agregando un término fuente a las ecuaciones de cantidad de movimiento, mostradas en el Capítulo 3, teniendo una influencia directa en la caída de presión a lo largo del canal [3,4,5].

1.2 Conceptos de Transferencia de Calor

1.2.1 Transferencia de Calor

En la mayoría de los procesos de la naturaleza se encuentra presente el intercambio de energía de un medio a otro debido a las diferencias de temperaturas existentes entre los medios, produciendo fenómenos tales como las mareas, el viento, el calentamiento del cuerpo humano a través de la sangre, etc. Estos fenómenos son procesos que tienen una alta eficiencia en su funcionamiento y que el ser humano ha tomado como patrones para satisfacer sus necesidades diarias.

Los procesos de transferencia de calor se clasifican en tres fenómenos: conducción, presente en un medio sólido o líquido en estado estacionario; convección, dada entre una superficie y un fluido en movimiento estando a diferentes temperaturas; y la radiación, en la cual todas las superficies con temperaturas finitas emiten energía en forma de ondas electromagnéticas sin necesidad de un medio físico para su transporte.

1.2.2 Conducción

El fenómeno de conducción está dado por la transferencia de energía de las partículas más energéticas a las menos energéticas en un sólido o líquido debido a la interacción entre las moléculas. La dirección de transferencia de calor se da desde un medio con mayor temperatura a uno con menor temperatura sin importar la diferencia entre separaciones moleculares que existe entre un sólido y un líquido estacionario, como se ve en la Figura 1.3.

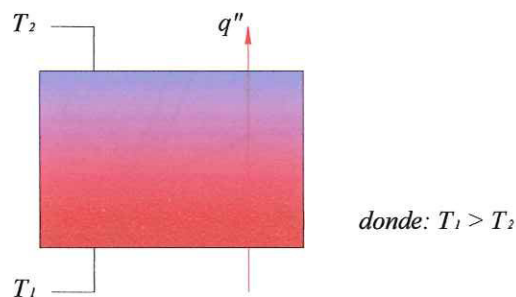


Figura 1.3. Fenómeno de conducción.

La transferencia de calor por conducción se encuentra gobernada por la Ley de Fourier, expresada como se muestra en la Ecuación (1.9).

$$q_x'' = -k \frac{dT}{dx} \quad (1.9)$$

1.2.3 Convección

Este fenómeno se presenta debido a dos medios: un fluido en movimiento y una superficie fija, teniendo entre ellas un gradiente de temperaturas como se ve en la Figura 1.4.

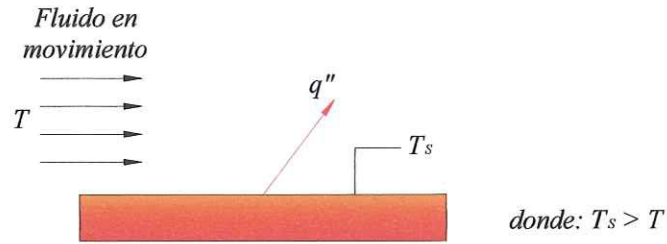


Figura 1.4. Fenómeno de convección.

Con respecto al movimiento del fluido el fenómeno de convección se clasifica en convección libre, en donde el flujo es inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de diferencias de densidad ocasionadas por variaciones de temperatura en el fluido; y convección forzada, ocasionada por medios externos, como un ventilador, vientos atmosféricos, una bomba, etc. La ecuación gobernante de este fenómeno está dada por la *Ley de Enfriamiento de Newton*, la cual se expresa como:

$$q'' = h(T_s - T_\infty) \quad (1.10)$$

1.2.4 Radiación

La radiación térmica es la energía emitida por la materia que se encuentra a una temperatura finita. Sin importar la forma de la materia, la radiación se puede atribuir a cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos y moléculas que la constituyen, sin tener la necesidad de un medio material, ya que esta energía se transfiere por ondas electromagnéticas, teniendo mayor efectividad en el vacío, como se muestra en la Figura 1.5.

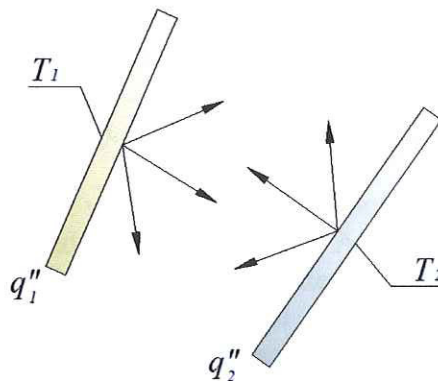


Figura 1.5. Fenómeno de radiación.

La radiación emitida por una superficie está dada a partir de la energía térmica de la materia, liberando energía a una velocidad dada, denominada como potencia emisiva E , en

donde se presenta un límite superior para esta potencia establecida por la *Ley de Stefan-Boltzman*, que, para cuerpos negros se define como:

$$E_{bb} = \sigma T_S^4 \quad (1.11)$$

La Ecuación (1.11) está dada para cuerpos negros debido a que estos presentan la mayor emisividad ($\varepsilon=1$) de todos los materiales. Para otros materiales, la potencia emisiva es una fracción de lo emitido por un cuerpo negro y está expresada por la Ecuación (1.12).

$$E = \varepsilon \sigma_{S-B} T_S^4 \quad (1.12)$$

1.3 Capa Límite

1.3.1 Capa Límite Hidráulica

La capa límite hidráulica es la región entre el límite de un cuerpo sólido y un fluido en donde el fluido tiene un cambio de velocidad desde un valor cero hasta un valor finito u_∞ ; debido al contacto de las partículas del fluido con el sólido, haciendo su velocidad igual a cero y afectando a su vez a las partículas de la capa superior adyacente, frenándolas sin que estas lleguen a una velocidad nula, y así sucesivamente, hasta dejar de afectar este fenómeno en la velocidad del fluido. El espesor de la capa límite es de $y=\delta_h$, dada por el valor del 99% de la u_∞ .

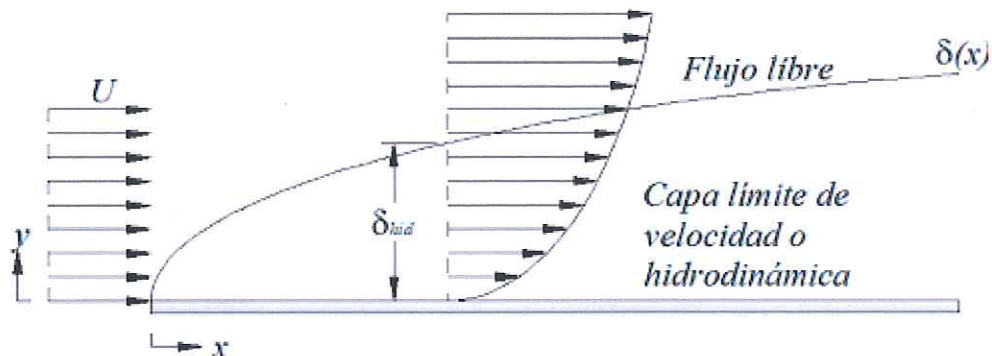


Figura 1.6. Capa límite de velocidad o hidrodinámica.

La Figura 1.6 muestra la variación de la velocidad a lo largo del eje y , siendo denominada el perfil de velocidad de la capa límite. Además, dentro de la capa delgada se presentan gradientes de velocidad y esfuerzos cortantes grandes, debido a las fuerzas viscosas actuantes dentro de este régimen interno; en el régimen externo de la capa límite los gradientes mencionados son insignificantes y solamente se ve afectado el fluido por las fuerzas de cuerpo del mismo. Con el aumento de la distancia desde el extremo de la placa a lo largo del eje x , la capa límite crece por el aumento de los efectos de la viscosidad en el flujo libre.

1.3.2 Capa Límite Térmica

La capa límite térmica se da cuando existe una variación de temperaturas entre una superficie y la temperatura de un flujo libre de un fluido.

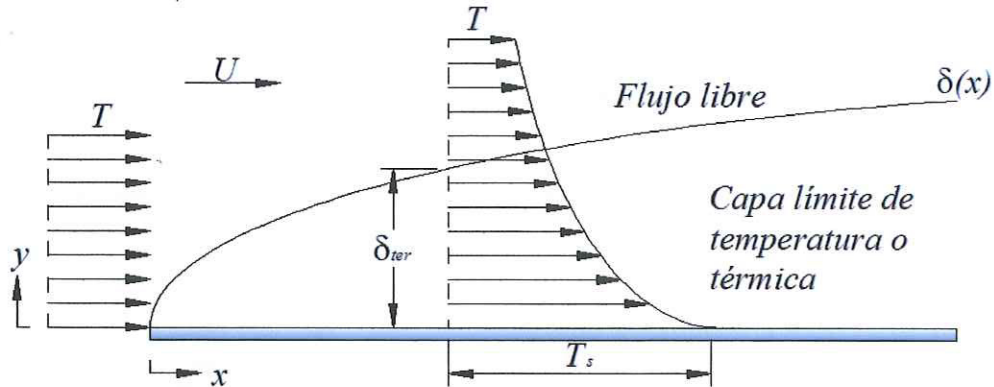


Figura 1.7. Capa límite de temperatura o térmica.

En la Figura 1.7, las partículas de la capa límite térmica que hacen contacto con la superficie alcanzan su equilibrio térmico a la temperatura de la pared de contacto, fluyendo a su vez energía a las capas adyacentes, provocando gradientes de temperatura. Este fenómeno se presenta hasta llegar a una temperatura finita T_∞ , la cual tiene un espesor δ_t , definido por:

$$\frac{T_s - T}{T_s - T_\infty} = 0.99 \quad (1.13)$$

Al aumentar la distancia desde el inicio de la superficie a lo largo del eje x , los efectos de la transferencia de calor penetran más en el flujo libre, haciendo crecer más la capa límite térmica.

1.4 Condiciones de Flujo Completamente Desarrollado

1.4.1 Condiciones de Flujo

Cuando un fluido hace contacto con la superficie de un tubo circular, los efectos viscosos tienen gran importancia y se produce la capa límite al aumentar la distancia en x , contrayéndose el flujo no viscoso y uniendo la capa límite en la línea central del ducto, extendiéndose los efectos viscosos sobre toda la sección transversal y haciendo que el perfil de velocidades no cambien al seguir aumentando en el eje x (Figura 1.8). Con ello se presenta el flujo completamente desarrollado a una distancia desde la entrada hasta este punto llamada longitud de entrada hidrodinámica, X_{hid} , obtenida para un flujo laminar como:

$$\left(\frac{X_{hid}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \quad (1.14)$$

Para flujo turbulento, debido a lo complejo de realizar un estudio analítico al fenómeno, se tienen un criterio independiente del número de Reynolds, siendo el más considerado el siguiente:

$$10 \leq \left(\frac{X_{hid}}{D} \right)_{turb} \leq 60 \quad (1.15)$$

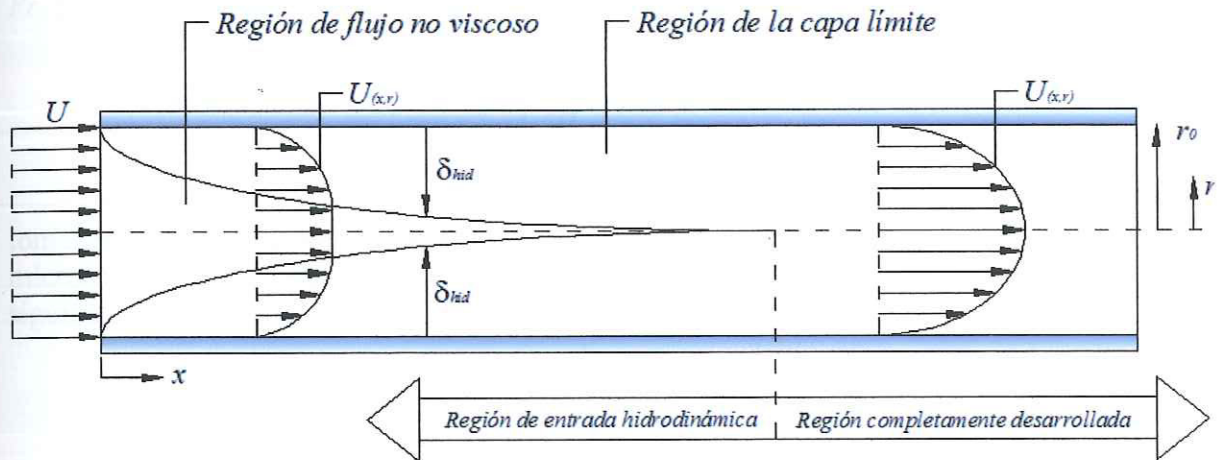


Figura 1.8. Desarrollo del perfil de velocidad.

1.4.2 Condiciones Térmicas

Al entrar un fluido a una temperatura uniforme siendo menor que la temperatura de la superficie, se presenta la transferencia de calor por convección, produciéndose la capa límite térmica, alcanzando condiciones térmicas completamente desarrolladas al fijar las condiciones de la superficie, ya sea por una temperatura constante o un flujo de calor constante, aumentando la cantidad de temperatura del fluido con respecto a la de entrada conforme se incrementa la distancia en x (Figura 1.9).

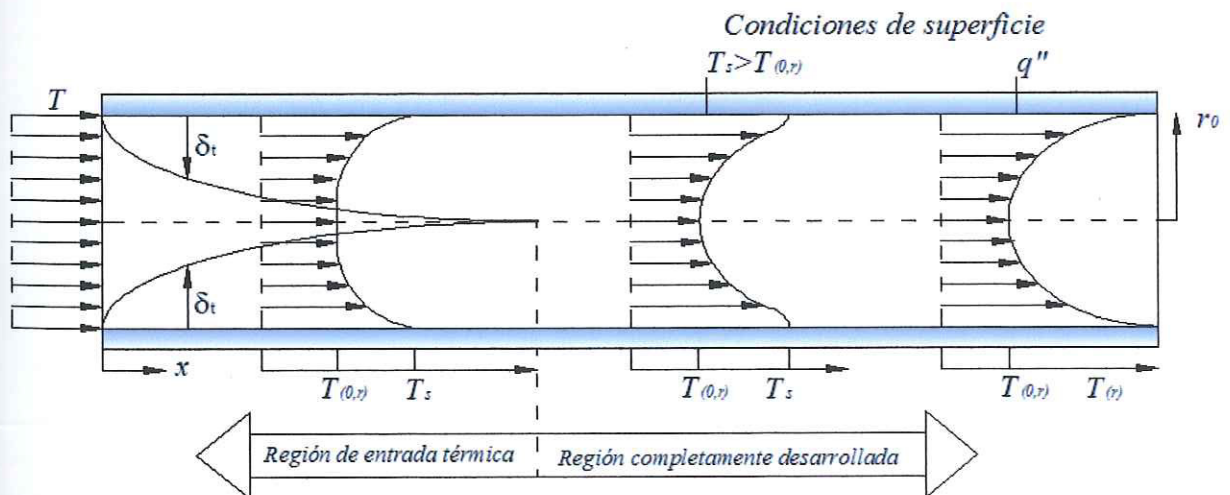


Figura 1.9. Desarrollo del perfil de temperaturas.

Para el flujo laminar, la longitud de entrada térmica se puede expresar como:

$$\left(\frac{X_{hid}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \text{Pr} \quad (1.16)$$

Para flujo turbulento, las condiciones son casi independientes del *Número de Prandtl*, Pr , y de igual manera se suponen aproximaciones, siendo la de mayor uso:

$$\left(\frac{X_{hid}}{D}\right)_{turb} = 60 \quad (1.17)$$

Estos conceptos básicos serán aplicados en los análisis y modelos posteriores, tomando en cuenta los antecedentes que se tienen sobre el funcionamiento de los microcanales y los disipadores de calor de tipo microcanal que se mencionan en el capítulo siguiente.

Capítulo II

Disipadores de Calor Tipo Microcanal

En este segundo capítulo se da una introducción global de los microcanales, la clasificación de los mismos y su uso; a su vez, en una segunda parte, se muestra el desarrollo en los últimos años de estos dispositivos en disipadores de calor para equipos electrónicos, su funcionamiento, los arreglos que se han venido desarrollando, los materiales que han llegado a hacer de estos dispositivos una herramienta útil de disipación de calor; y finalmente las ventajas y desventajas que se tienen al utilizar estos arreglos en las nuevas tecnologías que se desarrollan actualmente.

2.1 Microcanales

2.1.1 ¿Qué es un Microcanal?

La definición clásica de un microcanal está dada como un pasaje de flujo con sección de área transversal de diferentes geometrías, ya sea rectangular, trapezoidal, triangular, sinusoidal, etc., teniendo diámetros hidráulicos en el rango de 10 a 200 micrómetros con una longitud de canal mucho mayor que el diámetro hidráulico y determinada según el uso que a éste se le dará. Dentro de este ducto circula un fluido de trabajo con características definidas que cumplan con el funcionamiento requerido. Este dispositivo se muestra en la Figura 2.1.

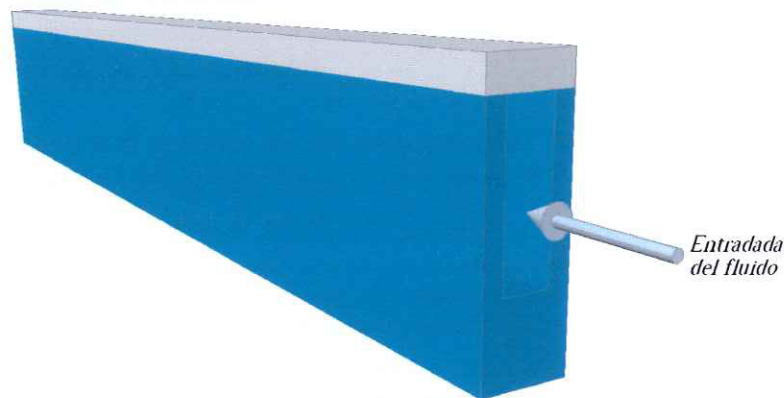


Figura 2.1. Esquema de un microcanal típico.

Estos canales están fabricados en diferentes materiales según su uso, tomando en cuenta para su maquinado los diámetros hidráulicos deseados, esto es, para canales con diámetros hidráulicos de 3 mm o mayores son aplicadas las técnicas convencionales de fabricación; para diámetros hidráulicos menores a 3 mm son formados con pasajes de aletas estrechas, como lo es un intercambiador de calor de placa aletada. El límite menor para la

manufactura de canales pequeños está impuesto por los mayores cambios en las restricciones de la tecnología de fabricación. Actualmente se pueden maquinar canales con diámetros hidráulicos de 200 μm con las técnicas de manufactura clásica. Con técnicas de manufactura modernas como el corte por láser, plasma, procesos químicos con soluciones alcalinas, litografía, etc.; se han desarrollado los canales de diámetros menores de 200 μm , teniendo como principal restricción la limpieza del canal.

El material de fabricación de los microcanales igualmente es variado, siendo utilizado tanto cobre, aluminio, platino, etc. para diferentes bombas de calor; plásticos y Pyrex son materiales de fabricación para uso químico y biológico; y fuertemente es utilizado el substrato de silicio para los disipadores de calor.

2.1.2 Aplicación de los Microcanales

A principios de los años 70's del siglo pasado se inició el desarrollo de la tecnología a microescala, planteando diferentes modelos y procesos para diferentes áreas de la ingeniería como la bioingeniería y biotecnología, aeroespacial, mini intercambiadores de calor, procesos de materiales y manufacturas, entre otras, teniendo como punto principal el transporte de fluido a través de microcanales para cumplir con los enfoques deseados.

En la última década se han desarrollado nuevos campos en los cuales se plantea el uso de la tecnología micro. Los sistemas *MEMS* (*Micro Electrical-Mechanical System*), tales como los sistemas de celdas de combustible, disipadores de calor, bombas capilares, procesos de moldeo a partir de procesos de capilaridad húmeda, etc., son el resultado de este desarrollo.

La disipación de calor con microcanales se inició a partir de los estudios realizados por Tuckerman a principios de los años 80's del siglo pasado [6], evolucionando con el tiempo los modelos tanto en sus configuraciones geométricas, como las características del fluido y flujo de calor en el sistema.

2.1.3 Clasificación de los Microcanales

Una de las clasificaciones es la propuesta por Mehendale et al. [7] basada en la dimensión del canal, la cual divide el rango de 1 μm a 100 μm como microcanales, 100 μm a 1 mm como mesocanales, 1 mm a 6 mm como pasajes compactos, y mayores de 6 mm como pasajes convencionales.

Otra clasificación fue dada por Kandlikar [8] para rangos menores de 200 μm para canales con gases como fluido de trabajo, basándose en los efectos de rarefacción (deslizamiento de las moléculas del gas sobre las paredes del canal), los cuales son descritos con el *Número de Knudsen*, *Kn*, dado por la Ecuación (2.1).

$$Kn = \frac{\lambda}{D_h} \quad (2.1)$$

Siendo λ la medida de trayectoria libre para el cálculo de gases, la cual a su vez esta expresada como:

$$\lambda = \frac{\mu\sqrt{\pi}}{\rho\sqrt{2RT}} \quad (2.2)$$

A partir del número de Knudsen se puede determinar el rango del canal. Los fluidos que presentan números de Knudsen entre $0.1 > Kn > 0.001$ se clasifican como fluidos dentro de microcanales. La región de transición se da cuando los efectos de rarefacción son más severos y aproximados al flujo de las moléculas, teniendo esta zona entre $10 \geq Kn \geq 0.1$, la cual es la zona de transición a la nanotecnología con rango de canal de $10 \mu\text{m} \geq D_h \geq 0.1 \mu\text{m}$.

Dentro de las bases de las discusiones a lo largo de los últimos años, se ha llegado a una clasificación de canales adecuada tomando en consideración las clasificaciones ya hechas por los diferentes investigadores, la cual ha llegado a ser tomada como base para los análisis desarrollados [9]. Esta clasificación es la mostrada en la Tabla 2.1.

Tabla 2.1. Clasificación de los canales¹.

Tipo de Canal	Rango de Operación
Convective Channels	$D_h > 3 \text{ mm}$
Minichannels	$3 \text{ mm} \geq D_h \geq 200 \mu\text{m}$
Microchannels	$200 \mu\text{m} \geq D_h \geq 10 \mu\text{m}$
Transitional Channels	
→ Transitional Microchannels	$10 \mu\text{m} \geq D_h \geq 1 \mu\text{m}$
→ Transitional Nanochannels	$1 \mu\text{m} \geq D_h \geq 0.1 \mu\text{m}$
Molecular Nanochannels	$0.1 \mu\text{m} \geq D_h$

En el presente trabajo se analizarán únicamente los microcanales para los diferentes análisis realizados, por lo cual cualquier modelo planteado se encontrará en el rango de diámetro hidráulico de $10 \mu\text{m}$ a $200 \mu\text{m}$.

2.2 Disipadores de Calor Tipo Microcanal

2.2.1 ¿Qué es un Disipador de Calor Tipo Microcanal?

Cuando se habla de disipadores de calor tipo microcanal se hace referencia a dispositivos capaces de eliminar cantidades excesivamente elevadas de calor, las cuales han llegando a ser contempladas para dispositivos electrónicos de finales de la presente década del orden de 2.5 millón de Watts por metro cuadrado (250 W/cm^2) como se mencionó inicialmente; basándose el funcionamiento de estos dispositivos en el flujo de fluidos con características particulares, siendo el agua el más utilizado en investigaciones realizadas, pero estando actualmente en desarrollo análisis con otros fluidos de trabajo.

Estos dispositivos constan de una serie de microcanales de dimensiones y perfiles específicos alineados clásicamente en forma paralela, sobre una superficie de material base,

¹ Para tener un adecuado manejo de la terminología usada en el área de la investigación, se mantienen los nombres en ingles de los tipos de canal.

en el cual se encuentra fabricado este arreglo y que a su vez permanece en contacto con otra superficie perteneciente al dispositivo a enfriar la cual tiene un elevado flujo de calor por unidad de área constante, como se aprecia en la Figura 2.2.

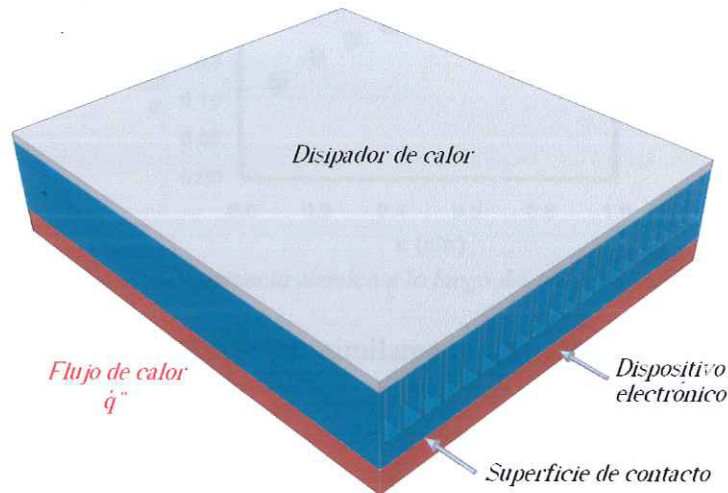


Figura 2.2. Arreglo de los disipadores de calor tipo microcanal.

2.2.2 Antecedentes de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal

Después de la investigación realizada por Tuckerman en su tesis doctoral, se inició la investigación en este tema realizando trabajos a lo largo de los años en forma experimental, analítica y numérica por diferentes investigadores.

2.2.2.1 Investigaciones Experimentales

A mediados de la década de los 80's del siglo pasado, Tuckerman y Pearse [10] realizaron experimentos con microcanales de sección transversal rectangular, demostrando que un disipador de calor tipo microcanal tiene un alto coeficiente de transferencia de calor en régimen laminar similar al que se presenta en régimen turbulento para canales convencionales. Ellos obtuvieron la variación de la resistencia térmica a lo largo del canal, como se muestra en la Figura 2.3.

Wu y Little [5] realizaron investigaciones con canales rectangulares con agua como fluido de trabajo, encontrando la transición a turbulento para números de Reynolds más bajos que los que se tienen en canales convencionales (alrededor de $Re=1000$), planteando como hipótesis para dar explicación al fenómeno, que el rápido cambio en el flujo de calor y coeficiente de transferencia de calor es el resultado del cambio en el régimen del fluido.

Wu y Little [11], Pfahler et al. [12], y Choi et al. [13] realizaron experimentos con líquidos y gases obteniendo variaciones significativas del flujo y la transferencia de calor de fluidos fluyendo dentro de microtubos y microcanales con respecto a lo reportado en experimentos previos para canales convencionales. Además, se encontró que la medición del número de Nusselt en flujo laminar exhibe una dependencia del número de Reynolds.

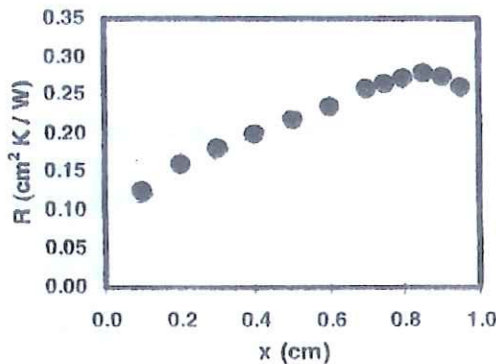


Figura 2.3. Resistencia térmica a lo largo del canal rectangular.

Samalam [14] obtuvo resultados similares a los obtenidos por Tuckerman y Pease, validando los resultados de los mismos y obteniendo una correlación para la resistencia térmica presente.

Peterson y Ortega [15] y Yang y Zhang [16] mostraron que la solución más cercana para disipar los excesivos flujos de calor generados por los dispositivos electrónicos es el colocar el disipador de calor lo más cercano al dispositivo a enfriar. Se mostró que el fabricar los disipadores en el mismo dispositivo electrónico es la forma más eficiente de enfriamiento de éstos.

Phillip [17] ratificó las conclusiones dadas por Tuckerman y Pease, mostrando experimentalmente la diferencia presente entre microcanales y macrocanales, teniendo una comprensión clara de las características de transferencia de calor y flujo de fluidos en microcanales y en estructuras de microcanales.

Estudios más recientes fueron hechos por Wang y Peng [18], quienes investigaron el flujo en convección forzada en microcanales en una fase y cambio de fase. Encontraron los rangos para los diferentes regímenes presentes en gases como fluidos de trabajo, teniendo flujo laminar a $Re < 400$, para la zona de transición $400 < Re < 1000$ y flujo turbulento en $Re > 1000$. Se encontró que el coeficiente de transferencia de calor aumenta conforme disminuye la temperatura o aumenta la velocidad. Finalmente, mostraron el efecto que se tiene en la temperatura del dispositivo y el régimen del fluido al variar las dimensiones del canal.

Peng, Wang y Peterson [19] enfocaron su atención en la comprensión de las características del flujo y la transferencia de calor para las aplicaciones e innovaciones de los próximos años. Mostraron la variación de las propiedades termofísicas del fluido debido a la variación de temperatura del fluido a lo largo del canal al suministrar calor al mismo, así como la apertura para realizar un análisis más detallado de las propiedades que se tiene en el material base. Las Figuras 2.4 muestran la dependencia tanto del material base del disipador y el coeficiente de transferencia de calor del fluido, de la temperatura del dispositivo.

Peng y Peterson [20, 21] demostraron que la configuración geométrica (razón de aspectos y razón de diámetro hidráulico de centro a centro del microcanal) tiene un efecto significativo en la transferencia de calor convectiva en una sola fase así como en el régimen del fluido, disminuyendo la zona de transición al decrecer el diámetro hidráulico, siendo este principio aplicable solamente para fluidos en fase líquida. Estos autores determinaron correlaciones para calcular el número de Nusselt y el coeficiente de fricción para régimen laminar (Ecuaciones (2.3) y (2.4), respectivamente).

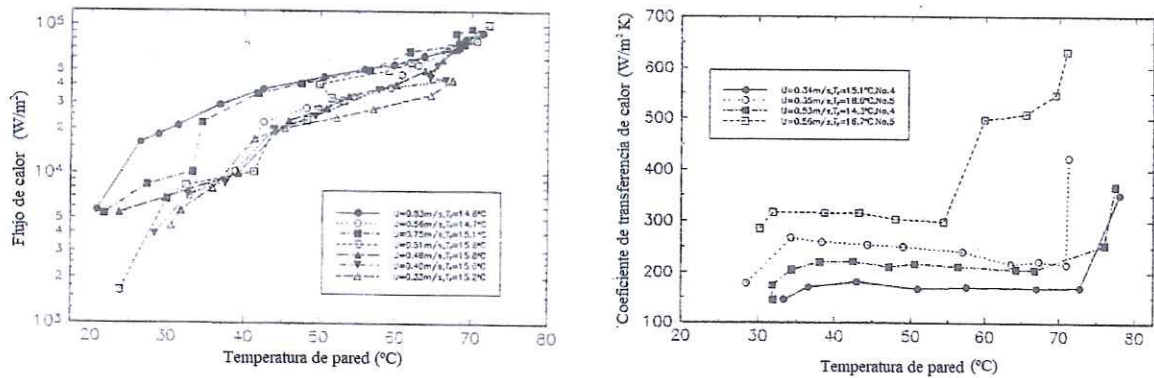


Figura 2.4. Dependencia de las propiedades físicas del fluido de la transferencia de calor.

