



Universidad de Guanajuato

Departamento de Ingeniería Mecánica

**Tendencias Biomiméticas y Constructales
Aplicadas en Microcanales para la Disipación de Energía**

T E S I S

Para Obtener el Título de:

Maestro en Ingeniería Mecánica

Presenta

Ing. Carlos Alberto Rubio Jiménez

Co-Asesores

**Abel Hernández Guerrero, Ph. D.
M. en I. José Cuauhtémoc Rubio Arana**

Salamanca, Guanajuato

BIBLIOTECA
FAC. ING. MECÁNICA, ELÉCTRICA Y METALÚRGICA
UNIVERSIDAD DE GUANAJUATO

Diciembre de 2008

A

Mi Mamá y Lupo

Nuevamente y por Siempre...

¡Gracias!

Agradecimientos

Este trabajo es la conclusión de otra etapa profesional de mi vida, a la cual he llegado gracias a muchas personas que han estado apoyándome, ayudándome y creyendo en mí para lograr un paso más en mis sueños.

Nuevamente agradezco a ese Ser Superior, ese Ser que la Ciencia ha explicado a lo largo del tiempo con todos los descubrimientos obtenidos, mostrando la perfección de su obra en el conocimiento de la naturaleza, y que gracias a esa naturaleza, este trabajo de tesis ha podido ser desarrollado, ese Ser que me tienen aquí, en este momento, con todos mis seres queridos, disfrutando de este logro y me sigue dando vida para seguir soñando.

En este momento, todo el esfuerzo y trabajo realizado es la muestra de lo que dos personas me han enseñado a lo largo de mi vida. A mi Mamá y Lupe, mis dos madres, las dos personas que han estado detrás de mi alentándome, apoyándome, sufriendo y disfrutando conmigo las cosas malas y buenas de la vida, desvelándose y impulsándome a ser algo más de lo que ellas fueron, algo muy difícil de lograr ya que dos personas como ellas solamente ellas. Muchas gracias a ambas, solamente les puedo decir eso, gracias por su amor, cariño, por ser mis madres y por estar conmigo; nada más me queda decirles que las amo. ¡Muchas Gracias!

Pocas veces lo he mencionado, pero él estuvo ahí para ser un padre-abuelo, para defenderme cuando era necesario, para consentirme cuando no lo era, gracias a mi Abuelito, por cuidarme como uno más de sus hijos, con cariño y cuidados. Igualmente gracias.

Quiero agradecer a otra mujer que ha estado conmigo, en la mayoría del tiempo en forma espiritual, pero que de igual forma ha estado detrás de mí acompañándome en todo momento. A mi niña, Erika Maldonado Granados, gracias por alentarme a ser algo más, por estar conmigo, por compartir nuestros logros, así como nuestros fracasos, por vivir la vida y pensar en un futuro que poco a poco lo estamos viviendo, ya que todos esos momentos quedaran mucho después del último día que pisemos esta tierra. Gracias mi niña, te amo.

De igual forma, a las personas que han sido una verdadera familia, a Jesús, Paty y Alma, que a pesar de todo me han apoyado en cada momento y me han mostrado que puedo contar con ustedes cuando las necesite. Gracias.

Estos momentos no se darían si a lo largo de mi vida no me hubiese encontrado con grandes profesores. Al M. en I. José Cuauhtémoc Rubio Arana por todo el apoyo que me ha brindado desde que nos conocemos, por confiar en mí y por transmitirme sus conocimientos así como su calidad humana. Al Abel Hernández Guerrero Ph.D. por permitirme ser parte de su gran grupo de investigación, por mostrarme que existe una vida de investigación que vale la pena vivir, por estar ahí para dar regaños, por estar ahí para impulsarnos. Al Dr. Víctor Hugo Rangel Hernández por confiar en mí sin dudarlo, porque a pesar de ser discípulo de "la

competencia", jamás estuvieron cerradas las puertas de su cubículo. Al Dr. José de Jesús Razo García, aún le debo una, que espero un día poder pagársela. Al Dr. José Jesús Cervantes Sánchez, al Dr. Elías Rigoberto Ledesma Orozco, al Dr. Luz Antonio Aguilera Cortes, a la Dra. Bárbara González Rolón, al Ing. Genaro Magaña Madrigal y al Q.F.B. Francisco Sánchez Ibarra, entre otros, muchas gracias por todos sus conocimientos, experiencia y ayuda desinteresada que me brindaron. Muchas Gracias.

A lo largo de mi vida he encontrado personas que me han apoyado en su momento y las cuales son parte de este logro, a esos seres que cambiaron mi vida y estarán conmigo siempre, no me queda más que decirles gracias. A Luisa Adriana Zaragoza, Tatiana Zamarripa, Cristabel Reyes, María Griselda Alvarado, Johan, Jadira, Alma, Claudia, Ana, Liliana. Todas ustedes me dieron una razón más para llegar a este momento y seguir adelante; muchas gracias por el tiempo que me compartieron de sus vidas, espero haya sido tan valioso como lo fue para mí.

A todos mis amigos y compañeros que he tenido a lo largo de las diferentes etapas de mi vida. A mis amigos de secundaria Selene, Agustín, Cristina, Susana, Viry, Blanquita, Celina, tomamos caminos diferentes, pero cada uno haciendo lo que más deseó. A mis amigos de la prepa Aurea, Celene, Mónica, Adriana, Ulises, Rafa, Octavio, Sergio, José Luis, Omar, Jafet, que puedo decir más que gracias por crecer a mi lado y estar conmigo en todos los momentos buenos y malos que pasé. Un agradecimiento muy, pero muy especial a mi queridísima amiga Laura Sayuri Tanamachi Reyes, muchas gracias por estar ahí cuando te necesité, por estar ahí cuando sentía que todo se terminaba, por saber de mí mucho más que yo, por compartir conmigo cosas tan espontaneas que jamás esperé, simplemente, por estar conmigo. A mi hermana postiza Natalia Nila, gracias por ser mi hermanita, por confiarme tus cosas, por las tradiciones que hicimos, por permitirme cuidarte como un hermano, gracias. 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 y que a pesar de que hace mucho no las visito, están conmigo en todo momento. Y como no agradecer a todos los amigos que he hecho a lo largo de esta etapa, a José Luis Zúñiga, Francisco Martín Lara, Luis Manuel García, Javier Mares, Fernando Guevara, José Antonio Gasca, Jorge Luis García, Sósimo Emanuel Díaz, Francisco Oviedo, Rafael Ramírez, Jesús García, Eduardo Damián, Francisco Guevara, Armando Blanco, José Antonio Escobar, Sergio Cano, Carmen León, Vicente Pérez, Daniel Juárez, Ricardo Hernández, Ponchito, Edson, Elizalde, a la banda duranguense, Omar y Cristóbal, así como a Uriel Hernández y Jorge García y a todos los que estuvieron involucrados en este logro. Gracias por su apoyo y amistad.

A todo el personal que forma la institución de la cual me enorgullece ser parte, a las secretarias Gaby, Hilaria, Maru, Laura por tener siempre una buena atención para conmigo, a los trabajadores del taller, Juanito, Chuy, Miguel, Don Lupe, por permitirme utilizar de sus servicios en el momento en que fueran requeridos, a los intendentes y cuidadores, por dejarme estar en la institución (cuando estábamos en la antigua FIMEE) a altas horas de la madrugada y atender las peticiones que les hacía, y finalmente, a las bibliotecarias Doña José, Miguel y Sol, que a pesar de ser tan enojonas y estafarnos económicamente con multas al por mayor, nos permitieron obtener la información necesaria, así como flexibilidad para hacer algunas otras cosa. Muchas gracias a toda esta institución formativa de la cual, como ya lo mencione,

me enorgullece ser parte, decir que crecí en FIMEE y sentirme parte de la Universidad de Guanajuato.

Finally, I want to say thank to my Harmon Hall's teachers for all their patience and time given to me. You taught me to understand the language that it will be my main tool in many aspects of my life. You had done me to learn the language easily, also you understood me when I tried to speak it. I had had the best experience inside your institution. Many thanks to Jorge, Ana Banana, Anel, Luisito, Puka, Ruben, Charly and the nicest secretaries Gaby and Jadira. Also, I want to say tanks to my dear classmates Ale, Vero, Gaby, Miriam, Luz Marina, Grace, Miriam, Betuel, Alex, José and Ceci. I always remember them.

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

Carlos Alberto Rubio Jiménez

Prólogo

La naturaleza benigna provee de manera que en cualquier parte se halle algo que aprender...
Albert Einstein

Albert Einstein citó: “*Dios no juega a los dados*”. Esta frase ha sido conocida a lo largo de la historia y hace referencia a que todo lo creado y conocido por el hombre no está hecho al azar, sino que tiene un orden específico así como una razón de su forma, relación y funcionamiento. Este orden se puede ver en cualquier cosa natural que rodea al ser humano, desde las hojas que cuelgan en los árboles, hasta los inmensos ríos alrededor del mundo; desde la base genética de la que cualquier ser vivo toma su forma y características, hasta el ordenamiento de astros celestes que se pueden observar en el cielo. Además, las obras de arte que ha creado el hombre y que han sido admiradas por la humanidad a lo largo de historia, las cuales, probablemente fueron hechas o compuestas basándose únicamente en su belleza, presentan asombrosamente las mismas relaciones que la naturaleza. Por lo tanto, todo lo que el hombre conoce tiene un orden que resulta, hasta cierto punto, difícil de creer y explicar, pero que ha estado presente en las formas naturales a lo largo del tiempo, siendo la base para su evolución y haciéndolas duraderas en la Tierra.

A partir de la Revolución Industrial, en la que se dieron los mayores cambios en la manera de producir de la historia, el hombre inició la búsqueda y fabricación de equipos que cubrieran sus necesidades. Esto produjo el diseño de equipos de forma empírica, teniendo como único objetivo el cubrir sus necesidades sin importar los recursos materiales que fueran requeridos (sin realizar un análisis en forma para optimizar el equipo fabricado). De igual manera, la Primera y Segunda Guerra Mundial produjeron avances de gran importancia en diversas áreas de la ciencia pero sin tomar en cuenta el uso adecuado de recursos. Este patrón de desarrollo tecnológico fue usado por varios años más.

En el último tercio del siglo pasado se inició, en forma seria, la búsqueda de mejoras a nivel industrial, teniendo como objetivo una mayor producción con el menor uso de recursos, lo cual produjo mayores ganancias económicas para las empresas. Este fue el resultado de varios años de investigación. Con esta nueva tendencia de mejoramiento, varios sectores industriales se han visto beneficiados, mejorando sus estándares de calidad además de tener un menor impacto en el ambiente.

Las preguntas que surgen son: ¿es posible mejorar aún más los diferentes procesos?, ¿existen nuevas alternativas para lograr este objetivo? Estas preguntas han surgido algunos años atrás en diversas áreas de la ciencia, las cuales han tenido respuesta, algunas buenas, algunas no tanto, pero han sido el punto de partida para el desarrollo de procesos de mejoramiento. Estos procesos han estado basados principalmente en análisis matemático a partir de la estructura diseñada, obteniendo una ecuación característica que involucre todas las

variables requeridas para su optimización. Pero, ¿existirá alguna otra forma de mejorar los procesos desde su diseño?

Actualmente esta interrogante ha tomado gran fuerza, provocando que el hombre vuelva hacia atrás en el método científico, observando todo aquello que lo rodea, que presenta un orden y cumple satisfactoriamente con los objetivos deseados, utilizando los recursos suficientes. Con esta observación, inmediatamente sale a la luz la naturaleza. Durante miles de millones de años ésta ha tenido la suficiente creatividad para satisfacer todas sus necesidades sin hacer un derroche de recursos. Plantas, animales y microorganismos han sido capaces de sobrevivir, evolucionar y expandirse sin agotar combustibles fósiles, contaminar el planeta, ni comprometer el futuro de sus próximas generaciones. Por lo tanto, ante cada necesidad se podría hacer la pregunta: si la naturaleza tuviese que satisfacer estas necesidades, ¿cómo lo haría? Este planteamiento se conoce como *Tendencia Biomimética*, del latín *Bios* que significa *vida* y *Mimetis* que significa *imitar o cambiar su comportamiento para adaptarse al entorno*. Este principio de diseño busca soluciones a los problemas y necesidad humanas imitando los patrones y estrategias de las formas naturales.

Ante la pregunta, ¿cómo distribuye la naturaleza materia en sus diferentes arreglos para lograr objetivos específicos?, la respuesta se puede encontrar en muchas estructuras naturales, tales como los árboles, sus ramificaciones y sus hojas; o en los sistemas vitales que conforman al hombre, como lo son el sistema circulatorio, el sistema respiratorio, etc. En estas estructuras la materia es transportada a través de ductos con áreas de sección transversal variables a través de diferentes ramificaciones. Uno de los resultados de este proceso es una mejor distribución de materia en el sistema, logrando una mayor interacción entre ambos a fin de cumplir con los objetivos deseados. Estas razones dan la pauta para realizar diseños de nuevos equipos y dispositivos basados en el comportamiento que la naturaleza ha presentado por muchos años. Algunos nuevos diseños han tomado este comportamiento como inspiración produciendo resultados satisfactorios. Como consecuencia se han generado algunas teorías novedosas expuestas en recientes investigaciones. La *Teoría Constructal* (del latín *construre* que significa construir) expresada por Adrian Bejan¹ es una de estas teorías. Su desarrollo parte del expresar en forma matemática los parámetros que interfieren en un sistema determinado a fin de obtener formas geométricas óptimas que cumplan con las necesidades del sistema disminuyendo sus imperfecciones. Como resultado se obtienen relaciones matemáticas simples que expresen la forma del sistema y que, dependiendo de las restricciones planteadas a éste en su análisis, son similares a las formas naturales. Por lo tanto, ¿es posible y factible aplicar estos postulados en dispositivos para la disipación de altos flujos de calor en forma compacta?

Este trabajo intenta dar alguna respuesta a esta pregunta, proponiendo modelos de disipadores de calor compactos, como lo son de tipo microcanal, construidos a partir de las relaciones presentadas por estos postulados que intentan copiar las formas naturales.

¹ Adrian Bejan, Ph.D., Duke University, J. A. Jones Professor, Faculty of Mechanical Engineering & Materials Science

Contenido

Prólogo	i
Contenido	iii
Lista de Figuras	v
Lista de Tablas	viii
Capítulo I	
Naturaleza como Inspiración	
1.1 Naturaleza	1
1.2 Investigaciones Realizadas Basadas en la Naturaleza	3
1.3 Teorías del Comportamiento Natural	3
1.4 Teoría Constructal	4
1.5 Tendencia Biomimética Basada en el Número Phi	8
Capítulo II	
Disipadores de Calor de Tipo Microcanal	
2.1 Antecedentes de la Disipación de Calor de Dispositivos Electrónicos	13
2.2 Investigaciones Realizadas de Disipadores de Calor de Tipo Microcanal	16
Capítulo III	
Descripción del Proyecto y Ecuaciones Gobernantes	
3.1 Descripción del Proyecto	25
3.2 Modelos Desarrollados	26
3.2.1 Modelos Convencionales	27
3.2.1.1 Modelo de Validación	27
3.2.1.2 Modelo Caso Constante	28
3.2.2 Modelos Basados en la Teoría Constructal	28
3.2.3 Modelos Basados en la Tendencia Biomimética tomando como base el Número Phi	32
3.3 Consideraciones Globales	36
3.4 Ecuaciones Gobernantes	38
3.4.1 Ecuación de Continuidad	38
3.4.2 Ecuación de Navier Stokes	39
3.4.3 Ecuación de Energía	42
3.4.3.1 Ecuación de Energía para el Fluido	42
3.4.3.2 Ecuación de Energía para el Sólido	46
3.5 Condiciones de Frontera	46
3.6 Condiciones de Operación	48

Capítulo IV

Análisis Numérico

4.1 ANSYS® CFX® como Herramienta	50
4.2 Generación del Mallado	51
4.3 Análisis dentro del Paquete Computacional ANSYS® CFX®	52
4.3.1 Pre-Proceso	52
4.3.2 Proceso	52
4.3.3 Post-Proceso	53
4.4 Validación del Modelo Computacional Utilizado	53

Capítulo V

Resultados Térmicos

5.1 Perfiles de Temperaturas	56
5.1.1 Perfil de Temperaturas presente en el Caso Constante	56
5.1.2 Perfil de Temperaturas presente en el Caso A-1 y Caso B-1	57
5.1.3 Perfil de Temperaturas presente en el Caso A-2 y Caso B-2	59
5.1.4 Perfil de Temperaturas presente en el Caso A-3 y B-3	60
5.1.5 Perfil de Temperaturas presente en el Caso A-4 y B-4	61
5.1.6 Perfil de Temperaturas presente en el Caso A-5 y B-5	63
5.2 Efectos Térmicos de la Variación del Área de Sección Transversal a lo Largo del Canal en los Casos A-1 y B-1	64
5.3 Comportamiento del Número de Nusselt en los Casos Constante, A-1 y B-1	65

Capítulo VI

Resultados Hidrodinámicos

6.1 Perfil de Velocidad	69
6.1.1 Perfil de Velocidades presente en el Caso Constante	69
6.1.2 Perfil de Velocidades presente en el Caso A-1 y Caso B-1	70
6.1.3 Perfil de Velocidades presente en el Caso A-2 y Caso B-2	72
6.1.4 Perfil de Velocidades presente en el Caso A-3 y Caso B-3	74
6.1.5 Perfil de Velocidades presente en el Caso A-4 y Caso B-4	76
6.1.6 Perfil de Velocidades presente en el Caso A-5 y Caso B-5	77
6.2 Efectos de la Caída de Presión en la Variación del Área de Sección Transversal a lo Largo del Canal en los Casos A-1 y B-1	78

Conclusiones	81
---------------------	----

Apéndice	84
-----------------	----

Bibliografía	100
---------------------	-----

Lista de Figuras

Capítulo I

Naturaleza como Inspiración

Figura 1.1	Sistema circulatorio del cuerpo humano.	2
Figura 1.2	Sistema respiratorio del cuerpo humano.	2
Figura 1.3	Estructuras ramificadas de un árbol.	2
Figura 1.4	Propuesta de distribuidor de fluido basado en la Teoría Constructal.	3
Figura 1.5	Principio básico de la Teoría Constructal.	4
Figura 1.6	Incremento de los grados de libertad en un modelo específico.	6
Figura 1.7	Relaciones dimensionales de estructuras ramificadas.	6
Figura 1.8	Ángulo de apertura en un panal de abeja en función de la temperatura del entorno.	8
Figura 1.9	Deducción del número Phi a partir de formas euclidianas.	9
Figura 1.10	Rectángulo áureo.	9
Figura 1.11	Formas fractales presentes en un romanescu.	10
Figura 1.12	Espirales presentes en las semillas de la flor de girasol.	10
Figura 1.13	Relación entre la serie de Fibonacci y el número Phi.	11
Figura 1.14	Forma de la espiral de nautilus, similar a la generada a partir de rectángulos aureos.	12

Capítulo II

Disipadores de Calor de Tipo Microcanal

Figura 2.1	Tendencia de crecimiento de la cantidad de transistores en procesadores computacionales a lo largo de los años.	14
Figura 2.2	Tendencia en la disminución de las dimensiones físicas de los procesadores computacionales a lo largo de los años.	14
Figura 2.3	Tendencia del incremento del calor generado a lo largo de los años.	15
Figura 2.4	Resistencia térmica a lo largo del canal rectangular obtenida por Tuckerman y Pease [19].	17

Capítulo III

Descripción del Proyecto y Ecuaciones Gobernantes

Figura 3.1	Esquema de componentes del procesador comercial Quad-Core Intel® Xeon®.	26
Figura 3.2	Celda de análisis del disipador de calor con área de sección transversal constante reproducido a partir de los trabajos realizados por Tuckerman y Pease [19] y Toh et al. [41].	27
Figura 3.3	Celda del disipador de calor con área de sección transversal constante propuesto.	28
Figura 3.4	Caso A-1 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.	29
Figura 3.5	Caso A-2 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor	30

	<i>propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	
Figura 3.6	<i>Caso A-3 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	31
Figura 3.7	<i>Caso A-4 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	31
Figura 3.8	<i>Caso A-5 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	32
Figura 3.9	<i>Caso B-1 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	33
Figura 3.10	<i>Caso B-2 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	34
Figura 3.11	<i>Caso B-3 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	35
Figura 3.12	<i>Caso B-4 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	35
Figura 3.13	<i>Caso B-5 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.</i>	36
Figura 3.14	<i>Volúmenes de control diferenciales para cada uno de los dominios en el modelo numérico.</i>	38
Figura 3.15	<i>Volumen de control diferencial para la deducción de la ecuación de continuidad.</i>	39
Figura 3.16	<i>Volumen de control diferencial para la deducción de la ecuación de Navier Stokes en la dirección x.</i>	40
Figura 3.17	<i>Transferencia de energía dada por el fluido en el volumen de control.</i>	42
Figura 3.18	<i>Transferencia de energía dada por conducción en el volumen de control.</i>	42
Figura 3.19	<i>Trabajo generado por el fluido hacia los alrededores en el volumen de control.</i>	43
Figura 3.20	<i>Condiciones de frontera asignadas en el modelo computacional.</i>	47
Figura 3.21	<i>Condiciones de frontera asignadas en los modelo computacionales Casos A-2, A-3, A-4, B-2, B-3 y B-4.</i>	47
Figura 3.22	<i>Condiciones de frontera asignadas en los modelo computacionales Casos A-5 y B-5.</i>	47

Capítulo IV

Análisis Numérico

Figura 4.1	<i>Mallado generado en el modelo computacional que reproduce el Caso 0 analizado en los trabajos de Tuckerman y Pease [19], así como Toh et al. [41].</i>	51
Figura 4.2	<i>Residuales obtenidos en la solución del Modelo de Validación.</i>	52
Figura 4.3	<i>Resistencia térmica obtenida en forma experimental [19] como numérica ([41] y el presente trabajo).</i>	54
Figura 4.4	<i>Coefficiente de fricción obtenido en forma numérica por Toh et al. [41] y en el presente trabajo.</i>	54

Capítulo V

Resultados Térmicos

Figura 5.1	<i>Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor propuesto Caso Constante.</i>	57
Figura 5.2	<i>Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	58

<i>Figura 5.3</i>	<i>propuesto Caso A-1. Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	58
<i>Figura 5.4</i>	<i>propuesto Caso B-1. Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	59
<i>Figura 5.5</i>	<i>propuesto Caso A-2. Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	59
<i>Figura 5.6</i>	<i>propuesto Caso B-2. Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	60
<i>Figura 5.7</i>	<i>propuesto Caso A-3. Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	61
<i>Figura 5.8</i>	<i>propuesto Caso B-3. Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	62
<i>Figura 5.9</i>	<i>propuesto Caso A-4. Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	62
<i>Figura 5.10</i>	<i>propuesto Caso B-4. Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor</i>	64
<i>Figura 5.11</i>	<i>propuesto Caso A-5. Variación de la temperatura promedio en la pared inferior del disipador de calor con el flujo de calor para los Casos Constante, A-1 y B-1.</i>	65

Capítulo VI

Resultados Hidrodinámicos

<i>Figura 6.1</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso Constante.</i>	70
<i>Figura 6.2</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso A-1.</i>	71
<i>Figura 6.3</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso B-1.</i>	71
<i>Figura 6.4</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso A-2.</i>	73
<i>Figura 6.5</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso B-2.</i>	73
<i>Figura 6.6</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso A-3.</i>	75
<i>Figura 6.7</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso B-3.</i>	75
<i>Figura 6.8</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso A-4.</i>	76
<i>Figura 6.9</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso B-4.</i>	77
<i>Figura 6.10</i>	<i>Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto Caso A-5.</i>	78
<i>Figura 6.11</i>	<i>Coeficiente de fricción a lo largo del canal presente en los Casos Constante, A-1 y B-1.</i>	79
<i>Figura 6.12</i>	<i>Coeficiente de fricción global presenten en los Casos Constante, A-1 y B-1 sujetos a variaciones de flujo de calor.</i>	80

Lista de Tablas

Capítulo I

Naturaleza como Inspiración

Tabla 1.1	<i>Dominios de aplicación de la Teoría Constructal.</i>	5
Tabla 1.2	<i>Relación entre la serie de Fibonacci y el número Phi.</i>	11

Capítulo II

Disipadores de Calor de Tipo Microcanal

Tabla 2.1	<i>Clasificación de los canales.</i>	19
-----------	--------------------------------------	----

Capítulo III

Descripción del Proyecto y Ecuaciones Gobernantes

Tabla 3.1	<i>Diámetros hidráulicos de bifurcación y longitudes de sección obtenidos bajo la Teoría Constructal.</i>	29
Tabla 3.2	<i>Diámetros hidráulicos de bifurcación y longitudes de sección obtenidos bajo la Tendencia Biomimética.</i>	33
Tabla 3.3	<i>Propiedades térmicas tanto del fluido como del sólido.</i>	37

Capítulo IV

Análisis Numérico

Tabla 4.1	<i>Comparación de la resistencia térmica obtenida en el Modelo de Validación entre los resultados experimentales y numéricos.</i>	53
-----------	---	----

Capítulo V

Resultados Térmicos

Tabla 5.1	<i>Relación existente entre alto y ancho del canal con la posición longitudinal para los Casos A-1 y B-1.</i>	67
-----------	---	----

Capítulo I

Naturaleza como Inspiración

La naturaleza misma ha impreso en la mente de todos la idea de un Dios...
Marco Tulio Cicerón

Este capítulo presenta la forma en que la naturaleza ha inspirado no solo el presente trabajo, sino muchas de las diferentes aplicaciones ingenieriles que se han desarrollado en los últimos años. En el capítulo se muestra algunas de las formas más comunes, las cuales son tan cotidianas que el ser humano interactúa diariamente con ellas. Además, se presentan las bases de las dos teorías en las que se está sustentando el presente trabajo.