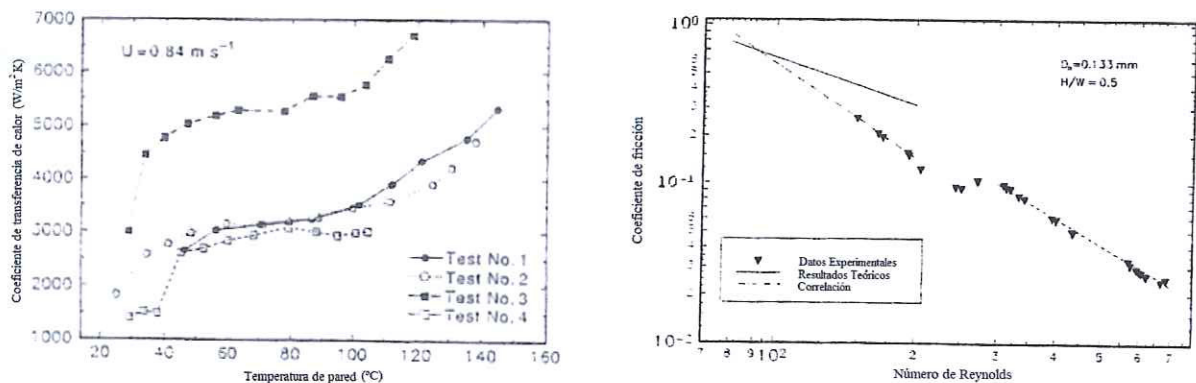


Figura 2.5. Dependencia de la geometría del canal de la transferencia de calor y el coeficiente de fricción.

$$Nu = 0.1165 \left(\frac{D_h}{W_c} \right)^{0.81} \left(\frac{H}{W} \right)^{-0.79} Re^{0.62} Pr^{1.3} \quad (2.3)$$

$$f = \frac{C_f}{Re^{1.98}} \quad (2.4)$$

Adams et al. [22] obtuvieron una correlación en forma experimental para el número de Nusselt para fluidos en una sola fase dentro de microcanales circulares, válida para números de Reynolds de $2.6 \times 10^3 \leq Re \leq 2.3 \times 10^4$ y números de Prandtl de $1.53 \leq Pr \leq 6.43$, siendo ésta la Ecuación (2.5).

$$Nu = \frac{(f/8)(Re-1000)Pr}{1+12.7(f/8)^{1/2}(Pr^{2/3}-1)} \quad (2.5)$$

Hetsroni et al. [23] realizaron un estudio con disipadores de calor conformando por 21 microcanales de sección transversal triangular usando agua y líquido dieléctrico como fluido de trabajo, teniendo una sola fase para el caso del agua, y cambio de fase para el líquido dieléctrico. Se obtuvieron menores temperaturas para el sistema en cambio de fase como se ve en la Figura 2.6.

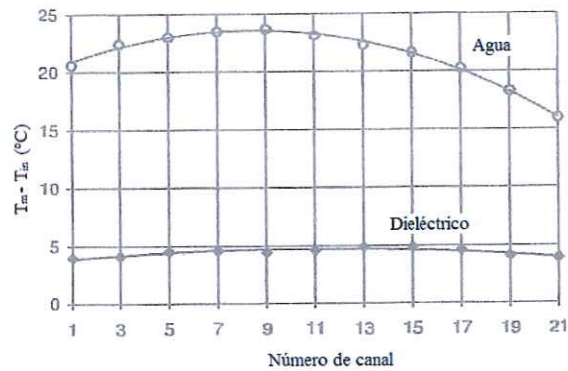


Figura 2.6. Temperaturas a lo largo de los canales del disipador.

Judy et al. [24] realizaron investigaciones del coeficiente de fricción que se presenta en microcanales para diferentes secciones transversales con diferentes fluidos de trabajo. No se encontró diferencia entre los resultados experimentales obtenidos y la teoría de flujo de Stokes para cualquier fluido. Sin embargo, se encontró una diferencia con la teoría para diámetros menores. No se aplicó flujo de calor a ninguna prueba.

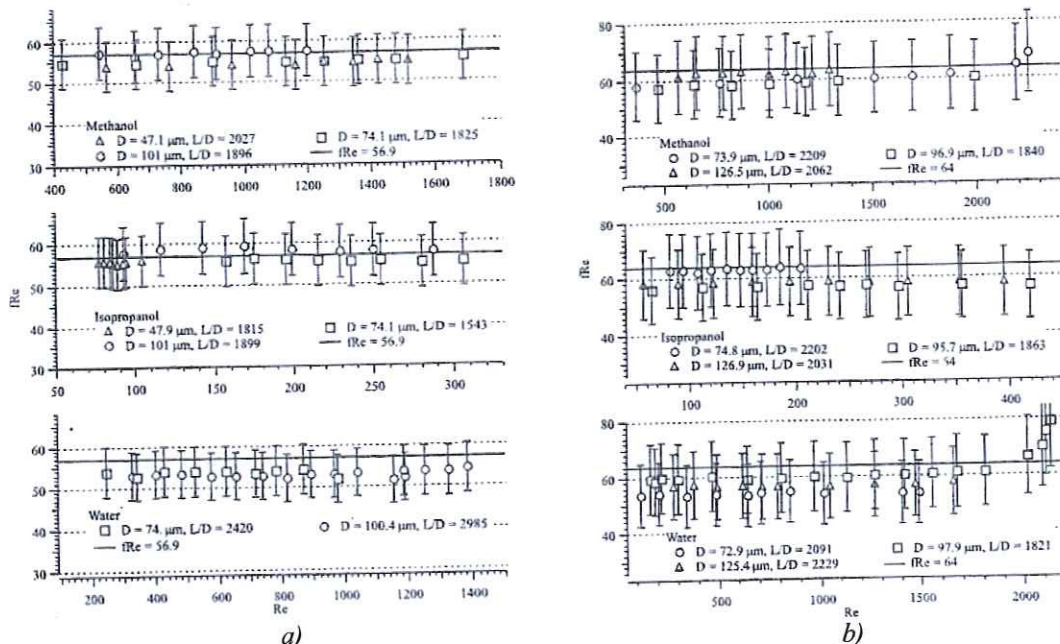


Figura 2.7. Caídas de presión para canales a) rectangulares y b) circulares para diferentes fluidos de trabajo.

Hsieh et al. [25] realizaron un estudio experimental sobre las características de un fluido gaseoso en microcanales rectangulares con diámetros hidráulicos de 80 μm con

números de Reynolds entre 2.6 y 89.4. Los efectos deslizantes existentes en los canales están dados por números de Knudsen entre 0.001 y 0.2. Se determinaron los coeficientes de caída de presión de Fanning y de Darcy, teniendo el mismo comportamiento en ambas gráficas con una relación de cuatro unidades entre ambos factores.

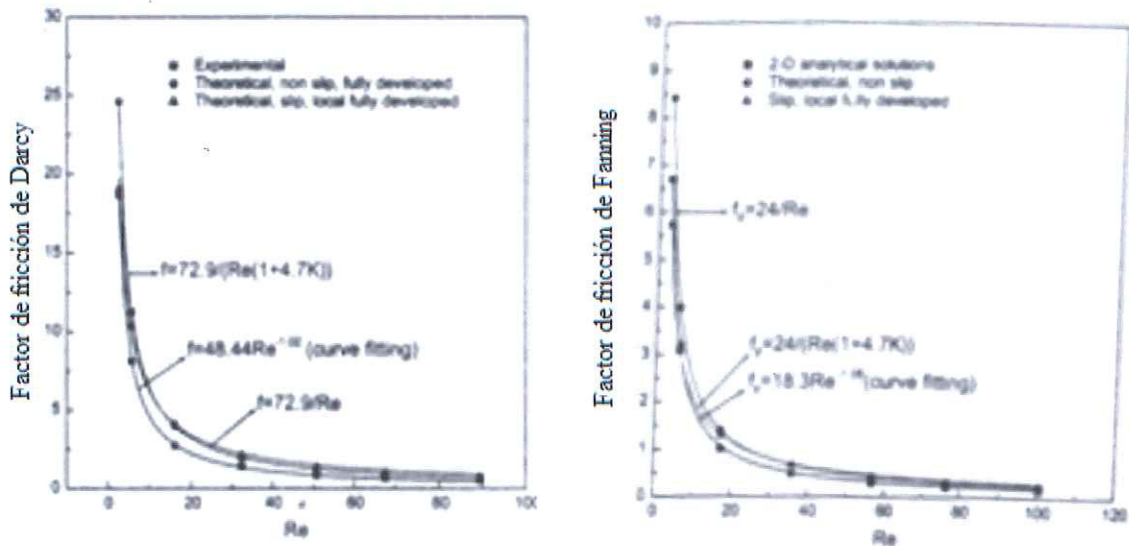


Figura 2.8. Factores de fricción de Darcy y de Fanning para flujo de gases en microcanales.

Kandlikar y Grande [26] obtuvieron la variación de presión a lo largo de un microcanal para diferentes aperturas así como el coeficiente de transferencia de calor, mostrando la importancia de la geometría en ambos aspectos.

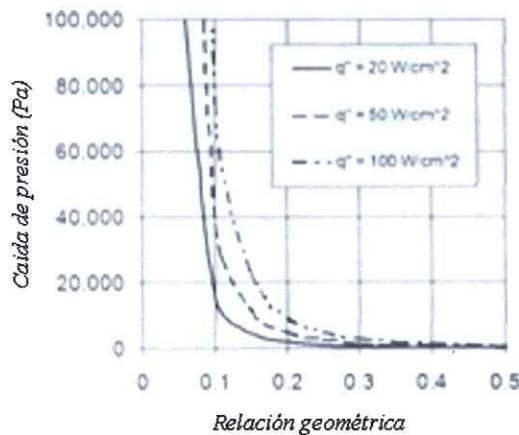


Figura 2.9. Variación de la presión de salida para diferentes relaciones de aspectos del canal.

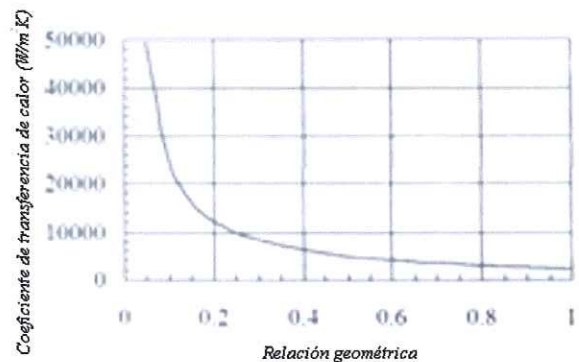


Figura 2.10. Variación del coeficiente de transferencia de calor para diferentes relaciones de aspectos del canal.

Asako y Nakayama [27] determinaron experimentalmente la caída de presión a lo largo de un canal circular (Figura 2.11), así como el coeficiente de fricción tanto de Darcy como de Fanning para un flujo compresible, obteniendo correlaciones para ambos

coeficientes para *Números de Mach*, Ma , menores a 0.4, dadas como la Ecuaciones (2.6) y (2.7).

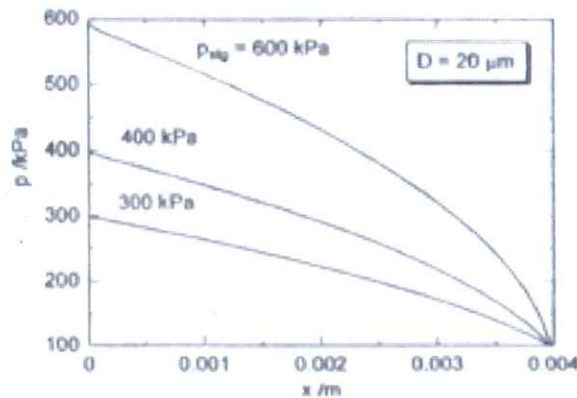


Figura 2.11. Caída de presión a lo largo del canal.

$$f_f Re = 64 + 2.703Ma + 93.89Ma^2 \quad (2.6)$$

$$f_d Re = 64 - 11.99Ma + 263.7Ma^2 \quad (2.7)$$

2.2.2.2 Investigaciones Analíticas

A la par de los trabajos experimentales con microcanales, se fueron realizando investigaciones del fenómeno presente en estos dispositivos en forma analítica.

Peng, Hu y Wang [28] realizaron un trabajo analítico para determinar el coeficiente de transferencia de calor del fluido dentro de microcanales, teniendo como parámetro principal la variación de las dimensiones del canal, además de considerar cambio de fase del fluido.

Yang et al. [29] realizaron estudios analíticos con los modelos planteados por Tuckerman, obteniendo una variación en sus resultados, planteando con ello la hipótesis de la presencia de otros efectos en estos disipadores de calor. Los efectos electrocinéticos fueron analizados en este estudio.

Qu et al. [30] hicieron un estudio analítico para determinar el número de Nusselt en microcanales a partir de las temperaturas de las paredes que se tienen a lo largo del canal; además de plantear un término fuente adicional en el análisis numérico para considerar los esfuerzos que se tienen en estas escalas.

Lim et al. [31,32] realizaron un estudio analítico para explicar la disminución del coeficiente de fricción a lo largo del canal, atribuyéndolo a la reducción de la viscosidad del agua dentro de los disipadores de calor de microtubos con diámetros menores a 300 μm . Demostraron que el coeficiente de fricción global decrece conforme el diámetro hidráulico del canal disminuye.

Such et al. [33] investigaron el flujo de líquidos y vapores en ranuras trapecoidales y sinusoidales, tomando en cuenta los efectos de esfuerzos cortantes en la interfase. Esto modificó las relaciones aproximadas para la fricción en cavidades rectangulares que fueron desarrolladas por Schneider y DeVos[34] para obtener aproximaciones de las cavidades trapecoidales y sinusoidales, siendo exactas dentro de los límites de los rangos paramétricos de $0.65 \leq W/h \leq 2$, $0^\circ \leq \alpha \leq 60^\circ$.

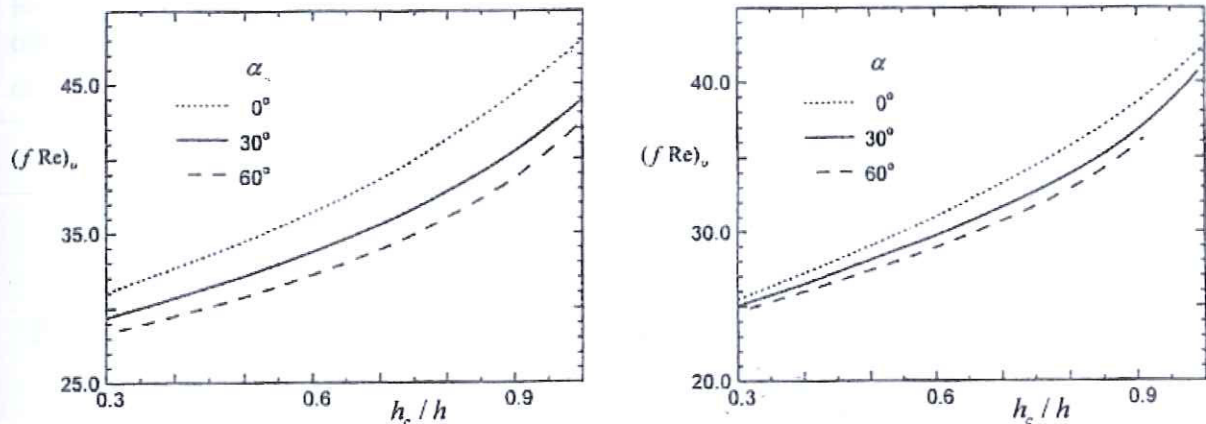


Figura 2.12. Coeficientes de fricción para relaciones geométricas de canales rectangulares.

Yu y Ameel [35] desarrollaron un estudio analítico para microcanales rectangulares teniendo gas como fluido de trabajo, considerando los efectos de rarefacción y la interacción entre la pared y el fluido. Se determinaron los números de Nusselt para diferentes valores de los efectos mencionados.

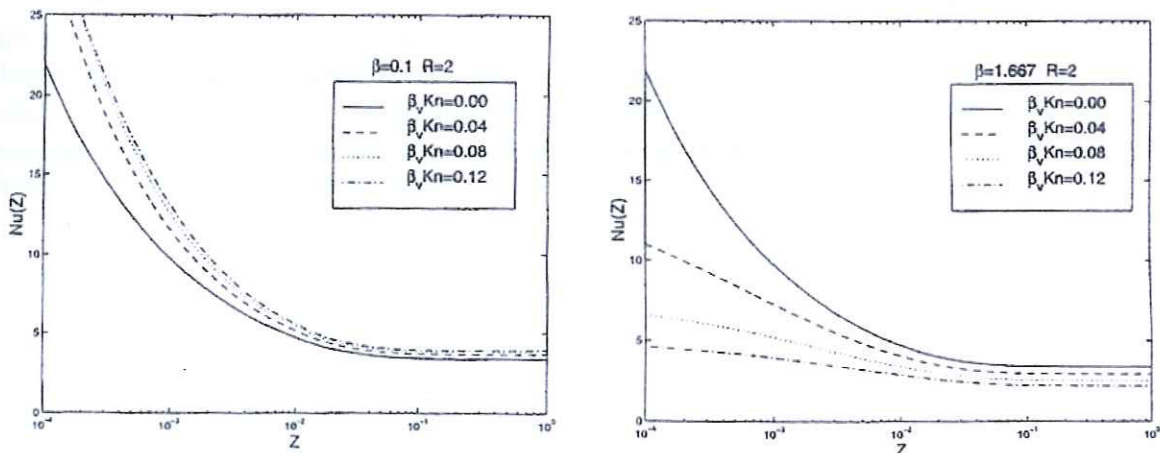


Figura 2.13. Números de Nusselt en microcanales rectangulares para gases.

Tunc y Bayazitoglu [36] realizaron estudios con microtubos teniendo gases como fluido de trabajo. Se encontraron relaciones entre el número de Nusselt, el número de Reynolds, el número de Prandtl y el número de Knudsen. Además, encontraron una correlación para el coeficiente de transferencia de calor a partir de las temperaturas de la pared, dada por la Ecuación (2.8).

$$h_x = - \frac{(k/R) \left. \frac{\partial \theta}{\partial \eta} \right|_{\eta=1}}{\left\{ (T_b - T_s)/T_0 - T_s \right\} - \left\{ (T_w - T_s)/T_0 - T_s \right\}} \quad (2.8)$$

Muzychka y Yovanovich [37] realizaron un modelo analítico del flujo a través de canales con diferentes secciones transversales en estado transiente bajo una fuente uniforme de calor, considerando la viscosidad del fluido variable a lo largo del canal y determinando los coeficientes de fricción que se tienen para diferentes razones de aspectos de los canales, obteniendo mínimas variaciones en las diferentes secciones. El análisis fue realizado definiendo el diámetro hidráulico como \sqrt{A} .

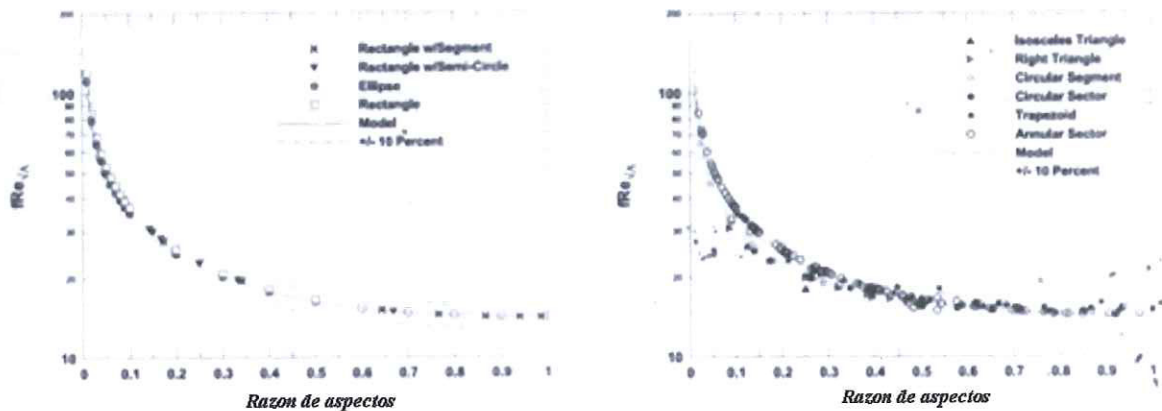


Figura 2.14. Variación del coeficiente de fricción para diferentes secciones transversales bajo la misma relación de aspectos.

Muzychka [38] realizó una optimización de microcanales de sección transversal circular y no circular basándose en las teorías constructales de Bejan [39] con el fin de obtener la máxima transferencia de calor por unidad de volumen para diferentes ductos. Sus resultados muestran que la forma geométrica óptima es el triángulo isósceles y el cuadrado. Además, relacionó el flujo de calor y el Número de Bejan y lo comparó con el número de Prandtl para las diferentes secciones (Figura 2.15).

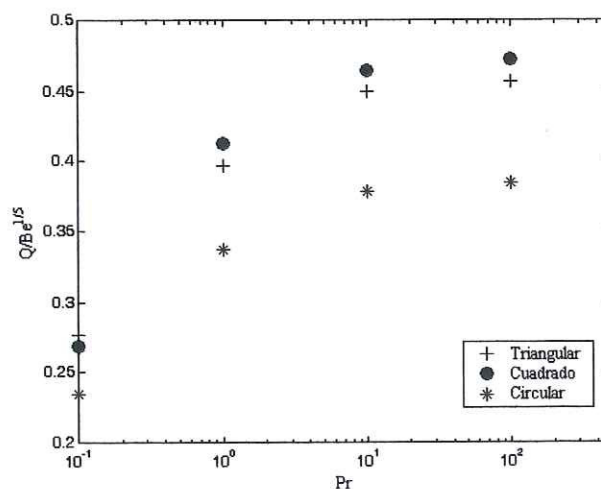


Figura 2.15. Valores exactos de $Q/Be^{1/2}$ para diferentes secciones transversales comparadas con el número de Prandtl.

2.2.2.3 Investigaciones Numéricas

En la última década, los análisis numéricos de estos disipadores han tenido gran impacto, debido a la reducción de tiempo y costo comparado con análisis experimentales.

Weisberg et al. [40] reportaron los resultados mostrados por Samalan de forma numérica obteniendo una correlación similar de resistencia térmica, presentando una pequeña desviación en los resultados, asumiendo esta variación a la consideración de un flujo completamente desarrolladas tanto hidrodinámicamente como termodinámicamente a la entrada del canal.

Federov y Viskanta [41] realizaron un análisis numérico a microcanales rectangulares, determinaron la disminución de la resistencia térmica conforme se aumenta el número de Reynolds. El coeficiente de fricción aumenta conforme se aumenta el número de Reynolds.

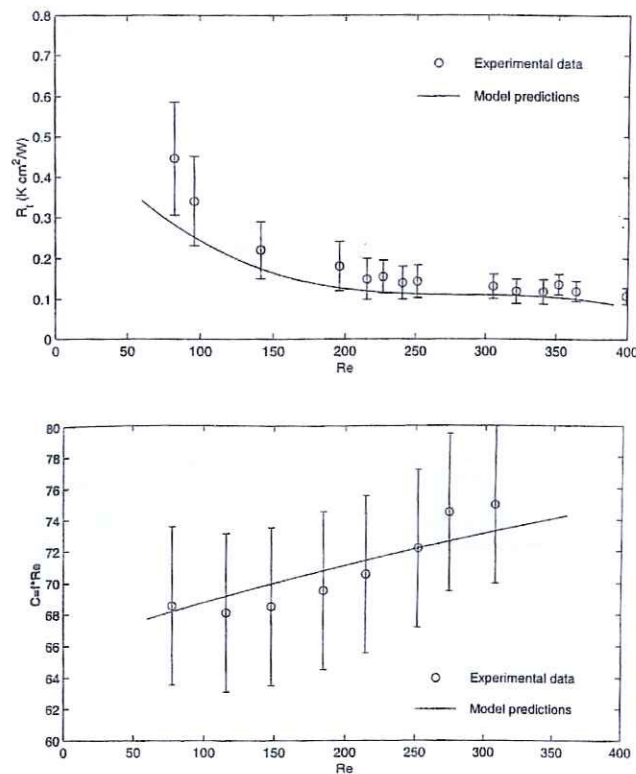


Figura 2.16. Variación de la resistencia térmica y el coeficiente de fricción con el número de Reynolds.

Toh et al. [42] introdujeron la variación de las propiedades del fluido en los análisis numéricos de los microcanales teniendo con ello una caída del coeficiente de fricción al pasar el fluido dentro del canal. Encontraron las predicciones en forma numérica para la resistencia térmica obtenida por Tuckerman en forma experimental. Se demostró que al variar el número de Reynolds decrece la resistencia térmica del dispositivo. Al aumentar el número de Reynolds, el coeficiente de fricción se acerca al valor numérico que se tiene en canales convencionales (Figura 2.17).

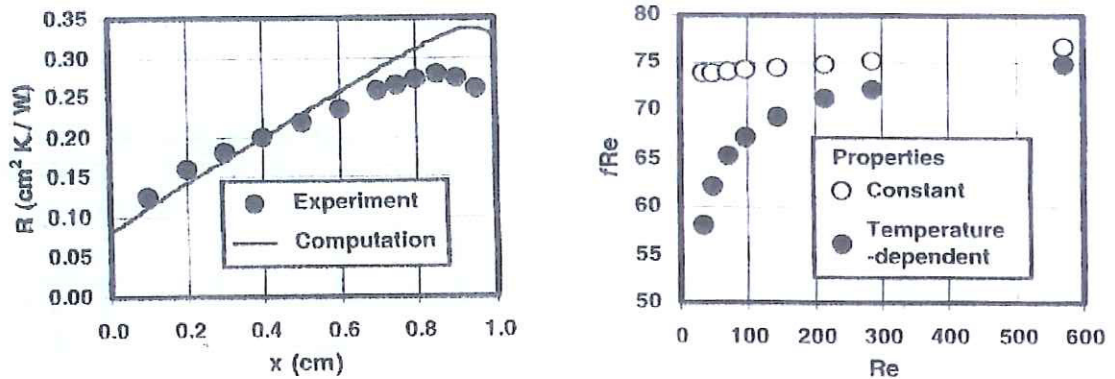


Figura 2.17. Variación de la resistencia térmica a lo largo del canal y el coeficiente de fricción con el número de Reynolds.

Qu y Mudawar [43] realizaron un nuevo análisis de disipadores de calor de tipo microcanal rectangular, desarrollando un código basado en el método de diferencias finitas y el algoritmo SIMPLE para resolver las ecuaciones gobernantes del modelo. Se determinó la temperatura en cada frontera del modelo, el flujo de calor y el número de Nusselt a lo largo del canal.

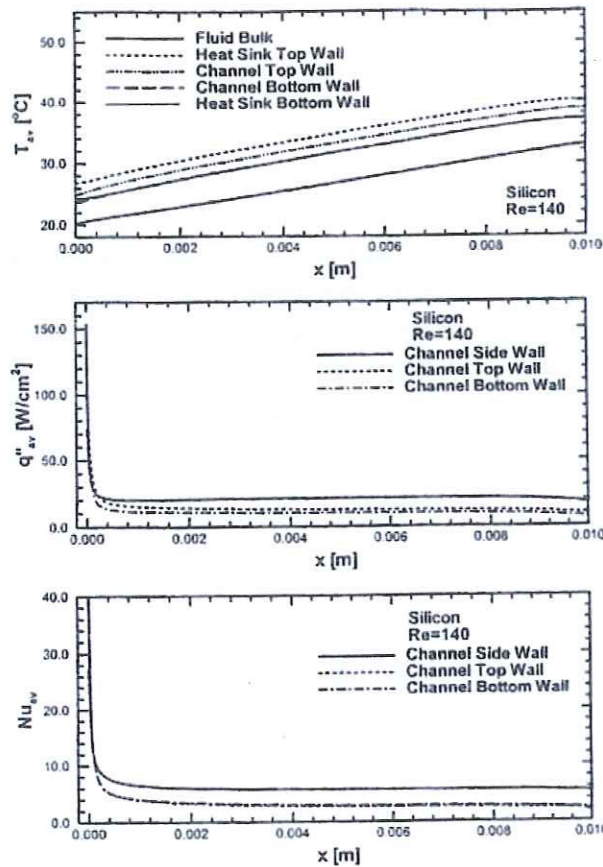


Figura 2.18. Variación de la temperatura, el flujo de calor y el número de Nusselt a lo largo del canal.

Li, Peterson y Cheng [44] realizaron recientemente un análisis de transferencia de calor en disipadores de calor tipo microcanal cuadrado, utilizando en la solución numérica propiedades dependientes de la temperatura, demostrando la influencia que presentan estas variaciones tanto en la transferencia de calor y el flujo de fluido en el disipador. Además, se demostró que el asumir flujo completamente desarrollado es válido para estos canales, debido a sus dimensiones. Se determinó el número de Nusselt tanto local como global (Figura 2.19).

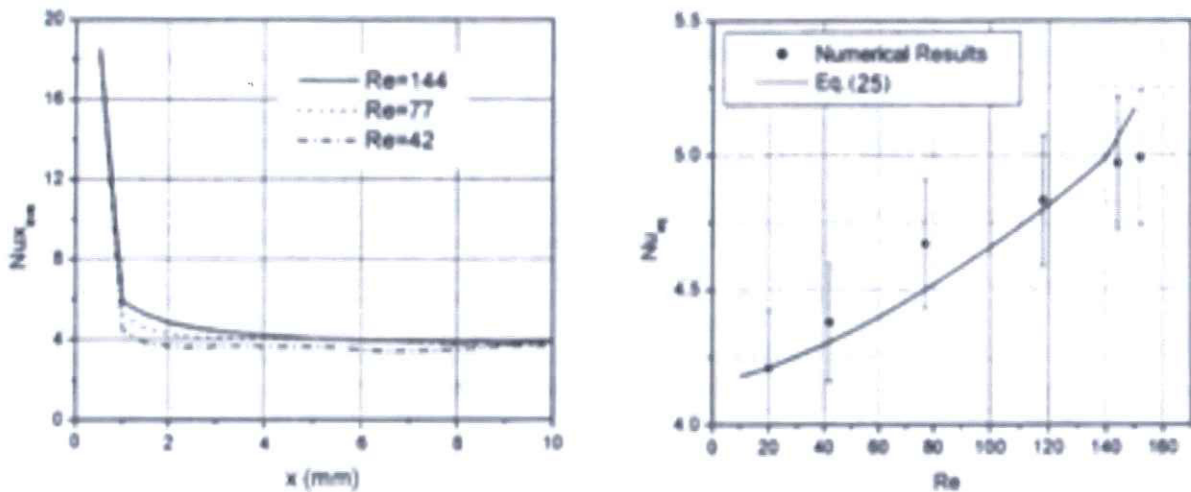


Figura 2.19. Variación del número de Nusselt local y global para microcanales cuadrados.

Upadhye y Kandlikar [45] desarrollaron estudios numéricos con microcanales rectangulares realizando variaciones de la sección del canal, obteniendo una dependencia directa de la caída de presión con la geometría del canal. Realizaron análisis de disipadores considerando temperaturas y flujos de calor constante, obteniendo correlaciones para ambos casos. La Ecuación (2.9) muestra la correlación obtenida para el número de Nusselt en función de la relación geométrica del canal. La Figura 2.20 muestra la variación de la transferencia de calor y la caída de presión con la variación del ancho del canal.

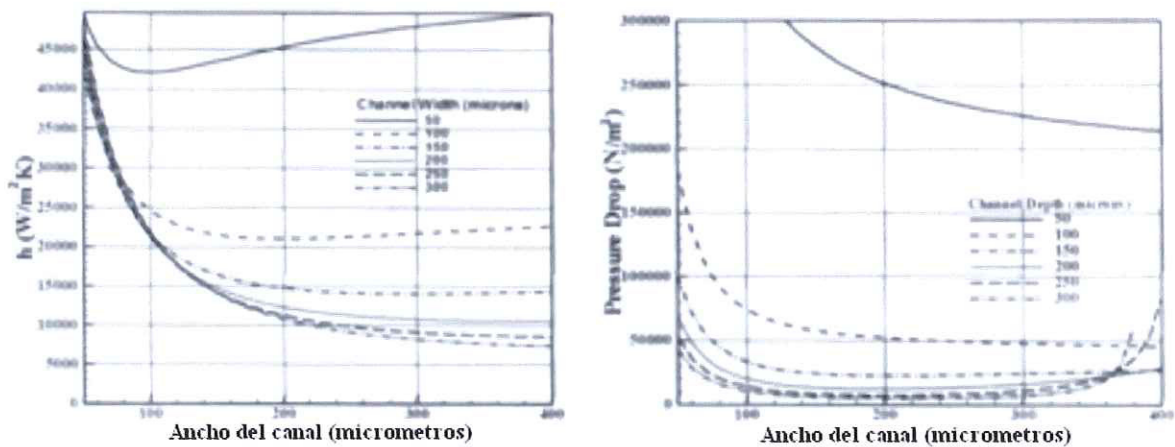


Figura 2.20. Variación de la transferencia de calor y la caída de presión para diferentes anchos de canal.

$$Nu = 8.235(1 - 2.0421\alpha + 3.0853\alpha^2 - 2.4765\alpha^3 + 1.0578\alpha^4 - 0.1861\alpha^5) \quad (2.9)$$

Kroeker et al. [46] desarrollaron un análisis numérico para flujo en microcanales, resolviendo las ecuaciones de Navier Stokes y energía, obteniendo una variación mínima de los resultados experimentales. Se obtuvieron resultados de las caídas de presiones y la transferencia de calor en el dispositivo, además de determinar la potencia necesaria de la bomba para el buen funcionamiento del dispositivo (Figura 2.21).

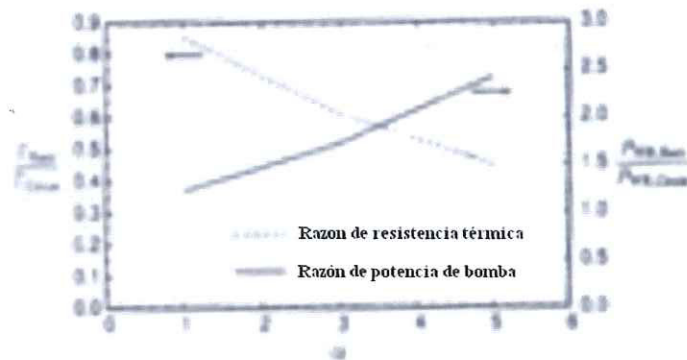


Figura 2.21. Potencia necesaria de la bomba para el buen funcionamiento de los disipadores de calor.

Sobhan et al. [47] desarrollaron un modelo computacional para analizar y optimizar la transferencia de calor por agua fluyendo dentro de microcanales rectangulares, realizando una relación de aspectos de la sección transversal del canal así como del ancho del canal y del espaciamiento entre canales. La óptima relación se da para una relación de alto y ancho del canal de 8 y una relación de ancho y espaciamiento entre canales de 0.644, teniendo con ello una resistencia térmica adimensional de 0.295.

García y Hernández [48] desarrollaron un análisis numérico para canales rectangulares, triangulares y trapezoidales. Se obtuvo la resistencia térmica para estas diferentes configuraciones a lo largo del canal así como la variación de las mismas conforme se pasa de una configuración geométrica a otra.

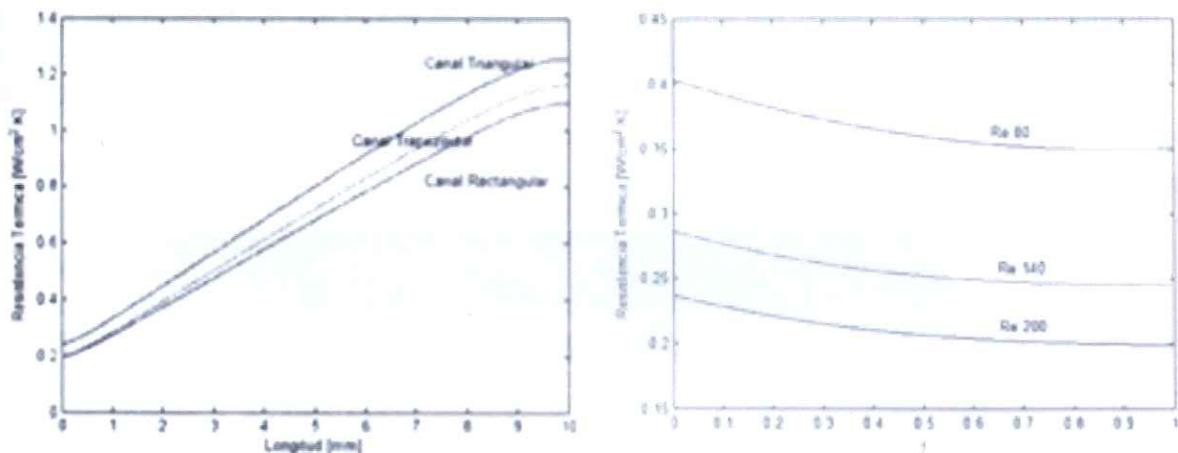


Figura 2.22. Variación de la resistencia térmica para diferentes configuraciones geométricas.

Finalmente, Gad-el-Hak [49] desarrolló un trabajo de recopilación de varios autores respecto a la mecánica de fluidos de microdispositivos, en la cual cita lo siguiente:

“La modelación continua basada en la ecuación de Navier Stokes en su arreglo tradicional es aplicable para numerosas situaciones de fluidos, ya que los modelos ignoran la naturaleza molecular de los gases y los líquidos y asigna al fluido como un medio continuo descrito en términos de la variación de la densidad, velocidad, presión, temperatura y otras cantidades de flujo macroscópicas, haciendo a este modelo matemáticamente más simple en su solución y de mayor familiaridad para una mayor cantidad de modelos que basan su funcionamiento en fluidos dinámicos. En el caso de la mecánica de fluidos de microdispositivos, los efectos moleculares son de gran importancia debido a los tamaños que se manejan en estos dispositivos, por lo cual, se debe tener cuidado al utilizar la ecuación de Navier Stokes en forma tradicional en los diferentes modelos que se pueden plantear”.

Por tal motivo, y tomando en cuenta las variaciones que se tienen entre los análisis numéricos y experimentales realizados anteriormente, se marca la pauta para tomar en cuenta efectos que no han sido considerados en los análisis numéricos desarrollados, como lo son las fuerzas capilares que presenta el fluido a lo largo del canal.

Estos puntos que se mencionan, además de la poca investigación que se ha realizado para microcanales con sección transversal triangular, son la base para realizar el presente trabajo de tesis.

2.2.3 Funcionamiento de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal

Los principios bajo los cuales está dado el funcionamiento de la disipación de calor por medio de microcanales se basa principalmente en dos formas de transferencia de calor en el sistema: transferencia de calor por conducción, la cual se encuentra dada a lo largo del material base en el que se fabrican los canales desde la pared que genera el flujo de calor en la parte inferior del dispositivo hasta las paredes que forman el canal; y transferencia de calor por convección, presente entre las paredes que forman el canal y el flujo del fluido de trabajo, aumentando al pasar por el canal la temperatura del fluido y a su vez disipando la temperatura en la superficie de contacto entre el disipador y el dispositivo a enfriar, como se ve en la Figura 2.23.

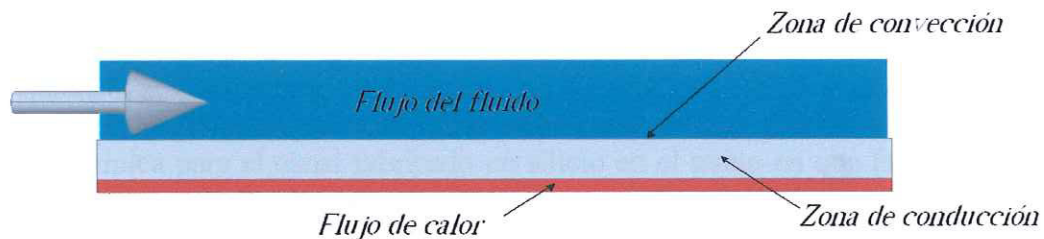


Figura 2.23. Zonas de conducción y convección en el disipador.

2.2.4 Arreglos de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal

En las últimas décadas se han venido analizando diferentes arreglos para microcanales, teniendo variaciones en la geometría de sección transversal, en las dimensiones de estas secciones, así como el largo de cada canal.

Los análisis de Tucker y Pease [9] con microcanales rectangulares, en estado estable, con flujo laminar y agua con fluido de trabajo en una sola fase fueron el inicio de la investigación de diferentes configuraciones de funcionamiento. Las variaciones geométricas que se han realizado han sido principalmente el cambio de secciones transversales, teniendo secciones trapezoidales, triangulares, y a inicios de este siglo con geometrías elípticas y sinusoidales, entre otras.

Además de nuevas geometrías, se han venido desarrollando estos dispositivos con fluidos de trabajo diferentes al agua, como lo es el hidrogeno, nitrógeno, amoníaco, etc., además de algunos fluidos dieléctricos como lo es el Ventrel XF (Dehidrodecafluoropentano) para evitar el daño posible que ocasionaría un derrame del fluido al ser utilizados en dispositivos de equipos electrónicos.

Otro tipo de configuración se basa en las condiciones en las que el fluido de trabajo pasa dentro del canal, es decir, si el fluido se encuentra en una sola fase durante todo el trayecto o se presenta cambio de fase debido a las altas temperaturas a las que se encuentra expuesto. A su vez, se puede tener al fluido en flujo laminar o el flujo turbulento.

2.2.5 Materiales de Fabricación de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal

Se han realizando investigaciones con diferentes materiales para la elaboración y prueba con los altos flujos de calor; usando principalmente materiales como el cobre, aluminio, silicio. Las pruebas se han enfocado a obtener la mejor transferencia de calor teniendo como parámetro principal la resistencia térmica del material dada por la Ecuación (2.10). En la Figura 2.24 se muestran la variación de la conductividad térmica con respecto a la temperatura para los materiales mencionados. Se puede ver que el silicio presenta menor conductividad térmica que el aluminio y el cobre.

$$R(x) = \frac{T_{\max}(x) - T_m}{q} \quad (2.10)$$

García et al. [50] obtuvieron la resistencia térmica presente en el silicio y cobre a partir de un arreglo de disipador de calor tipo microcanal rectangular, obteniendo una menor resistencia térmica para el canal fabricado en silicio en el punto en que la temperatura de la superficie es mayor a lo largo de canal, como se ve en la Figura 2.25.

Otras razones por las cuales es seleccionado el silicio como material de fabricación para estos disipadores de calor es su bajo costo, ya que éste es el material de mayor abundancia sobre la superficie terrestre, además de que se han desarrollado enormemente los métodos de manufactura de este material. Otro punto de importancia es que este material es

muy ligero, haciendo de estos disipadores equipos con un peso mínimo evitando ser un punto de desventaja para el uso de estos equipos en la tecnología *VLSI*.

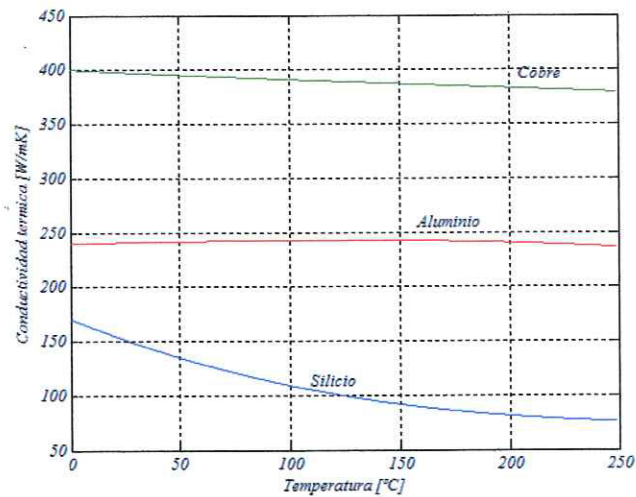


Figura 2.24. Variación de la conductividad térmica de diferentes materiales con la temperatura.

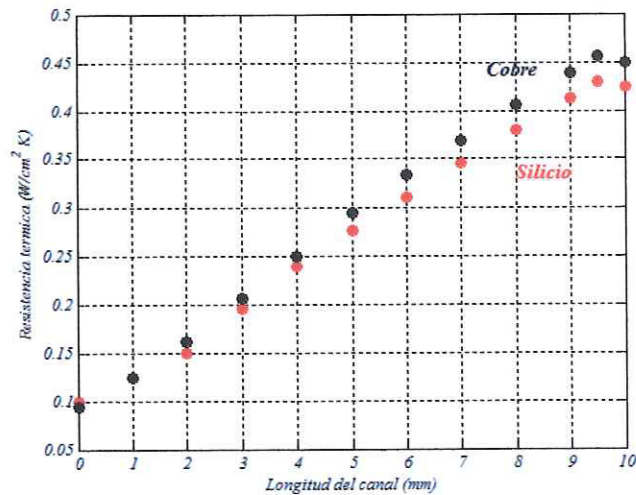


Figura 2.25. Comparación de la resistencia térmica para el cobre y el silicio.

2.3 Ventajas y Desventajas de los Disipadores de Calor Tipo Microcanal

Las ventajas obtenidas con estos dispositivos son la alta eficiencia de disipación de calor con cantidades pequeñas de energía, además de cumplir con los requerimientos de la tecnología *VLSI*. Un ejemplo en el uso de esta tecnología es el desarrollo de equipos de la compañía *Apple Company*® en los últimos tres años, siendo el más representativo de las tendencias de la tecnología *VLSI* y *CMOS* la computadora de escritorio *Apple Mac Mini*, la cual tiene dimensiones de 16.5x16.5x6 cm. con un procesador *Intel Core 2 Duo*, el cual, en base a las normas establecidas por la *IEEE* [2] para generación de calor por procesadores

genera un poco más de 130 W/cm^2 , los cuales se necesitan disipar para el buen funcionamiento del equipo.

Como en todas las tecnologías modernas, existen desventajas en el uso de estos dispositivos, siendo la principal el elevado costo que representa la manufactura de los canales en los materiales específicos. La elaboración del dispositivo depende en gran cantidad de qué tanto avance se tiene en las técnicas modernas de manufactura, además de que no existe una producción en serie de estos equipos, haciendo de cada dispositivo elaborado una obra de manufactura única.

Otra desventaja que presenta es la aplicación que se les va a dar. Como se ha venido mencionando, estos dispositivos se han diseñado para ser utilizados en equipos electrónicos, por lo cual, el funcionamiento de los mismos con agua como fluido de trabajo no es muy apropiado, ya que se pueden presentar derrames de fluido provocando un daño mayor en el equipo, haciendo de este punto un área de oportunidad a tomar en cuenta para futuros trabajos.

Capítulo III

Ecuaciones Gobernantes y Descripción del Proyecto

El presente capítulo muestra la serie de ecuaciones gobernantes que modelan el comportamiento del fenómeno presente en los disipadores de calor tipo microcanal, tales como la ecuación de continuidad, energía y momento en una forma modificada para describir la resistencia que presenta la tensión superficial del fluido. Además se muestra la deducción del criterio existente para que las fuerzas capilares sean consideradas en los modelos de las dimensiones que se manejan en el presente trabajo. Finalmente, se muestra la descripción del modelo que se desarrollará.

3.1 Ecuación de Continuidad

La deducción de la ecuación de continuidad se basa en la *Ley de Conservación de Masa*, la cual se expresa en forma integral como la Ecuación (3.1) para un volumen de control de dimensiones Δx , Δy y Δz como el que se muestra en la Figura 3.1.

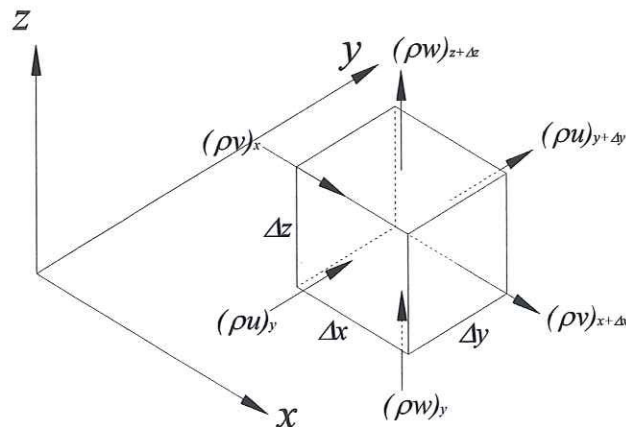


Figura 3.1. Flujo de masa a través de un volumen de control diferencial.

$$\iint \rho(\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA + \frac{\partial}{\partial t} \iiint \rho dV = 0 \quad (3.1)$$

El primer término indica la razón de flujo másico que sale del volumen de control y el segundo término muestra la razón de acumulación de masa dentro del volumen de control. El flujo neto de masa saliendo del volumen de control está dado en forma diferencial y para cada dirección como se muestran en las Ecuaciones (3.2).

$$\begin{aligned}
 & (\rho u|_{x+\Delta x} - \rho u|_x) \Delta y \Delta z \\
 & (\rho v|_{y+\Delta y} - \rho v|_y) \Delta x \Delta z \\
 & (\rho w|_{z+\Delta z} - \rho w|_z) \Delta x \Delta y
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

La masa existente en el volumen de control es $\rho \Delta x \Delta y \Delta z$, por lo cual, la rapidez de cambio de masa en el volumen está dada como:

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho \Delta x \Delta y \Delta z) \tag{3.3}$$

Sustituyendo las dos ecuaciones anteriores en la Ecuación (3.1) se tiene el flujo total de masa, dado como:

$$\begin{aligned}
 & (\rho u|_{x+\Delta x} - \rho u|_x) \Delta y \Delta z + (\rho v|_{y+\Delta y} - \rho v|_y) \Delta x \Delta z + (\rho w|_{z+\Delta z} - \rho w|_z) \Delta x \Delta y \\
 & + \frac{\partial}{\partial t} (\rho \Delta x \Delta y \Delta z) = 0
 \end{aligned} \tag{3.4}$$

Dividiendo ambos lados de la ecuación por $\Delta x \Delta y \Delta z$ y aplicando el límite cuando Δx , Δy y Δz tienden a cero se obtiene.

$$\frac{\partial}{\partial x} (\rho u) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho v) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho w) + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \tag{3.5}$$

La cual es la *Ecuación de Continuidad* para un fluido con propiedades variables.

3.2 Ecuación de Momento

La ecuación de cantidad de movimiento se basa en la *Segunda Ley de Newton*, la cual, aplicada a un volumen de control (Figura 3.1), se expresa como:

$$\sum F = \iint_{S.C.} \rho (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C.} \rho \mathbf{v} dV \tag{3.6}$$

Dividiendo la ecuación anterior entre las dimensiones del volumen de control y aplicando el límite cuando Δx , Δy y Δz tienden a cero, se obtiene:

$$\lim_{\Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0} \frac{\sum F}{\Delta x \Delta y \Delta z} = \lim_{\Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0} \frac{\iint_{S.C.} \rho (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA}{\Delta x \Delta y \Delta z} + \lim_{\Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0} \frac{\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{V.C.} \rho \mathbf{v} dV}{\Delta x \Delta y \Delta z} \tag{3.7}$$

El primer término de la ecuación anterior representa la suma de las fuerzas externas que actúan sobre el volumen de control debidas al esfuerzo normal, al esfuerzo cortante y a

las fuerzas de cuerpo tales como la gravedad. En la Figura 3.2 se muestran las fuerzas dadas por los esfuerzos normales y cortantes que actúan sobre el volumen de control para el plano xy , siendo estas fuerzas las mismas que se presentan en los otros dos planos.

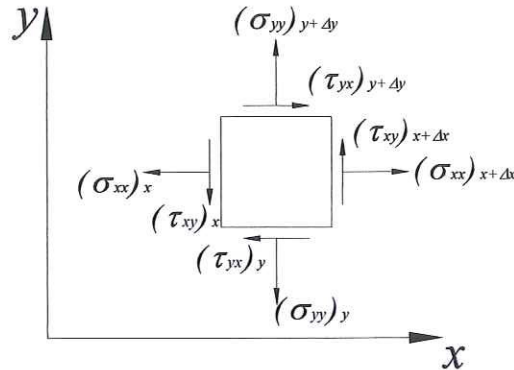


Figura 3.2. Fuerzas actuantes sobre el volumen de control diferencial.

Sumando las fuerzas en la dirección x y las fuerzas de cuerpo se obtiene:

$$\begin{aligned} \sum F_x &= (\sigma_{xx}|_{x+\Delta x} - \sigma_{xx}|_x) \Delta y \Delta z + (\tau_{yx}|_{y+\Delta y} - \tau_{yx}|_y) \Delta x \Delta z \\ &+ (\tau_{zx}|_{z+\Delta z} - \tau_{zx}|_z) \Delta x \Delta y + g_x \rho \Delta x \Delta y \Delta z \end{aligned} \quad (3.8a)$$

De igual manera, las sumatoria de fuerzas para las direcciones y y z están representadas como:

$$\begin{aligned} \sum F_y &= (\sigma_{yy}|_{y+\Delta y} - \sigma_{yy}|_y) \Delta x \Delta z + (\tau_{xy}|_{x+\Delta x} - \tau_{xy}|_x) \Delta y \Delta z \\ &+ (\tau_{zy}|_{z+\Delta z} - \tau_{zy}|_z) \Delta x \Delta y + g_y \rho \Delta x \Delta y \Delta z \end{aligned} \quad (3.8b)$$

$$\begin{aligned} \sum F_z &= (\sigma_{zz}|_{z+\Delta z} - \sigma_{zz}|_z) \Delta x \Delta y + (\tau_{xz}|_{x+\Delta x} - \tau_{xz}|_x) \Delta y \Delta z \\ &+ (\tau_{yz}|_{y+\Delta y} - \tau_{yz}|_y) \Delta x \Delta z + g_z \rho \Delta x \Delta y \Delta z \end{aligned} \quad (3.8c)$$

Dividiendo las ecuaciones anteriores entre las dimensiones del volumen de control y aplicando el límite cuando Δx , Δy y Δz tienden a cero se obtiene:

$$\lim_{\Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0} \frac{\sum F_x}{\Delta x \Delta y \Delta z} = \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho g_x \quad (3.9a)$$

$$\lim_{\Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0} \frac{\sum F_y}{\Delta x \Delta y \Delta z} = \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho g_y \quad (3.9b)$$

$$\lim_{\Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0} \frac{\sum F_z}{\Delta x \Delta y \Delta z} = \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} + \rho g_z \quad (3.9c)$$

En la Ecuación (3.7), el segundo término representa el flujo neto a través del volumen de control, y el tercer término la rapidez de cambio de flujo en el volumen de control. Realizando un balance de flujo en el volumen de control, dividiéndolo entre las dimensiones del mismo, aplicando el límite cuando Δx , Δy y Δz tiende a cero y utilizando la ecuación de continuidad se tiene para estos dos términos:

$$\lim_{\Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0} \frac{\iint_{s.c.} \rho(\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA}{\Delta x \Delta y \Delta z} = -\mathbf{v} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \rho \left[u \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial x} + v \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial y} + w \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial z} \right] \quad (3.10)$$

$$\lim_{\Delta x, \Delta y, \Delta z \rightarrow 0} \frac{\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{s.c.} \rho \mathbf{v} dV}{\Delta x \Delta y \Delta z} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \mathbf{v} \Delta x \Delta y \Delta z) = \rho \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial t} + \mathbf{v} \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (3.11)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (3.9), (3.10) y (3.11) en la Ecuación (3.7), y aplicando la derivada sustancial y las relaciones de Stokes para la viscosidad, se tiene para las tres direcciones x , y y z :

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \mathbf{v} \right) + \nabla \cdot \left(\mu \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial x} \right) + \nabla \cdot (\mu \nabla u) + \rho g_x \quad (3.12a)$$

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial y} - \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \mathbf{v} \right) + \nabla \cdot \left(\mu \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial y} \right) + \nabla \cdot (\mu \nabla v) + \rho g_y \quad (3.12b)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} - \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{2}{3} \mu \nabla \cdot \mathbf{v} \right) + \nabla \cdot \left(\mu \frac{\partial \mathbf{v}}{\partial z} \right) + \nabla \cdot (\mu \nabla w) + \rho g_z \quad (3.12c)$$

Siendo estas las *Ecuaciones de Movimiento* para las tres direcciones del volumen de control.

3.3 Ecuación de Energía

La deducción de la ecuación de energía se basa en la *Primera Ley de la Termodinámica*. Para el volumen de control de la Figura 3.1 el balance de energía está dado como:

$$\frac{\partial Q}{\partial t} - \frac{\partial W_{v.c.}}{\partial t} - \frac{\partial W_{\mu}}{\partial t} = \iint_{s.c.} \left(e + \frac{P}{\rho} \right) \rho (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA + \frac{\partial}{\partial t} \iiint_{v.c.} e \rho dV \quad (3.13)$$

Aplicando al volumen de control la rapidez neta de calor, incluye los efectos de conducción, la energía térmica neta liberada por reacciones químicas y la disipación de energía eléctrica y nuclear. Con ello, este primer término se puede expresar para un volumen de control como se muestra en la Ecuación (3.14).

$$\begin{aligned} \frac{\partial Q}{\partial t} = & \left[k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_{x+\Delta x} - k \frac{\partial T}{\partial x} \Big|_x \right] \Delta y \Delta z + \left[k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y+\Delta y} - k \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_y \right] \Delta x \Delta z \\ & + \left[k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z+\Delta z} - k \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_z \right] \Delta x \Delta y + q \Delta x \Delta y \Delta z \end{aligned} \quad (3.14)$$

El trabajo realizado por el volumen de control es considerado como cero:

$$\frac{\partial W_{v.c.}}{\partial t} = 0 \quad (3.15)$$

La rapidez del cambio viscoso está dada como:

$$\frac{\partial W_{\mu}}{\partial t} = \Lambda \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.16)$$

Donde Λ es la rapidez de trabajo viscoso por unidad de volumen.

La integral de superficie es la transferencia de energía a través de la superficie de control expresada por la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} \iint_{s.c.} \left(e + \frac{P}{\rho} \right) \rho (\mathbf{v} \cdot \mathbf{n}) dA = & \left[\rho v_x \left(\frac{v^2}{2} + gy + u + \frac{P}{\rho} \right) \Big|_{x+\Delta x} - \rho v_x \left(\frac{v^2}{2} + gy + u + \frac{P}{\rho} \right) \Big|_x \right] \Delta y \Delta z \\ & + \left[\rho v_y \left(\frac{v^2}{2} + gy + u + \frac{P}{\rho} \right) \Big|_{y+\Delta y} - \rho v_y \left(\frac{v^2}{2} + gy + u + \frac{P}{\rho} \right) \Big|_y \right] \Delta x \Delta z \\ & + \left[\rho v_z \left(\frac{v^2}{2} + gy + u + \frac{P}{\rho} \right) \Big|_{z+\Delta z} - \rho v_z \left(\frac{v^2}{2} + gy + u + \frac{P}{\rho} \right) \Big|_z \right] \Delta x \Delta y \end{aligned} \quad (3.17)$$

El término de acumulación de energía relacionado con la variación de la energía total dentro del volumen de control como función del tiempo está dado como:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_{v.c.} e \rho dV = \frac{\partial}{\partial t} \left(\frac{v^2}{2} + gy + u \right) \rho \Delta x \Delta y \Delta z \quad (3.18)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la Ecuación (3.13), dividiendo entre las dimensiones del volumen de control y aplicando el límite cuando Δx , Δy y Δz tiende a cero se obtiene la Ecuación (3.19).

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + q + \Lambda \\ & = \nabla \cdot (Pv) + \left(\frac{v^2}{2} + u + gy \right) \left(\nabla \cdot \rho v + \frac{\partial \rho}{\partial t} \right) + \frac{\rho}{2} \frac{Dv^2}{Dt} + \rho \frac{Du}{Dt} + \rho \frac{D(gy)}{Dt} \end{aligned} \quad (3.19)$$

La función Λ puede expresarse en términos de la disipación viscosa de los esfuerzos normales y cortantes. Para el caso de flujo incompresible ésta se escribe como:

$$\Lambda = V \cdot \mu \nabla^2 V + \Phi \quad (3.20)$$

Siendo Φ la función de disipación expresada como:

$$\Phi = 2\mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \mu \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3.21)$$

La Ecuación (3.19) es la *Ecuación de Energía* considerando propiedades variables de los elementos.

3.4 Criterios para la Consideración de Capilaridad

El criterio para considerar las fuerzas capilares en los diferentes modelos se basa en la energía necesaria para la ruptura de una gota de agua en caída libre, estudio que fue realizado por Pasandideh-Fard et al. [51]. Esta energía es la necesaria para romper la tensión superficial que presenta la gota y eliminar por completo esta propiedad, eliminando las fuerzas capilares.

El desarrollo del criterio es muy simple, se parte de la *Primera Ley de la Termodinámica* en su forma más simple para sistemas cerrados bajo condiciones adiabáticas. El cambio de energía potencial del sistema es despreciable ya que es una altura mínima. No hay cambio de energía interna y se considera la energía de deformación del sistema. Por lo tanto, la diferencia de energía total del sistema está dada por la Ecuación (3.22).