1.1 Naturaleza

Desde sus orígenes, los seres vivos han interactuando con la naturaleza diariamente a tal grado de ser el resultado de ella misma. En la etapa inicial de esta interacción, los seres vivos se adaptaban a sus procedimientos. Este proceso evolutivo creó organismos vivos aptos para tener el mejor comportamiento posible con el menor consumo de recursos, capaces de ser duraderos bajo las condiciones que presenta el planeta Tierra.

Muchas de las estructuras naturales son creadas para cumplir con necesidades específicas teniendo como finalidad *"encontrar el camino que presente la menor resistencia posible"*. Asombrosamente, gran parte de estas estructuras presentan formas similares. Ejemplos claros de esto se encuentran dentro del ser humano; el sistema circulatorio (Figura 1.1) y el sistema respiratorio (Figura 1.2) tienen como objetivo el transporte de fluidos (sangre y gases, respectivamente) a secciones específicas del cuerpo humano. Ambos están formados por canales que, en forma ideal, pueden ser considerados circulares. Estos canales presentan un diámetro hidráulico grande en la zona de entrada del fluido, disminuyendo conforme se alejan de ésta y, además, ramificándose, presentando diámetros mucho más pequeños en cada una de las ramificaciones.

Esta configuración estructural no es exclusiva del ser humano. Si se analiza detalladamente cualquier configuración natural existente sobre la Tierra, ésta presenta en alguna de sus partes esta configuración. Por ejemplo, los árboles son requeridos para la generación de frutos, siendo este uno de sus objetivos. Para lograr esto, un árbol maduro requiere transportar agua, nutrientes y minerales desde el subsuelo en sus alrededores hasta el nuevo fruto. Como se muestra en la Figura 1.3, este árbol está constituido por sistemas que presentan estructuras similares entre sí. Debajo de éste se encuentran raíces que tienen como objetivo la absorción de nutrientes y agua del suelo y las cuales están constituidas por pequeños capilares porosos que aumentan su diámetro conforme se acercan al tronco del árbol, convergiendo todas estas raíces en un único canal. A continuación este canal se ramifica en su parte superior disminuyendo su diámetro conforme se aleja del canal principal. Finalmente, cada uno de los canales principales de las hojas está unido a las ramas del árbol

en un extremo y en el otro se distribuye de una forma igualmente ramificada, teniendo un área suficientemente capaz de adquirir energía del ambiente para ser utilizada en sus procesos químicos internos.

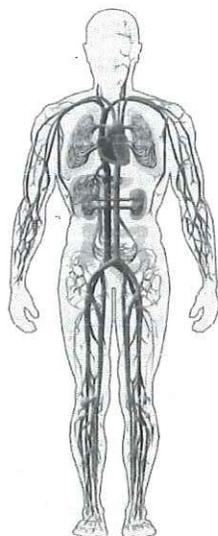


Figura 1.1 Sistema circulatorio del cuerpo humano.

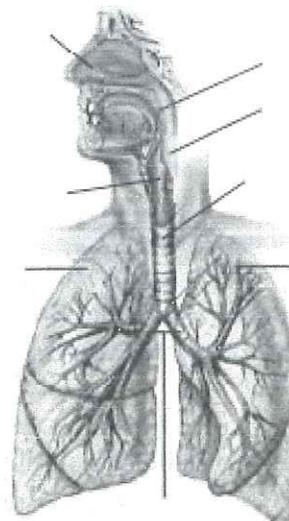


Figura 1.2 Sistema respiratorio del cuerpo humano.

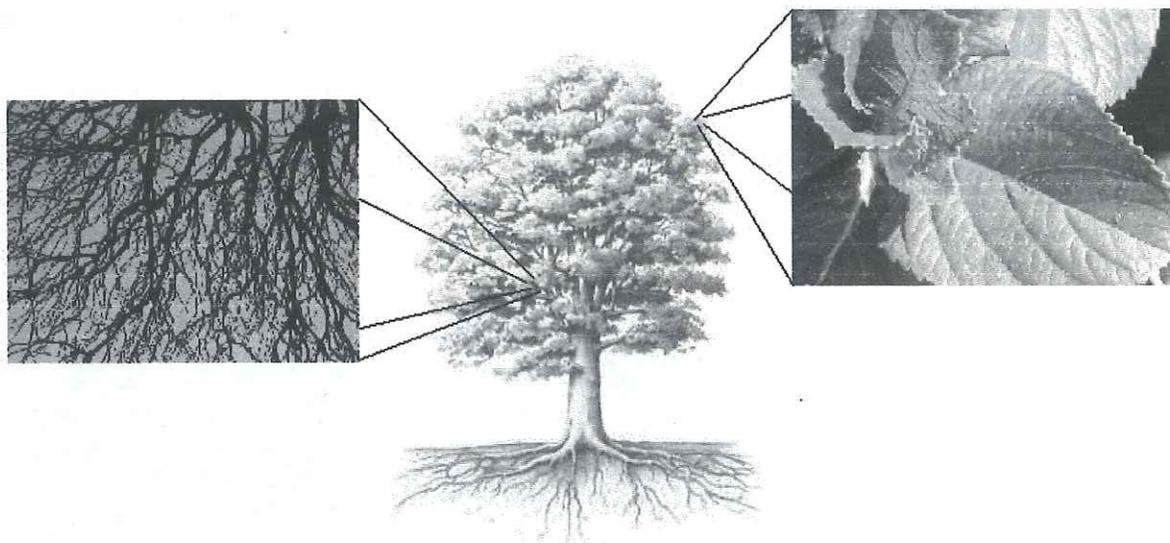


Figura 1.3 Estructuras ramificadas de un árbol.

Muchos casos similares pueden ser mencionados ya que presentan de igual forma el mismo comportamiento estructural. A la luz de este comportamiento y sabiendo que estas estructuras han estado sujetas a condiciones extremas de la misma naturaleza, y aún así, siguen presentes alrededor del hombre y probablemente seguirán presentes de igual forma en un periodo largo de tiempo, surgen las preguntas: ¿es posible crear sistemas ingenieriles específicos tales como disipadores de calor a fin de ser utilizados en los próximos años a partir de las estructuras presentes en la naturaleza? ¿Serán mejores en su funcionamiento que los que se han desarrollado actualmente?

1.2 Investigaciones Realizadas Basadas en la Naturaleza

A lo largo de los años, algunas de las tecnologías que actualmente son de uso común del hombre, han sido creadas gracias a accidentes fortuitos. En algunos de estos accidentes ha estado involucrada la naturaleza. El caso más conocido alrededor del mundo es el cómo fue creado el velcro. En la década de los 40's del siglo pasado, el ingeniero suizo George de Mestral paseaba con su perro en el campo, al regresar a casa se dio cuenta de la gran cantidad de semillas del árbol *cardo alpino* que traía en sus prendas así como en el pelo de su perro. Este hecho le intrigó así como la dificultad de desprenderse de ellas. Analizando las semillas se dio cuenta de que estaban recubiertas por miles de ganchillos, lo cual hacía sujeción con otros tejidos y las hacía difíciles de desprender. Este es el principio de funcionamiento del velcro. Actualmente éste es utilizado a gran escala en diferentes aspectos de la vida diaria a pesar de ser el resultado de un descubrimiento simple logrado con la observación e imitación de la naturaleza. Al igual que este descubrimiento, muchos objetos cotidianos utilizados por el hombre tiene la misma fuente de inspiración.

Actualmente se están realizando investigaciones en diferentes áreas científicas usando modelos construidos basados en las estructuras que la naturaleza presenta. Una de estas áreas ha sido la investigación en celdas de combustión de membrana de intercambio de protones (FCPEM). En la Figura 1.4 se muestra una de las propuestas hechas en este campo. Loren y Bejan [1] desarrollaron algunos de los primeros modelos analítico basados en configuraciones geométricas similares a la naturaleza, obteniendo con ello estructuras ramificadas con razones específicas entre cada ramificación, así como un principio de optimización de estos modelos. En México, este tipo de investigaciones se ha iniciado. Damian-Ascencio et al. [2] desarrollaron modelos numéricos de este tipo de celdas de combustión tomando como inspiración la configuración geométrica de las hojas de los árboles. Al igual que esta área del conocimiento, el campo de la transferencia de energía está tomando algunos de los teoremas presentados en los últimos años.

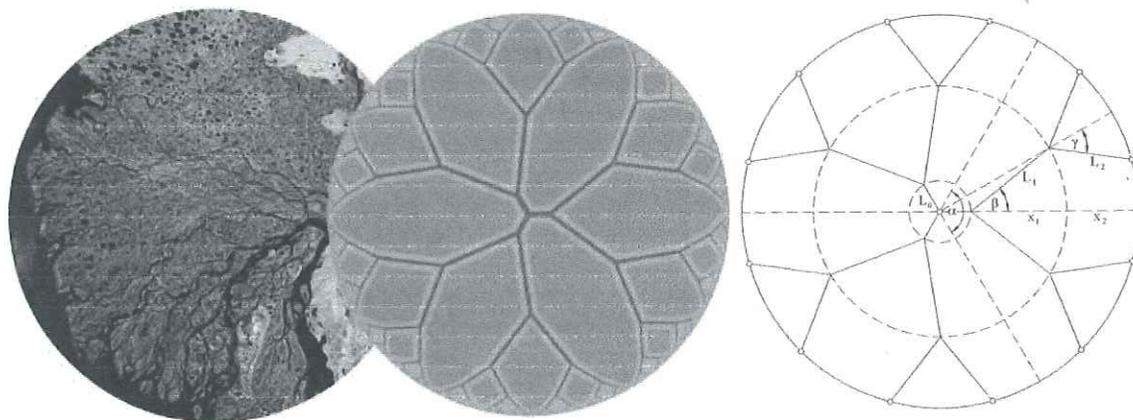


Figura 1.4 Propuesta de distribuidor de fluido basado en la Teoría Constructal.

1.3 Teorías del Comportamiento Natural

A finales de los años 90's del siglo pasado, Adrian Bejan redactó una publicación titulada "From Heat Transfer Principles to Shape and Structure in Nature: Constructal

Theory" [3]. En esta publicación se expuso la posibilidad de copiar las formas naturales a través de principios conocidos en las áreas de termodinámica y transferencia de calor, así como en modelos matemáticos. Como resultado se obtienen ecuaciones gobernantes capaces de describir estas formas. Estas ecuaciones son optimizadas a partir de modelos adecuados, obteniendo parámetros óptimos de estas geometrías. Esta teoría es conocida como *Teoría Constructal*.

Por otra parte la *Tendencia Biomimética* intenta copiar las formas naturales sin tomar en cuenta modelos matemáticos estrictos (tal es el caso previo del descubrimiento del velcro), dando apertura para la aplicación de modelos matemáticos empíricos. Afortunadamente esta apertura da la pauta para la búsqueda de un modelo matemático que esté presente en la naturaleza en forma constante y cumpla, de igual forma que en la Teoría Constructal y sin ser afectada por factores externos, con la finalidad de las estructuras naturales. Asombrosamente una de las respuestas en la búsqueda de este modelo numérico es una simple relación geométrica entre las dimensiones de una estructura natural, conocida por el hombre desde épocas antiguas y aplicada por él en diferentes obras realizadas. Esta relación es conocida como el *número Phi* (también conocido como *número Aureo*), llamado así en honor al matemático griego Fidas (Φ ειδίας; 480 – 430 a. de C.).

1.4 Teoría Constructal

Como ha sido mencionado previamente, Adrian Bejan [3,4] propuso esta teoría a partir de principios determinísticos, los cuales pueden ser aplicados a sistemas que presentan modelos geométricos de transferencia de calor con flujo interno. A diferencia de la Tendencia Biomimética, esta teoría retrocede aún más. Se centra en los principios que rigen la aparición de estas formas (y no meramente en las formas) y los aplica al diseño de sistemas similares. En la Figura 1.5 se puede apreciar como la aplicación del principio de transferencia de masa a través de ductos ramificados generan sistemas similares a los conocidos por el hombre.

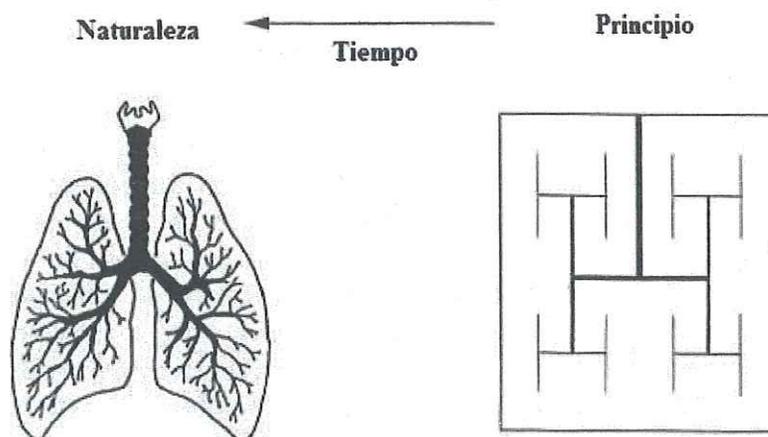


Figura 1.5 Principio básico de la Teoría Constructal.

Bejan en sus primeras publicaciones sobre este tema cita lo siguiente: "Para que un sistema animado o inanimado de tamaño finito persista en el tiempo (sobreviva) debe desarrollarse de tal forma que facilite el acceso a las corrientes que lo atraviesan". Lo

anterior ha sido denominado como la *Ley Constructal*. Como se puede notar esta ley es similar al objetivo expuesto por la naturaleza. El principio fundamental de esta teoría sostiene que todo sistema está destinado a permanecer imperfecto (esto es, todos y cada uno de los sistemas existentes en el Universo presentan irreversibilidades). Por esta razón, se puede hacer un diseño apropiado de un sistema distribuyendo las "imperfecciones" de la manera más óptima. Esta distribución óptima genera la geometría o la forma del sistema a ser estudiado. La forma de distribuir estas imperfecciones por esta teoría es el colocar el mayor régimen resistivo a la menor escala del sistema (esto es, tratar de hacerlo despreciable).

Estudios realizados por el mismo Bejan han mostrado que esta teoría es capaz de predecir arquitecturas ramificadas, tanto en función de área como de volumen. Estas estructuras, como ya se ha mencionado previamente, se pueden encontrar en muchos de los sistemas naturales que nos rodean. Además, la Teoría Constructal puede ser aplicada a cualquier escala, desde sistemas macroscópicos hasta microscópicos. La Tabla 1.1 muestra algunos dominios de aplicación de esta teoría.

Tabla 1.1 Dominios de aplicación de la Teoría Constructal.

Aplicación	Tipo de flujo	Características de los canales
Paquetes electrónicos	Calor	Alta conductividad
Tráfico urbano	Personas	Tráfico de autos de baja resistencia
Cuencas de ríos	Agua	Arroyos y ríos de baja resistencia
Pulmones	Aire	Flujo de aire de baja resistencia
Sistema Circulatorio	Sangre	Venas, arterias y capilares de baja resistencia

La semejanza de la estructura final obtenida al ser aplicada esta teoría a sistemas específicos depende en gran medida de los grados de libertad que se pueden dar al sistema. Por ejemplo, al aplicar esta teoría a fin de obtener la relación óptima entre alto y ancho de una aleta cuadrada de un dissipador de calor de este tipo, se obtiene que esta relación es función de diversos parámetros. La Ecuación (1.1) muestra lo anterior.

$$\frac{H_{aleta}}{W_{aleta}} = f(k_{material}, k_{fluido}, \text{número de aletas}, \text{temperaturas}, \text{etc...}) \quad (1.1)$$

Como se puede notar la aplicación de los modelos matemáticos a fin de obtener la relación óptima es altamente compleja. A fin de disminuir este problema, los modelos deducidos por Bejan presentan restricciones (menor número de grados de libertad). Como resultado las geometrías obtenidas de este análisis no presentan una similaridad muy clara con las formas naturales. Por lo cual, a medida que se expanden los grados de libertad de las estructuras a ser analizadas, éstas se asemejan más a estas formas, además de que se obtienen estructuras más eficientes en su aplicación. La Figura 1.6 muestra un análisis realizado a un canal con flujo interno fabricado sobre una base de material generador de energía térmica. Como se puede ver, a medida que se incrementa el número de grados de libertad de este modelo el resultado se asemeja aún más a formas que la naturaleza presenta (canales con diámetros hidráulicos variables a lo largo de su longitud, así como formas no convencionales en la base). Para este caso, el incremento de grados de libertad estuvo en función de la forma geométrica del modelo.

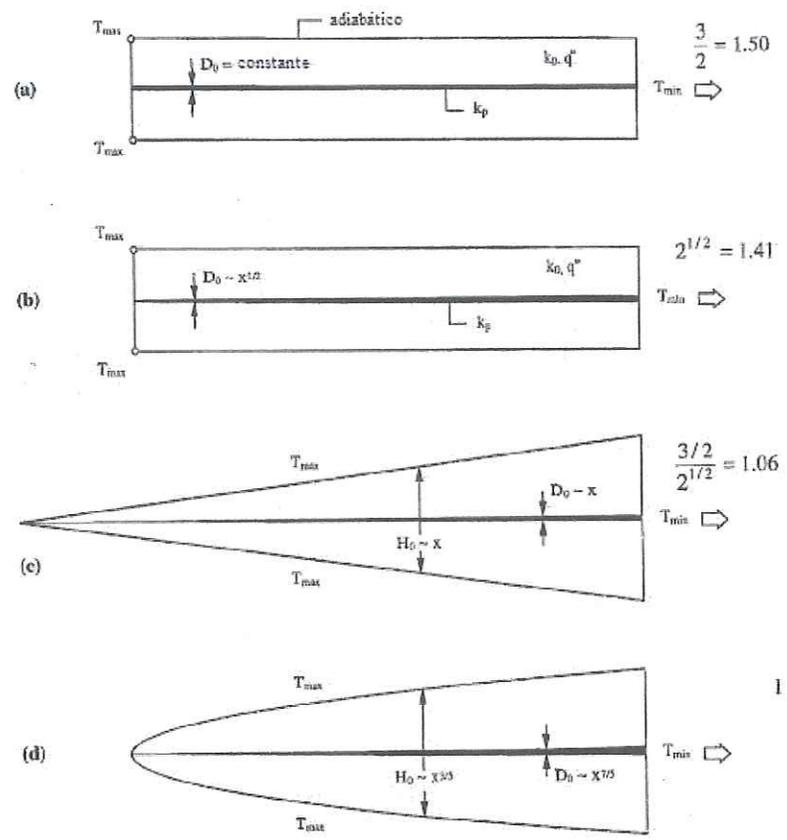


Figura 1.6 Incremento de los grados de libertad en un modelo específico.

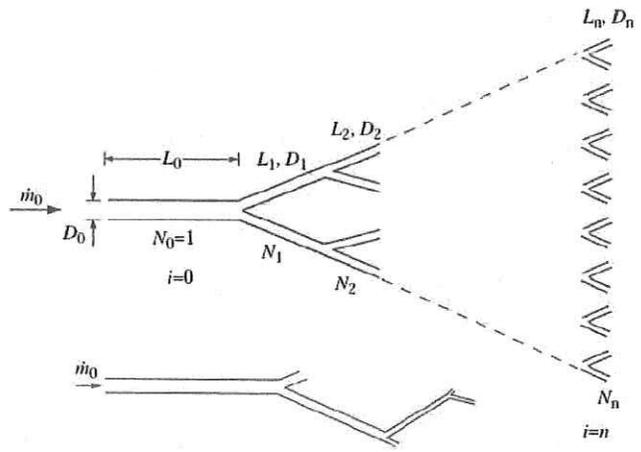


Figura 1.7 Relaciones dimensionales de estructuras ramificadas.

Retomando el punto, muchas de las estructuras conocidas por el hombre están constituidas por canales ramificados. Bejan ha realizado análisis de este tipo de estructuras encontrando relaciones sencillas que expresan tanto el decremento del diámetro hidráulico por canal como la longitud de cada sección. La Figura 1.7 muestra lo anterior. La mayoría de estas ecuaciones están dadas como se muestra en la Ecuación (1.2). En esta expresión el valor de a depende en gran forma del tipo de aplicación de la estructura. Debido a que esta teoría es

de carácter predictivo, el valor a puede ser determinado de forma experimental. En sus estudios, Bejan ha encontrado, en forma analítica, el valor a óptimo para la relación existente tanto para los diámetros de canales como longitudes de secciones de un sistema ramificado de transporte de masa sujeto a convección mixta. Las Ecuaciones (1.3) y (1.4) muestran lo anterior respectivamente. Asombrosamente este valor es igual al presentado por *Leyes Alométricas* para la relación entre diámetros del sistema vascular de los mamíferos. Este valor es obtenido a partir de la *Ley de Murray* [5, 6]. En esta ley se expresa que un tubo es seguido por un par de tubos de dimensiones menores, sufriendo cada uno de ellos una bifurcación. Cabe mencionar que, a pesar de que el valor a obtenido por la *Ley de Murray* es extremadamente robusto ya que es independiente de la longitud y posición relativa de los ductos, es exactamente igual al presentado en los análisis de Bejan considerando estos parámetros.

$$\frac{\text{Dimensión}_{i+1}}{\text{Dimensión}_i} = 2^a \quad i = 0, 1, 2, 3 \dots n \quad (1.2)$$

$$\frac{D_{i+1}}{D_i} = 2^{-1/3} \quad i = 0, 1, 2, 3 \dots n \quad (1.3)$$

$$\frac{L_{i+1}}{L_i} = 2^{-1/3} \quad i = 0, 1, 2, 3 \dots n \quad (1.4)$$

Tomando en cuenta que la deducción de estas relaciones presenta un número elevado de restricciones, se puede discutir si éstas son lo suficientemente adecuadas para expresar sistemas tan complejos como lo son los disipadores de calor de tipo microcanal que intenta copiar las formas que la naturaleza presenta. Como se muestra en la Ecuación (1.5) la relación geométrica entre ancho y alto del canal (por tomar una de muchas relaciones que se pueden presentar) está en función de parámetros geométricos así como propiedades de los materiales (tanto sólido como fluido) y condiciones de operación. Por lo tanto, la manipulación matemática requerida para obtener una relación óptima es altamente compleja. Sin embargo, si se consideran las relaciones obtenidas por Bejan (Ecuaciones (1.3) y (1.4)) se pueden generar modelos que pudieran cumplir con las necesidades requeridas de transferencia de calor.

$$\frac{H_{\text{canal}}}{W_{\text{canal}}} = f(k_{\text{material}}, k_{\text{fluido}}, \mu, \nu, T, \text{espesor del material, espaciamiento entre canales, etc...}) \quad (1.5)$$

Como se puede notar en la Figura 1.7, los canales siguientes a la sección previa en cada nivel de bifurcación presentan un ángulo de apertura. El valor de este ángulo para sistemas de transferencia de calor mixta en ductos ramificados no ha sido claramente deducido por esta teoría. Bejan en sus trabajos hace referencia a un estudio realizado por Heinrich [7] para determinar este ángulo de apertura. Heinrich muestra el cómo la naturaleza adecua este ángulo en función de las condiciones del entorno. La Figura 1.8 muestra un panel de abeja. En el lado izquierdo de la figura se muestra la configuración que muestra éste cuando la temperatura del entorno es de 5°C y en el derecho cuando es de 30°C. Se puede ver que en el lado izquierdo la variación entre ángulos es altamente elevada (desde 19° cerca del exterior hasta 35° en el centro). Caso contrario se presenta en el lado derecho, en el cual los

ángulos de apertura son más uniformes (alrededor de 35°), favoreciendo altamente el flujo de aire a través del panal. Por lo tanto este ángulo puede ser tomado como parámetro para el diseño de sistemas de transferencia de calor.