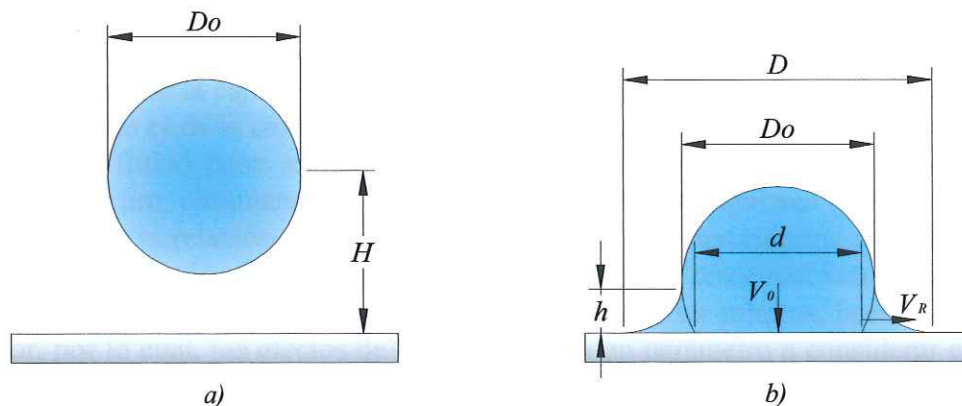


Figura 3.3. Gota de agua a) un instante antes de caer y b) un instante después de caer.

$$-\partial W = dE \quad (3.22)$$

En la Figura 3.3 se muestran los dos estados de análisis para la gota. En un primer estado la gota se encuentra a una altura mínima sobre una superficie plana. En un segundo estado la gota choca con la placa deformándose hasta un instante antes de su ruptura. En este proceso, la energía del sistema se expresa como:

$$dE = \frac{1}{2} m(V_2 - V_1)^2 + \sigma(A_2 - A_1) = -\frac{1}{12} \pi \rho D_0^3 V_0^2 + \pi \sigma \left(\frac{D_{\max}^2}{4} (1 - \cos \theta) - D_0^2 \right) \quad (3.23)$$

El trabajo neto del sistema se expresa como:

$$W = \frac{1}{3} \frac{\pi \rho V_0^2 D_0 D_{\max}^2}{\sqrt{\text{Re}}} \quad (3.24)$$

Sustituyendo las Ecuaciones (3.23) y (3.24) en la Ecuación (3.22) se tiene la relación entre el diámetro máximo de la gota que puede alcanzar sin romperse, y el diámetro inicial:

$$\frac{D_{\max}}{D_0} = \sqrt{\frac{We - 12}{3(1 - \cos \theta) + 4 \frac{We}{\sqrt{\text{Re}}}}} \quad (3.25)$$

De la ecuación anterior, si We es mucho menor que $\sqrt{\text{Re}}$, la relación entre diámetros tiende a ser elevada, esto es, el diámetro máximo que alcanza la gota es muy grande y no se presenta la ruptura, por lo tanto la tensión superficial se mantiene y con ello la capilaridad. Las fuerzas capilares se rompen cuando $We \gg \sqrt{\text{Re}}$.

Tomando esta desigualdad como una ecuación y separando las propiedades del fluido de los parámetros del modelo se tiene que:

$$u^3 D_h = \frac{\sigma^2}{\rho \mu} \quad (3.26)$$

Para despreciar la capilaridad del fluido, el término de la derecha de la Ecuación (3.26) debe ser mayor que el de la izquierda, lo cual para los rangos que se manejan en la Tabla 2.1, la velocidad del fluido debe ser muy elevada para diámetros de 10 μm y viceversa para diámetros de 200 μm , eliminando en forma teórica los efectos capilares que se presentan. La Figura 3.4 muestra la relación mencionada así como la condición mínima para despreciar los efectos. La mayoría de los fluidos dentro de los microcanales presentan velocidades bajas, ya que al aumentar la velocidad, la disipación de calor tiende a ser mínima, haciendo ineficiente al disipador, por lo cual, los efectos de capilaridad son un parámetro a considerar en este tipo de análisis.

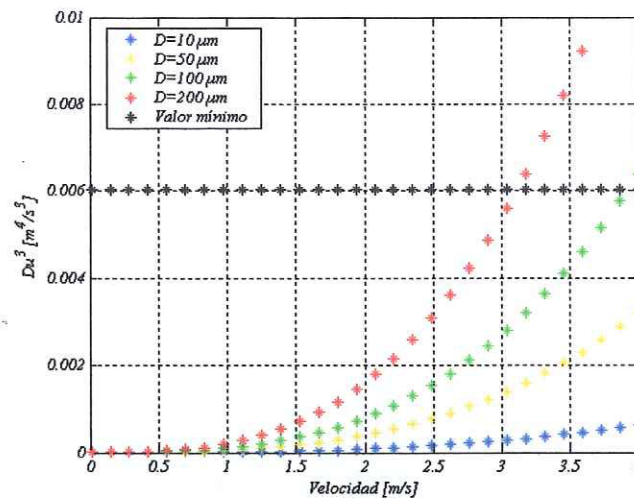


Figura 3.4. Relación de parámetros para despreciar los efectos capilares.

3.5 Término Fuente de las Fuerzas Capilares

El término fuente a ser agregado en la ecuación de momento surge de realizar un análisis dimensional de las propiedades del fluido y las características físicas y de funcionamiento del canal. Las propiedades a considerar son la densidad, ρ , la viscosidad, μ , y la tensión superficial, σ . La característica física del canal es el diámetro hidráulico, D_h . La velocidad del fluido, u , es la característica de funcionamiento a considerar.

Realizando un *Análisis de Buckingham* se obtiene el término fuente en función de los parámetros mencionados, dado como:

$$S = \frac{\rho u^2}{D_h} f\left(\frac{\mu}{\rho u D_h}, \frac{\sigma}{\rho u^2 D_h}\right) \quad (3.27)$$

Para determinar la ecuación que describa a este término fuente a partir del análisis dimensional desarrollado, es necesario desarrollar experimentos. Afortunadamente, Brackbill et al. [52] desarrollaron un método continuo para la modelación de la tensión superficial en forma numérica a partir de los parámetros mencionados. El módulo *Volume of Fluid (VOF)* fue el resultado de este método. Su deducción parte del análisis vectorial de un elemento diferencial cercano a las paredes que contienen al fluido, determinando la fuerza capilar aplicada sobre este volumen, teniendo como resultado el término fuente a agregar en las ecuaciones de movimiento para las tres coordenadas, dadas como:

$$S_x = \frac{\sigma_x}{\rho D_h} \nabla \rho \quad (3.28a)$$

$$S_y = \frac{\sigma_y}{\rho D_h} \nabla \rho \quad (3.28b)$$

$$S_z = \frac{\sigma_z}{\rho D_h} \nabla \rho \quad (3.28c)$$

3.6 Descripción del Proyecto

Este proyecto se basa en el análisis de un disipador de calor de tipo microcanal con sección transversal en forma de triángulo isósceles, como se ve en la Figura 3.5, el cual está fabricado a partir de una placa delgada de silicio de 530 μm de alto, 1 cm de ancho y 1.5 cm de largo. Se tiene una separación de canales de 250 μm entre canal y canal.

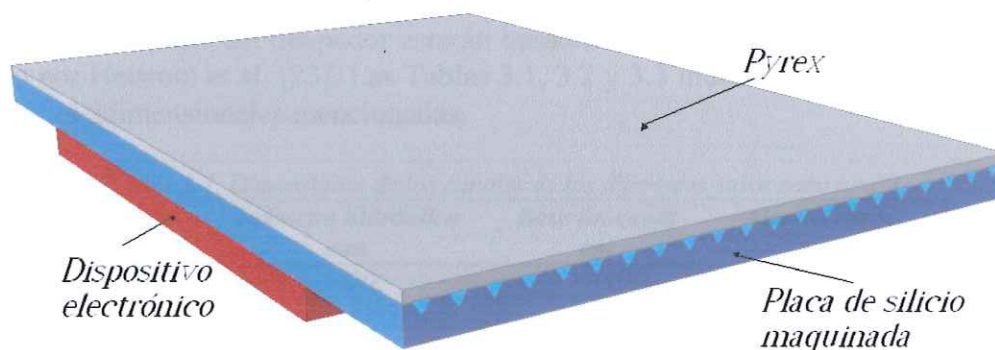


Figura 3.5. Disipador de calor a analizar.

Sobre la placa de silicio se coloca una capa delgada de Pyrex de 170 μm de espesor. Bajo el disipador de calor se encuentra el dispositivo electrónico a enfriar que genera un flujo de calor determinado en un área de 1 cm x 1 cm. El fluido de trabajo es agua.

3.7 Modelos a Analizar

Los parámetros a variar son: el diámetro hidráulico del canal, las dimensiones del material base, el área de aplicación del flujo de calor del dispositivo electrónico, el número de Reynolds, el flujo de calor y la temperatura de entrada del fluido. En los análisis realizados se variarán los parámetros de funcionamiento del dispositivo para las tres condiciones siguientes:

- ✓ Manteniendo el diámetro hidráulico del canal y el área transversal del silicio constante.
- ✓ Considerando relaciones adimensionales constantes, dadas por las Ecuaciones (3.29), (3.30), pero variando las dimensiones del canal mostradas en la Figura 4.1.

$$\alpha = \frac{b}{h} \quad (3.29)$$

$$\beta = \frac{B}{H} \quad (3.30)$$

- ✓ Variando la relación adimensional dada por la Ecuación (3.31).

$$\varphi = \frac{L}{S} \quad (3.31)$$

Cada caso será modelado con un número de Reynolds dentro del régimen laminar ($0 < Re \leq 1000$); para los flujos de calor generados por los dispositivos electrónicos en la era actual ($10 \text{ W/cm}^2 \leq q'' \leq 250 \text{ W/cm}^2$); y finalmente para diferentes temperaturas de entrada del agua ($288K \leq T \leq 298K$). Los resultados obtenidos serán curvas de la temperatura de superficie del dispositivo electrónico, el número de Nusselt, la resistencia térmica y el coeficiente de fricción del disipador de calor.

Las dimensiones del disipador estarán basadas en las dimensiones del canal triangular analizado por Hetsroni et al. [23]. Las Tablas 3.1, 3.2 y 3.3 muestran los casos a analizar para las relaciones adimensionales mencionadas.

Tabla 3.1. Dimensiones de los canales de los diferentes casos para $\alpha=1.4$.

Caso	Diámetro hidráulico mm	Base del canal μm	Alto del canal μm
1	20	19.21	27.44
2	65	62.42	89.17
3	110	105.60	150.90
4	155	148.90	212.60
5	200	192.10	274.40

Tabla 3.2. Dimensiones del silicio de los diferentes casos para $\beta=0.47$.

Caso	Área transversal del silicio mm^2	Base de la celda μm	Alto de la celda mm
1	0.0248	130	276.60
2	0.0433	160	340.43
3	0.0656	190	404.26
4	0.0918	220	468.09
5	0.1218	250	531.91

Tabla 3.3. Longitudes de los canales de los diferentes casos para $1 \leq \varphi \leq 1.5$.

Caso	Relación adimensional φ	Longitud del silicio cm
1	1.000	1.000
2	1.125	1.125
3	1.250	1.250
4	1.375	1.375
5	1.500	1.500

3.8 Ecuaciones Gobernantes del Modelo

Las consideraciones tomadas para el análisis desarrollado en este trabajo son las siguientes:

- ✓ Coordenadas cartesianas (x, y, z).
- ✓ Modelo tridimensional.

- ✓ Estado estable.
- ✓ Generación de energía constante.
- ✓ Sin efectos de disipación del sistema a los alrededores.
- ✓ Propiedades constantes y variables.
- ✓ Fuerzas capilares.

Debido a la escala que se maneja, las propiedades del sistema para los dos elementos que lo componen varían de acuerdo al gradiente de temperatura que se tiene en el sistema, teniendo con ello propiedades que pueden ser asumidas como constantes, debido a que no presenta un cambio considerable en su valor numérico; y propiedades variables, las cuales tiene un cambio considerable con la temperatura.

3.8.1 Propiedades del Fluido

Las propiedades del fluido de trabajo son la viscosidad, μ , la densidad, ρ , la tensión superficial, σ , el calor específico, C_p , y la conductividad térmica, k . Graficando la variación de cada propiedad contra la temperatura presente en el sistema se tiene lo siguiente:

Viscosidad: presenta una variación elevada, por lo cual se considera una propiedad variable (Figura 3.6).

Densidad: presenta una mínima variación, haciendo de ésta una propiedad constante (Figura 3.7).

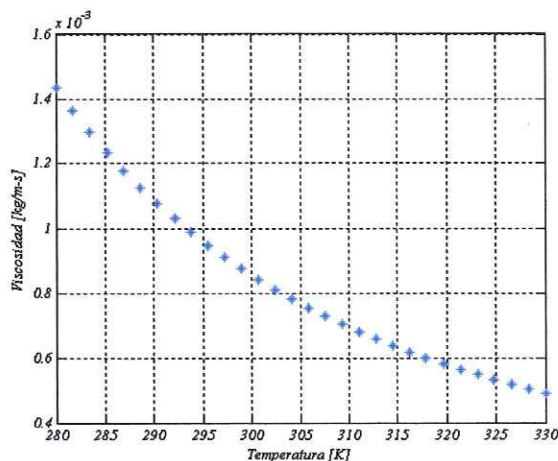


Figura 3.6. Variación de la viscosidad del agua con la temperatura.

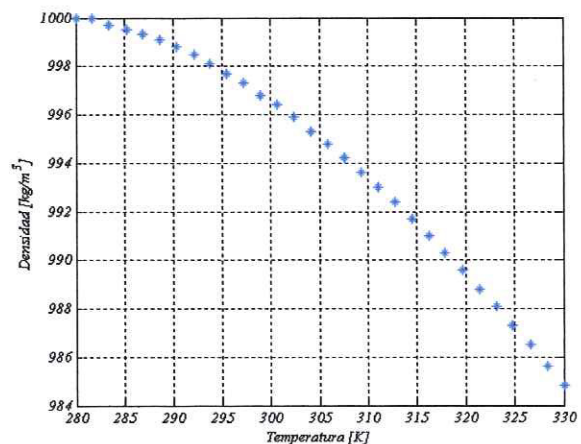


Figura 3.7. Variación de la densidad del agua con la temperatura.

Tensión superficial: se tiene un decremento mínimo, pero en un orden de magnitud considerable, haciendo a ésta una propiedad variable (Figura 3.8).

Calor específico: no presenta cambio en la zona de interés, siendo posible considerarla una propiedad constante (Figura 3.9).

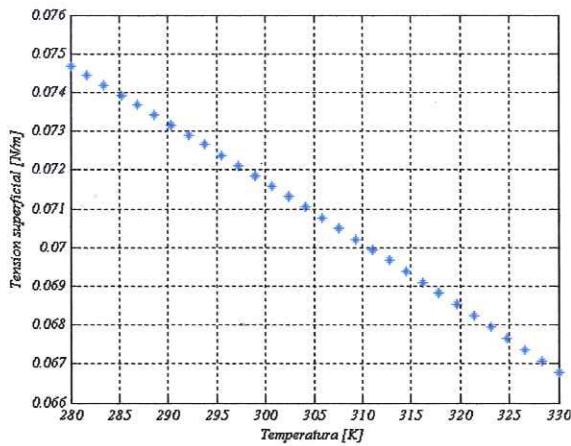


Figura 3.8. Variación de la tensión superficial del agua con la temperatura.

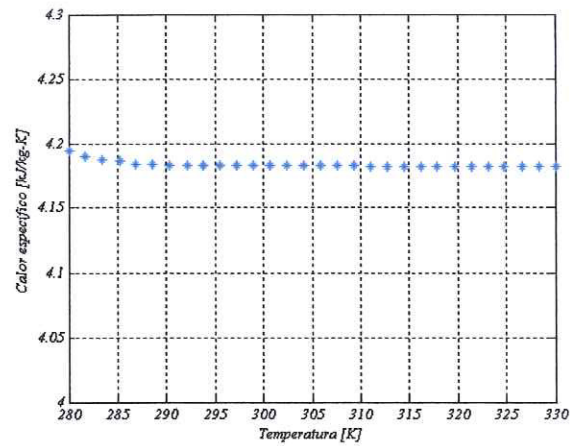


Figura 3.9. Variación del calor específico del agua con la temperatura.

Conductividad térmica: se toma como propiedad constante, ya que no tiene una gran variación (Figura 3.10).

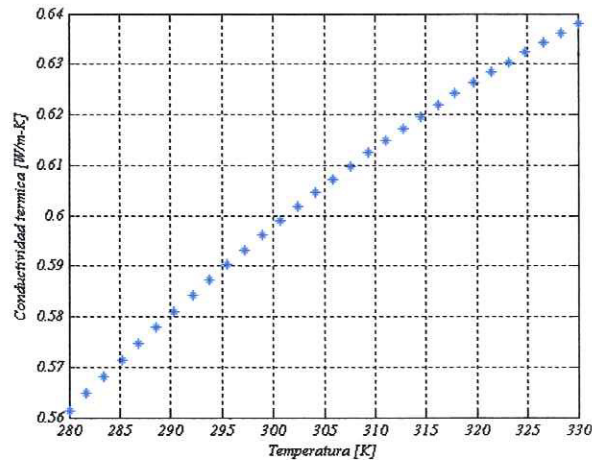


Figura 3.10. Variación de la conductividad térmica del agua con la temperatura.

3.8.2 Propiedades del Sólido

Las propiedades del sólido son la densidad, ρ , el calor específico, C_p , y la conductividad térmica, k . Graficando de igual forma las propiedades del fluido y realizando el mismo análisis se tiene lo siguiente:

Densidad: no presenta una variación considerable, haciendo a ésta una propiedad constante (Figura 3.11).

Calor específico: no presenta un cambio drástico, teniendo por tanto una propiedad constante (Figura 3.12).

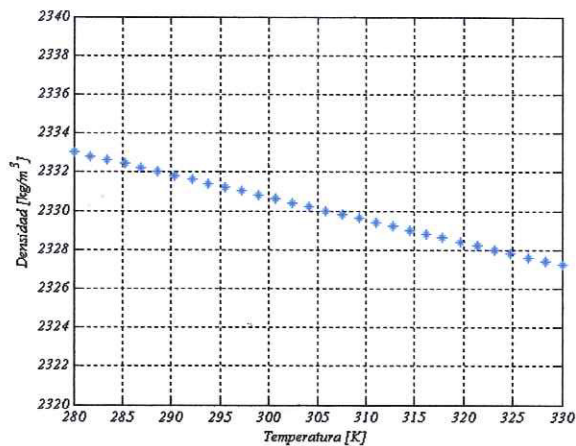


Figura 3.11. Variación de la densidad del silicio con la temperatura.

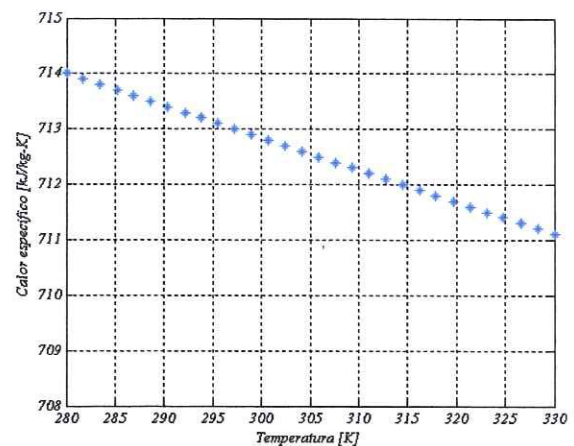


Figura 3.12. Variación del calor específico del silicio con la temperatura.

Conductividad térmica: El cambio es elevado, por lo cual esta propiedad es tomada como propiedad constante (Figura 3.13).

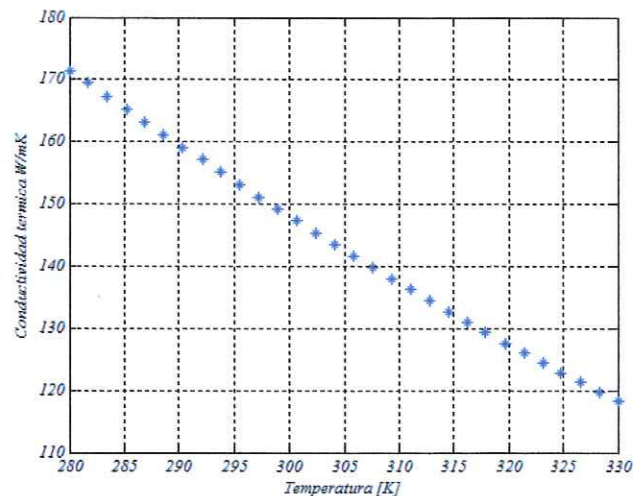


Figura 3.13. Variación de la conductividad térmica del silicio con la temperatura.

Bajo las consideraciones anteriores, y a partir de las ecuaciones deducidas en los puntos anteriores, se obtienen las ecuaciones de continuidad, momento y energía gobernantes para el modelo en particular del presente trabajo.

3.8.3 Ecuación de Continuidad

Para las consideraciones tomadas, la *Ecuación de Continuidad* está dada como:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.32)$$

3.8.4 Ecuación de Momento

Bajo las consideraciones dadas y agregando el término fuente planteado, las Ecuaciones de Momento del modelo están dadas como:

$$\rho_f \left[u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial x} + \nabla \cdot \left(\mu_f \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\sigma_x}{\rho D_h} \nabla \rho \quad (3.33a)$$

$$\rho_f \left[u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial y} + \nabla \cdot \left(\mu_f \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\sigma_y}{\rho D_h} \nabla \rho \quad (3.33b)$$

$$\rho_f \left[u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right] = -\frac{\partial P}{\partial z} + \nabla \cdot \left(\mu_f \frac{\partial v}{\partial z} \right) + \frac{\sigma_z}{\rho D_h} \nabla \rho \quad (3.33c)$$

3.8.5 Ecuación de Energía

Bajo las condiciones dadas del modelo, la Ecuación de Energía para el sólido y el fluido se expresa respectivamente como:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.34)$$

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \rho_f C_f \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (3.34)$$

3.9 Condiciones de Frontera

Las condiciones de frontera del modelo están divididas en tres secciones: la entrada, las paredes y la salida.

3.9.1 Condiciones de Entrada

$$\begin{aligned} \checkmark \quad u &= 1 \\ \checkmark \quad v &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \checkmark \quad w &= 0 \\ \checkmark \quad T &= T_{in} \end{aligned}$$

3.9.2 Condiciones de Pared

Para las paredes del canal:

$$\begin{aligned} \checkmark \quad u &= 0 \\ \checkmark \quad v &= 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \checkmark \quad w &= 0 \\ \checkmark \quad T &= T_w \end{aligned}$$

Para las paredes exteriores:

$$\checkmark \quad T = T_{amb}$$

Para la pared de contacto:

$$\checkmark \quad \dot{q}_x'' = \dot{q}_y'' = 0$$

$$\checkmark \quad \dot{q}_z'' = 1$$

3.9.3 Condiciones de Salida

$$\checkmark \quad \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial z} = 0$$

$$\checkmark \quad \frac{\partial T_x}{\partial y} + \frac{\partial T_x}{\partial z} = 0$$

$$\checkmark \quad \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial z} = 0$$

$$\checkmark \quad \frac{\partial T_y}{\partial x} + \frac{\partial T_y}{\partial z} = 0$$

$$\checkmark \quad \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial w}{\partial y} = 0$$

$$\checkmark \quad \frac{\partial T_z}{\partial x} + \frac{\partial T_z}{\partial y} = 0$$

Capítulo IV

Análisis Numérico

El presente capítulo da una breve explicación del por qué se utilizó un paquete de modelación numérica para ingeniería basado en CFD, así como algunas características de este código. Se muestran también los pasos del proceso que se llevó a cabo para la construcción y el análisis del modelo planteado dentro del paquete.

4.1 ¿Por qué usar CFD?

En la última década *The Computational Fluid Dynamics (CFD)* se ha desarrollado al grado de ser en la era actual considerada como una herramienta indispensable para el análisis y diseño de un amplio y creciente número de aplicaciones en la industria. Los problemas clásicos de fluidos son a menudo complejos, de manera que se requiere de un alto nivel de ingenio para su solución, partiendo desde encontrar el modelo apropiado para representar el sistema a analizar dentro del ambiente industrial, definir las condiciones de frontera, resolver el sistema de ecuaciones obtenido y finalmente dar la interpretación adecuada de los resultados obtenidos para el mejor entendimiento del comportamiento del fluido.

Con estas herramientas computacionales, el proceso de solución de un problema industrial disminuye de forma considerable, dado que todos los cálculos necesarios serán realizados por el software, disminuyendo el tiempo de solución, así como los costos de la misma. Por estos motivos, se seleccionó dar solución al problema planteado de forma numérica por medio del paquete de CFD Fluent® 6.2.16, el cual es un paquete especializado en el análisis de problemas de Mecánica de Fluidos y Transferencia de Calor.

4.2 Código Fluent® 6.2.16

El paquete computacional Fluent® 6.2.16 es uno de los más completos y sofisticados códigos en su clase para los análisis de CFD. Es útil para la modelación de flujo de fluidos y transferencia de calor, además de proveer una gran flexibilidad de mallas, siendo capaz de resolver los problemas de flujo con mallas poco estructuradas generadas por geometrías complejas y es manipulable en su código para la inclusión de términos fuentes que den solución a problemas con un grado mayor de complejidad. En resumen, este código cuenta con la capacidad de resolver modelos con fenómenos tales como:

- ✓ Flujo en geometrías bidimensionales ó tridimensionales.
- ✓ Fluidos compresibles e incompresibles.
- ✓ Análisis en estado estacionario ó transitorio.
- ✓ Fluidos viscosos y no viscosos.

- ✓ Fluidos Newtonianos y no Newtonianos.
- ✓ Transferencia de calor por convección natural o forzada.
- ✓ Transferencia de calor combinada (conducción/convección).
- ✓ Transferencia de calor por radiación.
- ✓ Reacciones químicas.
- ✓ Modelos con cambio de fase.
- ✓ Medios porosos.
- ✓ Flujos multifacéticos incluyendo cavitación.

4.3 Proceso del Análisis

El análisis desarrollado en este trabajo de tesis se construyó en tres etapas principales para obtener la solución del modelo planteado, partiendo de la construcción de la geometría hasta el análisis de los resultados obtenidos.

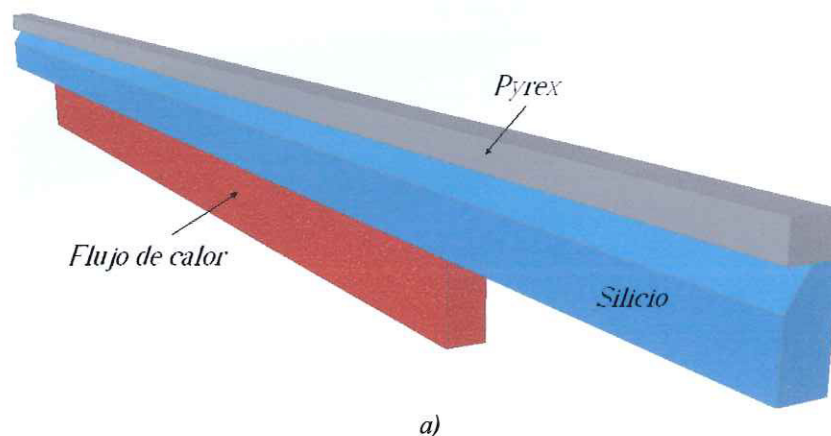
4.3.1 Etapa de Preproceso

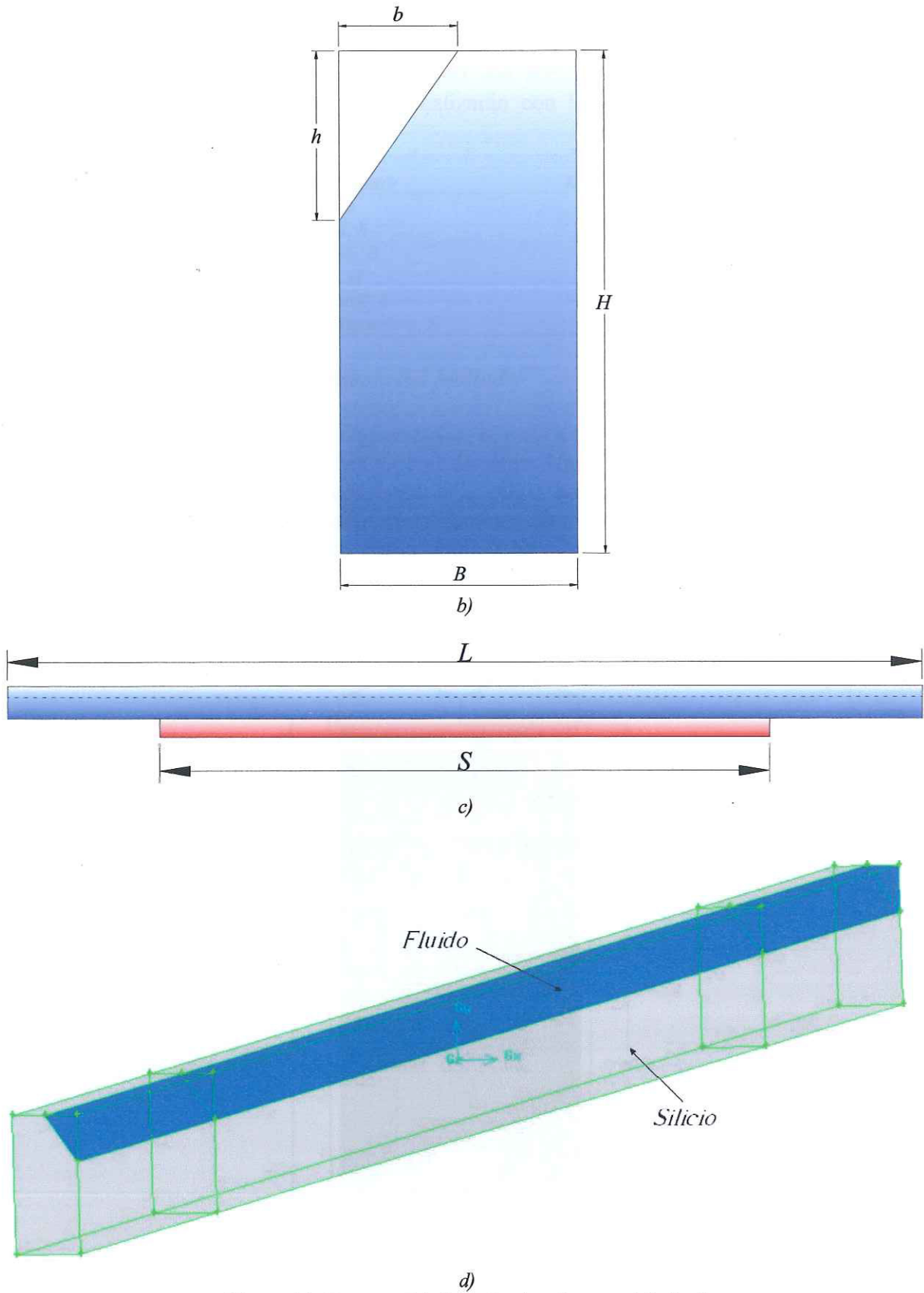
Esta etapa consistió en la construcción del modelo, la generación de malla y la declaración de los diferentes elementos así como las condiciones de frontera planteadas en el capítulo anterior. El desarrollo de esta primera fase se realizó con la ayuda del paquete especializado Gambit® 2.2.30. Cada subrutina de esta primera etapa se menciona a continuación.