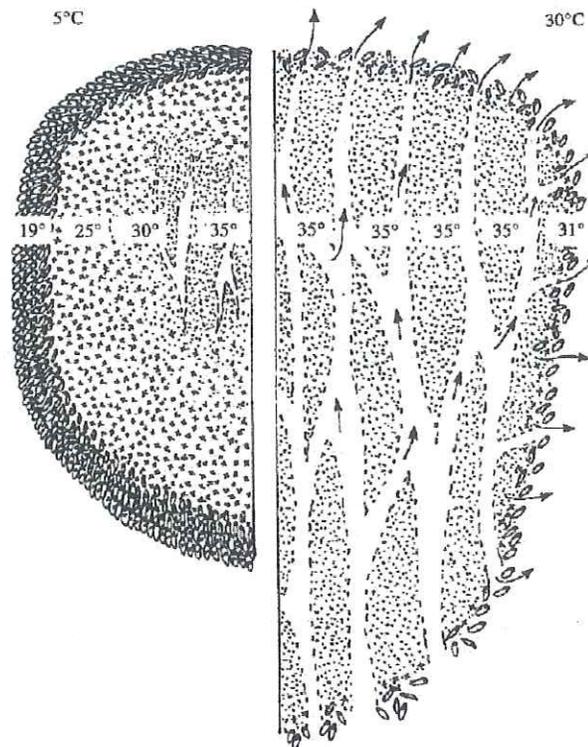


Figura 1.8 Ángulo de apertura en un panal de abeja en función de la temperatura del entorno.

De igual forma, Damian-Ascencio et al. [8] realizaron análisis estadísticos a hojas de árboles a fin de determinar el ángulo de apertura que se presenta con mayor frecuencia en la naturaleza. Sus resultados muestran que los dos valores de este ángulo más repetitivos estadísticamente en ésta son 37° y 74° .

Estos datos pueden ser tomados como base para proponer modelos de disipadores de calor de tipo microcanal que cumplan con las necesidades de disipación de energía requeridas.

1.5 Tendencia Biomimética Basada en el Número Phi

Una relación presente en gran parte de las estructuras naturales conocidas por el hombre es el número *Phi* o *Aureous* [9, 10, 11]. Al igual que π (3.1415...) y e (2.7182...), ϕ (1.6180...) es un número irracional, el cual, en su representación más simple, es obtenido a partir de formas geométricas euclidianas (geometrías convencionales tales como rectángulos, circunferencias, triángulos, etc.). La Figura 1.9 muestra la deducción de este número a partir de un cuadrado y una circunferencia, generando un rectángulo. Este rectángulo es conocido como *rectángulo áureous* (Figura 1.10).

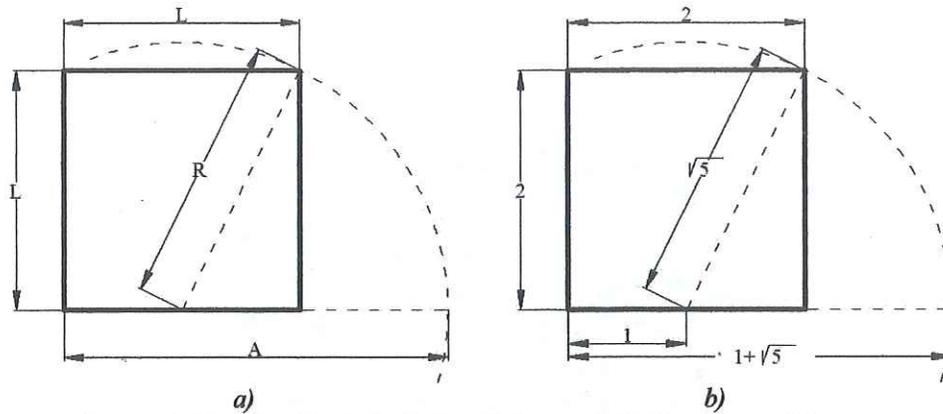


Figura 1.9 Deducción del número Phi a partir de formas euclidianas.

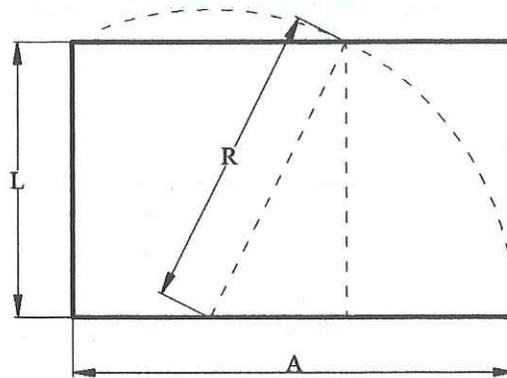


Figura 1.10 Rectángulo áureo.

Su construcción es sencilla. Partiendo de un cuadrado de longitud L , se localiza el punto medio de uno de sus lados. A partir de este punto se traza una circunferencia de radio R que cruce los vértices del lado opuesto. El lado tomado como base para crear la circunferencia es proyectado hasta cruzar ambas curvas. La distancia obtenida A es la longitud de la suma de la mitad del lado original del cuadrado $L/2$ más el radio de la circunferencia. La relación existente entre la distancia final obtenida A y la longitud inicial del cuadrado L es igual al valor del número Phi (Ecuación (1.6)). La Figura 1.9 b) muestra un caso numérico de esta deducción. De esta misma forma existen un sinnúmero de maneras de obtener esta relación a partir de figuras geométricas euclidianas. Bonell en su libro *“La Divina Proporción, las Formas Geométricas”* publica muchas de las formas conocidas de determinar esta relación geométrica.

$$\phi = \frac{A}{L} = \frac{1 + \sqrt{5}}{2} = 1.6180... \quad (1.6)$$

Pero, ¿qué tan íntima es la relación de este número con las formas naturales? Bonell, en la misma bibliografía expone la relación existente entre este número y las formas naturales regidas por fractales, esto es, figuras planas o espaciales, compuestas de un número infinito de elementos. Su principal propiedad es la conservación de su aspecto y distribución en cualquier escala de observación. La Figura 1.11 muestra una de estas formas dentro de un

sistema natural como lo es un *romanesco* (de la familia de las *brassicáceas*, a la cual pertenece la coliflor y el brócoli).

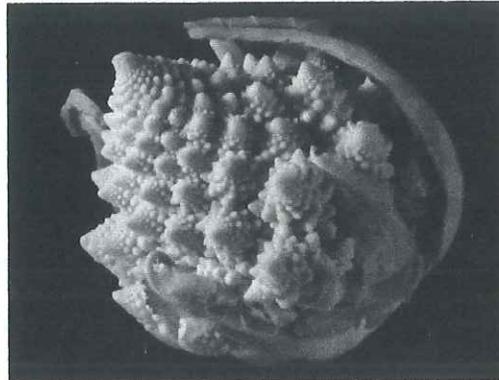


Figura 1.11 Formas fractales presentes en un romanesco.

Una forma matemática de expresar el comportamiento fractal está dada por la *Serie de Fibonacci* (1, 1, 2, 3, 5, 8, 13, 21, 34...) la cual indica, en la mayoría de los casos que han sido encontrados en la naturaleza, la predicción del número de elementos presentes en el siguiente nivel de la estructura natural. Un ejemplo claro es el mostrado en las espirales presentes en las flores de girasol (Figura 1.12). La disposición de las semillas de estas flores está estructurada con 21 espirales hacia la izquierda y 34 hacia la derecha. Ambos números se encuentran dentro de la *Serie de Fibonacci* en forma sucesiva. Al igual que este simple ejemplo, muchas forma naturales presenta esta sucesión.

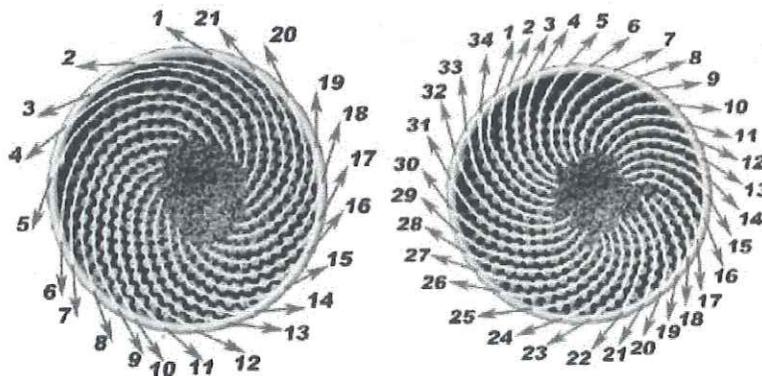


Figura 1.12 Espirales presentes en las semillas de la flor de girasol.

La relación existente entre esta sucesión matemática descrita por Fibonacci con el número Phi puede ser explicada a partir del objetivo inicial de esta serie, la cual se originó al resolver un problema biológico supuesto. ¿Cuántos pares de conejos se pueden reproducir a partir de un solo par, si cada par produce un par cada mes, además, sólo los conejos de más de un mes de edad pueden reproducirse y ninguno se muere? Analizando el problema se puede ver que, al principio se tiene un único par de conejos, al mes siguiente se tiene el mismo par, pero al segundo mes hay dos pares. Una de esas parejas puede reproducirse, pero la otra no, de tal forma que al tercer mes hay tres parejas. Dos de ellas se reproducen y a los cuatro meses hay cinco pares de conejos, esto es, el número de parejas de conejos en cada mes está dado como 1, 1, 2, 3, 5... Analizando la sucesión se puede observar que se está construyendo

una serie en la que el valor siguiente es el resultado de la suma de los dos previos. La Tabla 1.2 muestra en su segundo renglón parte de esta sucesión. En el tercer renglón se muestra el cociente obtenido de la división del número de la serie entre el valor previo de la misma (Ecuación (1.7)). Como se puede ver tanto en la tabla como en la Figura 1.13, a medida que se va incrementando el número de iteraciones, el cociente se acerca al valor del número Phi. Por lo tanto, se tiene una estrecha relación entre esta serie, la cual explica el comportamiento de sucesiones naturales, con el número Phi. La Ecuación (1.8) muestra la obtención de la serie de Fibonacci a partir del número Phi.

Tabla 1.2 Relación entre la serie de Fibonacci y el número Phi.

Iteración	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Fibonacci	1	1	2	3	5	8	13	21	34	55	89	144
Cociente	--	1	2	1.5	1.667	1.6	1.625	1.615	1.619	1.617	1.618	1.618

$$\text{Cociente} = \frac{\text{Fibonacci}_i}{\text{Fibonacci}_{i-1}} \quad (1.7)$$

$$\text{Fibonacci}_i = \left[\phi^i - \left(\frac{(-1)^i}{\phi^i} \right) \right] (5^{-1/2}) \quad i = 0, 1, 2, 3... \quad (1.8)$$

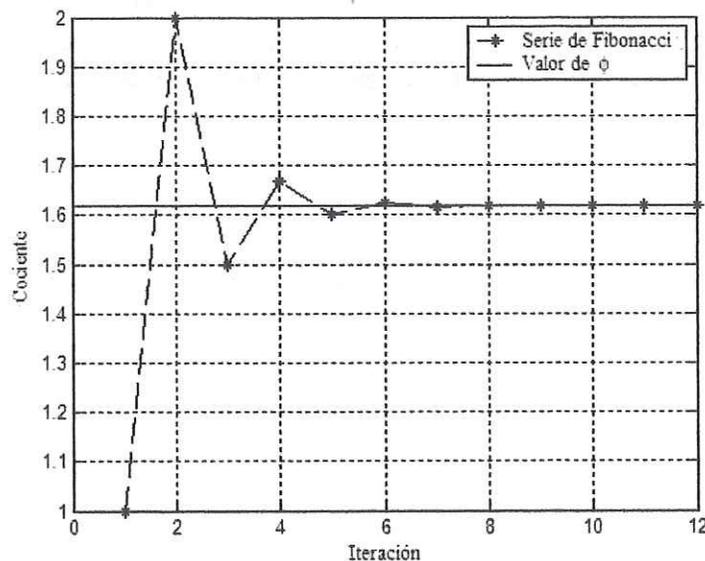


Figura 1.13 Relación entre la serie de Fibonacci y el número Phi.

La humanidad, a lo largo de su historia, ha estado relacionada con el número Phi de una forma íntima, siendo tomado para el desarrollo de trabajos e investigaciones. Uno de los casos más documentados es el desarrollado por DaVinci [11] sobre el cuerpo humano, teniendo como su principal aportación los datos asombrosamente obtenidos en las relaciones adimensionales del cuerpo humano (esquema del *Hombre del Vitrubio*). Además esta relación ha sido creadora de obras de arte, como lo son las pinturas de la *Gioconda* de DaVinci [12] y *Leda Atómica* de Dalí, así como para la construcción de edificios duraderos al paso del tiempo, como lo es el *Partenon* en Grecia y las *Pirámides de Guiza* en Egipto [13]. A un nivel más íntimo, esta relación está presente en el entorno del hombre, desde las dimensiones entre

niveles cuánticos a nivel atómico, hasta el espaciamento de los planetas del sistema solar, así como en insectos y fauna acuática, siendo uno de los mejores ejemplos encontrados la *espiral de nautilus*, la cual es una espiral logarítmica y que asombrosamente sigue un patrón de crecimiento basado en rectángulos áureos. La Figura 1.14 muestra lo anterior.

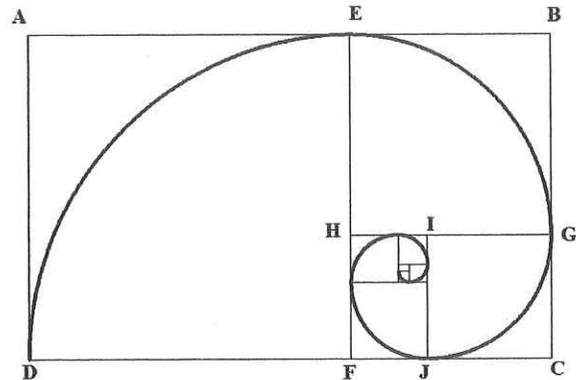
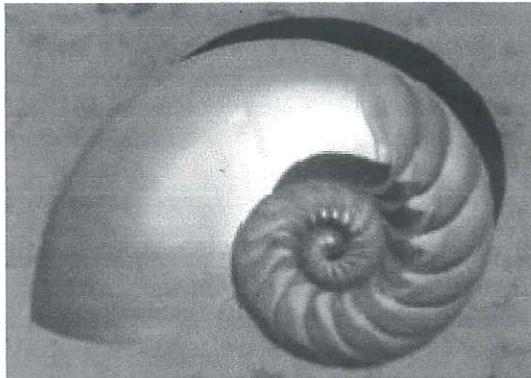


Figura 1.14 Forma de la espiral de nautilus, similar a la generada a partir de rectángulos áureos.

Por lo tanto, a pesar de ser una expresión matemática encontrada en forma empírica y que está basada en una simple relación adimensional, el número Phi puede ser aplicado como un relación geométrica a fin de diseñar sistemas ramificados como los mostrados en la Figura 1.7. En base a este esquema y a la Ecuación (1.2), se pueden obtener relaciones entre los diámetros de los canales del sistemas y las longitudes de éstos en cada sección. Las Ecuaciones (1.9) y (1.10) muestran lo anterior, respectivamente.

$$\frac{D_{i+1}}{D_i} = 1.6180... \quad i = 0, 1, 2, 3... n \quad (1.9)$$

$$\frac{L_{i+1}}{L_i} = 1.6180... \quad i = 0, 1, 2, 3... n \quad (1.10)$$

$$\tan\theta = \frac{L}{A} = \frac{2}{1+\sqrt{5}} \quad \therefore \theta = 31.71^\circ \quad (1.11)$$

De igual forma que en las bases de la Teoría Constructal para sistemas ramificados, es necesario determinar un ángulo de apertura de canal en cada bifurcación. A partir de la Figura 1.9 se puede deducir un ángulo de apertura. La Ecuación (1.11) muestra lo anterior. El ángulo de 31.71° es cercano al valor observado por Heiarich y por Damian-Ascencio et al.

Al igual que las relaciones mostradas por la Teoría Constructal, las ecuaciones presentadas en esta sección pueden ser usadas para el diseño de disipadores de calor de tipo microcanal ramificados. Estos modelos propuestos serán similares en forma a los sistemas naturales y, tomando en cuenta el propósito de las formas que la naturaleza presenta, podrían llegar a ser apropiados para los objetivos de disipación térmica.

Capítulo II

Disipadores de Calor de Tipo Microcanal

Una vez alcanzado cierto grado de tecnicidad, la ciencia y el arte tienden a fundirse en la estética, la plasticidad y la forma...
Albert Einstein

En este capítulo se presentan algunos datos, clasificaciones y formas de los disipadores de calor de tipo microcanal que han sido propuestos. Además se muestran los resultados obtenidos por diferentes investigadores en trabajos realizados dentro de esta área del conocimiento, tanto en forma experimental como numérica y analítica. Sus resultados son los fundamentos para el desarrollo de este trabajo de tesis.

2.1 Antecedentes de la Disipación de Calor de Dispositivos Electrónicos

En el año 1947, dentro de *Bell Telephone Laboratory*, fue creado un microdispositivo revolucionario diseñado en base a las propiedades de materiales semiconductores tales como el silicio y el germanio. Este fue el nacimiento de los procesadores computacionales. A partir de la creación de este dispositivo, la generación de máquinas capaces de realizar cálculos matemáticos rápidamente ha venido en aumento en forma exponencial. En el año de 1965, dentro de las páginas de la revista *Electronic Magazine*, Gordon Moore¹ presentó una de las leyes que han expresado de mejor forma el incremento del número de transistores en los dispositivos electrónicos a lo largo de los años. Esta tendencia es conocida como *Ley de Moore* [14], la cual dicta que *el incremento en la cantidad del número de transistores en los dispositivos electrónicos será del doble cada dieciocho meses*. Haciendo un recuento del crecimiento en la cantidad de transistores de los procesadores computacionales de Intel[®] Corporation, se muestra que esta ley no se ha cumplido en su totalidad, ya que *la cantidad de transistores de los procesadores computacionales ha sido del doble cada veinticuatro meses*. La Figura 2.1 muestra un esquema del incremento de número de transistores predichos por esta ley así como el crecimiento real de éstos en los mismos dispositivos. Este incremento en el número de transistores ha mejorado enormemente la calidad de vida del ser humano en la era actual, siendo el área científica una de las más beneficiadas. Para ver el grado de crecimiento en el número de transistores de estos dispositivos electrónicos, en el año 1993 se produjo en masa el procesador Intel[®] Pentium[®]. Este procesador tenía alrededor de 3×10^6 transistores. Actualmente el procesador computacional Dual-Core Intel[®] Itanium[®] 2 está constituido por un poco más de 8×10^8 transistores (esto es un aumento de alrededor de ocho veces el número de transistores en casi 15 años).

De igual forma que el crecimiento en la capacidad de procesamiento, el diseño de estos dispositivos electrónicos tiene otro objetivo: disminuir sus dimensiones físicas a fin de obtener equipos computacionales más compactos, fáciles de transportar y con menores

¹ Gordon Moore, Ph.D., Cofundador de Intel Corporation[®] en 1968. Actualmente retirado.

requerimientos energéticos, sin perder su alta capacidad de procesamiento. La Figura 2.2 muestra el decremento de dimensiones físicas presentado a lo largo de los años.

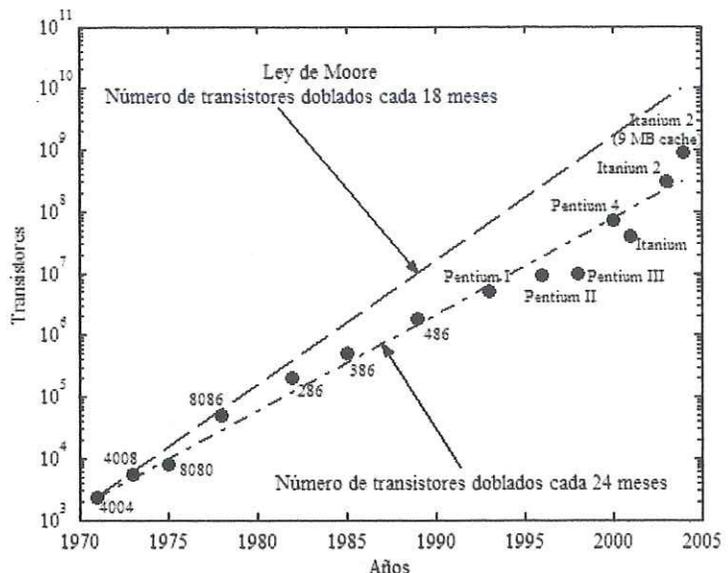


Figura 2.1 Tendencia de crecimiento de la cantidad de transistores en procesadores computacionales a lo largo de los años.

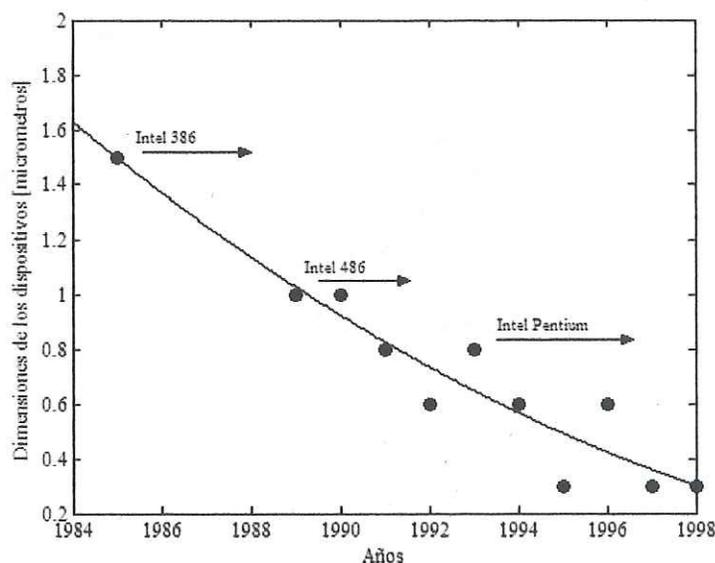


Figura 2.2 Tendencia en la disminución de las dimensiones físicas de los procesadores computacionales a lo largo de los años.

Estas mejoras tanto físicas como de capacidad de procesamiento son el resultado de una tendencia en la cual se está basando actualmente la mayoría de los diseños y construcciones de dispositivos electrónicos. *VLSI (Very Large-Scale Integrated)* es el nombre de esta tendencia. Como resultado se ha producido un incremento en la generación de calor de los procesadores computacional a través del tiempo. Al igual que el crecimiento en el número de transistores de los procesadores computacionales, *la cantidad de energía térmica ha sido*

cuantificada, mostrándose un incremento del doble de calor generado cada 36 meses. La Figura 2.3 muestra este comportamiento.

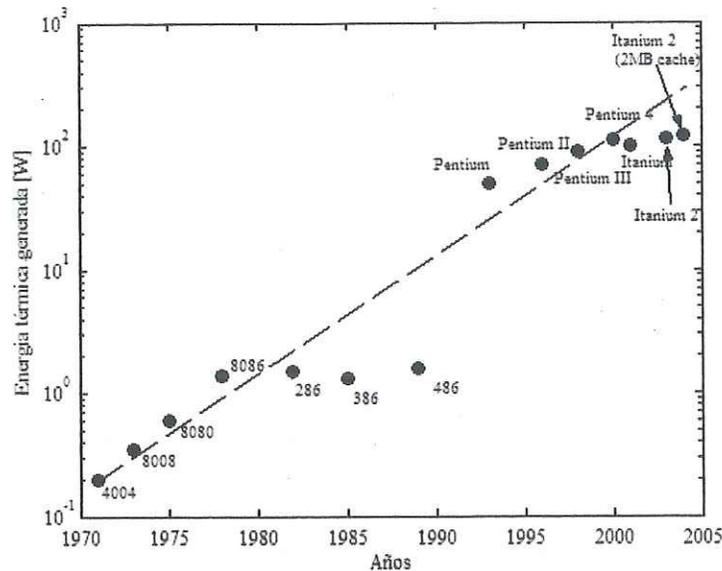


Figura 2.3 Tendencia del incremento del calor generado a lo largo de los años.

Actualmente, la cantidad de calor generado por los procesadores computacionales fabricados por Intel® y AMD® (principales fabricantes de estos dispositivos en el mercado) oscilan entre 30 a 130 W, dependiendo del tipo de procesador (los procesadores más poderosos actualmente fabricados por cada una de las compañías son: Dual-Core Intel® Itanium® 2, el cual genera una cantidad de calor de alrededor de 104 W [15]; y el AMD® Phenom® X4 Quad-Core, que genera una cantidad de calor de alrededor de 125 W [16]). Estas cantidades de energía térmica requieren ser removidas para garantizar el buen funcionamiento del procesador computacional (un parámetro principal de diseño de estos dispositivos es la temperatura de operación, la cual deberá ser menor a 70°C [15, 16, 17]).

A la par de las investigaciones y alcances realizados en la construcción de este tipo de dispositivos electrónicos, diferentes tipos de disipadores de calor de alto desempeño han sido generados. Inicialmente los primeros procesadores computacionales no generaban una cantidad de calor elevada (Figura 2.3), por lo cual no se requería un dispositivo de enfriamiento de alto desempeño. La transferencia de calor dada por convección natural era suficiente para los fines deseados. La siguiente generación de disipadores de calor utilizados en procesadores computacionales de mayor capacidad de procesamiento basaban su funcionamiento en el mismo principio de transferencia de calor por convección natural, teniendo como variante una mayor cantidad de área para transferir esta energía. Este incremento de área fue dado a partir de secciones aletadas principalmente.

La tercera generación de disipadores de calor requeridos para el enfriamiento de los nuevos procesadores computacionales requirió la aplicación de transferencia de calor forzada. Esto se logró colocando ventiladores, ya sea de tiro forzado o inducido, sobre secciones aletadas adjuntadas sobre los procesadores computacionales. Con esto se obtuvo un área

mayor de transferencia de calor así como coeficientes convectivos más elevados. Esta generación de disipadores de calor son los que actualmente se encuentran en la mayoría de los equipos computacionales.

En los últimos años ha sido propuesto el enfriamiento de equipos computacionales a partir de fluidos dieléctricos. La aplicación de ésta técnica de disipación térmica involucra el "inundar" todo el sistema computacional (tarjeta madre con todos sus componentes) con el fluido seleccionado. Esta técnica presenta algunos puntos en contra. El fenómeno gobernante de este método de disipación está basado en un mecanismo de transferencia de calor conjugado (conducción-convección), el cual presenta un muy bajo coeficiente global de transferencia de calor. Además, en forma física, este sistema puede producir derrames del fluido.

A principios de los años 80's, Tuckerman [18], en sus investigaciones doctorales, aplicó un principio simple de la transferencia de calor a partir de una expresión matemática a modelos experimentales. Estas investigaciones estaban basadas en la expresión conocida del número de Nusselt para flujo interno (Ecuación (2.1)), la cual está en función del gradiente de temperaturas presente en la zona cercana a las paredes del material sólido (como lo es el ducto por donde pasa el flujo). Manteniendo constante tanto el número de Nusselt como la conducción térmica del fluido, es posible apreciar la relación inversa existente entre el coeficiente convectivo de transferencia de calor y el diámetro hidráulico del ducto (Ecuación (2.2)). Por lo tanto, al disminuir de forma importante el diámetro hidráulico del canal, el coeficiente convectivo del fenómeno se ve incrementado sustancialmente.

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (2.1)$$

$$h \propto \frac{1}{D_h} \quad (2.2)$$

Como se puede ver, una alternativa para disipar flujos muy elevados de calor, como lo son los generados por procesadores computacionales de alto desempeño, es la aplicación de este principio: *mientras menor sea el diámetro hidráulico del canal a transportar materia mayor será la capacidad de disipación térmica del disipador de calor*. Los disipadores de calor de tipo microcanal son, por lo tanto, una alternativa de disipación térmica de altos flujos de calor.

2.2 Investigaciones Realizadas de Disipadores de Calor de Tipo Microcanal

Uno de los primeros estudios sobre la aplicación de este tipo de arreglos en la disipación de calor es el presentado, como ya se ha mencionado, en la tesis doctoral de Tuckerman. Sus resultados mostraron la posibilidad de disipar altos flujos de calor al hacer pasar agua por canales de sección transversal rectangular y constante con dimensiones del orden de micras.

Tuckerman y Pease [19] realizaron estudios experimentales bajo la misma línea de investigación. Sus estudios demostraron que un disipador de calor de este tipo presenta altos

coeficientes de transferencia de calor en régimen laminar, siendo del mismo orden de magnitud que los presentes en canales convencionales en régimen turbulento. Además mostraron el comportamiento de la resistencia térmica a lo largo del canal (Figura 2.4).

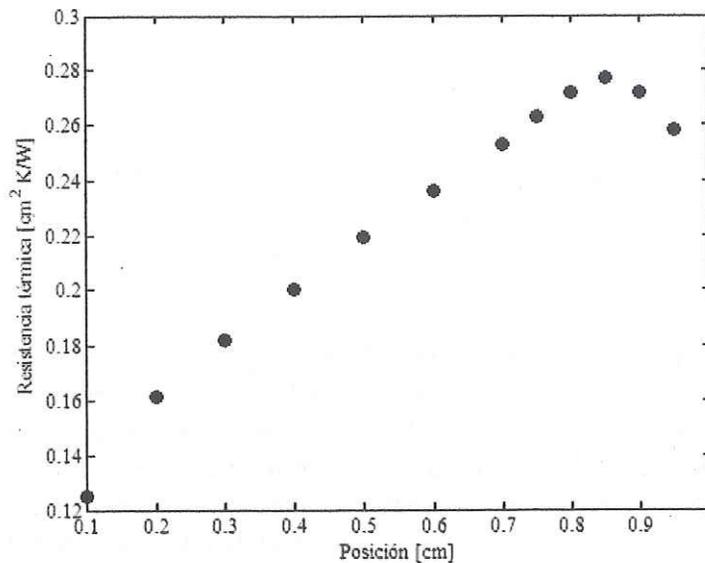


Figura 2.4 Resistencia térmica a lo largo del canal rectangular obtenida por Tuckerman y Pease [19].

Wu y Little [20, 21] realizaron investigaciones con canales rectangulares con agua como fluido de trabajo, encontrando la zona de transición a turbulento para números de Reynolds más bajos que los que se tienen en canales convencionales (alrededor de $Re=1000$). Se planteó como hipótesis para dar explicación al fenómeno que el rápido cambio en el flujo de calor es el resultado del cambio temprano en el régimen del fluido. Samalam [22] 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 en el dispositivo.

Peterson y Ortega [23] y Yang y Zhang [24] mostraron que la mejor solución para disipar los excesivos flujos de calor generados por los dispositivos electrónicos es el colocar el dissipador de calor lo más cercano posible al dispositivo a enfriar. Se mejora su enfriamiento si se fabrican ambos en "una sola pieza".

Phillip [25] ratificó las conclusiones dadas por Tuckerman y Pease, mostrando experimentalmente la diferencia presente entre microcanales y macrocanales. Una de sus conclusiones invita a tener una clara comprensión del fenómeno en este tipo de arreglos a fin de obtener resultados fiables en futuras investigaciones.

Choi et al. [26] 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 con canales convencionales. Además, se encontró que la medición del número de Nusselt en flujo laminar exhibe una dependencia del número de Reynolds.

Weisberg et al. [27] reprodujeron, en forma numérica, los modelos realizados por Samalan obteniendo una correlación similar de resistencia térmica. Se presentó una pequeña desviación entre ambos resultados, asumiendo esta variación a la consideración de un flujo completamente desarrollado tanto térmica como hidrodinámicamente a la entrada del canal.

Wang y Peng [28] investigaron el flujo en convección forzada en microcanales en una fase y cambio de fase. Encontraron los rangos para los diferentes regímenes presentes en el fluido, 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 de entrada o aumenta la velocidad. Finalmente, mostraron el efecto que tiene el coeficiente convectivo y el régimen del fluido al variar las dimensiones del canal.

Peng, Wang y Peterson [29] desarrollaron experimentos teniendo como objetivo la comprensión de las características del flujo y la transferencia de calor para las aplicaciones e innovaciones de los próximos años. Mostraron el efecto de las variaciones de las propiedades termofísicas del fluido con su temperatura a lo largo del canal al suministrar calor al sistema. Una de sus conclusiones invita a realizar análisis más detallados considerando el efecto de la variación de las propiedades del material sólido

Peng y Peterson [30, 31] 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. Este principio es 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).

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

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

Adams et al. [32] obtuvieron a partir de experimentos una correlación para el número de Nusselt de 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 $1.53 \leq Pr \leq 6.43$. La Ecuación (2.5) muestra esta correlación.

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

Yang et al. [33] 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 (efectos

generados por la interacción entre un campo eléctrico incidente y el movimiento dipolar inducido por en estos objetos) fueron asumidos como los causantes de las variaciones.

Los efectos electrocinéticos son consecuencia de la interacción entre un campo incidente eléctrico alterno y el momento dipolar inducido en estos objetos

Gad-el-Hak [34] desarrolló un trabajo de recopilación de varios autores disertando sobre la mecánica de fluidos presente en microdispositivos. En este trabajo es cuestionada la aplicación de las ecuaciones de Navier Stokes en este tipo de arreglos. Su conclusión fue el asumir estas ecuaciones como correctas en análisis de este tipo de escala, teniendo en cuenta todos los efectos que pudiesen estar presentes en el análisis.

Qu et al. [35] desarrollaron un estudio analítico considerando los efectos generados por esfuerzos entre el fluido y las paredes del canal. Además mostraron que es posible calcular el número de Nusselt en microcanales a partir de las temperaturas de las paredes a lo largo del canal.

Lim et al. [36, 37] realizaron un estudio tanto analítico como experimental a fin de explicar la disminución del coeficiente de fricción a lo largo del canal. Sus resultados muestran que la variación de la viscosidad del fluido (en su caso agua) dentro de disipadores de calor de microtubos con diámetros hidráulicos menores a 300 μm es la causante de este fenómeno. Además, demostraron que el coeficiente de fricción global decrece conforme el diámetro hidráulico del canal disminuye.

Federov y Viskanta [38] realizaron un análisis numérico a microcanales rectangulares, observando que al aumentar el número de Reynolds la resistencia térmica del dispositivo disminuye, aumentando el coeficiente de fricción del mismo.

Kandlinkar y Grande [39] presentaron, en un trabajo de recopilaciones, una de las clasificaciones de canales que ha sido la más aceptada en el área de investigación. En esta clasificación se encuentra incluido el rango de diámetro hidráulico en el que un canal se puede considerar microcanal. La Tabla 2.1 muestra esta clasificación.

Tabla 2.1 Clasificación de los canales².

Tipo de Canal	Rango de Operación
Convictional channels	$> 3 \text{ mm}$
Minichannels	$3 \text{ mm} \geq D_h > 200 \mu\text{m}$
Microchannels	$200 \mu\text{m} \geq D_h > 10 \mu\text{m}$
Transitional microchannels	$10 \mu\text{m} \geq D_h > 1 \mu\text{m}$
Transitional nanochannels	$1 \mu\text{m} \geq D_h > 0.1 \mu\text{m}$
Molecular nanochannels	$0.1 \mu\text{m} \geq D_h$

Qu y Mudawar [40] 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

² Se mantiene la nomenclatura inglesa para tener un manejo adecuado dentro del área de investigación.

temperatura en cada frontera del modelo, el flujo de calor y el número de Nusselt a lo largo del canal. Sus resultados estuvieron dentro del orden de magnitud que los presentados por diversos autores.

Toh et al. [41] introdujeron la variación de las propiedades termofísicas del fluido en los análisis numéricos de los microcanales. Como resultado se observó una caída del coeficiente de fricción al pasar el fluido dentro del canal. Además, se validó el comportamiento de la resistencia térmica obtenida por Tuckerman en forma experimental. Se demostró de igual forma que al aumentar el número de Reynolds la resistencia térmica del disipador de calor decrece mientras que el coeficiente de fricción se acerca al valor numérico que se presenta en canales convencionales.

Hetsroni et al. [42] realizaron un estudio con disipadores de calor conformado 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. Como se esperaba, se obtuvo un perfil de temperatura del dispositivo a enfriar mucho menor con el fluido dieléctrico en cambio de fase. Los perfiles de temperatura obtenidos en el disipador de calor no fueron uniformes.

Judy et al. [43] realizaron investigaciones del coeficiente de fricción que se presenta en microcanales para diferentes secciones transversales con diferentes fluidos de trabajo. No se encontró diferencia significativa entre los resultados experimentales obtenidos y la teoría de flujo de Stokes para cualquier fluido. No se aplicó flujo de calor a ninguna prueba.

Ryu et al. [44] desarrollaron una investigación numérica de disipadores de calor de tipo rectangular. Sus resultados muestran que el espesor óptimo entre la pared inferior del disipador de calor hasta el canal es de 100 μm .

Wu y Pheng [45] desarrollaron experimentos con disipadores de calor de área de sección transversal trapezoidal a fin de mostrar la importancia que presenta tanto las razones de aspecto de la geometría como el acabado de la superficie del canal en la transferencia de calor y en la aparente fricción constante. Sus resultados validan muchos de los trabajos previamente realizados, mostrando que la geometría del canal (ancho y alto tanto del canal como del disipador) juega un papel importante en ambos aspectos. Se mostró que la transferencia de calor en régimen laminar presenta características diferentes a bajos y altos números de Reynolds (para $Re \leq 100$ el incremento es elevado y casi lineal. Para $Re > 100$ el incremento es suave).

Muzychka [46] y Muzychka y Yovanovich [47] realizaron una optimización de microcanales de sección transversal circular y no circular basándose en las teorías constructales de Bejan a 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, relacionaron el flujo de calor y el número de Bejan y lo compararon con el número de Prandtl para las diferentes secciones.

Li, Peterson y Cheng [48] realizaron un análisis de transferencia de calor en disipadores de calor de tipo microcanal cuadrado, utilizando propiedades dependientes de la temperatura en su solución numérica. Sus resultados demostraron la influencia que presentan estas variaciones tanto en la transferencia de calor como en el flujo de fluido en el disipador. Además, se mostró que el asumir flujo completamente desarrollado es válido para estos arreglos, debido a sus dimensiones. Se determinó el número de Nusselt tanto local como global.

Kroeker et al. [49] desarrollaron un análisis numérico para flujo en microcanales, resolviendo las ecuaciones de Navier Stokes y energía, observando una variación mínima con los resultados experimentales de Samalam. 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.

Upadhye y Kandlikar [50] 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 de calor 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 para una temperatura constante.

$$Nu = 8.235 \left(1 - 2.0421\alpha + 3.0853\alpha^2 - 2.4765\alpha^3 + 1.0578\alpha^4 - 0.1861\alpha^5 \right) \quad (2.6)$$

Kandlikar y Grande [51] 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.

Tiselj et al. [52] desarrollaron un análisis experimental, el cual fue validado en forma numérica con arreglos de disipadores de calor con área de sección transversal triangular. Sus resultados muestran que la temperatura tanto del fluido de enfriamiento como de la superficie de contacto con el dispositivo electrónico no cambia uniformemente. Se presentan cambios significativos de estos gradientes de temperatura en la dirección del flujo. Se culpó de este comportamiento a los altos valores de flujo de calor axial presentes en el silicio.

Liu y Garimella [53] desarrollaron experimentos en microcanales rectangulares y trapezoidales. Sus resultados muestran que el aplicar las ecuaciones de Navier Stokes a flujos laminares en esta escala es válido, asumiendo que no se presentan rugosidades en el canal.

Koo y Kleinstreuer [54] investigaron los efectos de la disipación viscosa en microtubos y microcanales usando tres fluidos de trabajo, agua, metanol e iso-propano. Sus resultados numéricos muestran que la disipación viscosa pudiera ser significativa para fluidos con bajo calor específico y alta viscosidad. Además, se muestra que la razón de aspectos del canal lleva al fenómeno a presentar alta disipación viscosa.

Kandlikar [55] en un trabajo de opinión presenta un resumen de las "áreas de oportunidad" que se tiene en el campo del enfriamiento de dispositivos electrónicos con

disipadores de calor de tipo microcanal en una sola fase. En este trabajo se expresa como posibilidad más cercana de disipación térmica a este tipo de arreglos a comparación de los que involucran cambio de fase debido a la inestabilidad que presentan. Además, se indican cuatro puntos de investigación en este campo de disipación a tomar en cuenta:

1. Estudios más profundos sobre el fenómeno.
2. Diseño de nuevas configuraciones de disipadores de calor de éste tipo en una sola fase capaces de disipar altos flujos de calor con las menores caídas de presión.
3. Balance de la relación costo-efectividad en la manufactura del dispositivo.
4. Integración del sistema (disipador de calor y dispositivo electrónico) de forma eficiente.

Sobhan et al. [56] desarrollaron un modelo computacional para analizar y optimizar la transferencia de calor en agua fluyendo dentro de microcanales rectangulares. Se parametrizó la razón de aspectos de la sección transversal del canal así como el espaciamiento entre canales. La relación óptima se da para una razón 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-González et al. [57] desarrollaron un análisis numérico para canales rectangulares, triangulares y trapezoidales. Se obtuvo la resistencia térmica para estas diferentes configuraciones geométricas a lo largo del canal así como la variación de la misma conforme se pasa de una configuración geométrica a otra.

García-González et al. [57, 58] mostraron el comportamiento de los materiales en los que se fabrican los disipadores de calor. Sus resultados muestran que el silicio es el material que presenta la menor resistencia térmica. Además, se presentaron los límites de disipación de energía que pueden presentar los disipadores de calor de tipo microcanal con áreas de sección transversal convencional y constante (formas euclidianas). Estos límites pueden estar por debajo del flujo de calor que requerirá ser disipado por la nueva generación de procesadores computacionales.

Kim y Kim [59] desarrollaron en forma analítica un modelo capaz de calcular tanto los factores de fricción como los números de Nusselt presentes en disipadores de calor sujetos a condiciones de temperatura constante a partir de la razón de aspectos del canal (alto entre ancho). Este modelo presenta un alto grado de aproximación a los resultados obtenidos en forma numérica.

Rands et al. [60] realizaron estudios experimentales a microcanales con diámetros hidráulicos dentro del rango de 16.6 a 32.2 μm . Sus resultados muestran que a bajos números de Reynolds, el comportamiento del fluido en régimen laminar es similar al presente en escala convencional. El cambio de régimen de laminar a turbulento fue observado usando dos aproximaciones independientes. Esta zona de transición se presentó en el rango de número de Reynolds de 2100 a 2500.

Bahrami et al. [61] desarrollaron en forma analítica un modelo capaz de predecir la caída de presión a lo largo de un canal recto sin importar la forma geométrica de su área de sección transversal. Este modelo está basado en asumir constante el coeficiente de fricción del canal (estando únicamente en función del diámetro hidráulico), así como del teorema de Saint-Venant.

Bello-Ochende et al. [62] desarrollaron un análisis fuertemente analítico de disipadores de calor de tipo microcanal, tomando como base la Teoría Constructal. Sus resultados muestran que la conducción térmica global puede ser maximizada a partir de la razón de aspectos de la celda a analizar. Los resultados numéricos muestran una dependencia de esta razón con los gradientes de presión a lo largo del canal. Además se mostró que la fracción óptima de volumen del disipador de calor (esto es, la cantidad de materia sólida y fluido de una celda) se presenta en un rango de 0.4 a 0.5.

Li y Peterson [63] realizaron un estudio numérico-analítico con disipadores de calor similares a los analizados por Tuckerman y Pearce [19] a fin de obtener una relación geométrica óptima de este tipo de arreglos. Sus resultados muestran que para una potencia de bombeo baja (0.05 W), el ancho óptimo de la celda de corte es de 100 μm , la razón óptima entre el ancho de la celda de corte y el canal es de 0.6 y entre el alto y ancho del canal es de 12. Además se demostró que el asumir flujo completamente desarrollado en la zona de entrada para estas condiciones de bombeo es adecuado.

Li et al. [64] desarrollaron estudios experimentales en microtubos a fin de observar el efecto que presenta la rugosidad así como la conducción de calor axial en estos dispositivos. Sus resultados muestran que el agua deionizada fluyendo en microductos lisos o con un porcentaje de rugosidad menor al 1.5%, el factor de fricción es similar al predicho por la teoría convencional.

Wang y Liu [65] realizaron un estudio analítico de los efectos que se presentan en canales curvados. Sus resultados muestran que el canal curvado puede incrementar la transferencia de calor en forma significativa a expensas de un ligero incremento de la resistencia del fluido.

Chester et al. [66] desarrollaron un análisis numérico basado en una nueva técnica numérica (*RNS, Renormalized Numerical Simulation*) en sistemas ramificados a partir de estructuras fractales con siete niveles de bifurcación. Sus resultados muestran una adecuada distribución del fluido dentro del volumen que contiene al sistema. Sus conclusiones invitan a la modelación de sistemas similares utilizando esta técnica.

Como se puede ver, los resultados obtenidos en los trabajos anteriores realizados por diferentes investigadores marcan los siguientes puntos:

1. Los disipadores de calor de tipo microcanal con agua como fluido de enfriamiento en régimen laminar son una alternativa real para la disipación de altos flujos de calor.

2. Las ecuaciones de Navier Stokes en su forma tradicional pueden ser consideradas como correctas para los análisis de microfluidos.
3. Las propiedades térmicas de los materiales (tanto sólido como fluido) juegan un papel importante en el fenómeno.
4. Los arreglos geométricos de los disipadores de calor (forma del área de sección transversal del canal, diámetro hidráulico, relaciones entre altura y ancho del canal para el caso rectangular, razón de cantidad de materia sólida y el fluido, espaciamiento entre canales, etc.) tienen una relación directa con el comportamiento del fluido (coeficiente convectivo de transferencia de calor y factor de fricción).
5. Finalmente, la distribución de temperaturas en el dispositivo electrónico a ser enfriado no es uniforme (la Figura 2.4 es un ejemplo de lo anterior).

El punto cinco da la pauta para proponer modelos que puedan distribuir el fluido de forma tal que los perfiles de temperatura en el dispositivo electrónico sea más uniformes, evitando con ello esfuerzos térmicos que afecten de forma seria a éste. Para ello se tomaran en cuenta todos los puntos anteriores, poniendo énfasis especial en las formas geométricas del disipador de calor de este tipo a ser propuesto.

Capítulo III

Descripción del Proyecto y Ecuaciones Gobernantes

*El gran libro de la naturaleza está escrito en
símbolos matemáticos...
Galileo Galilei*

En la primera parte del presente capítulo se muestra el desarrollo de los modelos computacionales basados en las dos diferentes teorías o tendencias presentadas en este trabajo. En una segunda parte se muestra la deducción de las ecuaciones gobernantes para cada uno de los dominios de los modelos construidos, tomando en cuenta las consideraciones hechas previamente. Finalmente se presentan las condiciones de frontera y de operación en forma global de los modelos numéricos a ser resueltos.