4.3.1.1 Modelación de la Geometría

La Figura 3.4 mostró un esquema completo del disipador de calor con 21 canales en su sección transversal. En la Figura 4.1 a) se muestra el corte de un canal del disipador de calor completo, siendo ésta la sección de interés del presente trabajo. En la Figura 4.1 b) y c) se muestra un esquema frontal y lateral de la mitad del canal seleccionado, respectivamente.

Estos esquemas son la base para la construcción del modelo en el programa Gambit® 2.2.30, teniendo como resultado el modelo mostrado en la Figura 4.1 d), el cual está construido a partir de seis elementos sólidos, esto para facilitar la declaración de las diferentes fronteras necesarias para el análisis.





d)
 Figura 4.1. Esquema del disipador de calor y modelo final.

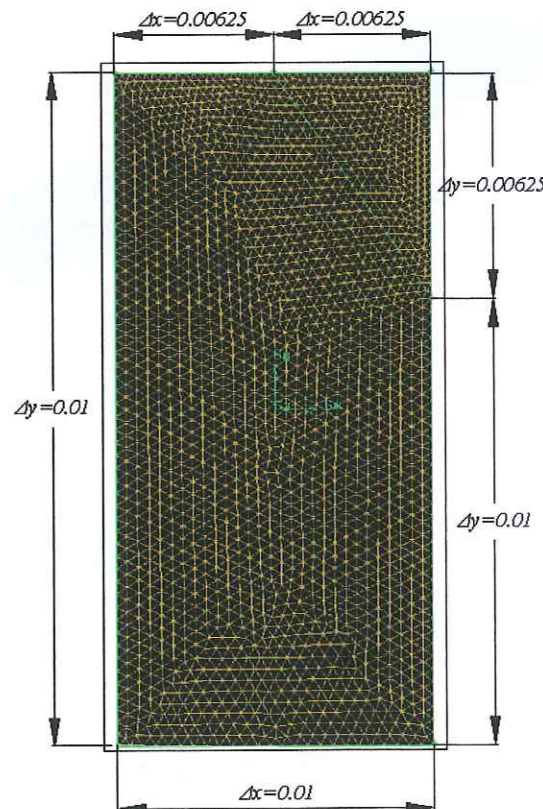
Las dimensiones del modelo desarrollado están basadas en los estudios experimentales realizados por Hetsroni et al. [23] dadas en la Tabla 4.1, las cuales concuerdan con el rango de magnitud de los microcanales y presentan una sección transversal en forma triangular apropiada. Los modelos posteriores se realizarán con las variaciones mencionadas en la Sección 3.7.

Tabla 4.1. Dimensiones de microcanal triangular.

Parámetro	Dimensión
Base del canal, b	125 μm
Altura del canal, h	178.518 μm
Ancho del silicio, B	250 μm
Alto del silicio, H	530 μm
Longitud del canal, L	1.5 cm
Longitud del dispositivo, S	1 cm

4.3.1.2 Desarrollo y Perfeccionamiento del Mallado

Una vez obtenido el modelo geométrico, el paso a seguir es la generación de una malla con una distribución aceptable sobre todo el dominio. Una distribución aceptable comprende desde el tipo de elemento que conforma a la malla hasta el tamaño de dicho elemento, teniendo que crear una serie de mallas con diferentes distribuciones y poner a prueba cada una de ellas. Este análisis es conocido como *análisis de sensibilidad de malla*, teniendo como objetivo el eliminar el efecto de la malla en los resultados a obtener. La distribución de malla determinada para tener buenos resultados del modelo bajo las condiciones de frontera declaradas es la mostrada en la Figura 4.2.



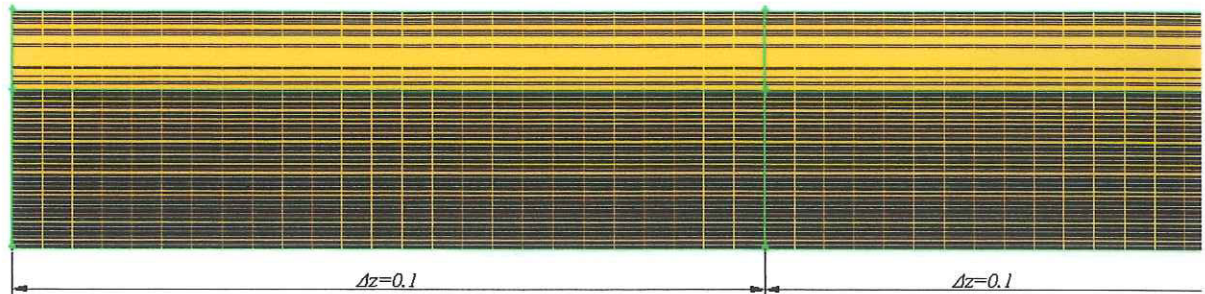


Figura 4.2. Distribución de la malla.

4.3.1.3 Declaración de Tipos de Zonas Continuas y Tipos de Fronteras

El siguiente paso en esta primera etapa es el definir los tipos de zonas continuas que definen las caras o volúmenes de los que se encuentra construido el modelo de acuerdo al prototipo planteado, ya sea teniendo un dominio sólido ó dominios en los cuales se tiene un fluido. En el modelo desarrollado se tienen considerados dos volúmenes, uno sólido el cual constituye la base de silicio en el cual se encuentran fabricados los canales, y la parte del fluido, siendo ésta el agua que pasa por el canal. La Figura 4.3 muestra las zonas continuas definidas en el modelo.

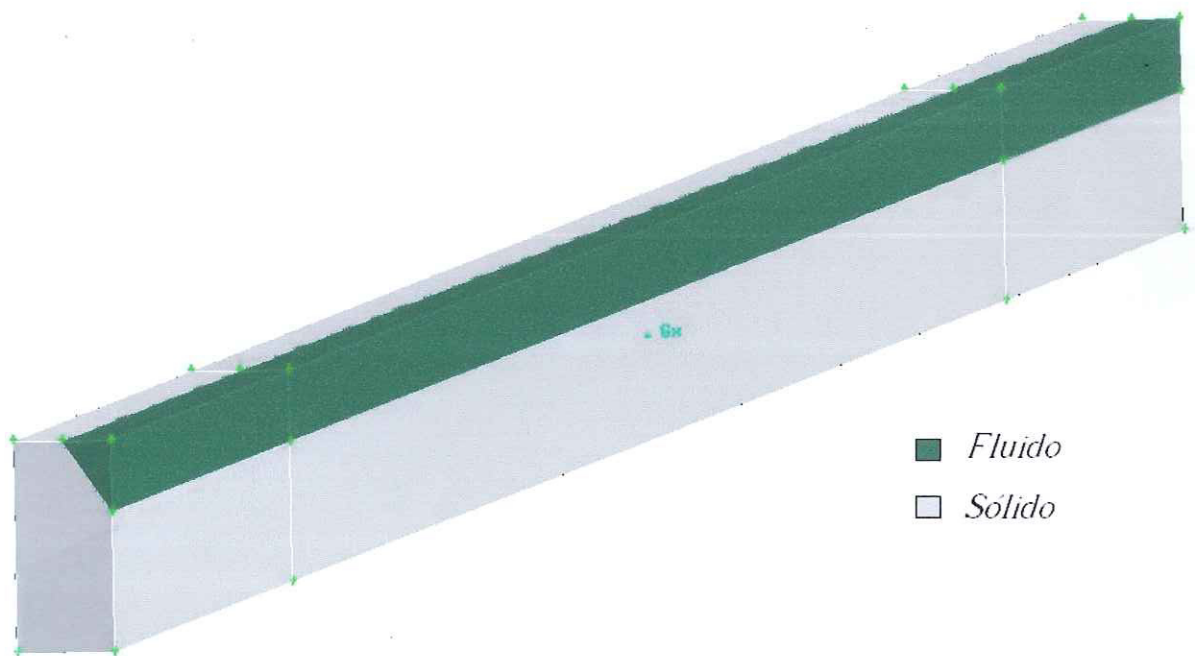


Figura 4.3. Zonas continuas del modelo.

Los tipos de fronteras son aquellos que definen a cada parte del dominio, los cuales se pueden declarar como: pared, entrada o salida de flujo másico, velocidad de entrada, presión de entrada o salida del flujo, simetría, entre otras. Estas fronteras deben ser seleccionadas de acuerdo al prototipo que se está analizando. El modelo desarrollado presenta diecinueve fronteras, las cuales se definieron de acuerdo al prototipo planteado, siendo mostrados en la Figura 4.4.

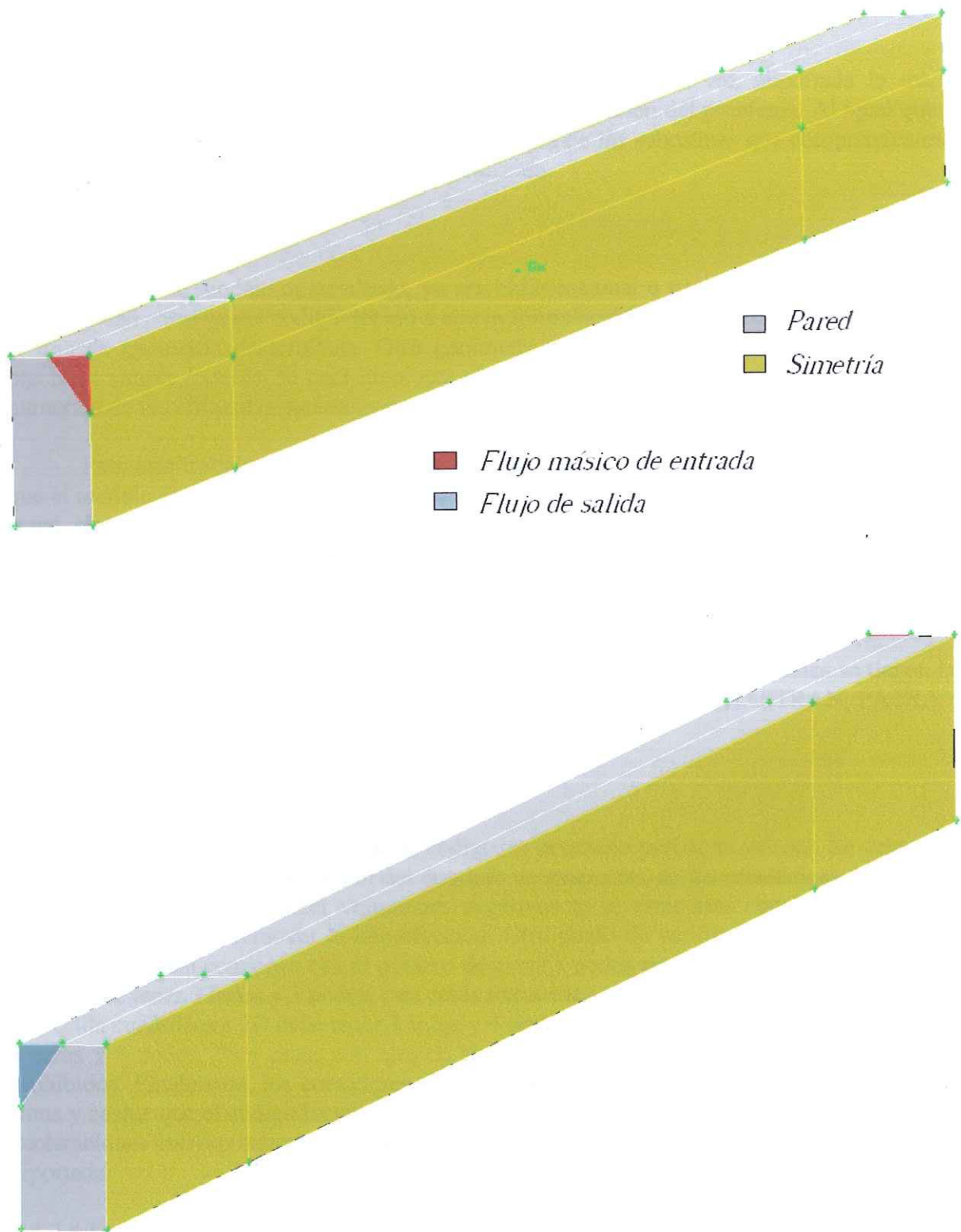


Figura 4.4 Fronteras del modelo.

Para finalizar esta primera etapa, el modelo desarrollado es exportado a una plataforma definida para poder ser importada dentro del paquete Fluent[®] 6.2.16 y realizar el análisis requerido.

4.3.2 Etapa de Proceso

Esta etapa se desarrolla en el código especializado una vez importada la malla. Consiste en establecer la información necesaria para la solución del problema. Al igual que la etapa anterior, a continuación se mencionan cada una de las subrutinas que comprenden esta etapa describiendo con brevedad el proceso realizado.

4.3.2.1 Activación del Modelo

En base al modelo desarrollado, ya sea bidimensional o tridimensional, se selecciona la modalidad correcta del código debido a que la formulación de éste debe ser compatible con el tipo de geometría desarrollada. Otro parámetro a seleccionar es el uso del código con precisión simple ó doble, lo cual involucra el número de decimales a utilizar en cada valor numérico de los diferentes parámetros, soluciones y residuales.

Para este trabajo la formulación del código fue tridimensional en doble precisión, ya que el modelo completo tiene una longitud mucho mayor comparada con las dimensiones del canal, siendo seleccionada doble precisión por la mayor aproximación que se obtiene en este tipo de modelos.

4.3.2.2 Importación del Modelo

Fluent[®] 6.2.16 puede trabajar diferentes tipos de mallas, entre las cuales se tienen las siguientes: Gambit, TGrid, GeoMesh, preBFC, ICEMCFD, I-DEAS, NASTRAN, PATRAN, ARIES, ANSYS, entre otras.

4.3.2.3 Chequeo del Mallado

Una vez importado el mallado al código, es necesario probar su validez. Se debe tener una gran atención a la información del dominio de extensión, de las estadísticas de volumen y de la conectividad. El tener volúmenes negativos es el error mas común, teniendo que reparar la malla para remover la imperfección. Otro punto de verificación es la información topológica, la cual comienza con el número de caras y nodos por celdas. Una celda triangular en 2D debe tener 3 lados y 3 nodos, una celda tetraédrica en 3D debe tener 4 caras y 4 nodos, una celda cuadrilátera 2D debe tener 4 lados y 4 nodos y una celda hexadrilátera 3D debe tener 6 caras y 8 nodos. Para casos con ejes de simetría los nodos por debajo de la frontera son prohibidos. Finalmente, los contadores simples son verificados. El número actual de nodos, caras y celdas que el código ha construido son comparados con el número especificado en las declaraciones correspondientes del archivo de la malla. En general, cualquier discrepancia es reportada.

4.3.2.4 Escala del Modelo

Dada la construcción del modelo en unidades diferentes a las del *Sistema Internacional de Unidades*, el código permite manipular el modelo a fin de tener uniformidad en las dimensiones del mismo con el sistema en el cual realiza las operaciones. Este modelo

fue construido en unidades de micrómetros, por lo cual fue necesario escalarlo a unidades de metros.

4.3.2.5 *Translación del Modelo*

Al construir el modelo se puede tener que por simplicidad se desarrolle a partir de un punto cualquiera en el espacio. Fluent[®] 6.2.16 permite desplazar este modelo a un punto referido para tener un marco de referencia. El modelo desarrollado se construyó a partir del origen hacia los ocho octantes del espacio, quedando el centro coordinado en el centro del modelo, por lo cual se trasladó la mitad de su longitud total hacia el octante positivo del eje z, teniendo con ello el centro del eje coordinado en el centro de la cara frontal y al inicio del mismo.

4.3.2.6 *Formulación del Solver*

Fluent[®] 6.2.16 cuenta con tres formulaciones diferentes para la solución:

- ✓ Solver Segregado (Segregated Solver).
- ✓ Solver Acoplado en Modo Implícito (Implicit Coupled Solver).
- ✓ Solver Acoplado en Modo Explícito (Explicit Coupled Solver).

Las tres formulaciones posibles para el solver desarrollan resultados precisos para un amplio rango de flujos, pero en algunos casos una formulación puede efectuarse mejor que otra, como es el caso de querer obtener una solución rápida. Es por eso que se debe tener en cuenta la siguiente información para poder seleccionar un tipo de formulación. Los planteamientos de la formulación segregada y de pareja difieren en la forma en que las ecuaciones de continuidad, momento, energía y de especies son resueltas; el planteamiento segregado resuelve estas ecuaciones en forma secuencial (separándolas entre sí), mientras que el planteamiento de parejas las resuelve simultáneamente. Ambas formulaciones pueden resolver de manera secuencial las ecuaciones para efectos adicionales.

Las maneras implícita y explícita del planteamiento de pareja difieren en la forma en que éstas linealizan las ecuaciones. El planteamiento segregado tradicionalmente ha sido usado para flujos compresibles, considerando además que existan fuerzas de cuerpo con altas velocidades. Es en esta etapa donde la modalidad de flujo estacionario ó transitorio es definida según el tipo de análisis a desarrollar.

Para este trabajo la formulación de solver quedó definida como segregada con flujo estacionario, siendo ésta seleccionada debido a la reducción de tiempo en el cómputo.

4.3.2.7 *Selección de las Ecuaciones Básicas*

En esta etapa se activan las ecuaciones gobernantes que describen al fenómeno para ser resueltas. Para el modelo planteado, además de las ecuaciones de continuidad y momento activadas por el código de forma automática, las ecuaciones de energía y cambio de fase fueron activadas dado que se presenta una generación de calor en el modelo y para considerar

los efectos de capilaridad que se tiene en los canales, siendo considerados por el código como fuerzas adicionales, como se mostró anteriormente, activadas por el modelo multifase con el fluido en una sola fase [52].

4.3.2.8 Especificación de las Propiedades Físicas

En este paso las propiedades físicas del material son activadas, la densidad, viscosidad, calor específico, conductividad térmica, coeficientes de difusión de masas, entalpías, etc. Estas propiedades pueden ser especificadas como un valor constante, una función dependiente de la temperatura o una función definida por el usuario por medio de una UDF.

Como se mostró en las Secciones 3.8.1 y 3.8.2 de este trabajo, las propiedades de los dos materiales del modelo son tomadas como constantes en algunos casos ó variables para algunos otros. Para las propiedades constantes se seleccionó el valor evaluado a una temperatura de 300 K; para las propiedades variables se realizó una regresión numérica de tercer orden a los datos de las gráficas de las propiedades. Los valores constantes y las ecuaciones de las propiedades declaradas en el código son las mostradas en las Tablas 4.2 y 4.3, evaluadas con la temperatura en grados Kelvin.

Tabla 4.2 Propiedades físicas del agua.

Propiedad	Valor o Función
Densidad [kg/m^3]	998.2
Calor específico [kJ/kgK]	4.18
Conductividad térmica [W/mK]	0.6
Viscosidad [kg/ms]	$-1.717 \times 10^{-9} T^3 + 1.815 \times 10^{-6} T^2 - 6.4442 \times 10^{-4} T + 0.077189$
Tensión Superficial [N/m]	$5.2456 \times 10^{-10} T^3 - 7.717 \times 10^{-7} T^2 + 1.6628 \times 10^{-4} T + 0.077092$

Tabla 4.3 Propiedades físicas del silicio.

Propiedad	Valor o Función
Densidad [kg/m^3]	2330
Calor específico [kJ/kgK]	712
Conductividad térmica [W/mK]	$0.003345 T^2 - 2.8325 T + 696.7$

4.3.2.9 Declaración de las Condiciones de Frontera

Las condiciones de frontera especifican las diferentes variables que se tienen en el modelo, siendo declaradas como valores numéricos que se tienen en el modelo real.

Los valores numéricos establecidos fueron los siguientes: a la pared intermedia de la parte inferior del modelo se le asignó un flujo de calor determinado por el flujo de calor que se tiene en el dispositivo a enfriar; a las otras paredes se les asignó un flujo de calor nulo para simular la condición adiabática del modelo real, bajo condiciones de temperatura ambiente. En la frontera de entrada se le asignó la cantidad de flujo másico entrando en dirección normal a la superficie y bajo condiciones de temperatura ambiente. La frontera de salida fue asignada con el total de flujo de entrada del modelo.

4.3.2.10 Inicialización del Campo de Flujo

Antes de comenzar con la simulación debe de proveerse un punto de inicio para la solución. Se debe tener cuidado en la forma de inicializar la solución para obtener una rápida convergencia numérica del modelo.

Los diferentes casos que se analizan fueron inicializados en base a la velocidad de entrada del fluido para los diferentes números de Reynolds utilizados.

4.3.2.11 Cálculo de una Solución

Una vez cumplidas las subrutinas anteriores, se debe ingresar un número de iteraciones para que el paquete comience la solución del modelo. Es recomendable que se defina un número grande de iteraciones para que no se interrumpa la solución si el criterio de convergencia declarado no se cumple al finalizar el número de iteraciones establecidas.

4.3.3 Etapa de Posproceso

Esta etapa es el paso final en un análisis dinámico computacional para fluidos e involucra la organización e interpretación de los datos y las imágenes obtenidas. En los siguientes dos capítulos se detalla esta etapa al discutir y comprobar los resultados obtenidos.

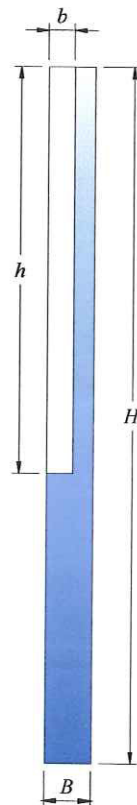
Capítulo V

Resultados Térmicos

Este capítulo muestra los resultados térmicos obtenidos en los diferentes modelos realizados bajo las consideraciones mencionadas anteriormente, tanto en el cambio de las condiciones de funcionamiento, como de las variaciones geométricas del disipador. Además, se muestra la validación del modelo desarrollado comparando sus resultados con los de investigaciones experimentales ya realizadas.

5.1 Validación Térmica del Modelo Desarrollado

Para determinar si el modelo planteado en este trabajo es adecuado para su análisis, se desarrolló el modelo de disipador de calor de tipo microcanal rectangular mostrado en la Figura 5.1, basado en las dimensiones y condiciones de operación dadas por las investigaciones experimentales realizadas por Tuckerman [6]. La Tabla 5.1 muestra las dimensiones geométricas de este canal y la Tabla 5.2 las condiciones de funcionamiento del disipador.



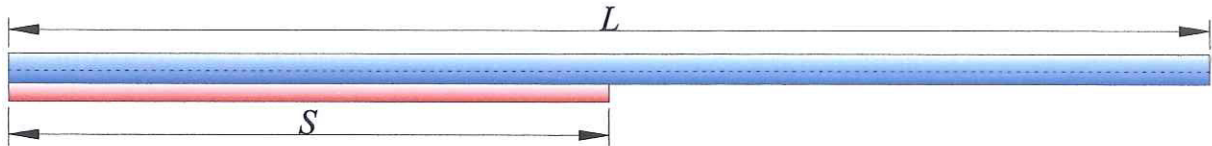


Figura 5.1. Modelo de disipador de calor de microcanal rectangular desarrollado por Tuckerman [6].

Tabla 5.1. Dimensiones del microcanal rectangular investigado por Tuckerman.

Parámetro	Dimensión
Base del canal, b	32 μm
Altura del canal, h	280 μm
Ancho del silicio, B	50 μm
Alto del silicio, H	489 μm
Longitud del canal, L	2 cm
Longitud del dispositivo, S	1 cm

Tabla 5.2. Condiciones de funcionamiento de los experimentos desarrollados por Tuckerman.

Parámetro	Dimensión
Flujo de calor, q''	34.6 W/cm ²
Número de Reynolds	44.14
Temperatura de entrada, T_{in}	293 K

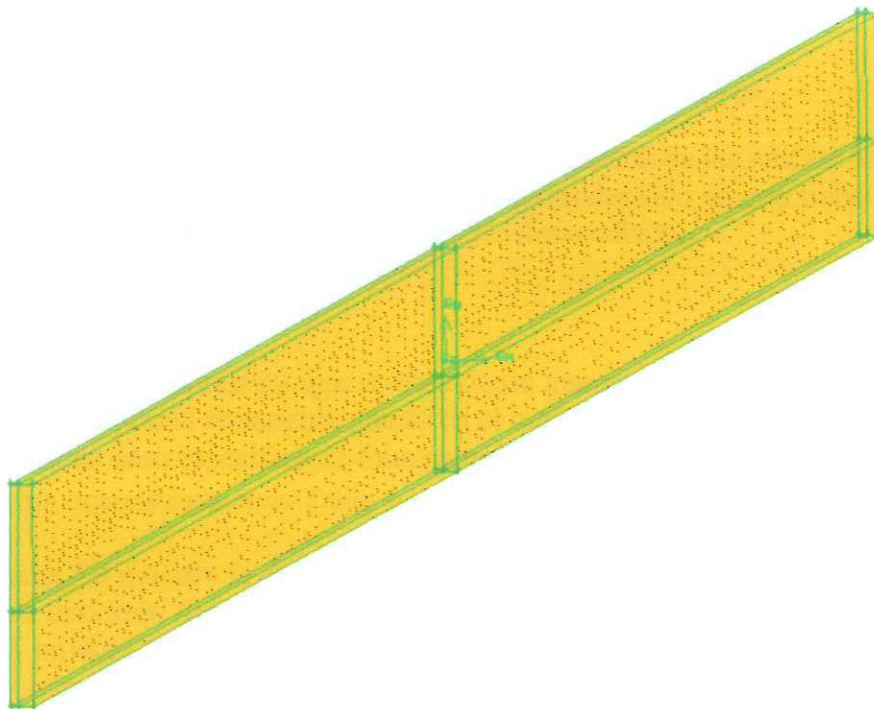


Figura 5.2. Modelo rectangular de Tuckerman desarrollado.

El modelo fue desarrollado conforme a lo especificado en el capítulo anterior y resuelto a partir de las ecuaciones gobernantes mostradas en el Capítulo 3 de este trabajo,

incluyendo los efectos capilares mencionados. La Figura 5.2 muestra el modelo rectangular desarrollado.

Graficando los resultados de la resistencia térmica del material obtenidas con el modelo numérico y comparándolos con los obtenidos por Tuckerman, se observó que los resultados numéricos obtenidos en este trabajo se acercan mucho más a la curva de resistencia térmica obtenida en los experimentos desarrollados por Tuckerman, que los resultados numéricos obtenidos por Toh et al. [42] (Figura 5.3). La resistencia térmica fue obtenida a partir de la Ecuación (2.10).

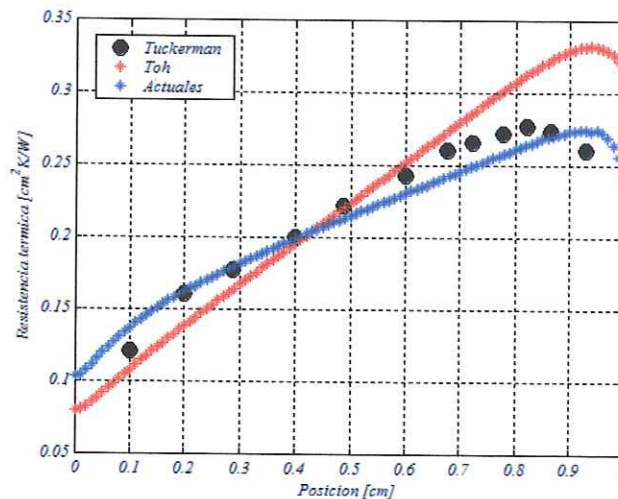


Figura 5.3. Resistencia térmica del microcanal rectangular.

Con ello se llegó a la conclusión de que la introducción de los efectos capilares dentro del análisis numérico de la forma en la que se están considerando en este trabajo es adecuada para obtener buenos resultados térmicos del modelo desarrollado.

5.2 Perfiles de Temperatura

Los perfiles de temperatura que se obtuvieron numéricamente a lo largo del disipador de calor de tipo microcanal rectangular, tanto en el material base como en el fluido de trabajo se muestran para un caso específico de funcionamiento ($Re=500$, $q''=50W/cm^2$ y $T_{in}=293K$), con la geometría especificada en la Tabla 4.1.

La Figura 5.4 muestra la distribución de temperaturas en el material base, la cual se da de una manera uniforme siendo menor a la entrada del fluido de trabajo y mayor a la salida. La Figura 5.5 muestra la distribución de temperaturas a lo largo del fluido, presentándose el mismo comportamiento antes mencionado.

En la Figura 5.6 se muestra la temperatura presente a lo largo de la pared inferior del disipador de calor, la cual es considerada en este estudio como la temperatura del dispositivo electrónico. En la Figura 5.7 se observa la temperatura promedio del fluido de trabajo a lo largo del canal. En ambos gráficos se puede observar un comportamiento similar de

temperaturas a lo largo del disipador de calor. La Figura 5.8 muestra el número de Nusselt que se tiene a lo largo del canal, dado por la Ecuación (5.1). Se observa que se tiene un valor mucho mayor a la entrada del canal y disminuye conforme el fluido se va desarrollando dentro del mismo.