3.1 Descripción del Proyecto

Como ha sido previamente mencionado, el objetivo principal de este trabajo es el enfriamiento de los procesadores computacionales de nueva generación, tomando en cuenta la cantidad de energía térmica esperada a ser generada por estos dispositivos en un corto futuro. A fin de lograr dicho objetivo, se propone como solución el uso de disipadores de calor de tipo microcanal con área de sección transversal rectangular, teniendo agua como fluido de enfriamiento. Diez arreglos de disipadores de calor son propuestos, los cuales están basados en las dos tendencias planteadas en el Capítulo I. Dichas tendencias afectarán a estos modelos en las dimensiones y formas de los canales, obteniendo como resultado disipadores de calor conformados por canales rectangulares con áreas de sección transversal variable y, en la mayoría de los casos, canales ramificados. En forma teórica, estas secciones ramificadas distribuirán de mejor manera el fluido de enfriamiento en el disipador de calor. Finalmente se analiza un disipador de calor con área de sección transversal rectangular y constante a fin de tener un punto de comparación con los modelos propuestos. Un parámetro importante que todos estos modelos propuestos presentarán es el tener un diámetro hidráulico de entrada del fluido de enfriamiento igual, esto a fin de mantener una velocidad de entrada similar en todos y cada uno de los modelos.

Tradicionalmente un procesador computacional está construido a partir de una base de silicio semiconductor, el cual está colocado sobre una placa de sujeción/puerto que se instala directamente sobre la tarjeta madre del equipo computacional. Dentro de la placa del material de silicio son colocados los minip procesadores, llamados *Advanced Smart Cache (ASC)*. Cada uno de estos es el responsable del procesamiento de una cantidad de datos determinada, siendo este proceso el principal generador de calor dentro del dispositivo electrónico. El número de *ASCs* depende del tipo de procesador. En la Figura 3.1 se muestra un esquema de uno de los procesadores de mayor capacidad que actualmente están en el mercado. Este es el procesador Quad-Core Intel® Xeon®. Las dimensiones del procesador son especificadas en el

Apéndice A.1 [67]. Este procesador cuenta con cuatro núcleos, los cuales están divididos en dos pares de *ASCs*, teniendo con ello un área total en su parte superior de alrededor de 143 mm^2 . Esta superficie es el área efectiva para transferir calor desde los miniprosesadores hacia el exterior del empaque.

Actualmente para aumentar el área de transferencia de calor así como para el sellado hermético de estos *ASCs*, es colocada una placa de silicio denominada *Integrated Heat Spreader (IHS)*. En este tipo de procesadores el área aumenta hasta 870 mm^2 ($29.5 \times 29.5 \text{ mm}$). Sobre esta superficie se coloca el disipador de calor seleccionado para el enfriamiento del procesador computacional. Hoy por hoy, como ya ha sido previamente mencionado, sistemas aletados sujetos a aire en convección forzada generada por ventiladores operando en tiro forzado o inducido son los encargados de disipar la energía térmica no útil dentro del procesador computacional.

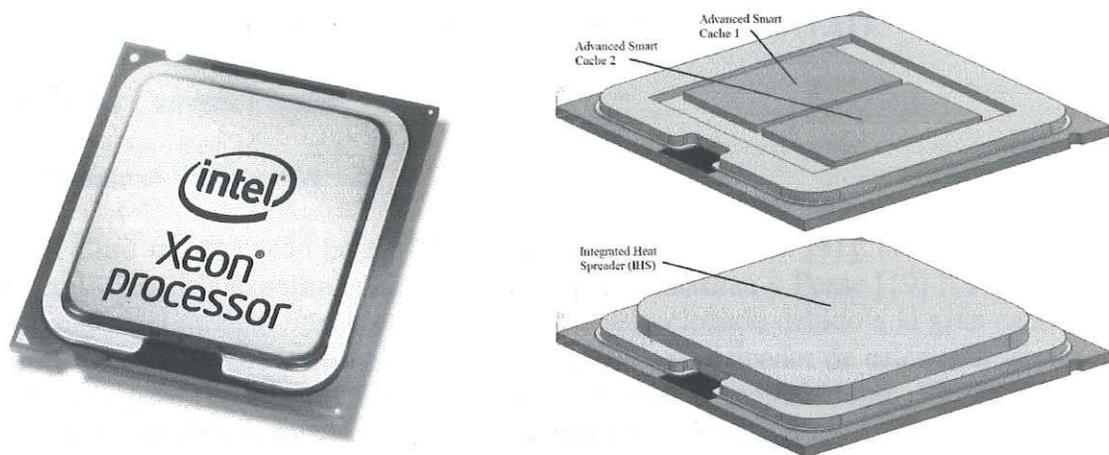


Figura 3.1 Esquema de componentes del procesador comercial Quad-Core Intel® Xeon®.

Para el presente trabajo, un disipador de calor de tipo microcanal será propuesto a ser colocado de forma tal que las dimensiones del procesador computacional se vean disminuidas. Para ello se propone colocar este dispositivo en forma directa sobre el área de transferencia de calor dada por los *ASCs*. Por lo tanto la base para el diseño y construcción de los modelos computacionales será una superficie cuadrada de $12 \times 12 \text{ mm}$ (144 mm^2).

3.2 Modelos Desarrollados

En forma global, tres tipos de modelos son planteados en el presente trabajo. La forma de la sección transversal seleccionada para todos estos casos es una geometría rectangular. La selección de esta forma geométrica fue basada en las conclusiones presentadas en la literatura sobre la mejor configuración de sección transversal. A excepción del *Modelo de Validación*, el diámetro hidráulico de entrada de todos los modelos propuestos es el máximo permitido en la clasificación de microcanales ($200 \mu\text{m}$). La relación entre la altura y ancho del canal es constante para todos los casos e igual a la relación presentada por los rectángulos áureos ($h_{\text{entrada}}=261.8 \mu\text{m}$ y $w_{\text{entrada}}=161.8 \mu\text{m}$). Los modelos propuestos a ser desarrollados son los que se enlistan a continuación.

1. Disipadores de calor con área de sección transversal constante. Uno de estos modelos reproduce al estudiado tanto experimentalmente como numéricamente por Tuckeman y Toh et al. [41], respectivamente. Con ello se pretende validar el modelo numérico. Otro modelo está construido a partir del área de transferencia de calor permitida por los ASCs (144 mm^2) a fin de tener un punto de comparación entre los modelos tradicionales y los propuestos en este trabajo.
2. Disipadores de calor con área de sección transversal variable basada en la Teoría Constructual. Se construyen modelos propuestos basados en las relaciones mostradas por las Ecuaciones (1.3) y (1.4) con un ángulo de 37° (ángulo de mayor recurrencia en la naturaleza).
3. Disipadores de calor con área de sección transversal variable basada en las Tendencias Biomiméticas. Estos modelos estarán basados en las Ecuaciones (1.9) y (1.10), así como en el ángulo expresado por la Ecuación (1.11).

3.2.1 Modelos Convencionales

3.2.1.1 Modelo de Validación

El *Caso 0* presentado en el trabajo numérico de Toh et al. [41], el cual a su vez está basado en los análisis experimentales realizados por Tuckeman y Pease [19] fue reproducido a fin de validar el modelo numérico. Este caso fue seleccionado debido a la gran cantidad de información aportada por los autores. En forma global, el disipador de calor está fabricado a partir de una base de substrato de silicio sobre la que se manufacturan 150 microcanales rectangulares. Las dimensiones de este modelo son especificadas en el Apéndice A.2. Debido a la simetría que presenta el disipador de calor en su eje longitudinal, una celda de éste es modelada con el fin de disminuir el trabajo de cómputo.

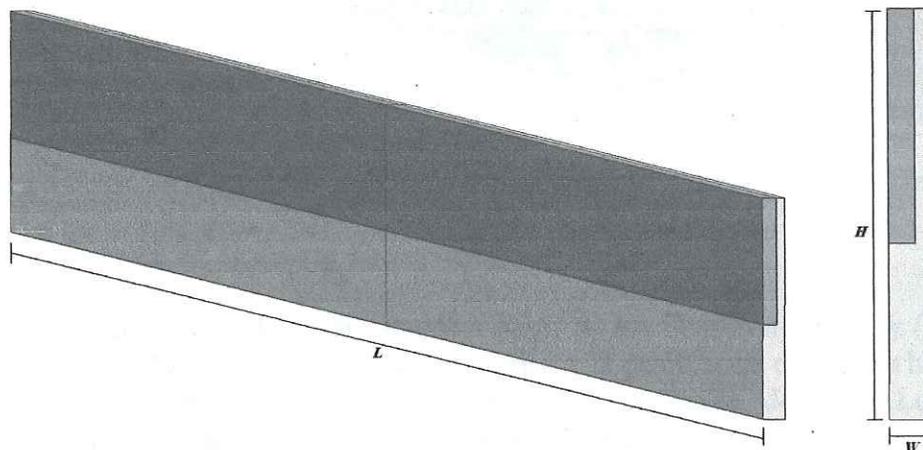


Figura 3.2 Celda de análisis del disipador de calor con área de sección transversal constante reproducido a partir de los trabajos realizados por Tuckerman y Pease [19] y Toh et al. [41].

La Figura 3.2 muestra un esquema de esta celda, en la cual la sección azul representa el dominio *fluido* del modelo, y la sección gris el dominio *sólido* del mismo. Esta sección del

disipador de calor tiene las siguientes dimensiones: 50 μm de ancho (W), 489 μm de alto (H) y 2 cm de longitud (L). Las condiciones de operación del disipador de calor son las siguientes: se hace pasar un flujo volumétrico de agua de $8.513 \times 10^{-3} \text{ cm}^3/\text{s}$ a una temperatura de entrada de 293 K a través de todos los microcanales. El flujo de calor a ser disipado por la celda es de $34.6 \text{ W}/\text{cm}^2$. Este flujo de calor es aplicado en la pared inferior de canal a todo lo ancho de la celda y hasta una longitud $L=1 \text{ cm}$ a partir del plano de entrada del agua. El modelo desarrollado en forma numérica reproduce un canal colocado en la sección media del disipador de calor, por lo cual el flujo de calor es aplicado en todo lo ancho de la celda y hasta la longitud mencionada.

3.2.1.2 Modelo Caso Constante

La Figura 3.3 muestra la celda de análisis del *Caso Constante*. Este modelo consta de un arreglo de 56 canales con área de sección transversal rectangular constante, teniendo un área efectiva de transferencia de calor de 144 mm^2 . Como se mencionó previamente, el modelo es construido a fin de tener un punto de comparación entre el comportamiento de los modelos convencionales y los propuestos en este trabajo. Las dimensiones de este disipador de calor se muestran en el Apéndice A.3. La celda de corte del disipador de calor presenta las siguientes dimensiones: 105.9 μm de ancho (W), 361.8 μm de alto (H) y 12 mm de longitud del canal (L).

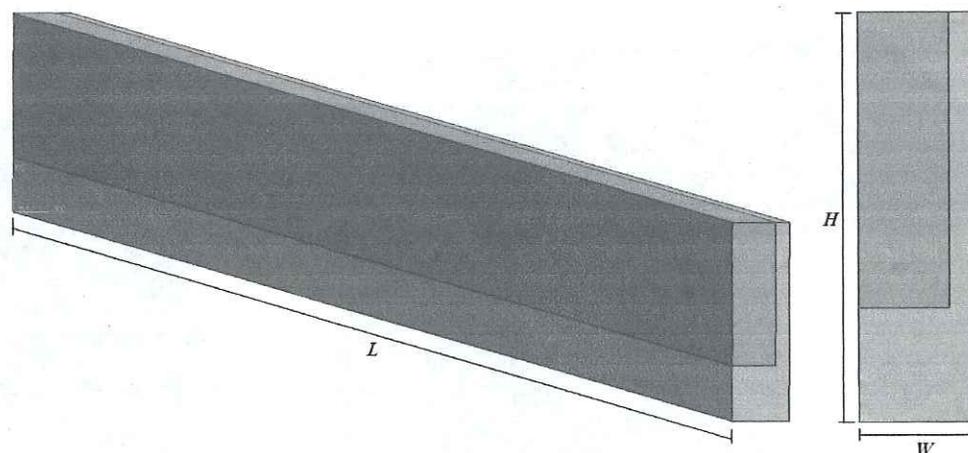


Figura 3.3 Celda del disipador de calor propuesto con área de sección transversal constante.

3.2.2 Modelos Basados en la Teoría Constructal

Cinco modelos han sido desarrollados a partir de las Ecuaciones (1.3) y (1.4) con un ángulo de 37° . Como ha sido previamente mencionado, la razón entre diámetros hidráulicos y longitudes dadas por estas ecuaciones es un valor constante de $2^{-1/3}$. Los modelos desarrollados están formados a partir de patrones de forma que las hojas de los árboles muestran. Las Figuras 3.4 a la 3.8 muestran los patrones seleccionados de una hoja de árbol, así como los modelos construidos, incluyendo la celda de corte a analizar. Las especificaciones de las dimensiones de diámetros hidráulicos de salida por sección así como las longitudes de cada una de ellas para cada caso son mostradas en la Tabla 3.1.

En la Figura 3.4 se muestra el *Caso A-1*. En la Figura 3.4 a) se presenta la sección del patrón natural seleccionado para desarrollar este modelo. Se puede observar que esta sección presenta un decremento de diámetro hidráulico conforme se avanza en su dirección longitudinal. La Figura 3.4 b) muestra el dissipador de calor modelado a partir del patrón seleccionado y el área disponible para la dissipación de energía térmica (124 mm^2). Este modelo presenta de igual forma una disminución de diámetro hidráulico conforme se avanza en su dirección axial. El modelo cuenta con 56 canales rectangulares similares en su forma. El diámetro hidráulico de salida de cada uno de ellos está dado por el *nivel de bifurcación (NB)* l de la Tabla 3.1. De igual forma que para los casos constantes, una celda de análisis es construida, la cual es mostrada en la Figura 3.4 c). Las dimensiones de ésta son las siguientes: $105.9 \mu\text{m}$ de ancho (W), $361.8 \mu\text{m}$ de alto (H) y 12 mm de longitud del canal (L). Todas las dimensiones de este dissipador propuesto son presentadas en el Apéndice A.4.

Tabla 3.1 Diámetros hidráulicos de bifurcación y longitudes de sección obtenidos bajo la Teoría Constructual.

Nivel de bifurcación, NB	Diámetro hidráulico [μm]	Ancho del canal [μm]	Alto del canal [μm]	Longitud de bifurcación [mm]
1	158.74	128.4	207.8	9.5344
2	125.99	101.4	164.9	1.9648
3	99.99	80.89	130.9	0.3974
4	79.36	64.2	103.9	---

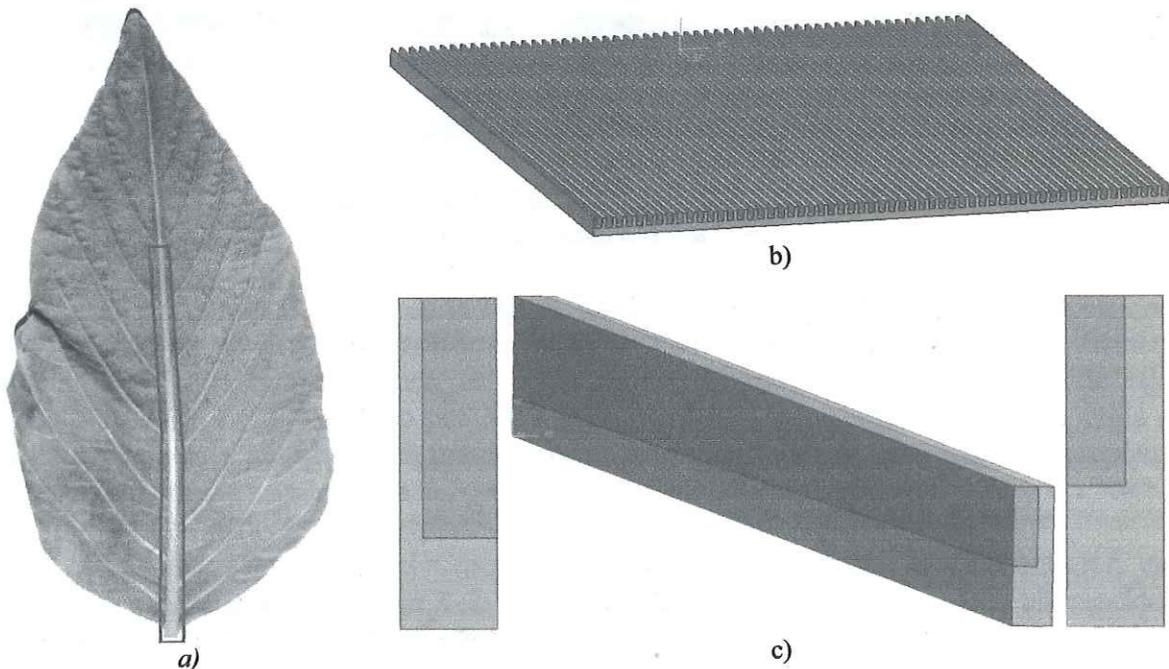


Figura 3.4 *Caso A-1* propuesto. a) Fuente de inspiración, b) dissipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

En la Figura 3.5 se muestra el *Caso A-2*. Al igual que en el caso previo, esta figura muestra el patrón natural para la construcción del modelo (a)), el modelo propuesto (b)) y la celda a analizar (c)). Como se puede observar el modelo consta de 6 secciones de canal principal (5 completas y 1 dividida a ambos lados del dissipador), las cuales presentan una

ramificación cercana a la zona de salida a una longitud dada por $NB 1$ (Tabla 3.1) con un ángulo de 37° . Los diámetros hidráulicos de los canales en la zona de bifurcación y salida están dados por $NB 1$ y 2 (Tabla 3.1), respectivamente. Las dimensiones de la celda a analizar son las siguientes: 2.197 mm de ancho (W), 361.8 μm de alto (H) y 12 mm de longitud del canal (L). Todas las dimensiones de este dissipador propuesto son presentadas en el Apéndice A.5.

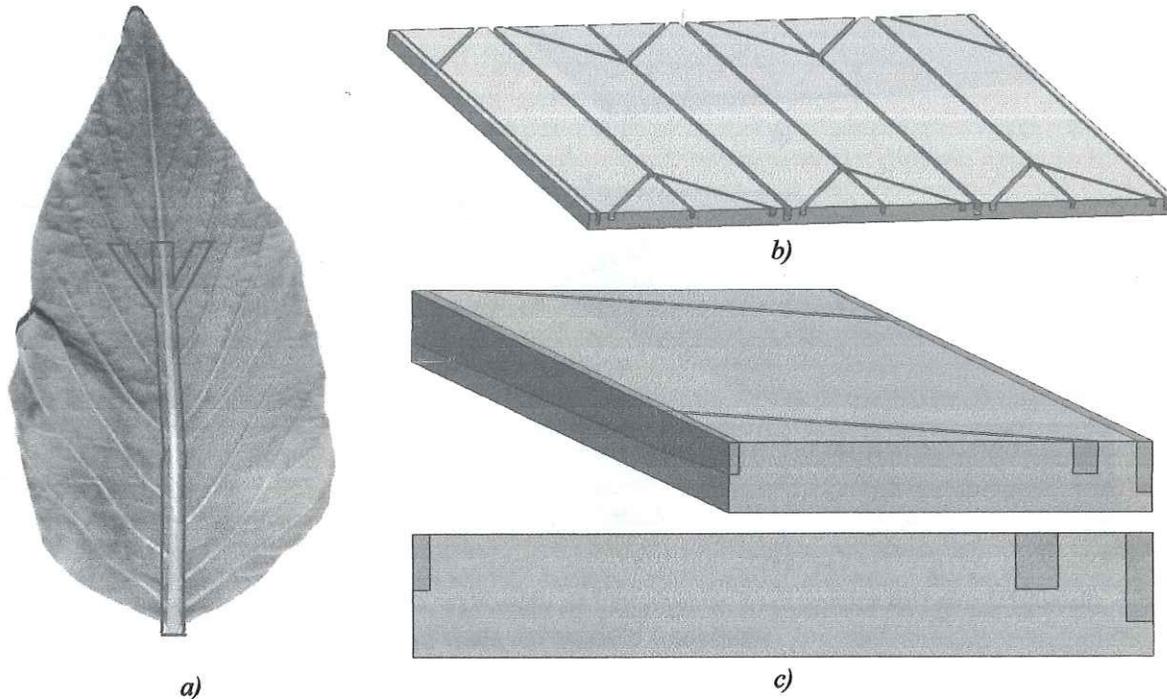


Figura 3.5 Caso A-2 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) dissipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

El Caso A-3 es mostrado en la Figura 3.6. El modelo es similar al presentado en Caso A-2, teniendo un nivel más de ramificación en el canal principal. La longitud y el diámetro hidráulico de estas ramificaciones, así como de los diámetros hidráulicos de salida están dados por $NB 1$, 2 y 3 , así como por $NB 1$ y 2 (Tabla 3.1). Las dimensiones de la celda de análisis son iguales a las del caso previo. Todas las dimensiones de este dissipador propuesto son presentadas en el Apéndice A.6.

La Figura 3.7 muestra el Caso A-4 propuesto. Al igual que el caso anterior, este modelo es una variación del Caso A-2. En este modelo se aumentó un nivel de bifurcación a la sección resultante de la primera ramificación al canal principal. Los respectivos diámetros hidráulicos y las longitudes de estas secciones están dados por $NB 1$, 2 y 3 , y $NB 1$ y 2 de la Tabla 3.1, respectivamente. Las dimensiones de la celda de análisis son iguales a las presentadas en los dos casos anteriores. Todas las dimensiones de este dissipador propuesto son presentadas en el Apéndice A.7.

Cabe mencionar que debido a la complejidad de acomodar los patrones seleccionados bajo las dimensiones obtenidas a partir de las relaciones de las Ecuaciones (1.3) y (1.4) con el

ángulo seleccionado de 37° , el ancho del dissipador de calor fue incrementado para los *Casos A-2, A-3 y A-4*. Por esta razón, la base de estos dissipadores propuestos es de 13.5×12 mm (162 mm^2 de área de transferencia de calor efectiva).

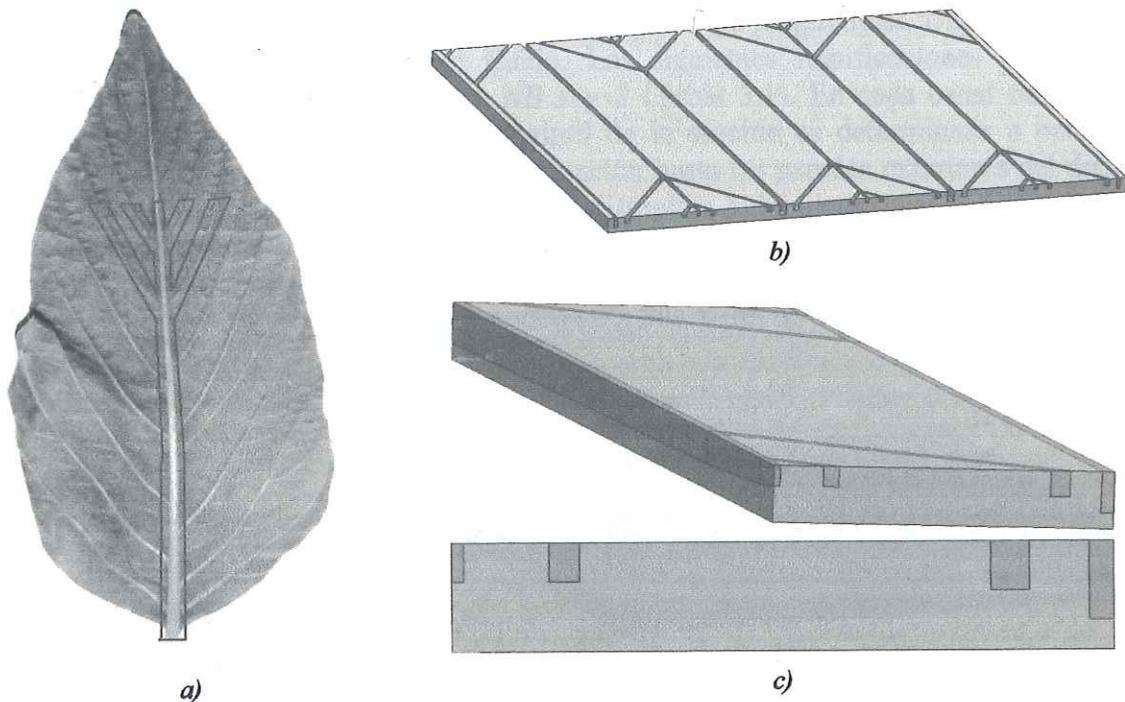


Figura 3.6 Caso A-3 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) dissipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

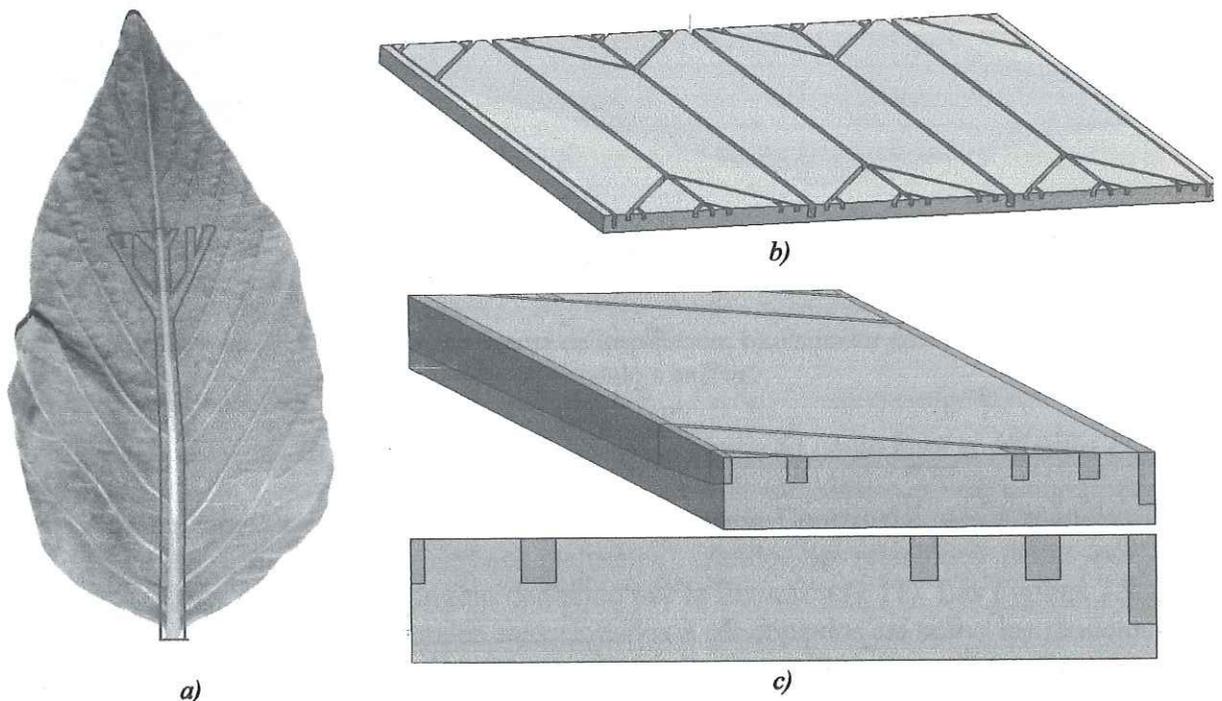


Figura 3.7 Caso A-4 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) dissipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

Finalmente, la Figura 3.8 muestra el *Caso A-5*. Para este caso se tomó un patrón presente en la naturaleza que tuviera un grado mayor de complejidad, esto es, un mayor número de bifurcaciones en el sistema. La Figura 3.8 a) muestra una sección simétrica de una hoja que cumple con lo deseado. Este dissipador de calor propuesto consta únicamente de un canal principal. Este canal se ramifica a lo largo de su eje longitudinal. Una ramificación se localiza en la zona de entrada del fluido. Las siguientes ramificaciones se encuentran posicionadas en los valores dados por $NB\ 1$ y 2 (Tabla 3.1). En cada canal ramificado se presenta una nueva ramificación. La longitud de la sección es determinada a partir de la extensión del canal desde el punto de ramificación hasta las paredes exteriores del dissipador de calor multiplicado por el valor de $2^{-1/3}$. Los diámetros hidráulicos de cada ramificación así como de la sección de salida están dados por $NB\ 1, 2, 3$ y 4 (Tabla 3.1). El Apéndice A.8 muestra todas las dimensiones del dissipador de calor propuesto. Las dimensiones de la celda de análisis son las siguientes: 6 mm de ancho (W), 361.8 μm de alto (H) y 12 mm de longitud del canal (L).

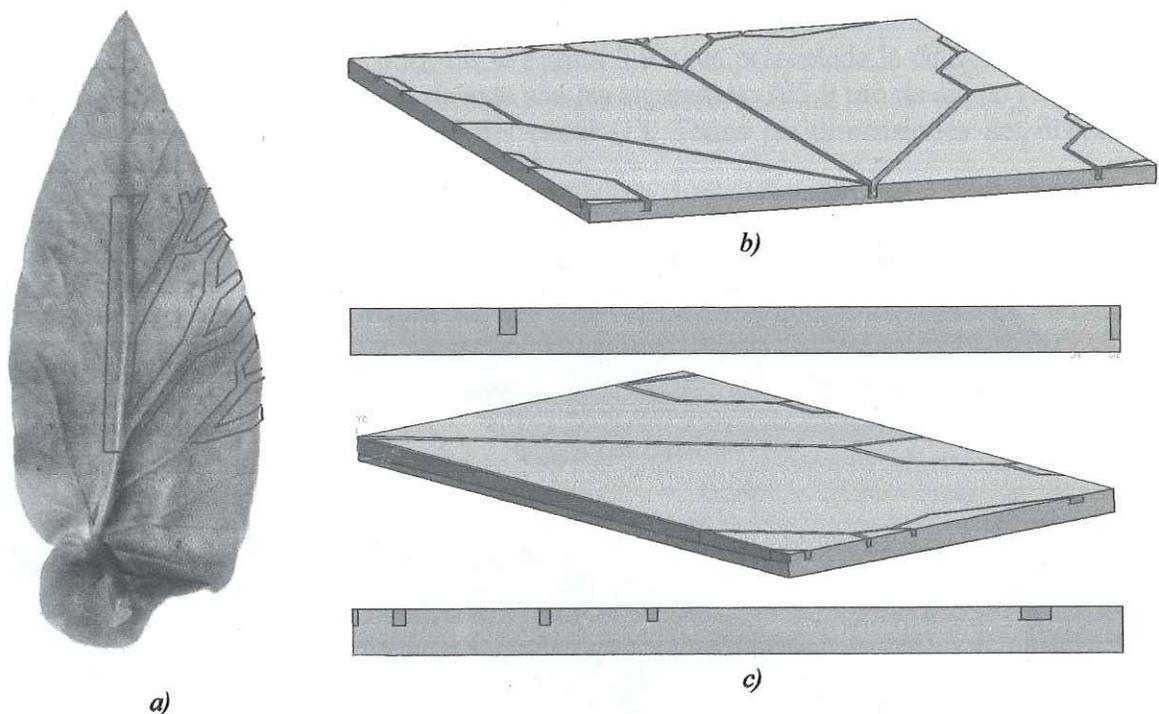


Figura 3.8 *Caso A-5* propuesto. a) Fuente de inspiración, b) dissipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

3.2.3 Modelos Basados en la Tendencia Biomimética tomando como base el Número Phi

Al igual que los modelos propuestos bajo la Teoría Constructal, cinco modelos han sido desarrollados a partir de patrones naturales, usando las relaciones dadas por las Ecuaciones (1.9) y (1.10) con el ángulo deducido por la Ecuación (1.11). Las Figuras 3.9 a la 3.13 muestran estos patrones naturales seleccionados a ser copiados así como los modelos de dissipadores de calor construidos y la celda a analizar. Las especificaciones de las dimensiones de diámetros hidráulicos de salida por sección así como las longitudes de cada una de estas secciones para cada caso específico son mostradas en las Tablas 3.2

Tabla 3.2 Diámetros hidráulicos de bifurcación y longitudes de sección obtenidos bajo la Tendencia Biomimética.

Nivel de bifurcación, NB	Diámetro hidráulico [μm]	Ancho del canal [μm]	Alto del canal [μm]	Longitud de bifurcación [mm]
1	123.60	100.00	161.80	7.4166
2	76.39	61.80	100.00	2.8328
3	47.27	38.24	61.88	1.0819
4	26.12	21.13	34.19	----

En la Figura 3.9 se muestra el *Caso B-1*. En la parte *a)* de esta figura se ilustra, al igual que en los casos anteriores, la sección del patrón natural seleccionado a fin de desarrollar este modelo. Para este caso es representado únicamente el canal principal de la hoja. En la Figura 3.9 *b)* se muestra el modelo propuesto bajo esta consideración, construido a partir de la aplicación de la razón constante entre diámetros generada a partir del número phi. Se puede observar que este modelo es similar al propuesto en el *Caso A-1* (disipador de calor constituido por 56 microcanales con área de sección transversal rectangular variable a lo largo de su posición longitudinal), teniendo como variación el diámetro hidráulico de salida. Este valor está dado por *NB 1* (Tabla 3.3). En la Figura 3.9 *c)* es presentada la celda del disipador de calor a analizar. Las dimensiones de ésta son las siguientes: 105.9 μm de ancho (*W*), 361.8 μm de alto (*H*) y 12 mm de longitud del canal (*L*). Todas las dimensiones del disipador propuesto son presentadas en el Apéndice A.9.

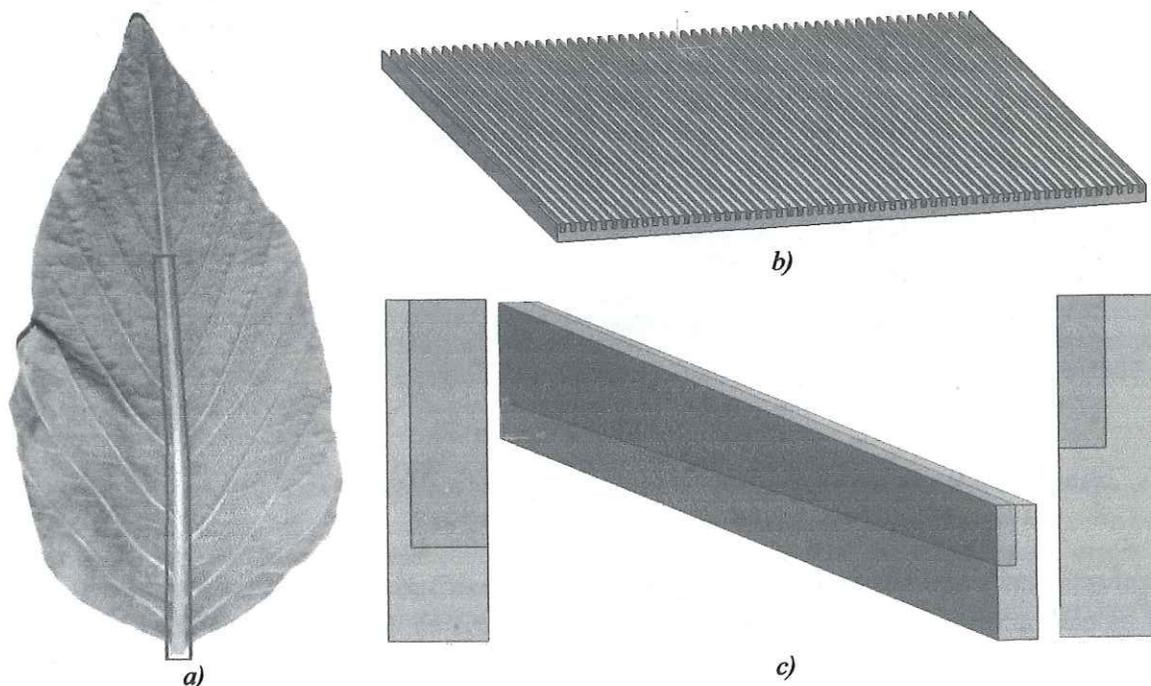


Figura 3.9 *Caso B-1* propuesto. *a)* Fuente de inspiración, *b)* disipador de calor propuesto, *c)* celda del modelo a analizar.

El *Caso B-2* se muestra en la Figura 3.10. Se puede observar que este disipador propuesto construido bajo la Tendencia Biomimética es similar en forma al presentado en el *Caso A-2*. El número de canales principales en este modelo es de 4 (3 internos y una media sección colocada a las orillas del disipador). La variación existente entre ambos casos son las

dimensiones de los diámetros hidráulicos tanto en la zona de ramificaciones como de salida, así como la longitud a la que se presenta la ramificación. Estos valores están dados por *NB 1* y *2*, así como *NB 1* (Tabla 3.2). El ángulo de apertura de cada sección ramificada es de 31.71° . Las dimensiones de la celda de análisis son las siguientes: 3.138 mm de ancho (*W*), 361.8 μm de alto (*H*) y 12 mm de longitud del canal (*L*). Todas las dimensiones de este disipador propuesto son presentadas en el Apéndice A.10.

La Figura 3.11 presenta el *Caso B-3*. Se puede observar que este modelo es similar al presentado en el caso previo, con un incremento en el número de bifurcaciones en el canal principal. La forma de este disipador propuesto es similar al presentado en el *Caso A-3*. La longitud y los diámetros hidráulicos de las secciones ramificadas están dados por *NB 1*, *2* y *3* y *NB 1* y *2* (Tabla 3.2), respectivamente. Las dimensiones de la celda de análisis son iguales a las del caso previo. Todas las dimensiones de este disipador propuesto son mostradas en el Apéndice A.11.

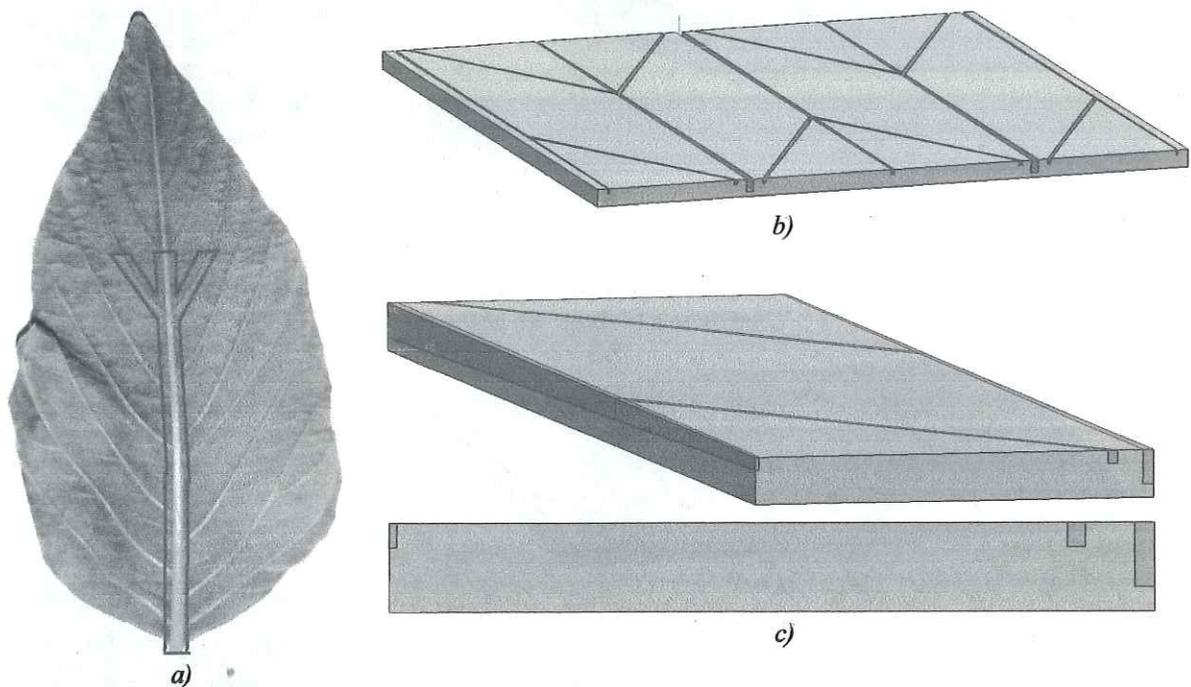


Figura 3.10 *Caso B-2* propuesto. a) Fuente de inspiración, b) disipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

La Figura 3.12 muestra el *Caso B-4* propuesto. Al igual que los tres casos previos, el patrón de forma de este modelo es similar al *Caso A-4*. De igual forma, este modelo es una derivación del *Caso B-3* ya que se tiene un nivel más de ramificación en la sección resultante de la primera ramificación. Las longitudes de estas secciones y los respectivos diámetros hidráulicos están dados por *NB 1*, *2* y *3*, y *NB 1* y *2* (Tabla 3.2), respectivamente. Las dimensiones de la celda de análisis son iguales a las presentadas en los dos casos anteriores. Todas las dimensiones de este disipador propuesto son presentadas en el Apéndice A.12.

Debido a las mismas razones planteadas en la construcción de los modelos bajo la Teoría Constructural, los *Casos B-2*, *B-3* y *B-4* presentan dimensiones mayores de área de

transferencia de calor. Las dimensiones de la base del dissipador de calor son 13 x 12 mm (156 mm²).

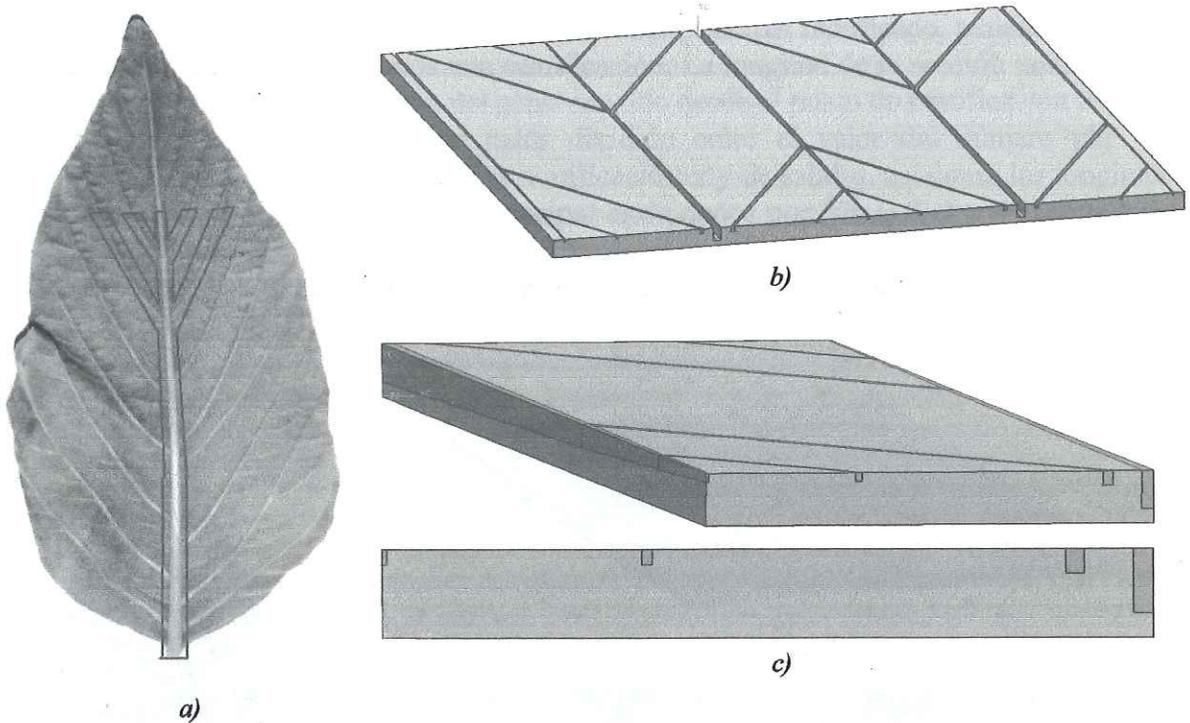


Figura 3.11 Caso B-3 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) dissipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

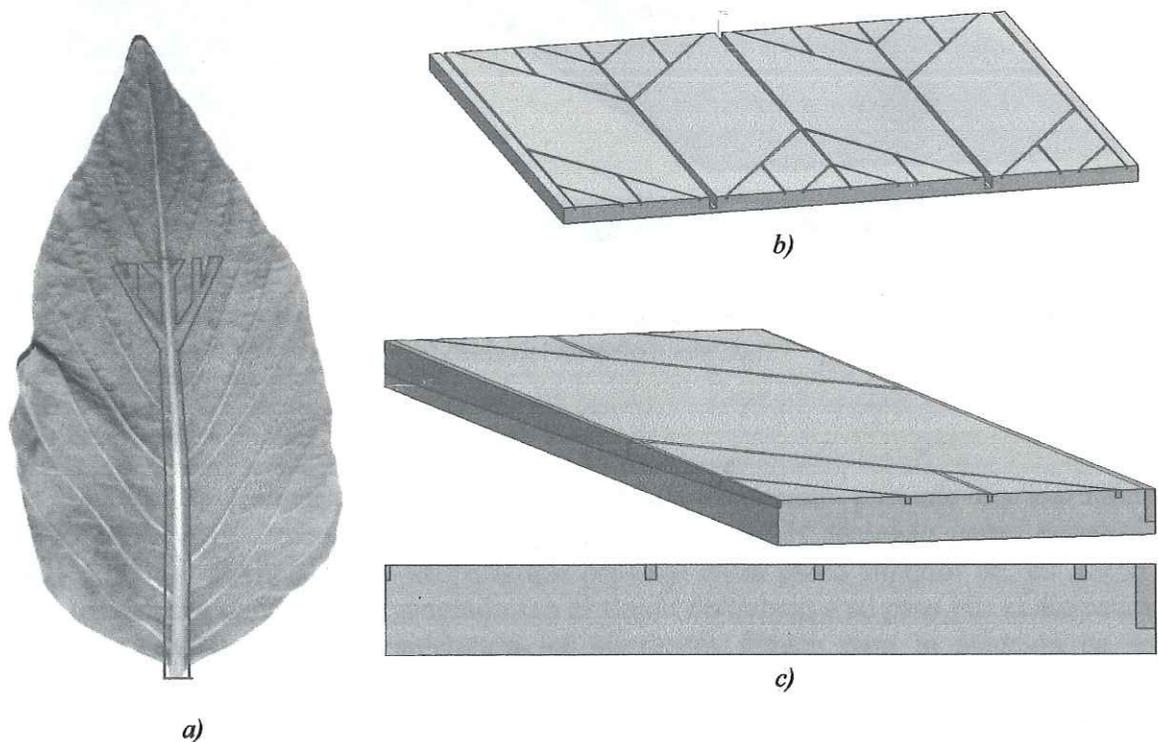


Figura 3.12 Caso B-4 propuesto. a) Fuente de inspiración, b) dissipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

Como último caso, la Figura 3.13 muestra el *Caso B-5*. El patrón en forma es similar al tomado para el *Caso A-5*, teniendo como variación las dimensiones tanto de longitud de cada una de las secciones como los diámetros hidráulicos en cada ramificación así como de salida del fluido. De igual forma se presenta un canal principal ramificado, teniendo cada una de estas nuevas secciones al menos una ramificación. La longitud de la sección ramificada es determinada a partir de la extensión del canal medido desde el punto de ramificación hasta las paredes exteriores del dissipador de calor dividido entre el valor del número ϕ . Los diámetros hidráulicos en cada una de las ramificaciones y de salidas, así como las longitudes de las secciones presentes en el canal principal están dados por $NB\ 1, 2, 3$ y 4 (Tabla 3.3) y $NB\ 1, 2$ y 3 (Tabla 3.4). El Apéndice A.13 muestra todas las dimensiones del dissipador de calor propuesto. Las dimensiones de la celda de análisis son las siguientes: 6 mm de ancho (W), 361.8 μm de alto (H) y 12 mm de longitud del canal (L).