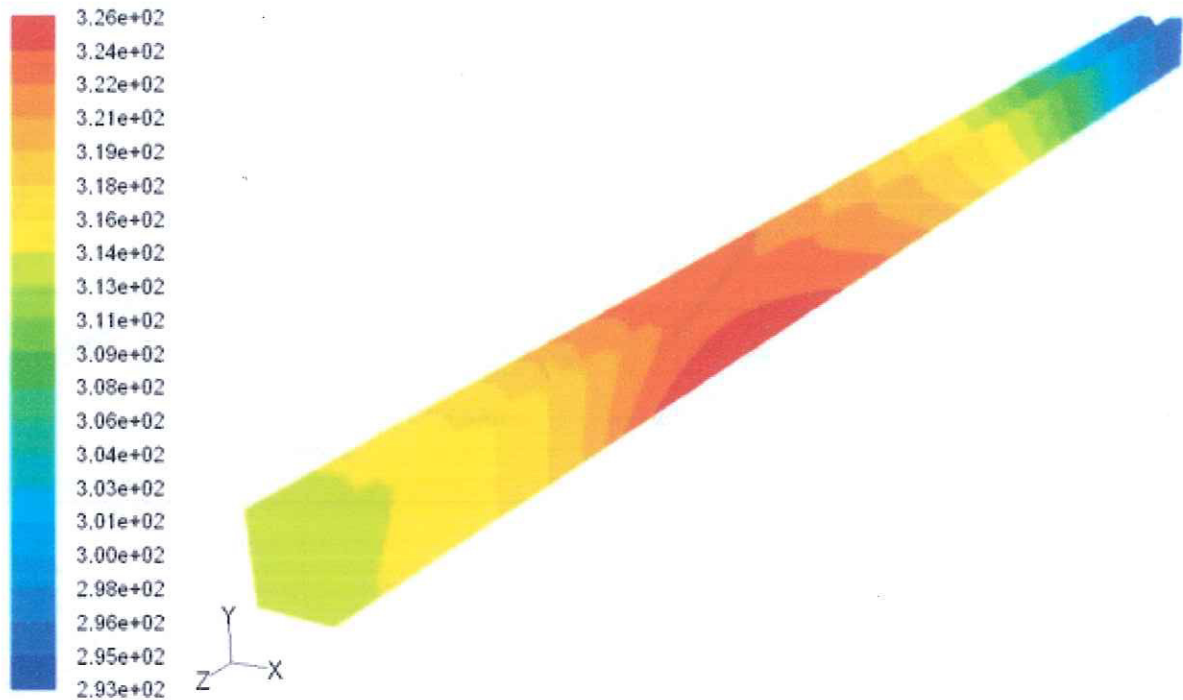


Figura 5.4. Distribución de temperaturas en el material base.

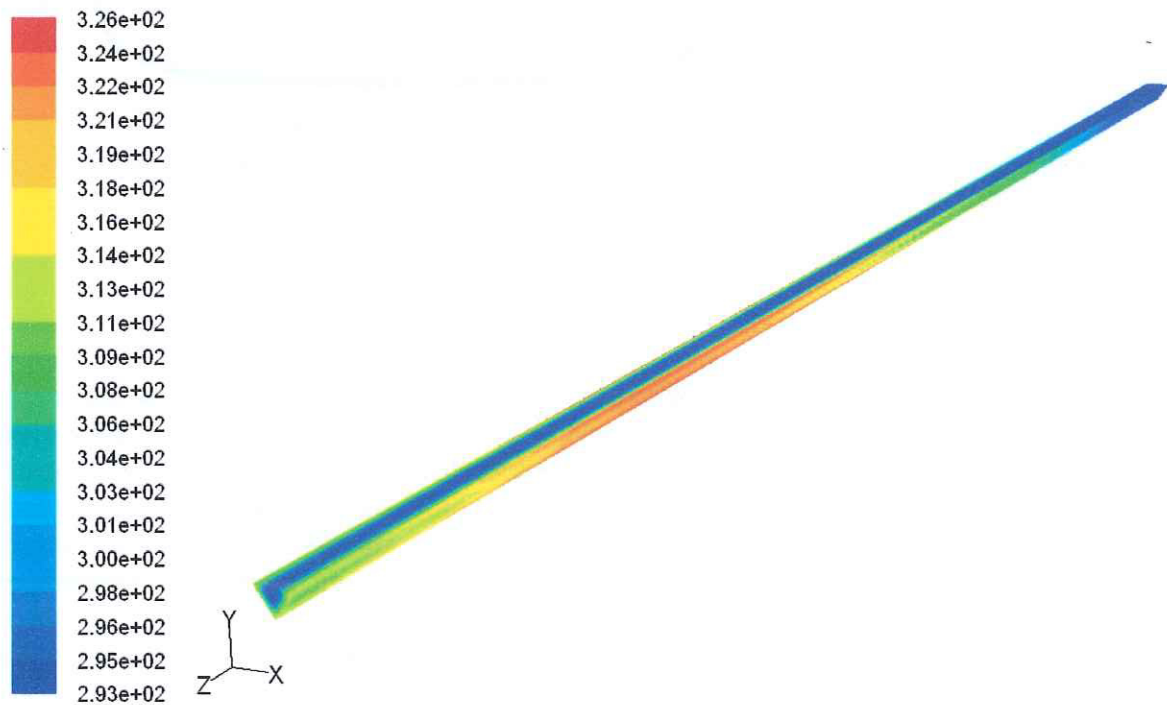


Figura 5.5. Distribución de temperaturas en el fluido de trabajo.

La resistencia térmica a lo largo del canal se muestra en la Figura 5.9, teniendo un comportamiento similar a la temperatura máxima.

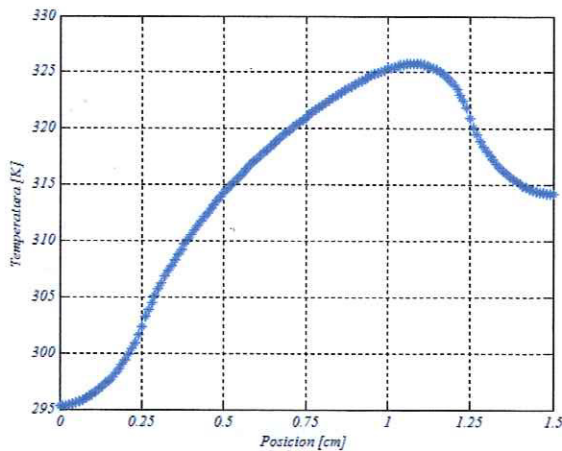


Figura 5.6. Temperatura del dispositivo electrónico.

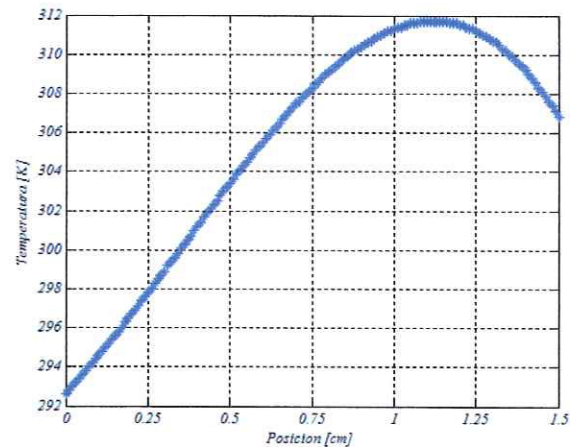


Figura 5.7. Temperatura promedio del fluido de trabajo.

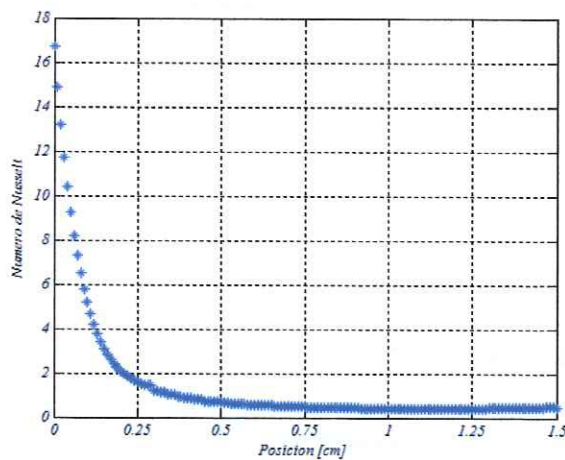


Figura 5.8. Numero de Nusselt a lo largo del canal.

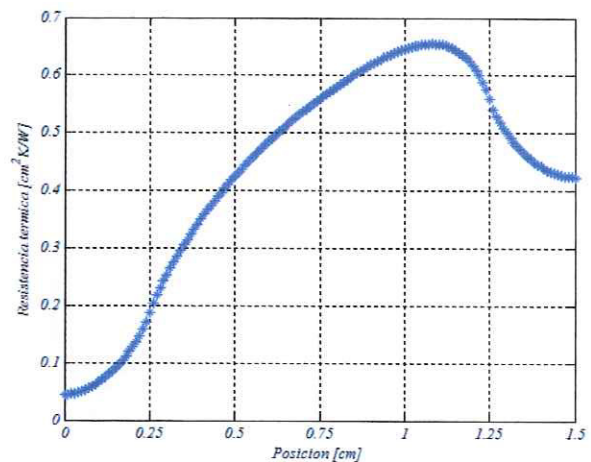


Figura 5.9. Resistencia térmica a lo largo del canal.

$$Nu_x = \frac{q'' B}{(L + hip)(T(x) - T_{in})K_{sol}} \quad (5.1)$$

Lo anterior se debe a que el fluido de trabajo entra a una temperatura menor en su parte inicial. Por la Ley de Enfriamiento de Newton, el fluido disipa la energía presente en el material base, disminuyendo la temperatura del mismo y ganando energía al paso por el canal, aumentando la temperatura del fluido llegando a un punto en el cual éste ya no es capaz de disipar más cantidad de energía del material base, con lo cual, el dispositivo electrónico ya no es enfriado de manera importante. Esto se presenta a la salida de la zona en la que se encuentra el dispositivo electrónico. Como se observa, los gradientes de temperatura son de alrededor de 30 K, en una longitud de 1.5 cm, haciendo a estos dispositivos equipos de disipación de calor de alto desempeño.

5.3 Resultados Térmicos de la Variación de las Condiciones de Funcionamiento

Los resultados mostrados en esta sección son los obtenidos al variar alguna de las condiciones de funcionamiento del disipador de calor. Además, cada parámetro se relaciona con los otros dos ya que uno de ellos se varía en la misma gráfica y el otro se mantiene constante.

5.3.1 Velocidad de Entrada

Las Figuras 5.10 y 5.11 muestran la relación que se tiene entre la velocidad de entrada del fluido, siendo esta representada por el número de Reynolds, con la temperatura máxima del dispositivo electrónico y el número de Nusselt global del disipador de calor.

Se puede ver que mientras menor sea la temperatura de entrada del fluido de trabajo menor será la temperatura máxima de la superficie y mayor el número de Nusselt global del disipador; además, al aumentar la velocidad del fluido, la temperatura disminuye mientras que el número de Nusselt aumenta, debido principalmente al aumento del coeficiente convectivo de transferencia de calor.

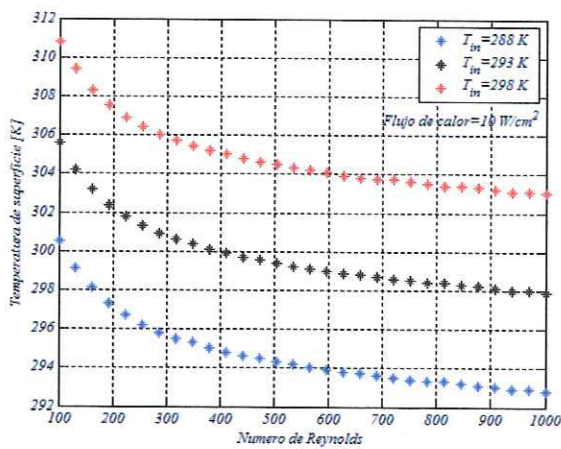


Figura 5.10. Variación de la temperatura de superficie con el número de Reynolds

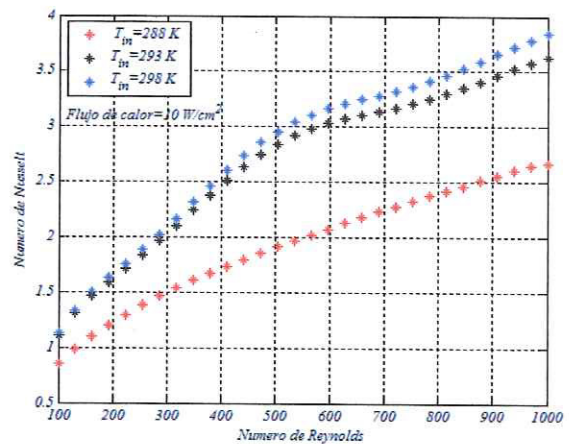


Figura 5.11. Variación del número de Nusselt con el número de Reynolds.

5.3.2 Temperatura de Entrada

Las Figuras 5.12 y 5.13 muestran la relación que se tiene entre la temperatura de entrada del fluido de trabajo con la temperatura máxima del dispositivo electrónico y el número de Nusselt global del disipador de calor.

Al disminuir la temperatura de entrada del fluido de trabajo se obtienen temperaturas menores en el dispositivo a enfriar. Caso contrario, el número de Nusselt global aumenta conforme se aumenta la temperatura de entrada para flujos de calor pequeños, y manteniéndose constantes a diferentes temperaturas para flujos de calor elevados. Lo anterior se da debido a la saturación de energía del fluido de trabajo a altos flujos de calor.

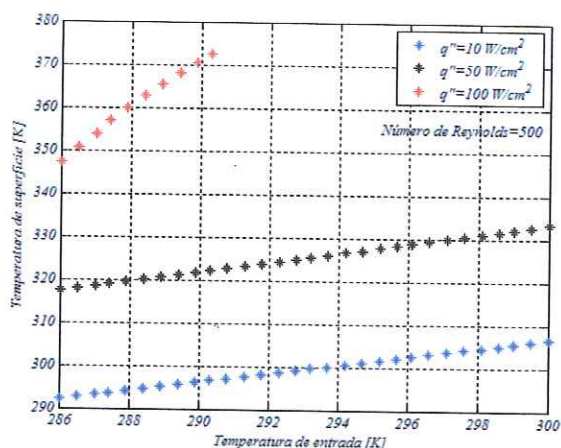


Figura 5.12. Variación de la temperatura de superficie con la temperatura de entrada.

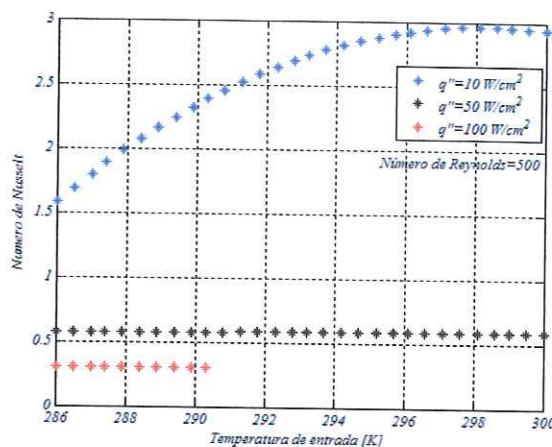


Figura 5.13. Variación del número de Nusselt con la temperatura de entrada.

5.3.3 Flujo de Calor

Las Figuras 5.14 y 5.15 muestran la relación que se tiene entre el flujo de calor del dispositivo electrónico con la temperatura máxima del mismo y el número de Nusselt global del disipador de calor. Conforme se aumenta el flujo de calor en la superficie de contacto la temperatura aumenta, siendo mayor para números de Reynolds pequeños, ya que se tiene velocidades pequeñas y por lo tanto la transferencia de calor por convección es menor. Esto se aprecia mejor en la Figura 5.15, en la cual a elevados números de Reynolds, el número de Nusselt es mayor, llegando a converger a valores mayores de flujo de calor, dado que la energía a disipar es elevada y la transferencia de calor convectiva no llega a ser capaz de disiparla.

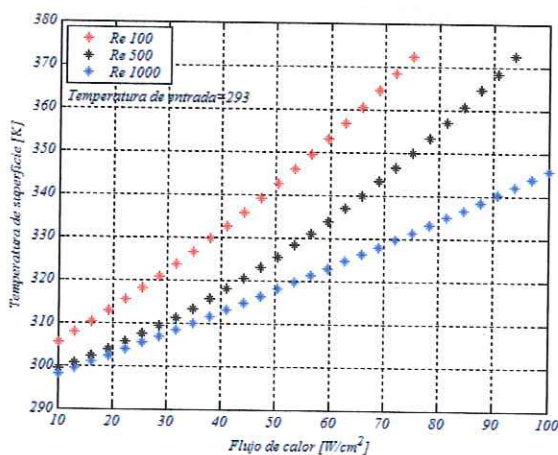


Figura 5.14. Variación de la temperatura de superficie con el flujo de calor.

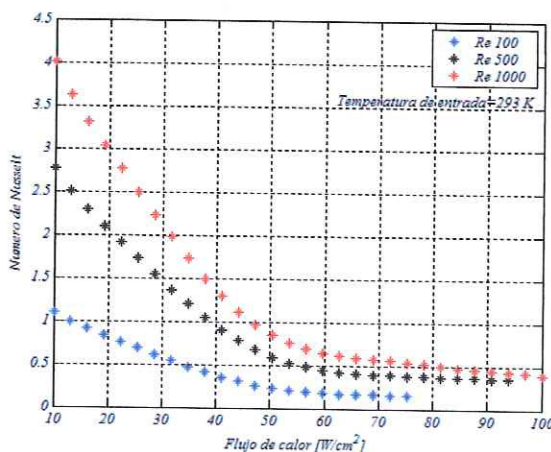


Figura 5.15. Variación del número de Nusselt con el flujo de calor.

Con estos gráficos se puede ver claramente la dependencia de la temperatura de la superficie y el coeficiente de transferencia de calor de los parámetros de funcionamiento del disipador de calor y el flujo de calor generado por el dispositivo electrónico.

5.4 Resultados Térmicos de la Variación Geométrica

Los resultados mostrados en esta sección son los obtenidos al variar las diferentes dimensiones geométricas del disipador de calor, así como sus diferentes condiciones de funcionamiento.

5.4.1 Relación Adimensional α

La Figura 5.16 muestra la variación de la temperatura máxima en la superficie del dispositivo con el diámetro hidráulico del canal a diferentes números de Reynolds, mostrándose una disminución de la temperatura conforme se aumenta el diámetro hidráulico, siendo a su vez menor conforme el número de Reynolds es mayor. Esto se da ya que al aumentar el diámetro hidráulico el área de transferencia convectiva aumenta, enfriando con mayor eficacia al dispositivo electrónico.

A su vez, al aumentar el diámetro hidráulico del canal, el número de Nusselt aumenta, como se muestra en la Figura 5.17, incrementándose a números de Reynolds mayores, con lo cual se tiene un mayor enfriamiento del dispositivo electrónico.

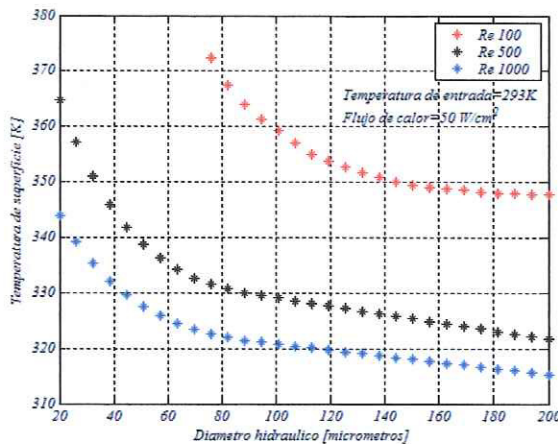


Figura 5.16. Variación de la temperatura con el diámetro hidráulico a diferentes números de Reynolds.

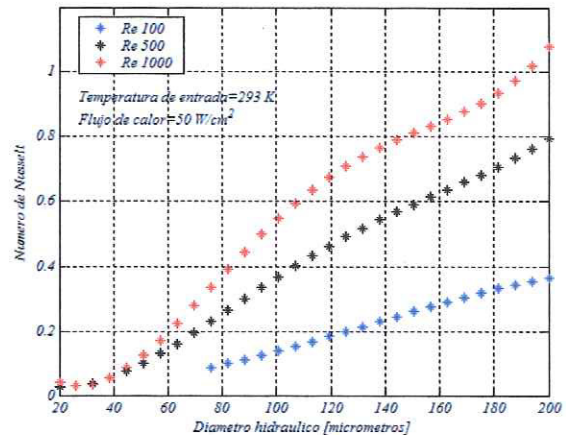


Figura 5.17. Variación del número de Nusselt con el diámetro hidráulico a diferentes números de Reynolds.

La Figura 5.18 muestra la misma relación pero a diferentes temperaturas de entrada, mostrándose una menor temperatura de superficie a temperaturas de entrada menores, ya que el fluido presenta una mayor capacidad para admitir energía, enfriando de una mejor forma al dispositivo electrónico.

La variación del número de Nusselt con el diámetro hidráulico aumenta conforme el área del canal se incrementa, manteniéndose constante a diferentes temperaturas de entrada, pero presentándose una pequeña zona constante entre un diámetro hidráulico de 140 y 180 μm , como se muestra en la Figura 5.19. Se presentan números de Nusselt bajos debido al número de Reynolds y el flujo de calor utilizado en los análisis.

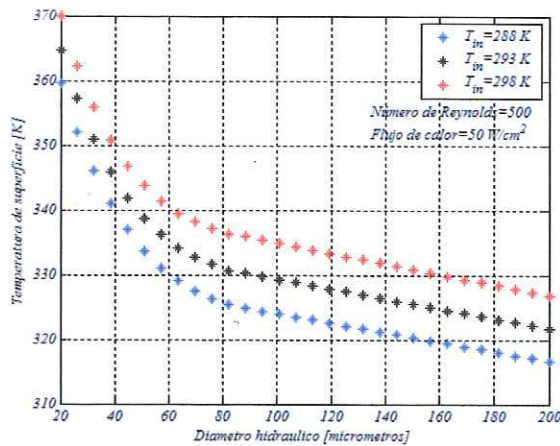


Figura 5.18. Variación de la temperatura con el diámetro hidráulico a diferentes temperaturas de entrada.

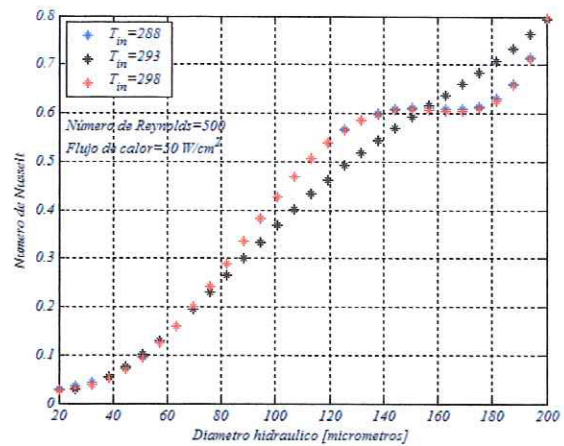


Figura 5.19. Variación del número de Nusselt con el diámetro hidráulico a diferentes temperaturas de entrada.

La Figura 5.20 muestra la misma relación a diferentes flujos de calor generado por el dispositivo electrónico. De igual forma se presenta un decremento en la temperatura máxima del dispositivo conforme el diámetro hidráulico aumenta. A su vez, al aumentar el flujo de calor la temperatura máxima incrementa, pero de igual forma decrece conforme el diámetro es mayor. Además, se puede ver que para diámetros hidráulicos mayores, a flujos de calor elevados, la temperatura del fluido no presenta cambio de fase, aunque la temperatura de la superficie es muy elevada.

El número de Nusselt para los diferentes flujos de calor presenta un comportamiento similar al obtenido por la variación de temperatura de entrada, como se muestra en la Figura 5.21, teniendo mayores números de Nusselt a mayores diámetros hidráulicos, así como una zona constante entre 140 y 180 μm . Se presentan números de Nusselt bajos debido al número de Reynolds y el flujo de calor utilizado en los análisis.

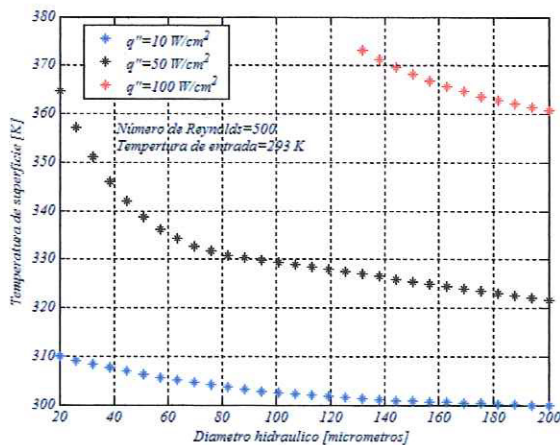


Figura 5.20. Variación de la temperatura con el diámetro hidráulico a diferentes flujos de calor.

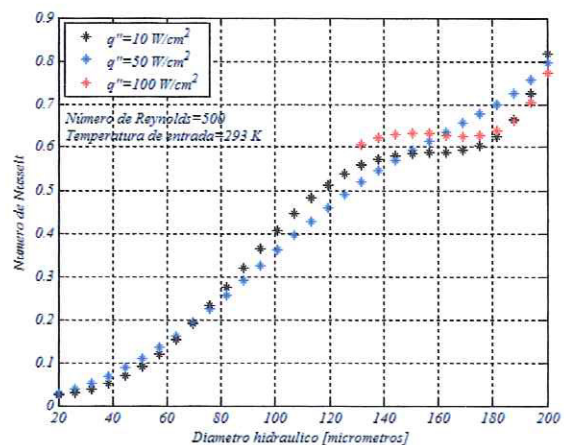


Figura 5.21. Variación del número de Nusselt con el diámetro hidráulico a diferentes flujos de calor.

5.4.2 Relación Adimensional β

La Figura 5.22 muestra la variación de la temperatura a diferentes áreas de sección transversal del material base a diferentes números de Reynolds. Se puede ver que al aumentar el área de sección transversal la temperatura máxima del dispositivo electrónico aumenta, siendo aún mayor a bajos números de Reynolds. Esto se da ya que al aumentar el área de sección transversal, la transferencia de calor por conducción es mayor debido al aumento de la distancia entre el dispositivo y el fluido de trabajo, aunado a que a bajas velocidades la transferencia de calor por convección es menor.

La Figura 5.23 muestra la variación del número de Nusselt, presentándose un comportamiento casi lineal a bajos números de Reynolds y aumentando conforme éste es mayor. Además, conforme aumenta el área de sección transversal se incrementa el número de Nusselt, esto debido a que se presenta una menor transferencia de calor por convección por la poca energía a disipar que se tiene en las paredes del canal.

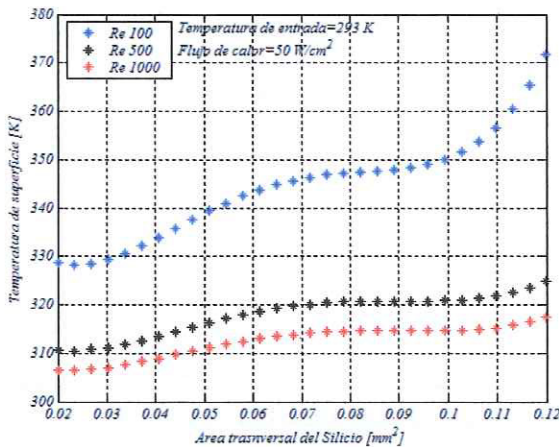


Figura 5.22. Variación de la temperatura con el área transversal a diferentes números de Reynolds.

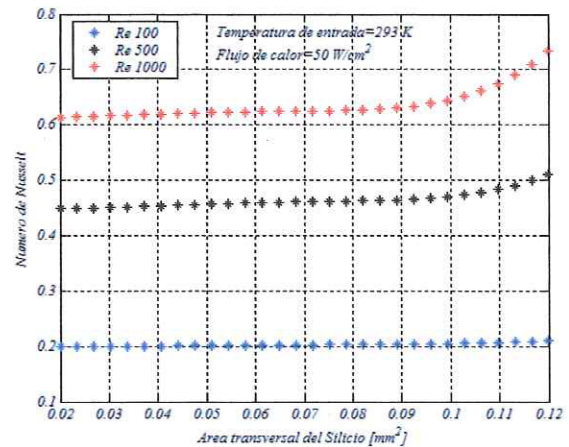


Figura 5.23. Variación del número de Nusselt con el área transversal a diferentes números de Reynolds.

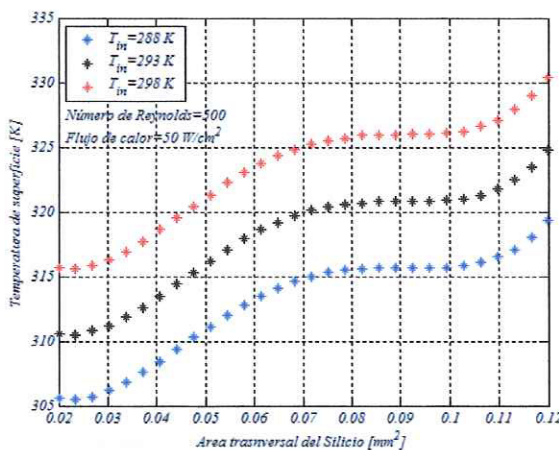


Figura 5.24. Variación de la temperatura con el área transversal a diferentes temperaturas de entrada.

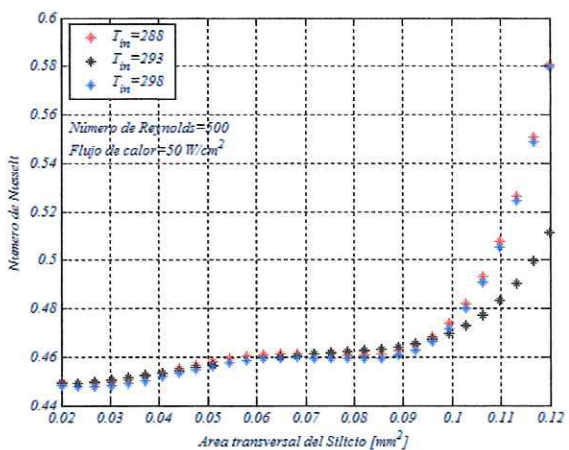


Figura 5.25. Variación del número de Nusselt con el área transversal a diferentes temperaturas de entrada.

La Figura 5.24 muestra la variación de la temperatura máxima con el área transversal del silicio a diferentes temperaturas de entrada. Al aumentar el área transversal del material la temperatura máxima del dispositivo aumenta, siendo menor a temperaturas menores de entrada.

La Figura 5.25 muestra el comportamiento del número de Nusselt a diferentes secciones transversales, aumentando en forma similar a la Figura 5.23. Como se puede ver se presenta el mismo fenómeno ya mencionado.

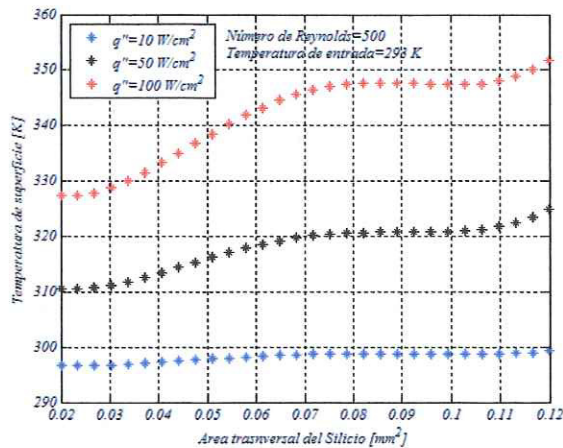


Figura 5.26. Variación de la temperatura con la sección transversal a diferentes flujos de calor.