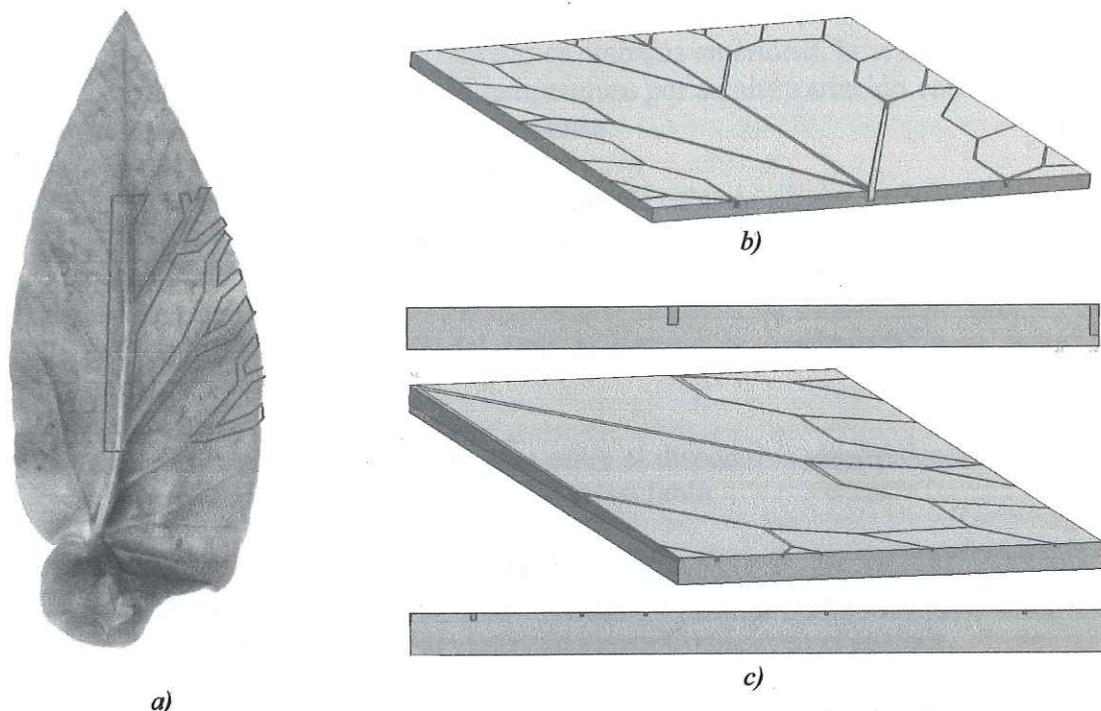


Figura 3.13 *Caso B-5* propuesto. a) Fuente de inspiración, b) dissipador de calor propuesto, c) celda del modelo a analizar.

3.3 Consideraciones Globales

A fin de realizar un análisis numérico del fenómeno presente en los modelos propuestos lo más cercano posible al comportamiento real y teniendo como prioridad la búsqueda de la distribución de temperaturas presente en la pared superior de los *ASCs*, así como los perfiles de velocidad generados en el fluido de trabajo a su paso por el dissipador de calor propuesto, se están considerando los siguientes puntos para la solución de estos modelos.

- I. Basados en resultados obtenidos previamente por diferentes investigadores en este campo, la solución del modelo requiere resolver las ecuaciones de continuidad,

Navier Stokes y energía en un modelo computacional de tres dimensiones a fin de obtener los perfiles de velocidad presentes en el fluido, así como los el comportamiento de los perfiles de temperatura en todo el sistema (sólido y fluido).

- II. El modelo es resuelto en estado estable, considerando el fluido de trabajo en flujo laminar dentro de todo el sistema, así como canales rectangulares con sección transversal variable dependiente de su posición longitudinal. Debido a este decremento, las velocidades del fluido de trabajo se verán incrementadas en las zonas finales del canal, por lo cual se tiene como precaución el uso de bajos número de Reynolds a la entrada de los canales, manteniendo con ello un régimen laminar del fluido de trabajo dentro de todo el sistema.
- III. El fluido de trabajo considerado es agua destilada, deionizada e incompresible, teniendo un comportamiento newtoniano. Debido a los altos gradientes de temperatura que se han encontrado en trabajos anteriores, la viscosidad del agua es considerada dependiente de la temperatura por su alta variación con ésta. Las otras propiedades son consideradas constantes.
- IV. El material de construcción del disipador de calor es silicio. De igual forma, debido a los altos gradientes de temperatura, la conductividad térmica de éste es asumida como variable. Las otras propiedades son consideradas constantes.
- V. La temperatura de entrada del agua al sistema es considerada como temperatura ambiente (293 K).
- VI. La resistencia de contacto presente entre el dispositivo electrónico a ser enfriado y el disipador de calor es considerada despreciable.
- VII. Las fuerzas de cuerpo, tales como la gravedad o las fuerzas capilares, son consideradas despreciables. Esto debido a que la velocidad del fluido es lo suficientemente elevada para tener un mayor dominio en el análisis.
- VIII. Los cambios de energía cinética, potencial y elástica del sistema también son considerados despreciables.

Tabla 3.3 Propiedades térmicas tanto del fluido como del sólido.

Agua		
Propiedad	Expresión	Unidades
Viscosidad (μ)	$-1.717 \times 10^{-9} T^3 + 1.815 \times 10^{-6} T^2 - 6.444 \times 10^{-4} T + 0.077$	N s/m ²
Conductividad térmica (k_f)	0.6	W/m K
Densidad (ρ_f)	998.3	Kg/m ³
Calor específico (c_{pf})	4.183	kJ/kg K
Silicio		
Conductividad térmica (k_s)	$0.0033 T^2 - 2.8325 T + 696.7$	W/m K
Densidad (ρ_s)	2330	Kg/m ³
Calor específico (c_s)	0.712	kJ/kg K

Para cumplir con una de las consideraciones planteadas anteriormente, se realizó un análisis de regresión numérica a las propiedades que presentan mayor variación con la temperatura tanto para el sólido como para el fluido. Dichas expresiones cumplen adecuadamente dentro del rango de 273 a 373 K. La Tabla 3.3 muestra las expresiones obtenidas así como los valores constantes evaluados a temperatura ambiente de las otras propiedades. La temperatura está dada en Kelvin para ambas expresiones.

3.4 Ecuaciones Gobernantes

Para obtener el comportamiento de los perfiles de temperatura del sistema y velocidad del fluido resultantes al enfriar el procesador computacional, es necesario resolver el modelo a partir de sus ecuaciones gobernantes. Debido al mecanismo de transferencia de calor combinado (conducción-convección) sujeta a flujo interno, las ecuaciones gobernante son la ecuación de continuidad, las ecuaciones de Navier Stokes y la ecuación de energía. A continuación se presenta su deducción bajo las consideraciones tomadas anteriormente. Para todas las deducciones es necesario determinar un volumen de control infinitesimal con dimensiones δx , δy y δz . La Figura 3.14 muestra los volúmenes de control diferenciales seleccionados para cada uno de los dominios (fluido y sólido).

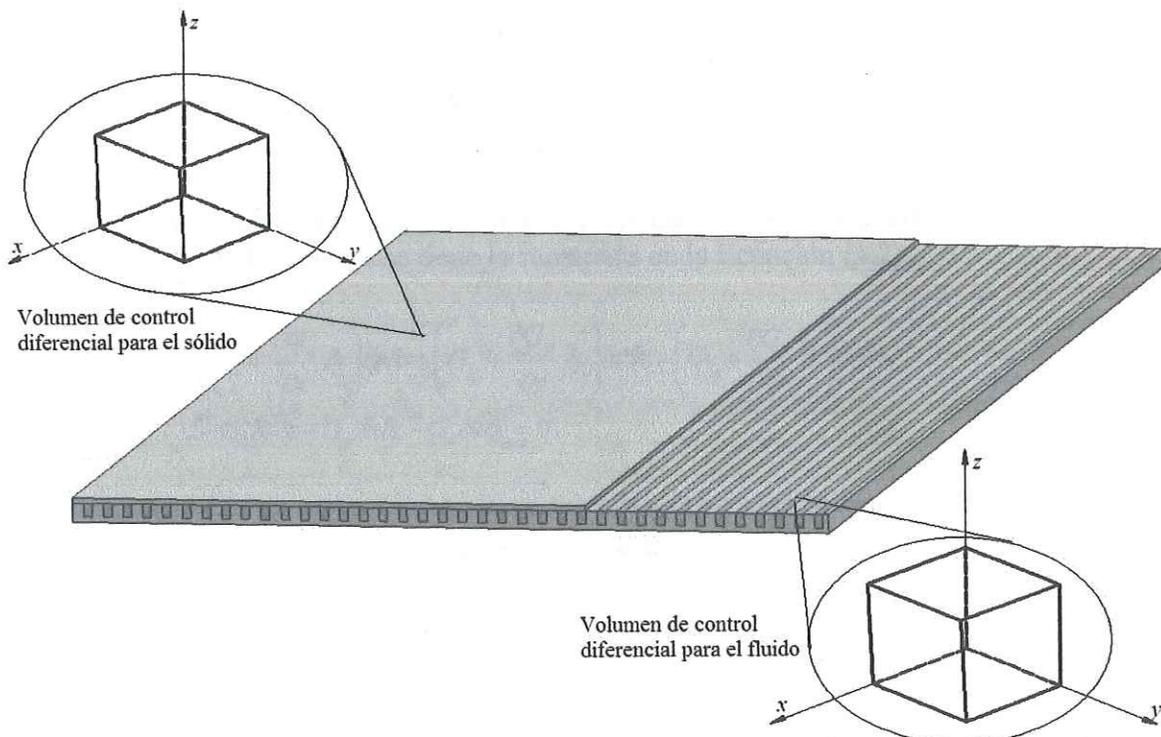


Figura 3.14 Volúmenes de control diferenciales para cada uno de los dominios en el modelo numérico.

3.4.1 Ecuación de Continuidad

El desarrollo de esta ecuación parte del volumen de control diferencial mostrado en la Figura 3.15. En este volumen es aplicado el *principio de conservación de masa*, esto es, la

diferencia entre las sumatorias de la cantidad de materia pasando por las fronteras del volumen de control es igual al incremento de materia dentro de éste. Este incremento está dado por el gasto del fluido, esto es, la velocidad del fluido por su densidad ($G=\rho V$). Tomando en consideración el análisis en estado estable, se tiene un incremento de masa nulo en el volumen de control infinitesimal. La Ecuación (3.1) desglosa lo anterior.

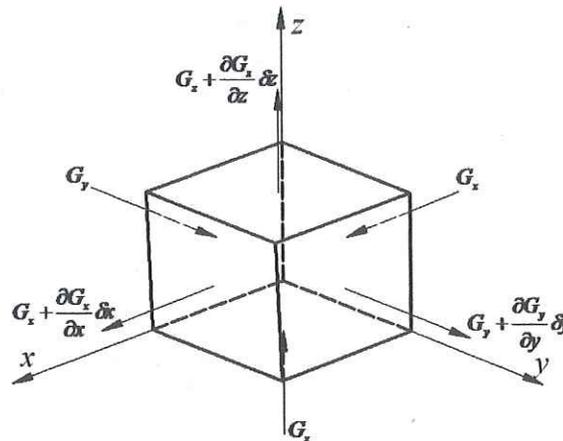


Figura 3.15 Volumen de control diferencial para la deducción de la ecuación de continuidad.

$$\sum_{\text{entrada}} G_i - \sum_{\text{salida}} G_i = 0 \quad (3.1)$$

Realizando las sumatorias de materia en cada una de las entradas y salidas del volumen de control diferencial se tiene lo mostrado en la Ecuación (3.2).

$$\left(G_x + \frac{\partial G_x}{\partial x} \Delta x\right) \Delta y \Delta z + \left(G_y + \frac{\partial G_y}{\partial y} \Delta y\right) \Delta x \Delta z + \left(G_z + \frac{\partial G_z}{\partial z} \Delta z\right) \Delta x \Delta y - G_x \Delta y \Delta z - G_y \Delta x \Delta z - G_z \Delta x \Delta y = 0 \quad (3.2)$$

Reduciendo la ecuación anterior y tomando en cuenta las condiciones de incompresibilidad del fluido ($\rho = \text{constante}$) se tiene lo mostrado en la Ecuación (3.3).

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (3.3)$$

La ecuación anterior es conocida como la *ecuación de continuidad*, la cual está sujeta a las condiciones planteadas para los modelos a ser analizados en el presente trabajo.

3.4.2 Ecuación de Navier Stokes

A partir del volumen de control diferencial planteado anteriormente así como del *principio de conservación de momentum* (balance de fuerzas generadas por el movimiento del fluido), las ecuaciones de Navier Stokes pueden ser deducidas en sus tres dimensiones. Se

deducirá esta ecuación en la dirección x , tomando en consideración todos los momentos y esfuerzos aplicados sobre el volumen de control diferencial. La Figura 3.16 muestra el plano xy de dicho volumen de control. Esta figura presenta los diferentes momentos aplicados sobre el volumen de control así como los esfuerzos a los que está sujeto. De igual forma, para la deducción de la ecuación de Navier Stokes en la dirección x y tomando en cuenta las tres dimensiones del análisis, un plano xz puede ser presentando, mostrando de igual forma los mismo momentos y esfuerzos. Debido a que el modelo está planteado a ser resuelto en estado estable, la variación del momentum con el tiempo es despreciable. El desarrollo de las ecuaciones de Navier Stokes está basado en el principio de la *segunda Ley de Movimiento* expresada por Newton. La Ecuación (3.4) muestra este balance para el modelo planteado.

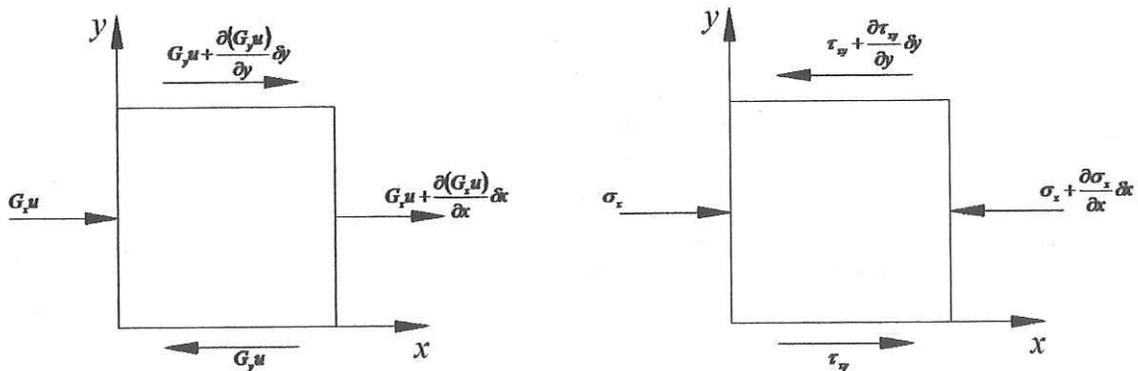


Figura 3.16 Volumen de control diferencial para la deducción de la ecuación de Navier Stokes en la dirección x .

$$\sum F_i = \sum_{salida} G_i u_i - \sum_{entrada} G_i u_i \quad (3.4)$$

Realizando las sumatorias en cada una de las entradas y salidas así como la sumatoria de los esfuerzos sobre el volumen de control diferencial en ambos planos (xy y xz) se tiene lo mostrado en la Ecuación (3.5).

$$\begin{aligned} & \left(G_x u + \frac{\partial(G_x u)}{\partial x} \delta x \right) \delta y \delta z + \left(G_y u + \frac{\partial(G_y u)}{\partial y} \delta y \right) \delta x \delta z + \left(G_z u + \frac{\partial(G_z u)}{\partial z} \delta z \right) \delta x \delta y \\ & - G_x u \delta y \delta z - G_y u \delta x \delta z - G_z u \delta x \delta y = \sigma_x \delta x \delta y - \left(\sigma_x + \frac{\partial(\sigma_x)}{\partial x} \delta x \right) \delta y \delta z \\ & + \left(\tau_{xy} + \frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial y} \delta y \right) \delta x \delta z + \left(\tau_{xz} + \frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial z} \delta z \right) \delta x \delta y - \tau_{xy} \delta x \delta z - \tau_{xz} \delta x \delta y \end{aligned} \quad (3.5)$$

Reduciendo la ecuación anterior y tomando en cuenta las condiciones de incompresibilidad del fluido ($\rho = \text{constante}$) se tiene lo mostrado en la Ecuación (3.6).

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} + u \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right) = - \frac{\partial(\sigma_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial z} \quad (3.6)$$

Retomando la Ecuación (3.3) y sustituyéndola en la ecuación anterior se tiene lo mostrado en la Ecuación (3.7)

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{\partial(\sigma_x)}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{xy})}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{xz})}{\partial z} \quad (3.7)$$

A partir de la teoría cinética de los gases, es desarrollado un término para expresar el efecto que tienen los esfuerzos normales sobre el volumen de control diferencial. La Ecuación (3.8) expresa lo anterior.

$$\sigma_x = P - 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{2}{3} \mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (3.8)$$

Una de las consideraciones en la solución indica el asumir el agua como fluido newtoniano. Esto es, el asumir una proporcionalidad lineal entre los esfuerzos cortantes y los gradientes de velocidad del fluido, siendo esta proporcionalidad la viscosidad del mismo. Estos esfuerzos son expresados por las Ecuaciones (3.9a) y (3.9b). Las Ecuaciones (3.8) y (3.9) pueden ser expresadas para las direcciones y planos faltantes en el análisis bajo la misma metodología planteada.

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \quad (3.9a)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (3.9b)$$

Sustituyendo las ecuaciones anteriores en la Ecuación (3.6), además de tomar en consideración la ecuación de continuidad del fluido, se tiene lo mostrado en la Ecuación (3.9). Se puede ver que esta ecuación está escrita en una forma semiconservativa, esto debido a la variación asumida de la viscosidad del fluido con la temperatura del mismo, esto es, $\mu=f(T)$ y $T=f(x,y,z)$, por lo tanto, $\mu=f(x,y,z)$. Ya que la variación de la presión del fluido de trabajo en cada una de las ecuaciones es dependiente exclusivamente de la dirección en la que se está analizando el fluido, el diferencial parcial de presión dado por el esfuerzo normal se vuelve total, como se puede ver en la ecuación siguiente, la cual es la *ecuación de Navier Stokes en la dirección x*.

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{dP}{dx} + \frac{\partial}{\partial x} \left(2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) \quad (3.10)$$

Al igual que el procedimiento anterior, las Ecuaciones (3.11) y (3.12) son el resultado de esta metodología, siendo conocidas como las *ecuaciones de Navier Stokes en la dirección y y la dirección z*, respectivamente. Estas ecuaciones serán utilizadas para la solución del modelo numérico a ser aplicado en el presente trabajo.

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{dP}{dy} + \frac{\partial}{\partial y} \left(2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) \quad (3.11)$$

$$\rho_f \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) = -\frac{dP}{dz} + \frac{\partial}{\partial z} \left(2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right) \quad (3.12)$$

3.4.3 Ecuación de Energía

De igual forma que la deducción de las ecuaciones anteriores, la ecuación de energía parte de la aplicación de *principio de conservación de energía* sobre un volumen de control diferencial. La deducción de esta ecuación puede ser desarrollada en las tres dimensiones del volumen de control. Para simplificar la apreciación de las diferentes cantidades energéticas, solamente se mostrará el plano *xy* del volumen de control, agregando en cada paso los términos correspondientes a la dirección *z*. Debido a que el modelo presenta dos dominios diferentes (fluido y sólido), la deducción de esta ecuación para cada uno de estos dominios se desarrollará en forma independiente.

3.4.3.1 Ecuación de Energía para el Fluido

Tomando en cuenta las consideraciones dadas previamente al modelo, el principio de conservación de energía para el fluido puede ser expresado como se muestra en la Ecuación (3.13). En esta ecuación se ha despreciado la razón de acumulación de energía dentro del volumen de control debido a que se está asumiendo un análisis en estado estable, así como la razón de generación de energía interna debido a que no se tienen ninguna fuente de generación dentro del dominio.

$$\left(\text{Transferencia de energía} \right)_{\text{neta dada por el fluido}} = \left(\text{Transferencia de energía} \right)_{\text{neta dada por conducción}} - \left(\text{Transferencia de trabajo} \right)_{\text{neta dada hacia el ambiente}} \quad (3.13)$$

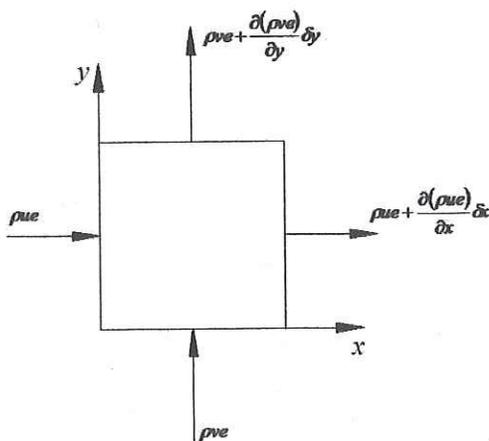


Figura 3.17 Transferencia de energía dada por el fluido en el volumen de control.

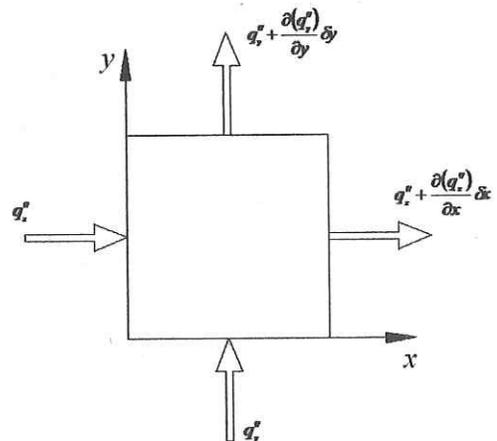


Figura 3.18 Transferencia de energía dada por conducción en el volumen de control.