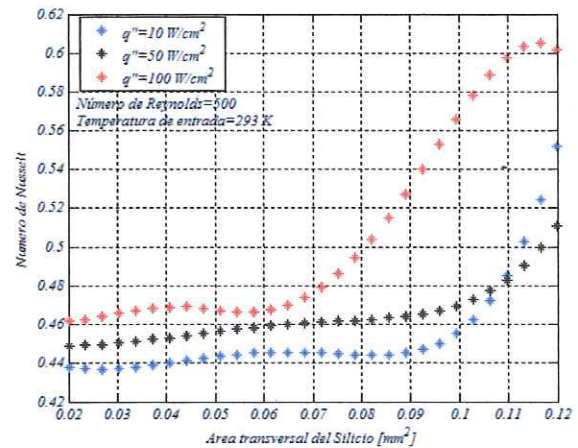


Figura 5.27. Variación del número de Nusselt con la sección transversal a diferentes flujos de calor.

La Figura 5.26 muestra la variación de la temperatura de superficie a diferentes flujos de calor para diferentes áreas. Se puede ver que a bajos flujos de calor, el área no es de gran importancia para el enfriamiento del dispositivo electrónico, teniendo lo contrario a flujos de calor mayores.

El número de Nusselt con respecto a los diferentes flujos de calor mostrado en la Figura 5.27 presenta una variación significativa a altos flujos de calor, teniéndose un número mayor de número de Nusselt a áreas transversales mayores.

5.4.3 Relación Adimensional ϕ

La Figura 5.28 muestra la variación de la temperatura con respecto a diferentes longitudes del disipador de calor a varios números de Reynolds. Se puede ver que al tener una pequeña sección de canal sin flujo de calor, tanto a la entrada como a la salida del fluido de trabajo, se presenta un decremento de temperatura, siendo una longitud óptima entre 1.15 y 1.35 cm para las dimensiones de diámetro hidráulico y sección transversal del silicio utilizados en este estudio.

La Figura 5.29 muestra el número de Nusselt presente en esta variación. Se tiene un decremento conforme la longitud aumenta debido a la distribución de la temperatura dentro del material disminuyendo con ello el coeficiente convectivo de transferencia de calor.

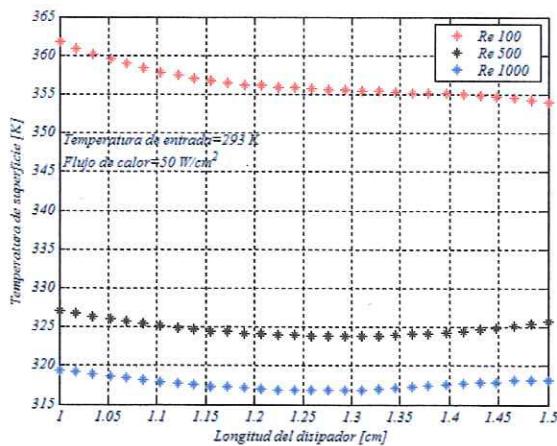


Figura 5.28. Variación de la temperatura con el largo del disipador a diferentes números de Reynolds.

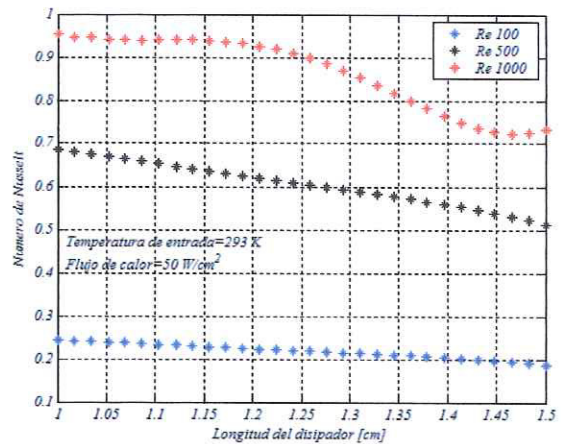


Figura 5.29. Variación del número de Nusselt con el largo del disipador a diferentes números de Reynolds.

La Figura 5.30 muestra el mismo comportamiento a diferentes temperaturas de entrada, siendo menor la temperatura máxima de la superficie a temperaturas de entrada menores del fluido. Se presenta igualmente una zona óptima dentro del rango ya mencionado.

La Figura 5.31 muestra el número de Nusselt a diferentes dimensiones, presentándose un decremento conforme se aumenta la longitud del disipador. Se presenta una mínima diferencia entre las diferentes temperaturas en la zona de interés ya mencionada.

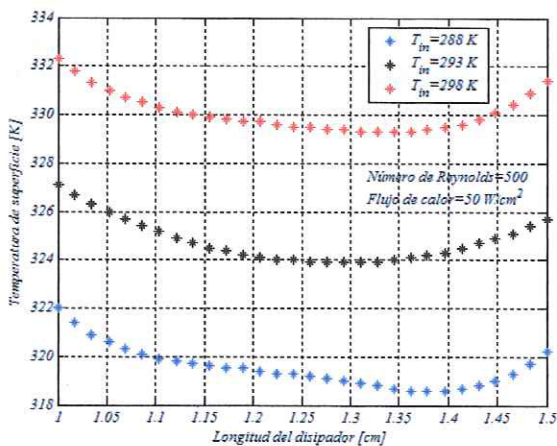


Figura 5.30. Variación de la temperatura con el largo del disipador a diferentes temperaturas de entrada.

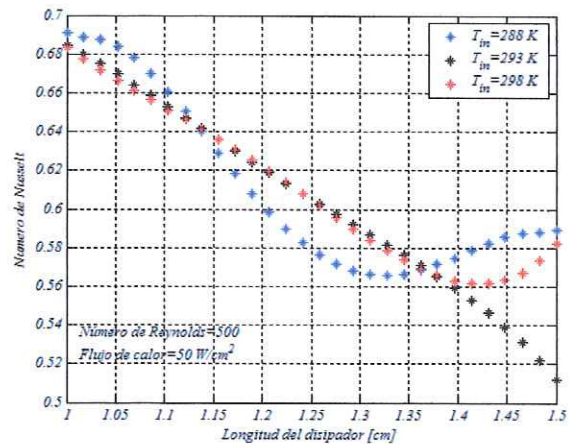


Figura 5.31. Variación del número de Nusselt con el largo del disipador a diferentes temperaturas de entrada.

La Figura 5.32 presenta el mismo comportamiento a diferentes flujos de calor, manteniéndose la misma zona óptima de temperatura máxima del dispositivo electrónico en el rango mencionado.

El número de Nusselt decrece conforme se aumenta la longitud del disipador siendo éste mayor a flujos de calor elevados, como se ve en la Figura 5.33.

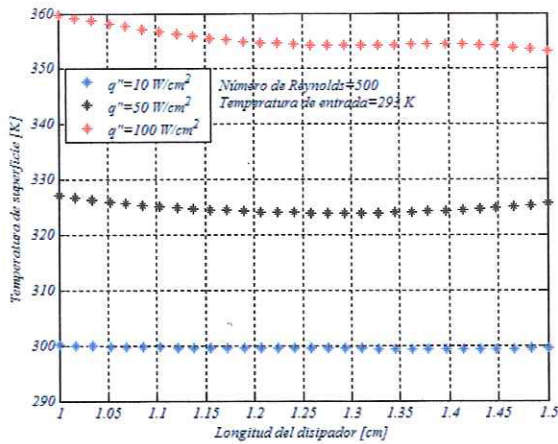


Figura 5.32. Variación de la temperatura con el largo del dissipador a diferentes flujos de calor.

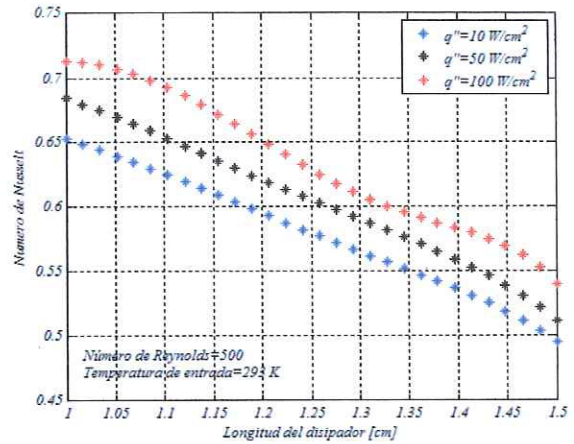


Figura 5.33. Variación del número de Nusselt con el largo del dissipador a diferentes flujos de calor.

Con estos gráficos se puede ver claramente la dependencia de la temperatura de la superficie y del coeficiente de transferencia de calor con las dimensiones geométricas del dissipador de calor, así como de sus parámetros de funcionamiento.

5.5 Resistencia Térmica del Material

Finalmente, se puede analizar el comportamiento de la resistencia térmica en forma global (Ecuación (5.1)), la cual es determinada a partir de los parámetros de operación del sistema y la temperatura máxima en la superficie del dispositivo, que a su vez está en función de la velocidad y la geometría del dissipador de calor. Por ello, la Figura 5.34 es válida para cualquier condición de funcionamiento y relación adimensional para dissipadores de calor de tipo microcanal triangular.

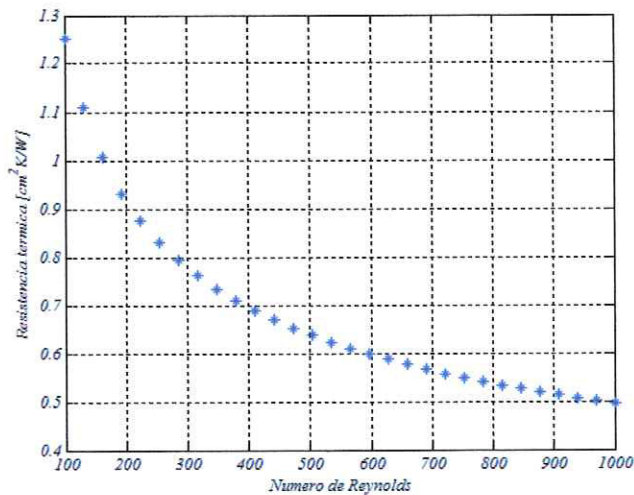


Figura 5.34. Variación de la resistencia térmica con el número de Reynolds.

La Figura 5.1 muestra cómo la resistencia térmica decrece conforme aumenta el número de Reynolds debido a que al aumentar éste, la temperatura máxima de la superficie del dispositivo electrónico disminuye.

Los resultados obtenidos para los disipadores de calor de tipo microcanal triangular muestran una menor capacidad en el enfriamiento de dispositivos electrónicos que los microcanales de sección transversal rectangular, debido principalmente al área de transferencia de calor convectiva que se tiene entre ambos. Los números de Nusselt obtenidos son menores a los que se tiene en los ductos convencionales con sección transversal triangular para flujos de calor constante ($Nu=3.11$), pero se tienen coeficiente de transferencia de calor convectiva mucho mayores que en estos ductos, debido a las dimensiones geométricas que se tienen en los microcanales.

Capítulo VI

Resultados Hidrodinámicos

Finalmente se muestran los resultados hidrodinámicos obtenidos en los diferentes modelos realizados bajo las consideraciones mencionadas de cambio en los parámetros de funcionamiento y de la variación geométrica del disipador. Además, se muestra la validación hidrodinámica del modelo desarrollado comparando sus resultados con los de investigaciones experimentales realizadas anteriormente.

6.1 Validación Hidrodinámica del Modelo Desarrollado

De igual forma, para validar el modelo planteado, se desarrolló un modelo de disipador de calor tipo microcanal rectangular en forma numérica basando las dimensiones y las condiciones de operación en las investigaciones experimentales realizadas por Peng y Peterson [22], obteniendo lo mostrado en la Figura 6.1. La Tabla 6.1 muestra las dimensiones geométricas de este canal y la Tabla 6.2 las condiciones de funcionamiento del disipador.

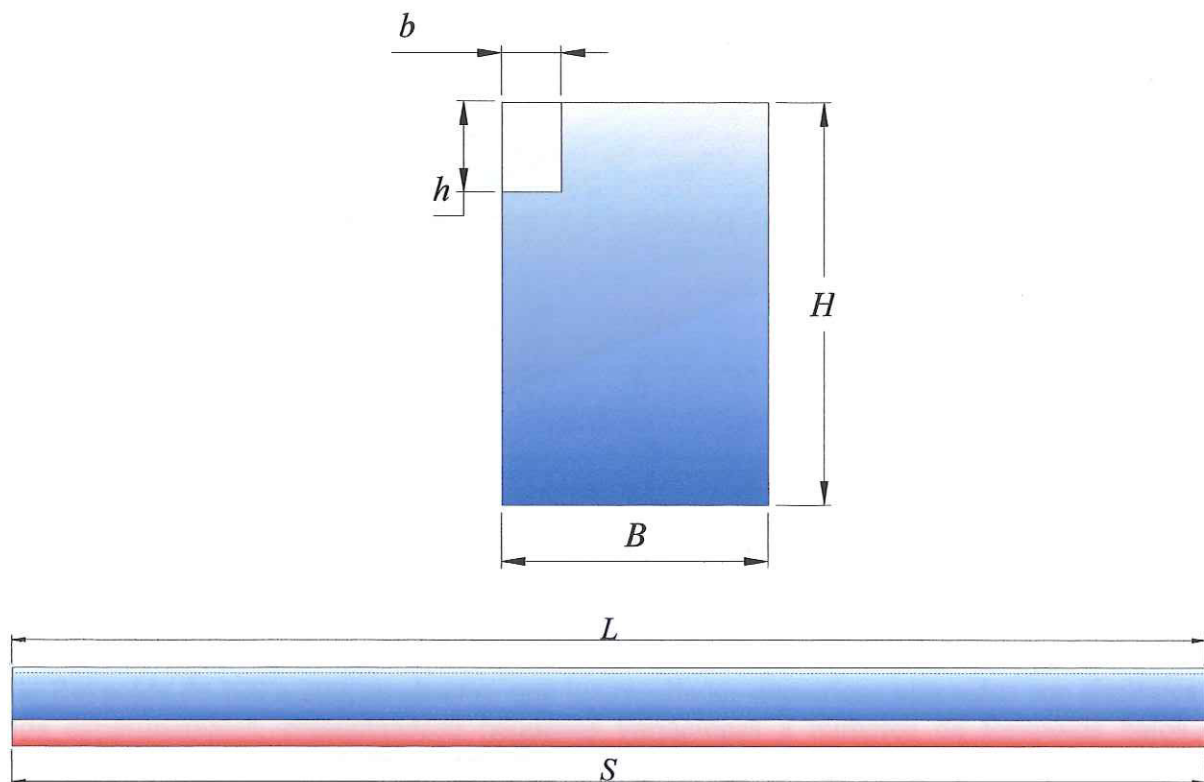


Figura 6.1. Modelo de disipador de calor de microcanal rectangular desarrollado por Peng y Peterson [22].

Tabla 6.1. Dimensiones del microcanal rectangular investigado por Peng y Peterson.

<i>Parámetro</i>	<i>Dimensión</i>
Base del canal, b	200 μm
Altura del canal, h	200 μm
Ancho del silicio, B	2250 μm
Alto del silicio, H	2250 μm
Longitud del canal, L	4.5 cm
Longitud del dispositivo, S	4.5 cm

Tabla 6.2. Condiciones de funcionamiento de los experimentos desarrollados por Peng y Peterson.

<i>Parámetro</i>	<i>Dimensión</i>
Flujo de calor, q''	8 W/cm ²
Número de Reynolds	100 a 200
Temperatura de entrada, T_{in}	293 K

El modelo fue desarrollado y resuelto de igual forma que el modelo de validación del capítulo anterior. La Figura 6.2 muestra el modelo rectangular desarrollado.

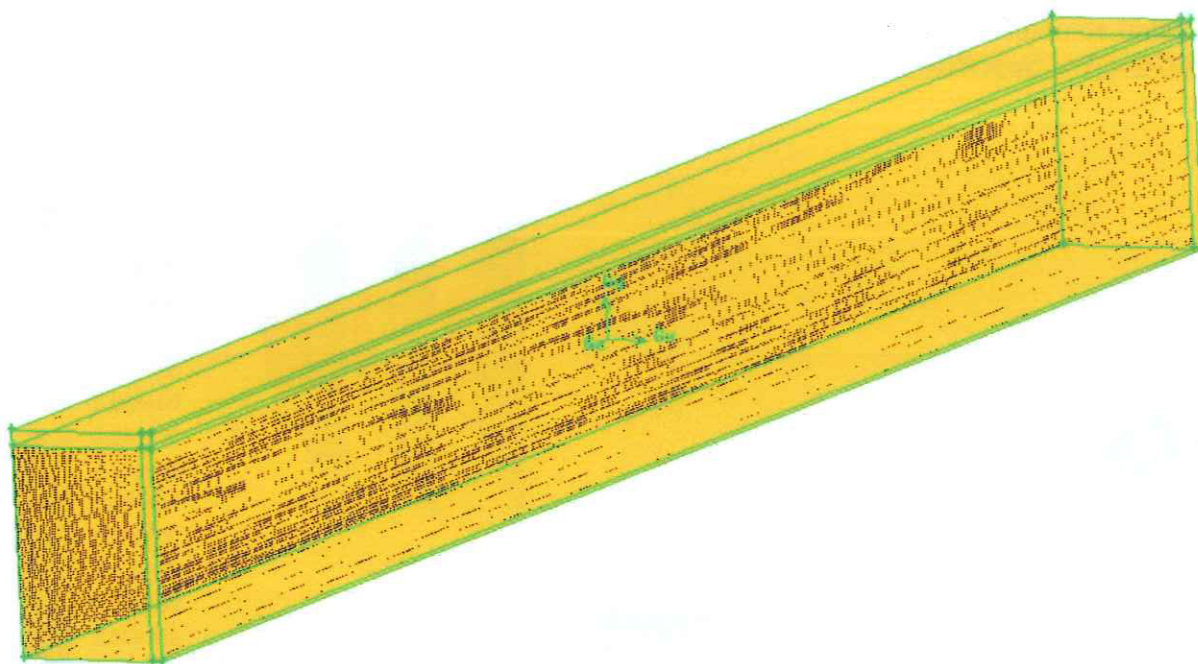


Figura 6.2. Modelo rectangular de Peng y Peterson desarrollado.

Graficando los resultados del factor de fricción global, f , obtenidos con el modelo numérico y comparándolos con los obtenidos por Peng y Peterson dentro del rango de número de Reynolds de 100 a 200, se observó que los resultados numéricos obtenidos son similares a los experimentales, presentándose pequeñas variaciones a números de Reynolds bajos y convergiendo a números de Reynolds altos. Esto se muestra en la Figura 6.3.

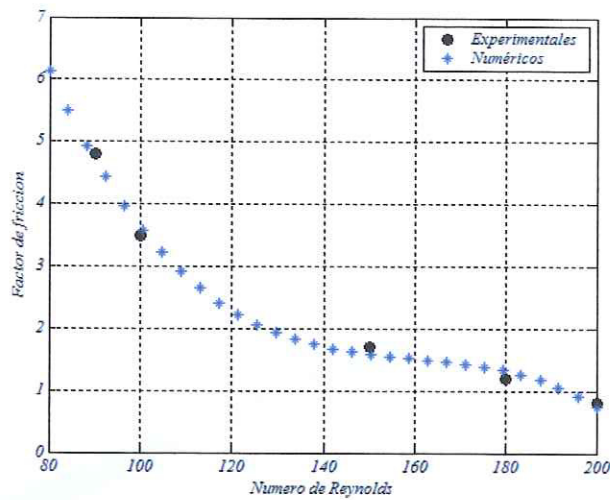


Figura 6.3. Factor de fricción global de microcanal rectangular.

6.2 Perfiles Hidrodinámicos

Los perfiles hidrodinámicos que se obtuvieron numéricamente a lo largo del disipador de calor de tipo microcanal rectangular, tanto en el material base como en el fluido de trabajo, se muestran para un caso específico de funcionamiento ($Re=500$, $q''=50W/cm^2$ y $T_{in}=293K$) con la geometría especificada en la Tabla 4.1.

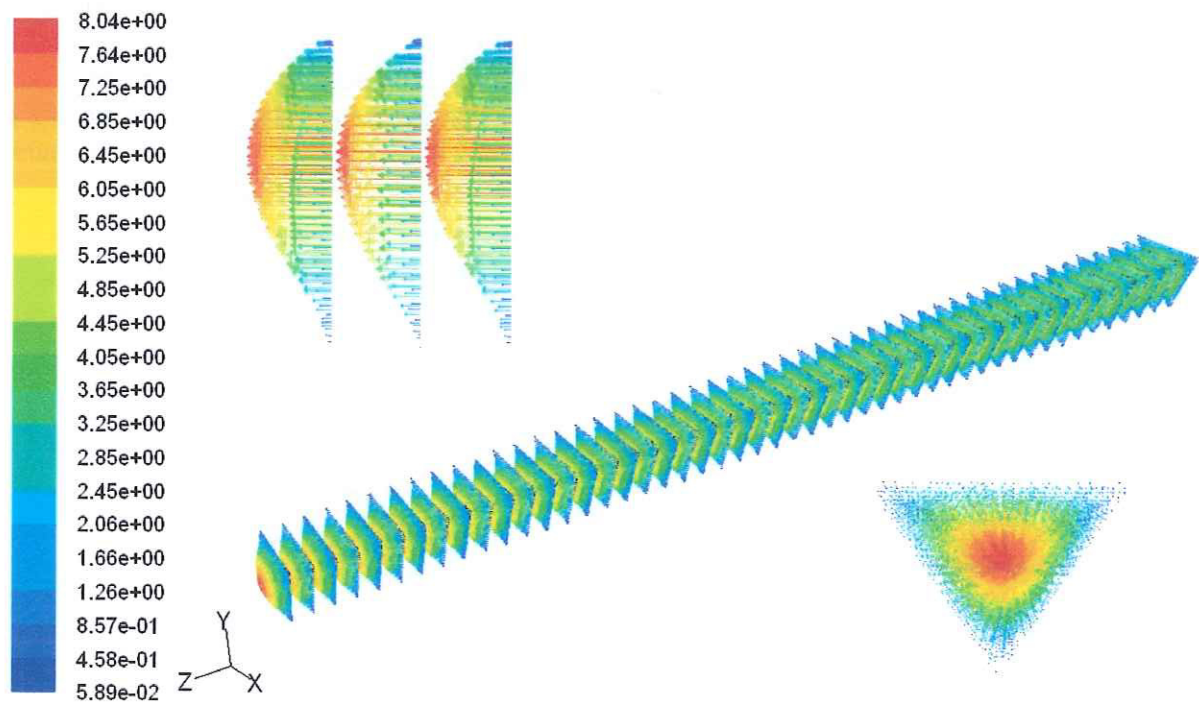


Figura 6.4. Perfiles de velocidad del fluido de trabajo dentro del canal.

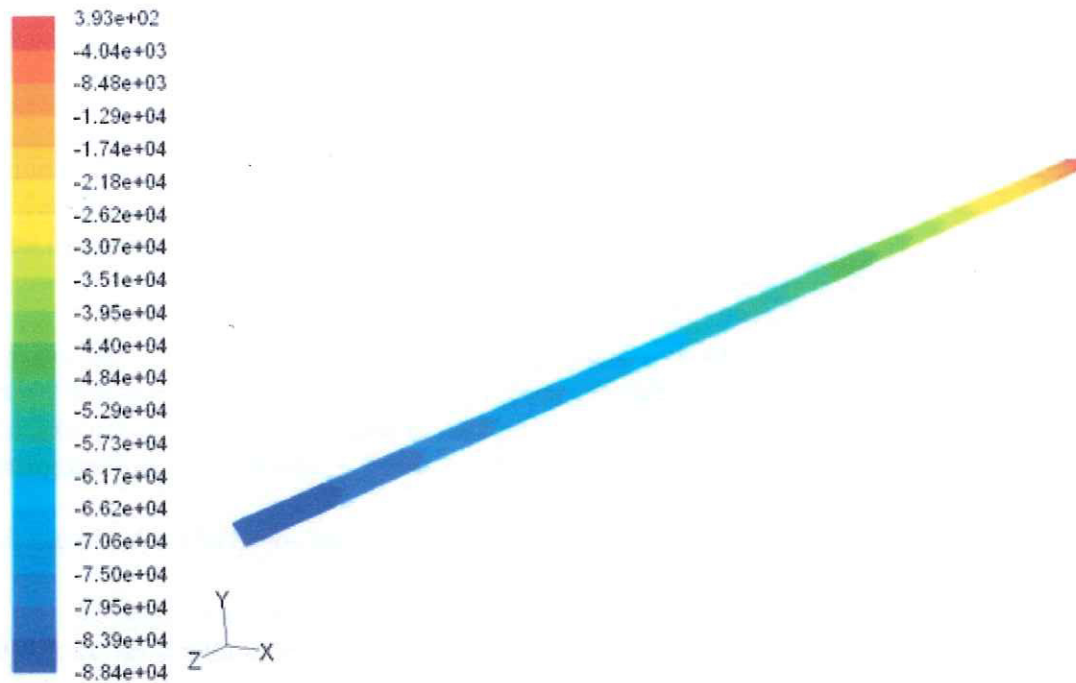


Figura 6.5. Presión estática del fluido de trabajo a lo largo del canal.

La Figura 6.4 muestra el perfil de velocidades del fluido de trabajo dentro del canal, teniéndose flujo desarrollado prácticamente desde la entrada del mismo. La Figura 6.5 muestra la presión estática del fluido de trabajo a lo largo del canal, la cual disminuye conforme el fluido avanza en el mismo.

En la Figura 6.6 se muestra la caída de presión local del fluido a lo largo del canal. En la Figura 6.7 se observa el coeficiente de fricción local a lo largo del canal, dado por la Ecuación (6.1).

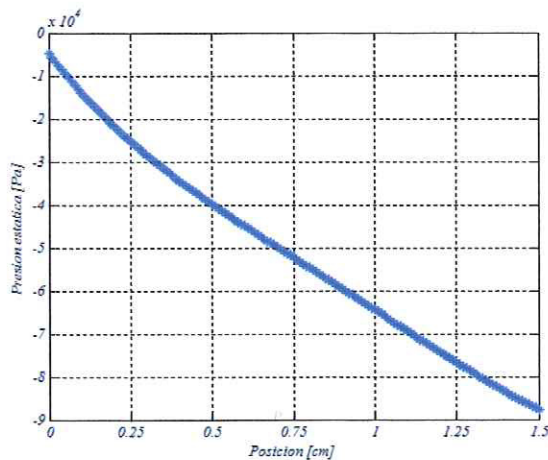


Figura 6.6. Caída de presión a lo largo del canal.

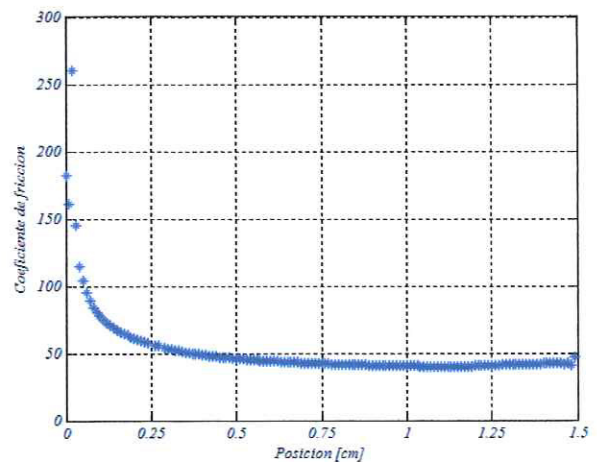


Figura 6.7. Coeficiente de fricción a lo largo del canal.

$$C_f = \frac{-2(dp/dx)D_h}{\rho u^2} Re \quad (6.1)$$

La diferencia de presiones entre la entrada y salida para el caso analizado en esta primera parte es de alrededor de 0.045 atmósferas. Además, el coeficiente de fricción presenta un decremento considerable en la zona de entrada hasta llegar a un valor casi constante en la zona intermedia del canal.

Lo anterior se da debido a la variación de la viscosidad del agua a lo largo del mismo por los cambios drásticos de temperatura presentes en el dispositivo, teniendo con ello una menor resistencia entre el fluido y las paredes del canal. Cabe mencionar que el coeficiente de fricción obtenido es menor que el que se presenta en canales convencionales de la misma configuración geométrica.

6.3 Resultados Hidrodinámicos de la Variación de las Condiciones de Funcionamiento

Al igual que en el capítulo anterior, los siguientes resultados se obtienen al variar alguna de las condiciones de funcionamiento del disipador de calor. Además, cada parámetro se relaciona con los otros dos ya que uno de ellos se varía en la misma gráfica y el otro se mantiene constante.

6.3.1 Velocidad de Entrada

La Figura 6.8 muestra la relación que se tiene entre la velocidad de entrada del fluido, dada en función del número de Reynolds, y el coeficiente de fricción global del disipador de calor. Se puede ver que al aumentar el número de Reynolds el coeficiente de fricción aumenta, pero a su vez, mientras más elevada sea la temperatura de entrada del fluido de trabajo, menor será el coeficiente de fricción.

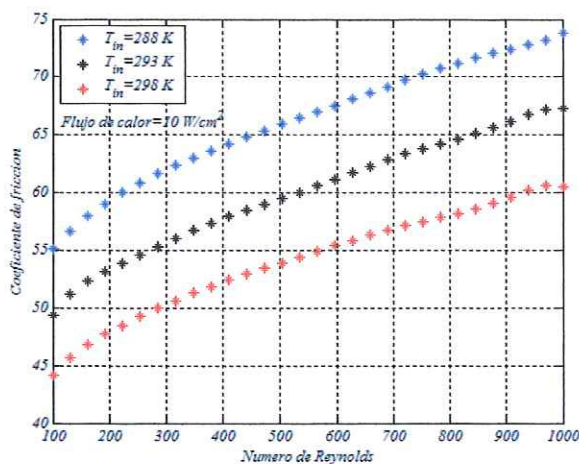


Figura 6.8. Variación del coeficiente de fricción con el número de Reynolds.

6.3.2 Temperatura de Entrada

La Figura 6.9 muestra la relación que se tiene entre la temperatura del entrada del fluido de trabajo con el coeficiente de fricción global del dissipador de calor. Al aumentar la temperatura de entrada del fluido de trabajo el coeficiente de fricción disminuye debido al decremento de la viscosidad del agua.

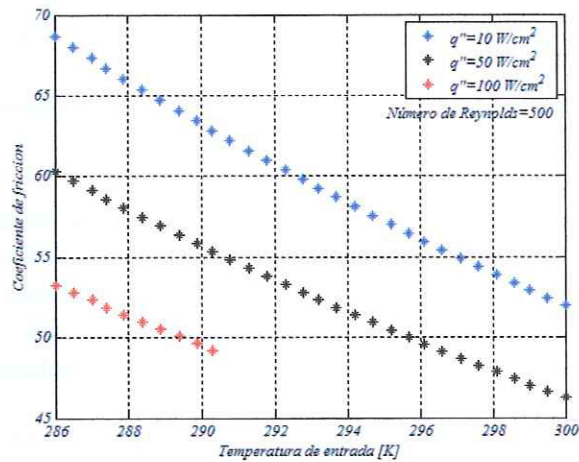


Figura 6.9. Variación del coeficiente de fricción con la temperatura de entrada.

6.3.3 Flujo de Calor

La Figura 6.10 muestra la relación que se tiene entre el flujo de calor del dispositivo electrónico con el coeficiente de fricción global del dissipador de calor. De igual forma, al aumentar el flujo de calor del dispositivo electrónico, la temperatura del fluido de trabajo aumenta, disminuyendo con ello la viscosidad del mismo y disminuyendo por consiguiente el coeficiente de fricción.

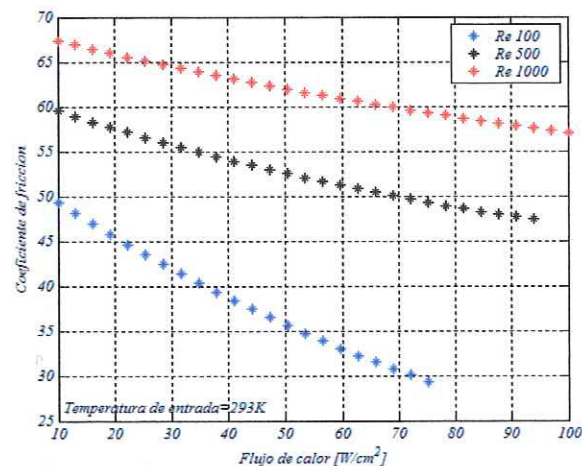


Figura 6.10. Variación del coeficiente de fricción con el flujo de calor.

Con los resultados anteriores se puede ver con claridad la dependencia que tiene el coeficiente de fricción global de la energía térmica que el fluido absorbe al pasar por el canal, dada por el flujo de calor del dispositivo electrónico y la temperatura de entrada del mismo.

6.4 Resultados Hidrodinámicos de la Variación Geométrica

Esta sección muestra la variación del coeficiente de fricción que se tiene a diferentes configuraciones geométricas del disipador de calor, así como a diferentes condiciones de funcionamiento del mismo.

6.4.1 Relación Adimensional α

Las Figuras 6.11, 6.12 y 6.13 muestran el comportamiento del coeficiente de fricción global a diferentes diámetros hidráulicos bajo diferentes condiciones de funcionamiento. Como se puede ver el comportamiento es similar para los diferentes parámetros, teniendo un coeficiente de fricción mínimo a diámetros hidráulicos menores y tendiendo a valores muy elevados conforme el diámetro hidráulico se aproxima al límite dimensional de la clasificación de microcanales.

Además, se puede ver que a números de Reynolds elevados, y a temperaturas de entrada del fluido de trabajo menores y flujos de calor menores, el coeficiente de fricción es mayor, presentándose un menor coeficiente de fricción a condiciones opuestas a las mencionadas.

Este comportamiento se presenta ya que a diámetros hidráulicos menores, el área de transferencia de calor es mínima, presentándose elevadas temperaturas en esta zona, por lo cual la temperatura del fluido de trabajo se incrementa disminuyendo la viscosidad del mismo, teniendo con ello una menor resistencia del fluido de trabajo al paso por el canal. Caso opuesto ocurre a diámetros hidráulicos mayores.

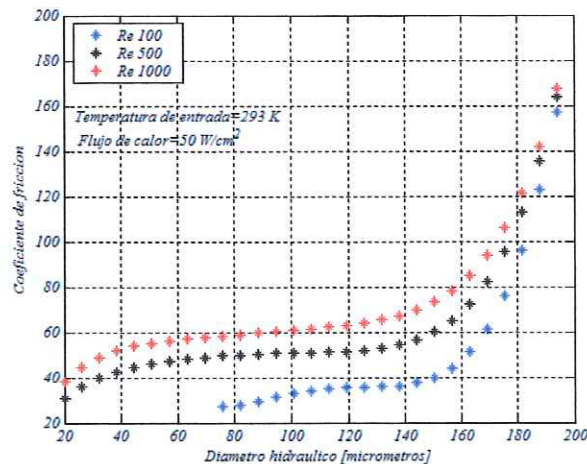


Figura 6.11. Variación del coeficiente de fricción con el diámetro hidráulico a diferentes números de Reynolds.

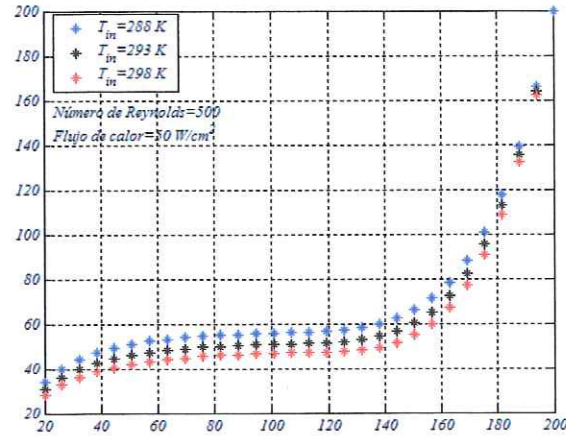


Figura 6.12. Variación del coeficiente de fricción con el diámetro hidráulico a diferentes temperaturas de entrada.

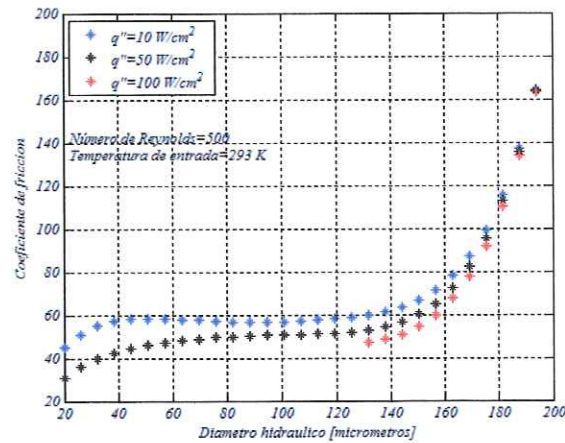


Figura 6.13. Variación del coeficiente de fricción con el diámetro hidráulico a diferentes flujos de calor.

6.4.2 Relación Adimensional β

Las Figuras 6.14, 6.15 y 6.16 muestran la variación del coeficiente de fricción global a diferentes áreas de sección transversal del silicio, teniendo diferentes condiciones de funcionamiento. Se puede ver que se presenta un comportamiento similar para las diferentes condiciones de funcionamiento del dispositivo, en el cual, mientras mayor sea el área transversal del material base, menor será el coeficiente de fricción. Se presenta el mismo comportamiento ya mencionado para las condiciones de funcionamiento del disipador.

Este comportamiento se da ya que al aumentar el área transversal de calor, se tiene una mayor temperatura en el material base debido al aumento de la transferencia de calor por conducción. Esta energía no es disipada totalmente por el fluido de trabajo, por ello, la temperatura del fluido aumenta, disminuye su viscosidad, presentando una menor resistencia del fluido con las paredes. Caso contrario se da a menores áreas transversales del material base.

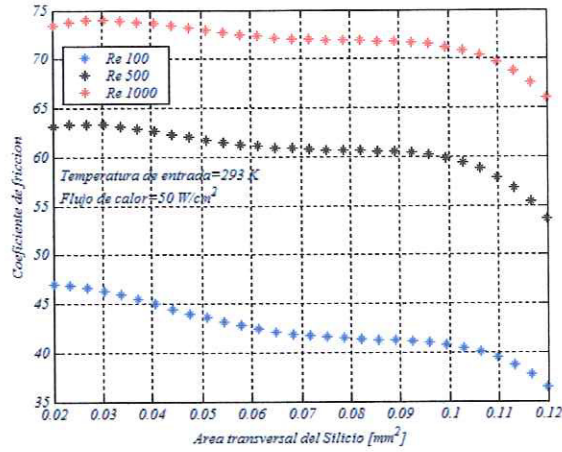


Figura 6.14. Variación del coeficiente de fricción con el área transversal del silicio a diferentes números de Reynolds.

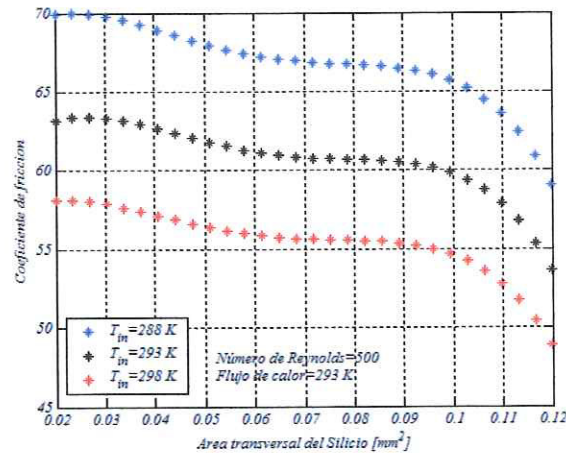


Figura 6.15. Variación del coeficiente de fricción con el área transversal del silicio a diferentes temperaturas de entrada.

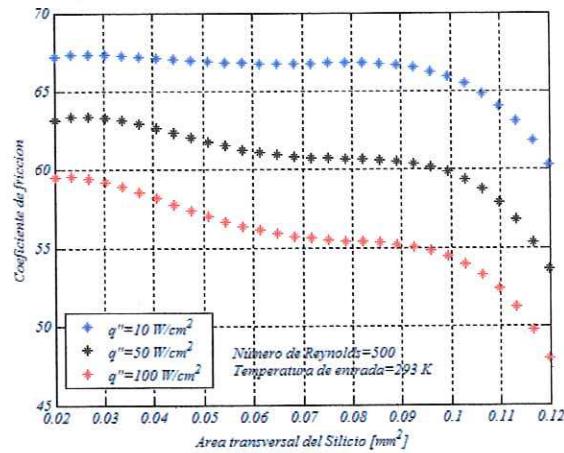


Figura 6.16. Variación del coeficiente de fricción con el área transversal del silicio a diferentes flujos de calor.

6.4.3 Relación Adimensional φ

Las Figuras 6.17, 6.18 y 6.19 muestran la variación del coeficiente de fricción global a diferentes longitudes del canal para las diversas configuraciones de funcionamiento que se han venido manejando. Contrario a lo que se puede pensar en cuestión a la relación existente entre el coeficiente de fricción y la longitud del canal para canales convencionales, se puede ver que al aumentar la longitud del canal, el coeficiente de fricción decrece considerablemente. Se sigue presentando el comportamiento ya mencionado para las condiciones de funcionamiento del disipador.

Este comportamiento se debe a los gradientes de temperaturas que se manejan, Al aumentar la longitud del canal, los gradientes de temperatura se distribuyen a lo largo del mismo, con lo cual, los gradientes más elevados se presentan a la entrada del fluido dentro del canal. Se tiene el punto máximo aproximadamente al 90% de la longitud del dispositivo electrónico, presentando un mínimo decremento después de esta zona, por lo cual, la temperatura del fluido se mantiene, al igual que su viscosidad.

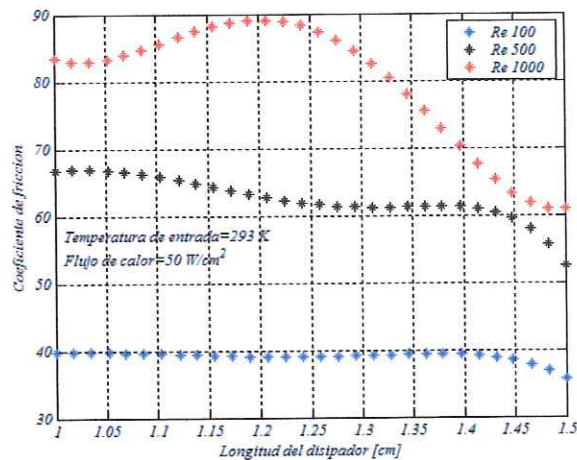


Figura 6.17. Variación del coeficiente de fricción con la longitud del canal a diferentes números de Reynolds.

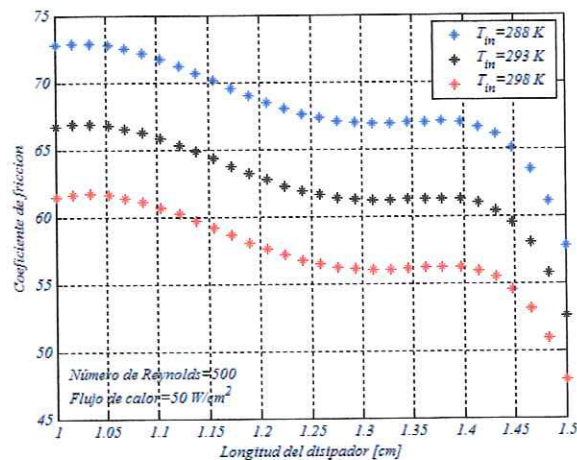


Figura 6.18. Variación del coeficiente de fricción con la longitud del canal a diferentes temperaturas de entrada.

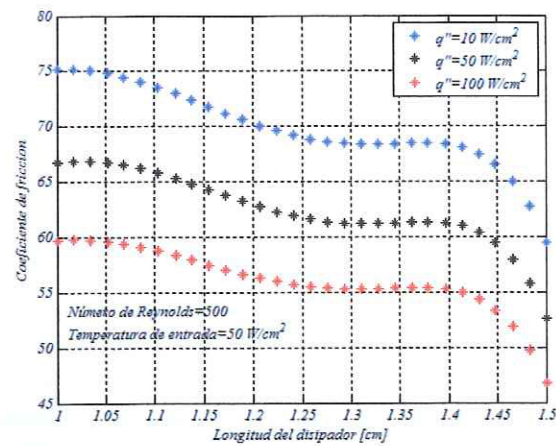


Figura 6.19. Variación del coeficiente de fricción con la longitud del canal a diferentes flujos de calor.

Estos resultados muestran la dependencia del coeficiente de fricción global en las dimensiones geométricas del disipador del calor, así como en las condiciones de funcionamiento del mismo.

Conclusiones

El presente trabajo mostró el estudio de un disipador de calor tipo microcanal con sección transversal en forma de triángulo isósceles, sujeto a un flujo de calor generado similar al que se tiene en los dispositivos electrónicos de alto desempeño. Agua fue usada como fluido de trabajo. El estudio se basó en un análisis numérico en estado estable sujeto a diferentes condiciones de funcionamiento, así como a diferentes configuraciones geométricas del disipador de calor.

El código fuente (que involucra a los efectos capilares presentes en los canales de estas dimensiones geométricas bajo condiciones de funcionamiento particulares que fue agregado a las ecuaciones de momento dentro del análisis y solución numérica del disipador de calor), mostró una pequeña variación en los resultados térmicos e hidrodinámicos del fluido para números de Reynolds bajos y diámetros hidráulicos pequeños. Estas condiciones geométricas y de funcionamiento fueron analizadas, presentando una muy baja disipación de calor, por lo cual, para condiciones en las que el calor a disipar es elevado, estos efectos son nulos ya que es necesaria una alta velocidad del fluido de trabajo. Así, el criterio necesario a cumplir para considerar los efectos capilares, dado por la desigualdad $We \ll \sqrt{Re}$, no es aplicable.

Debido a las dimensiones del disipador de calor y los gradientes de temperatura tan elevados que se tienen, las propiedades tanto del material base como del fluido de trabajo se vieron afectadas, ya sea de una forma mínima o con un cambio considerable. Por ello, las propiedades se clasificaron como variables o constantes, siendo consideradas para el agua, la viscosidad y la tensión superficial como propiedades variables; y la conductividad térmica para el silicio.

Los resultados obtenidos del análisis de una configuración particular mostraron una clara dependencia de las condiciones de funcionamiento del disipador para el buen funcionamiento de éste. La variación de las propiedades de funcionamiento mostró lo siguiente:

Velocidad del Fluido

Se mostró que a altos números de Reynolds se tiene una menor temperatura en la superficie del dispositivo electrónico, así como un elevado número de Nusselt; lamentablemente a estas condiciones se presenta un mayor coeficiente de fricción, lo cual involucra una mayor potencia a suministrar para el funcionamiento del disipador.

Temperatura de Entrada

A menores temperaturas de entrada del fluido de trabajo, se presenta una menor temperatura de superficie en el dispositivo electrónico, sin embargo, el número de Nusselt es menor. Además, el coeficiente de fricción es más elevado. Cabe mencionar que al disminuir la temperatura de entrada, el fluido no alcanza a presentar cambio de fase cuando se encuentra sujeto a altos flujos de calor, pero lamentablemente la temperatura de superficie del dispositivo electrónico no es la óptima para el buen funcionamiento del mismo.

Flujo de Calor

Para altos flujos de calor es necesario tener un muy elevado número de Reynolds para tener una temperatura de superficie menor. Para los rangos en los cuales se tiene flujo laminar en microcanales con agua como fluido de trabajo ($Re \leq 1000$), el número de Reynolds máximo no es suficiente para tener temperaturas óptimas en los dispositivos electrónicos actuales.

El análisis a diferentes configuraciones geométricas del disipador de calor en el enfriamiento de dispositivos electrónicos mostró una clara dependencia de estas variaciones en el buen funcionamiento del disipador. El resultado de las variaciones geométricas fue el siguiente:

Diámetro Hidráulico

Se mostró que al aumentar el diámetro hidráulico del canal, la temperatura máxima de superficie disminuye, de igual forma, el número de Nusselt aumenta. Por lo contrario, el coeficiente de fricción aumenta de forma considerable conforme el diámetro hidráulico se acerca al máximo permitido por la clasificación de microcanales.

Área de Sección Transversal del Silicio

Al aumentar el área de sección transversal del silicio, la temperatura de la superficie del dispositivo electrónico aumenta al igual que el número de Nusselt global, esto debido a una mayor transferencia de calor por conducción en el material base. Sin embargo, el coeficiente de fricción disminuye ya que se aumenta de forma considerable la temperatura del fluido disminuyendo con ello su viscosidad.

Longitud del Canal

Con lo que respecta al aumento de la longitud del canal, se mostró que se presenta un punto en el cual la temperatura de la superficie del dispositivo electrónico es menor, incrementándose al aumentar la dimensión del canal. El número de Nusselt y el coeficiente de fricción global obtenidos presentan un decremento conforme se aumenta la longitud del canal.

Comparando con los disipadores de calor de tipo microcanal rectangular estudiados anteriormente por varios investigadores, los disipadores de calor analizados en este trabajo presentan una menor capacidad de disipación. Esto es debido a la menor área de transferencia

de calor convectiva que se tiene en estos disipadores, siendo mayor en la sección rectangular que en la triangular. Sin embargo, los de sección transversal rectangular presentan un mayor coeficiente de fricción que los de sección transversal triangular, lo cual repercute en la energía necesaria a suministrar para hacer fluir el agua dentro de los canales. Por estas razones, un punto de interés de trabajos a futuro será el encontrar geometrías óptimas que balanceen ambos resultados.

Finalmente, se puede concluir que estos disipadores de calor funcionando con agua en flujo laminar en una sola fase son aptos para la disipación de calor de dispositivos electrónicos que generan bajos flujos de calor. Para los flujos de energía que predice la Ley de Moore para los dispositivos electrónicos de finales de la presente década, estos disipadores de calor requieren un estudio mayor, ya que el fluido de trabajo presenta cambio de fase. Este fenómeno ayuda a disipar mayor cantidad de energía del dispositivo electrónico al pasar el agua de un estado líquido a vapor, pero, por otra parte, se presenta un aumento considerable de volumen. Además, se generan burbujas que pueden llegar a obstruir los canales, aumentando con ello la caída de presión a lo largo del canal, siendo necesario suministrar una mayor energía para su funcionamiento.

Así, los trabajos a futuro en este tipo de disipadores de calor serán enfocados en la búsqueda de fluidos de trabajo que presenten un mayor punto de ebullición que el agua. A su vez, se pueden realizar estudios del comportamiento de cambio de fase en este tipo de arreglos, teniendo como objetivo el encontrar dimensiones geométricas óptimas para un buen funcionamiento del dispositivo con el menor suministro de energía posible.

Bibliografía

Obras Literarias

1. F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat Transfer*, John Wiley and Sons, Inc., Chapter 1, USA 1996.
2. John A. Roberson and Clayton T. Crowe, *Engineering Fluid Mechanics*, John Wiley and Sons, Inc., Chapters 1, 2 y 6, USA 1997.
3. Víctor L. Streeter, *Mecánica de los Fluidos*, Mc. Graw Hill, Capítulo 1, 3 y 5. España 1968.
4. Sadik Kakaç, Ramesh K. Shah, Win Aung, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley-Interscience, Chapters 1, 3 y 20.
5. W. M. Kays, M. E. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, Third Edition, Mc. Graw Hill, Chapter 2, 3 y 4.
6. ASHRAE *Handbook of Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, 1997.
7. R. C. Reid, J. M. Prausnitz, T. K. Sherwood, *The Properties of Gases and Liquids*, McGraw-Hill, 3rd edition, 1977.

Artículos y Publicaciones

- [1] Azar, K., *The History of Power Dissipation*, Lucent Technologies, Electronics Cooling Applications, 2000.
- [2] Tadayon, P., *Thermal Challenges during Microprocessor Testing*, Sort Test Technology Development, Intel Corporation, Microprocessor Packaging, Vol. 4 Issue 3, 2000.
- [3] Pasandideh-Fard, M., Qiao, Y. M. Chandra, and Mostaghini, J., *Capillary Effects during Droplet Impact on a Solid Surface*, Magazine of Department of Mechanical Engineering, University of Toronto, November 2005.
- [4] Suh, J., Greif, R., Grigoropoulos, C. P., *Friction in Micro-channels Flows of a Liquid and Vapor in Trapezoidal and Sinusoidal Grooves*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, 2001.
- [5] Wu, P. Y., Little, W. A., *Measurement of Friction Factor for Flow of Gases in very fine Channels used for Micro-miniature Joule-Thompson Refrigerators Part I*, Cryogenics Vol. 24 (8), 1983.
- [6] Tuckerman, D. B., *Heat Transfer Microstructures for Integrated Circuits*, Ph. D. Thesis, Stanford University, 1984.
- [7] Mehendale, S. S., Jacobi, A. M. and Shah, R. X., *Fluid Flow and Heat Transfer at Micro- and Meso-Scale with Applications to Heat Exchanger Design*, Applied Mechanics Review, Vol. 53, 2000.

-
- [8] Kandlikar, S. G., *Heat Transfer, Pressure Drop and Flow Patterns during Flow Boiling in Parallel Channels Compact Heat Exchangers of Small Hydraulic Diameters*, Heat Transfer Engineering, Vol. 23, No. 5, 2001.
- [9] Kandlikar, S. G., Grande, W. J., *Evolution of Microchannels Flow Passages-Thermodynamic Performance and Fabrication Technology*, ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2002-32043.
- [10] Tuckerman, D. B., Pease, R. F., *High Performance Heat Sinking for VLSI*, IEEE Electronic Device Letters, EDL-2, 1985.
- [11] Wu, P. Y., Little, W. A., *Measurement of Friction Factor for the Flow of Gases in Very Fine Channels used for Microminiature Joule-Thompson Refrigerators Part II*, Cryogenics, Vol. 25(9) 1984.
- [12] Pfahler, J., Harley, H. H., Zemel, B., Zemel, J., *Liquid Transport in Micro and Submicro Channels*, J. Sensors Actors, 1990.
- [13] Choi, S. B., Barron, R. F., Warrington, R. O., *Liquid Flow and Heat Transfer in Microtubes*, In Micromechanical Sensor, Actuators and Systems, ASME, 1991.
- [14] Samalam, V. K., *Convective Heat Transfer en Microchannels*, J. Electron Master, Vol 18, 1989.
- [15] Peterson, G. P., Ortega, A., *Thermal Control of Electronic Equipment and Device*, In Advances in Heat Transfer, 1990.
- [16] Yang, W. J., Zhang, N. L., *Micro- and Nano-Scale Heat Transfer Phenomena Research Trends*, In Transport Phenomenal Science and Technology, 1992.
- [17] Phillips, R. *Micro-Channel Heat Sink in: Advances in Thermal Modeling of Electronic Components*, ASME, New York, 2, 1990.
- [18] Wang, B. X., Peng, X. F., *Experimental Investigation on Liquid Forced-Convection Heat Transfer through Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol 37, 1994.
- [19] Peng, X. F., Wang, B. X., Peterson, G. P., Ma, B., *Experimental Investigation of Heat Transfer in Flat Plates with Rectangular Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, 1995.
- [20] Peng, X. F., Peterson, G. P., *The Effect of Thermofluid and Geometrical Parameters on Convection of Liquids through Rectangular Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, 1995.
- [21] Peng, X. F., Peterson, G. P., *Convective Heat Transfer and Flow Friction for Water Flow in Microchannels Structures*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 39. 1996.
- [22] Adams, T. M., Abdel-Khalik, S. M., Jeter, S. M., Qureshi, Z. H., *An Experimental Investigation of Single-Phase Forced Convection in Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, 1997.
- [23] Hetsroni, G., Mosyak, A., Segal, Z. Ziskind, G., *A Uniform Temperature Heat Sink for Coolong of Electronic Devices*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 2002.
- [24] Judy, J., Maynes, D., Webb, B. W., *Characterization of Frictional Pressure Drop for Liquid Flow through Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 2002.
- [25] Hsieh, S. S., Tsai, H. H., Lin, C. Y., Huang, C. F., Chien, C. M., *Gas Flow in a long Microchannel*. International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, 2004.
-

-
- [26] Kandlikar, S. G., Grande, W. J., *Evaluation of Single Phase Flow in Microchannels for High Flux Chip Cooling- Thermohydraulic Performance Enhancement and Fabrication Technology*, Microchannels and Minichannels, ICMM2004-2312, 2004.
- [27] Asako, Y., Nakayama, K., Shinozuka, T., *Effect of Compressibility on Gaseous Flow in a Micro-tube*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, 2005.
- [28] Peng, X. F., Hu, H. Y., Wang, B. X., *Boiling Nucleation during Liquid Flow in Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, 1997.
- [29] Yang, C., Li, D., Masliyah, J. H., *Modeling Forced Liquid Convection in Rectangular Microchannels with Electrokinetic Effects*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 41, 1998.
- [30] Qu, W., Mohiuddin, Gh., Li, D., *Heat Transfer for Water in Trapezoidal Silicon Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, 2000.
- [31] Lim, S. K., Ooi, K. T., Toh, K. C., Suzuki, K., *Analytical Study of Liquid Flow in Micro-Tube*, Engineering Advances at the Dawn of the 21th Century in: Proceeding of the Seminar on Integrated Engineering, 2000.
- [32] Lim, S. K., Ooi, K. T., Toh, K. C., Suzuki, K., *Experimental Investigation of Liquid Flow in Micro-Tube*, Engineering Advances at the Dawn of the 21th Century in: Proceeding of the Seminar on Integrated Engineering, 2000.
- [33] Such, J. S., Greif, R., Grigoropoulos, C. P., *Friction in Microchannels Flows of a Liquid and Vapor in Trapezoidal y Sinusoidal Grooves*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, 2001.
- [34] G. E. Shneider, R. DeVos, *Nondimensional Analysis for the Heat Transport Capability of Axially-grooved Heat Pipes including Liquid/Vapor Interaction*, AIAA Paper No. 80-0214, 1980.
- [35] Yu, S., Ameel, T. A., *Slip-flow Transfer in Rectangular Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, 2001.
- [36] Tunc, G., Bayazitoglu, Y., *Heat Transfer in Microtubes with Viscous Dissipation*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 44, 2001.
- [37] Muzychka, Y. S., Yovanovich, M. M., *Compact Models for Transient or Viscous Transport in Non-circular Geometries with Uniform Source*, ASME International Mechanical Engineering Congress, IMECE2004-61323, 2004.
- [38] Muzychka, Y. S., *Constructal Design of Forced Convection Cooled Microchannels Heat Sinks and Heat Exchangers*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 48, 2005.
- [39] A. Bejan, *Shape and Structure, from Engineering to Nature*, Cambridge University Press, K. 2000, pp. 35-37.
- [40] Weisberg, A., Bau, H. H., Zemel, J. N., *Analysis of Microchannels for Integrated Cooling*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, 1992.
- [41] Federov, A. G., Viskanta, R., *Three-Dimensional Conjugate Heat Transfer in the Microchannels Heat Sink Electronic Packaging*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000.
- [42] Toh, K. C., Chen, X. Y., Chai, J. C., *Numerical Computation of Fluid Flow and Heat Transfer in Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 2002.
-

-
- [43] Qu, W., Mudawar, I., *Analysis of Three-dimensional Heat Transfer in Micro-Channel Heat Sinks*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 2002.
- [44] Li, J. Peterson, G. P., Cheng, P., *Three-dimensional Analysis of Heat Transfer on a Micro-Heat Sink with Single Phase Flow*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, 2004.
- [45] Upadhye H. R., Kandlikar, A. G., *Optimization of Microchannels Geometry for Direct Chip Cooling using Single Phase Heat Transfer*, Microchannels and Minichannels, ICMM2004-2398, 2004.
- [46] Kroeker C. J., Soliman, H. M. M., Ormiston, S. J., *Three-dimensional Thermal Analysis of Heat Sinks with Circular Cooling Micro-channels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, 2004.
- [47] Sobhan C. B., Arimboor, K., Abraham, T., Anoop, P. S., Peterson, G. P., *Microchannels Optimization for Heat Dissipation from a Solid Substrate*, ECOS 2006, Vol. 1 A4, 2006.
- [48] Garcia-Gonzalez, J., Rubio-Jiménez, C. A., Hernández-Guerrero, A., Rubio-Arana, C., *Análisis de Flujo y Transferencia de Calor en Microcanales para Diversas Configuraciones Geométricas*, XII Congreso Internacional de la SOMIM 2006.
- [49] Gad-el-Hak, M., *The Fluid Mechanics Microdevices – The Freeman Scholar Lecture*, ASME, Journal of Fluids Engineering, 1999.
- [50] García-González, J., Hernández-Guerrero, A., Rubio-Arana, C., León-Conejo, J. C., *Microchannels Heat Sinks as the Solution for Extremely High Fluxes Dissipation*, ECOS 2006, Vol. 1 A4, 2006.
- [51] Pasandideh-Fard, M., Qiao, Y. M., Chandra, S., Mosthagimi, J., *Capillary Effects During Droplet Impact on a Solid Surface*, Physics of Fluids, Vol. 8, 1996.
- [52] Brackbill, J. U., Kothe, D. B., Zemach, C., *A Continuum Method for Modeling Surface Tension*, Journal of Computational Physics, Vol. 100, 1992.
-