El primer término de la ecuación anterior puede ser deducido a partir de la Figura 3.17. En esta figura se muestra la cara correspondiente al plano xy del volumen de control diferencial seleccionado. Por esta cara se encuentra en tránsito energía generada por el fluido en su movimiento. La Ecuación (3.14) muestra el balance de estas cantidades energéticas.

$$\begin{aligned} \left(\begin{array}{l} \text{Transferencia de energía} \\ \text{neta dada por el fluido} \end{array} \right) &= \left(\rho u e + \frac{\partial(\rho u e)}{\partial x} \delta x \right) \delta y \delta z + \left(\rho v e + \frac{\partial(\rho v e)}{\partial y} \delta y \right) \delta x \delta z \\ &+ \left(\rho w e + \frac{\partial(\rho w e)}{\partial z} \delta z \right) \delta x \delta y - \rho u e \delta x \delta y \delta z - \rho v e \delta x \delta y \delta z - \rho w e \delta x \delta y \delta z \end{aligned} \quad (3.14)$$

El segundo término del balance energético es la transferencia de energía dada por conducción. La Figura 3.18 muestra, de igual forma, el plano xy del volumen de control sobre el cual está actuando este tipo de transferencia de energía. La Ecuación (3.15) muestra el balance energético.

$$\begin{aligned} \left(\begin{array}{l} \text{Transferencia de energía} \\ \text{neta dada por conducción} \end{array} \right) &= q_x'' \delta x \delta y \delta z + q_y'' \delta x \delta y \delta z + q_z'' \delta x \delta y \delta z \\ &- \left(q_x'' + \frac{\partial(q_x'')}{\partial x} \delta x \right) \delta y \delta z - \left(q_y'' + \frac{\partial(q_y'')}{\partial y} \delta y \right) \delta x \delta z - \left(q_z'' + \frac{\partial(q_z'')}{\partial z} \delta z \right) \delta x \delta y \end{aligned} \quad (3.15)$$

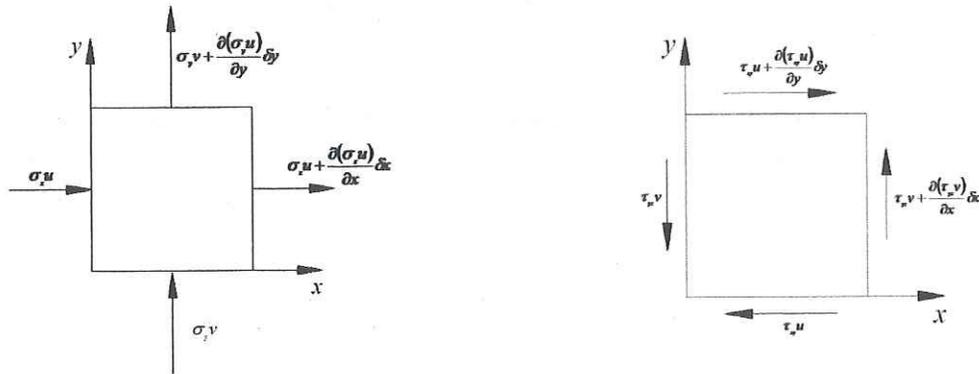


Figura 3.19 Trabajo generado por el fluido hacia los alrededores en el volumen de control.

$$\begin{aligned} \left(\begin{array}{l} \text{Transferencia de trabajo} \\ \text{neta dada hacia el ambiente} \end{array} \right) &= \left(\sigma_x u + \frac{\partial(\sigma_x u)}{\partial x} \delta x \right) \delta y \delta z + \left(\sigma_y v + \frac{\partial(\sigma_y v)}{\partial y} \delta y \right) \delta x \delta z \\ &+ \left(\sigma_z w + \frac{\partial(\sigma_z w)}{\partial z} \delta z \right) \delta x \delta y - \sigma_x u \delta x \delta y \delta z - \sigma_y v \delta x \delta y \delta z - \sigma_z w \delta x \delta y \delta z + \tau_{xy} u \delta x \delta y \delta z \\ &+ \tau_{yx} v \delta x \delta y \delta z + \tau_{xz} u \delta x \delta y \delta z + \tau_{zx} w \delta x \delta y \delta z + \tau_{yz} v \delta x \delta y \delta z + \tau_{zy} w \delta x \delta y \delta z \\ &- \left(\tau_{xy} u + \frac{\partial(\tau_{xy} u)}{\partial y} \delta y \right) \delta x \delta z - \left(\tau_{xz} u + \frac{\partial(\tau_{xz} u)}{\partial z} \delta z \right) \delta x \delta y - \left(\tau_{yz} v + \frac{\partial(\tau_{yz} v)}{\partial z} \delta z \right) \delta x \delta y \\ &- \left(\tau_{yx} v + \frac{\partial(\tau_{yx} v)}{\partial x} \delta x \right) \delta y \delta z - \left(\tau_{zx} w + \frac{\partial(\tau_{zx} w)}{\partial x} \delta x \right) \delta y \delta z - \left(\tau_{zy} w + \frac{\partial(\tau_{zy} w)}{\partial y} \delta y \right) \delta x \delta z \end{aligned} \quad (3.16)$$

Finalmente, el tercer término corresponde a la transferencia de trabajo generado por el movimiento del fluido hacia sus alrededores, como se muestra en la Figura 3.19. La Ecuación (3.16) muestra el balance de esta transferencia de energía.

Sustituyendo y reduciendo las Ecuaciones (3.14), (3.15) y (3.16) en la Ecuación (3.13) se obtiene lo mostrado en la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho ue)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho ve)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho we)}{\partial z} = & - \left(\frac{\partial(q_x'')}{\partial x} + \frac{\partial(q_y'')}{\partial y} + \frac{\partial(q_z'')}{\partial z} \right) - \left(\frac{\partial(\sigma_x u)}{\partial x} + \frac{\partial(\sigma_y u)}{\partial y} + \frac{\partial(\sigma_z w)}{\partial z} \right) \\ & + \left(\frac{\partial(\tau_{xy} u)}{\partial y} + \frac{\partial(\tau_{xz} u)}{\partial z} + \frac{\partial(\tau_{yz} v)}{\partial z} + \frac{\partial(\tau_{yx} v)}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{zx} w)}{\partial x} + \frac{\partial(\tau_{zy} w)}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.17)$$

Reescribiendo y agrupando la ecuación anterior se tiene que:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho ue)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho ve)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho we)}{\partial z} = & - \left(\frac{\partial(q_x'')}{\partial x} + \frac{\partial(q_y'')}{\partial y} + \frac{\partial(q_z'')}{\partial z} \right) \\ & - \left(\sigma_x \frac{\partial u}{\partial x} + \sigma_y \frac{\partial v}{\partial y} + \sigma_z \frac{\partial w}{\partial z} - \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} - \tau_{xz} \frac{\partial u}{\partial z} - \tau_{yz} \frac{\partial v}{\partial z} - \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} - \tau_{zx} \frac{\partial w}{\partial x} - \tau_{zy} \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ & - \left(u \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + v \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + w \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} - u \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} - u \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} - v \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} - v \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} - w \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} - w \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} \right)^* \end{aligned} \quad (3.18)$$

Como se puede ver, la expresión agrupada dentro del término (*) corresponde a la energía cinética que puede presentar el sistema. Debido a que se está considerando despreciable este tipo de energía, la ecuación anterior puede ser reescrita como sigue.

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho ue)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho ve)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho we)}{\partial z} = & - \left(\frac{\partial(q_x'')}{\partial x} + \frac{\partial(q_y'')}{\partial y} + \frac{\partial(q_z'')}{\partial z} \right) \\ & - \left(\sigma_x \frac{\partial u}{\partial x} + \sigma_y \frac{\partial v}{\partial y} + \sigma_z \frac{\partial w}{\partial z} - \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} - \tau_{xz} \frac{\partial u}{\partial z} - \tau_{yz} \frac{\partial v}{\partial z} - \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} - \tau_{zx} \frac{\partial w}{\partial x} - \tau_{zy} \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.19)$$

Sustituyendo en la ecuación anterior la definición de entalpía específica expresada como $h=e+(1/\rho)P$, asumiendo flujo incompresible y sustituyendo la ecuación de continuidad (Ecuación (3.3)), la Ecuación (3.19) se puede reescribir como la Ecuación (3.20).

$$\begin{aligned} \rho \left(u \frac{\partial h}{\partial x} + v \frac{\partial h}{\partial y} + w \frac{\partial h}{\partial z} \right) - \left(u \frac{\partial P}{\partial x} + v \frac{\partial P}{\partial y} + w \frac{\partial P}{\partial z} \right) = & - \left(\frac{\partial(q_x'')}{\partial x} + \frac{\partial(q_y'')}{\partial y} + \frac{\partial(q_z'')}{\partial z} \right) \\ & - \left(\sigma_x \frac{\partial u}{\partial x} + \sigma_y \frac{\partial v}{\partial y} + \sigma_z \frac{\partial w}{\partial z} - \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} - \tau_{xz} \frac{\partial u}{\partial z} - \tau_{yz} \frac{\partial v}{\partial z} - \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} - \tau_{zx} \frac{\partial w}{\partial x} - \tau_{zy} \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.20)$$

A fin de expresar la ecuación de energía en términos de temperatura, es necesario expresar la entalpía específica como se muestra en la siguiente ecuación.

$$dh = Tds + \frac{1}{\rho} dP \quad (3.21)$$

Siendo el cambio de entropía específica expresado como:

$$ds = \left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T dP \quad (3.22)$$

A partir de las relaciones de Maxwell se tiene que:

$$\left(\frac{\partial s}{\partial P} \right)_T = \frac{1}{\rho^2} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_P = -\frac{\beta}{\rho} \quad (3.23a)$$

$$\left(\frac{\partial s}{\partial T} \right)_P = \frac{cp}{T} \quad (3.23b)$$

Debido a que en este análisis se está considerado flujo incompresible, el coeficiente de expansión térmica es igual a cero ($\beta=0$). Sustituyendo las relaciones anteriores así como la Ecuación (3.22) en la Ecuación (3.21) se tiene:

$$dh = cpdT + \frac{1}{\rho} dP \quad (3.24)$$

Sustituyendo la ecuación anterior en la Ecuación (3.20), se tiene:

$$\begin{aligned} \rho cp \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) &= - \left(\frac{\partial(q'_x)}{\partial x} + \frac{\partial(q'_y)}{\partial y} + \frac{\partial(q'_z)}{\partial z} \right) \\ &- \left(\sigma_x \frac{\partial u}{\partial x} + \sigma_y \frac{\partial v}{\partial y} + \sigma_z \frac{\partial w}{\partial z} - \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} - \tau_{xz} \frac{\partial u}{\partial z} - \tau_{yz} \frac{\partial v}{\partial z} - \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} - \tau_{zx} \frac{\partial w}{\partial x} - \tau_{zy} \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.25)$$

A partir de la Ley de Fourier para la transferencia de calor conductiva ($q' = -k\nabla \cdot T$), se puede reescribir la ecuación anterior como se muestra en la Ecuación (3.26). Debido a que esta ecuación está siendo planteada a fin de mostrar el comportamiento térmico del fluido, y la conductividad térmica de éste no presenta una variación elevada con la temperatura del sistema, el término conductivo de la ecuación de energía es escrito en forma no conservativa.

$$\begin{aligned} \rho cp \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) &= k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \\ &- \left(\sigma_x \frac{\partial u}{\partial x} + \sigma_y \frac{\partial v}{\partial y} + \sigma_z \frac{\partial w}{\partial z} - \tau_{xy} \frac{\partial u}{\partial y} - \tau_{xz} \frac{\partial u}{\partial z} - \tau_{yz} \frac{\partial v}{\partial z} - \tau_{yx} \frac{\partial v}{\partial x} - \tau_{zx} \frac{\partial w}{\partial x} - \tau_{zy} \frac{\partial w}{\partial y} \right) \end{aligned} \quad (3.26)$$

Retomando las Ecuaciones (3.8) y (3.9) y sustituyéndolas en la ecuación anterior se tiene como resultado la Ecuación (3.27). Esta ecuación es la *ecuación de energía del fluido* a ser resuelta dentro del módulo computacional.

$$\rho_f c p_f \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = k_f \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) + 2\mu \left(\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right) + \mu \left(\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right) \quad (3.27)$$

3.4.3.2 Ecuación de Energía para el Sólido

La deducción de la ecuación de energía para sólido puede ser derivada rápidamente del *principio de conservación de energía*. Debido a que se está planteando esta ecuación para ser aplicada en un sólido ($V=0$), sin generación de energía interna y en estado estable, la Ecuación (3.28) muestra el balance de energía obtenido.

$$\left(\begin{array}{l} \text{Transferencia de energía} \\ \text{neta dada por conducción} \end{array} \right) = 0 \quad (3.28)$$

Basando el análisis en el volumen de control diferencial de la Figura 3.18, sustituyendo cada término en el balance de energía y reduciendo la ecuación se obtiene lo siguiente.

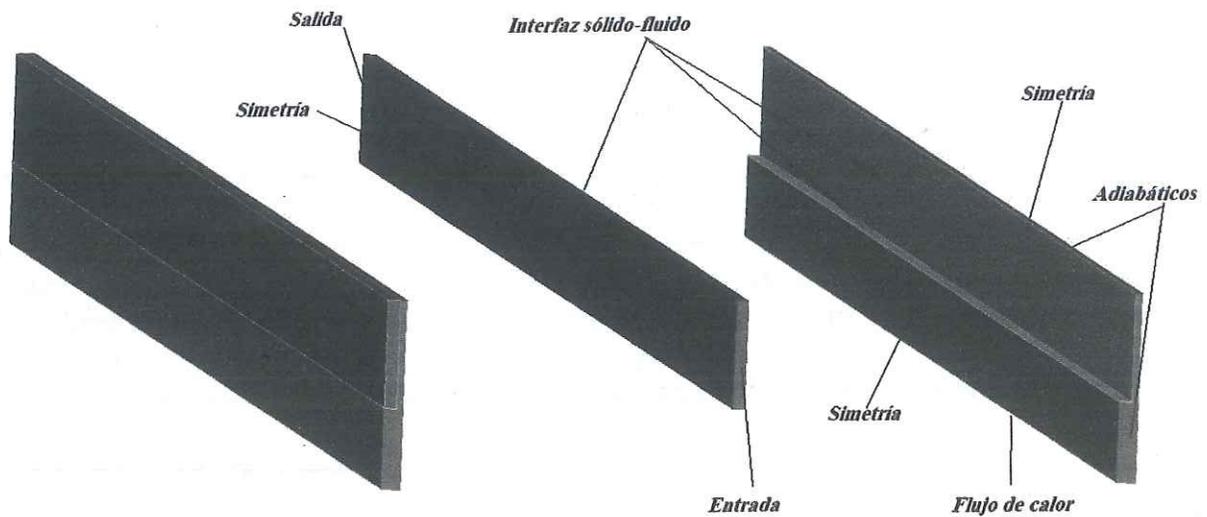
$$\frac{\partial(q_x'')}{\partial x} + \frac{\partial(q_y'')}{\partial y} + \frac{\partial(q_z'')}{\partial z} = 0 \quad (3.29)$$

Sustituyendo la *Ley de Fourier* en la ecuación anterior se obtiene la *ecuación de energía para el sólido* a ser utilizada en la solución del modelo computacional. Esta ecuación es presentada en su forma conservativa debido a la dependencia que tiene la conductividad térmica del sólido (silicio) con la temperatura, la cual está en función de la posición dentro del dominio.

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_s \frac{\partial T}{\partial z} \right) = 0 \quad (3.30)$$

3.5 Condiciones de Frontera

La declaración de las condiciones de frontera en los diferentes modelos a ser desarrollados está dada de forma tal que el modelo interactúe con sus alrededores. En forma global las condiciones de frontera son asignadas como se muestra en la Figura 3.20 para la celda de análisis del disipador de calor de tipo microcanal con sección transversal rectangular (*Caso 0* analizado numéricamente por Toh [41]). La asignación de estas condiciones de frontera para los modelos ramificados será en forma similar (Figuras 3.21 y 3.22).

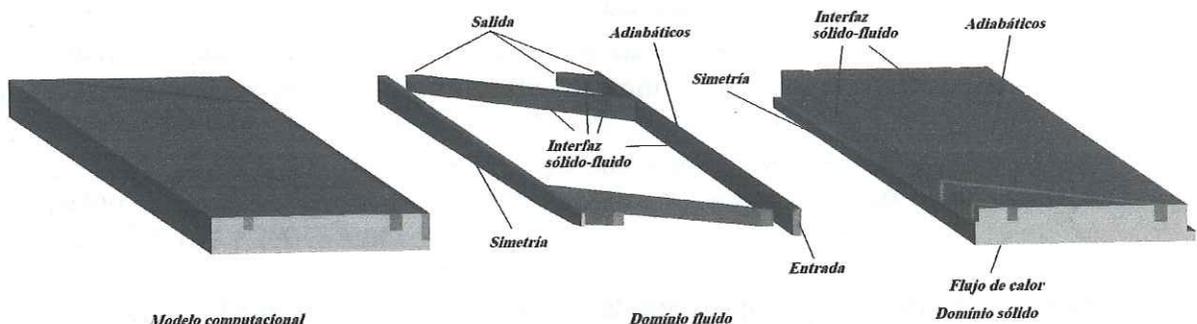


Modelo computacional

Domínio fluido

Domínio sólido

Figura 3.20 Condiciones de frontera asignadas en los modelos computacionales Caso validación, Constante, A-1 y B-1.

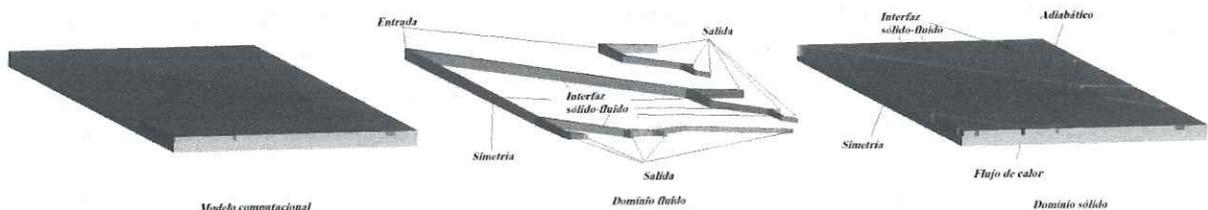


Modelo computacional

Domínio fluido

Domínio sólido

Figura 3.21 Condiciones de frontera asignadas en los modelo computacionales Casos A-2, A-3, A-4, B-2, B-3 y B-4.



Modelo computacional

Domínio fluido

Domínio sólido

Figura 3.22 Condiciones de frontera asignadas en los modelo computacionales Casos A-5 y B-5.

La velocidad del fluido de trabajo es ajustado en la zona de entrada del canal. No se asume ningún perfil de velocidad en esta condición de frontera. Esta consideración es adecuada debido a que no se tiene una zona de entrada en la cual el fluido pueda desarrollarse. A su vez, en esta zona de entrada se está asumiendo que el fluido presenta una temperatura ambiente uniforme (esta temperatura será de 293 K para todos los casos a desarrollar). A la salida de los canales es declarada una condición de presión estática

promedio igual a cero, siendo tomada como referencia para determinar adecuadamente los gradientes de presión presentes en el fluido a su paso por el canal. El flujo de calor suministrado al disipador de calor proveniente del procesador computacional es aplicado como condición de frontera en toda la superficie inferior del modelo. Como ha sido previamente mencionado, no se está considerando resistencia de contacto en esta zona, por lo tanto, la cantidad total de flujo de calor generado en el procesador computacional será transferida al disipador de calor. Cada una de las zonas de corte de la celda a ser analizada numéricamente (tanto en el material sólido como en el fluido de trabajo) presenta condiciones de simetría. Las paredes de interacción entre el material sólido y el fluido de trabajo son ajustadas como interfaz entre ambos dominios, generando con ello su adecuada interacción. El resto de las paredes del modelo computacional son consideradas como adiabáticas.

3.6 Condiciones de Operación

Los parámetros de operación del dispositivo, en forma global, son el flujo de calor a ser removido y el número de Reynolds del fluido en la zona de entrada (esto es, la velocidad de entrada del fluido).

Retomando los datos presentados por las fichas técnicas de los procesadores computacionales de alto desempeño fabricados tanto por Intel® como AMD®, el calor generado por estos dispositivos es de alrededor de 150 W. Este calor es transferido desde los ASCs a través de un área de alrededor de 143 mm². Por lo tanto, el flujo de calor actual en estos dispositivos es de alrededor de 105 W/cm². Para dar solución a los modelos propuestos, un flujo de calor similar deberá ser suministrado a fin de observar el comportamiento de los disipadores de calor. Por tales motivos se resolverá cada uno de los modelos con flujos de calor de 100, 150 y 200 W/cm².

Como se ha mencionado previamente, el otro parámetro de operación está en función del número de Reynolds del fluido a la entrada del canal. La variación de este parámetro está dada por el número de Reynolds a la salida del mismo. Estas dos velocidades deben estar dentro del rango establecido para régimen laminar del agua en estas dimensiones (la cual es una de las consideraciones hecha previamente). En el capítulo anterior se presentaron algunas de las conclusiones obtenidas por diferentes autores sobre los rangos de régimen de este fluido en este tipo de canales. Como se observó en el capítulo anterior, el criterio para considerar la zona de transición a turbulento varía en forma significativa, desde $Re \geq 600$ hasta $Re > 2000$. Por tales razones y a fin de ser conservadores en los análisis, en este trabajo se tomará el fluido dentro de régimen laminar a un número de Reynolds menor de 500.

A partir de este número de Reynolds, y considerando el diámetro hidráulico de salida más pequeño tomado para el desarrollo de los modelos propuestos (26.12 μm), así como la viscosidad del fluido cercana al valor máximo permitido del mismo en una sola fase ($\mu \approx 0.4$ kg/m s), es posible calcular la velocidad de salida crítica. Bajo estas condiciones la velocidad de salida máxima permitida será de 7 m/s. Por lo tanto, los modelos serán resueltos a valores de número de Reynolds de entrada de 100, 200, 300, 400 y 500, siempre y cuando se cumpla con una velocidad de salida igual o menor a la establecida.

En base a estas condiciones, se resolverán y analizarán los resultados térmicos e hidrodinámicos obtenidos numéricamente en cada uno de los modelos propuestos, comparándolos y obteniendo conclusiones sobre su comportamiento y factibilidad para la disipación térmica.

Capítulo IV

Análisis Numérico

*La alegría de ver y entender es el más perfecto
don de la naturaleza...
Leonardo Da Vinci*

Como se hace mención al inicio de este trabajo, los avances científicos y tecnológicos de los últimos años han sido impulsados por el desarrollo de equipos computacionales de alta capacidad, realizando simulaciones complejas y obteniendo resultados lo suficientemente adecuados para realizar la toma de decisiones en el menor tiempo posible. Ejemplo de esto son las mejoras en los paquetes computacionales de *CFD (Computational Fluid Dynamics)*. Uno de estos paquetes comerciales es el *ANSYS® CFX®*, el cual es la herramienta seleccionada para dar solución numérica a los modelos planteados en este trabajo.

4.1 *ANSYS® CFX® como Herramienta*

Actualmente, una de las compañías más poderosas en la generación de herramientas computacionales para la modelación de sistemas, tales como sistemas mecánicos, es *ANSYS® Corporation*. Este tipo de herramientas computacionales han sido mejoradas al paso del tiempo, llegando a ser generados paquetes computacionales especializados. Uno de estos paquetes especializados es *ANSYS® CFX®*, el cual presenta una gran capacidad en la solución numérica de sistemas generados en el área de termofluidos. Su capacidad de manipulación así como su fácil interacción usuario-paquete lo hacen de gran ayuda para la solución de sistema con alto grado de complejidad matemática, como son los casos planteados en el presente trabajo. La metodología seguida para dar solución a modelos numéricos usando este paquete computacional se base en tres procedimientos: pre-proceso, proceso y post-proceso.

Al igual que muchos de los paquetes comerciales desarrollados actualmente a fin de resolver sistemas en el área de investigación en termofluidos, el paquete computacional seleccionado para dar solución en forma numérica a los modelos propuestos basa su esquema de solución en el método de volumen finito. El método de volumen finito es un método numérico capaz de representar y evaluar ecuaciones diferenciales parciales, tal como las *ecuaciones de continuidad, Navier-Stokes y energía* tanto para el dominio sólido como el dominio fluido, como ecuaciones algebraicas. Dichas ecuaciones han sido expuestas en el capítulo previo. Su esquema de solución parte del análisis de volúmenes infinitesimales, tales como los volúmenes de control expuestos en el Capítulo III para la parte sólida y líquida. Estos volúmenes son generados a partir de los nodos resultantes en el mallado del sistema a ser analizado. Las ecuaciones gobernantes del fenómeno son aplicadas a todos y cada uno de estos volúmenes infinitesimales generados. El proceso de discretización parte de la integración de dichas ecuaciones en el campo vectorial definido, a fin de transformar a estas ecuaciones en integrales de superficie. Estas integrales son integrales definidas y evaluadas en las superficies del volumen de control infinitesimal analizado, las cuales pueden ser superficies curvas o en el espacio. Después de discretizar cada una de las ecuaciones

gobernantes, cada una de los términos obtenidos es evaluado como flujo en la superficie del volumen infinitesimal. Para este tipo de análisis, estos flujos pueden ser flujos dados por la velocidad del fluido analizado o por el flujo de calor del sistema. Los flujos entrantes a un volumen infinitesimal dado son los mismos que sale del volumen infinitesimal adyacente. Este método numérico presenta un esquema de solución conservativa, esto es, la evaluación del sistema de ecuaciones del sistema en una iteración dada, excepto posiblemente la primera iteración, requiere de los resultados obtenidos del sistema en la iteración previa. Una de las principales ventajas del uso de este método numérico es su fácil formulación en mallados no estructurados.

Un punto importante previo a esta metodología es la generación del mallado adecuado a fin de resolver, bajo la metodología de volumen finito, el modelo planteado. Al igual que este paquete especializado, *ANSYS® Corporation* ha generado en los últimos años un paquete especializado para la generación de mallados en modelos computacionales. *ANSYS® ICEM®* es este paquete especializado, el cual se basa en la generación y ajuste de bloques (volúmenes) en la forma del modelo a ser analizado. Este paquete fue utilizado para generar el mallado en los diferentes modelos.

4.2 Generación del Mallado

La generación del mallado en los diferentes casos propuestos es uno de los puntos críticos a tomar en cuenta en el análisis numérico. Como se mencionó previamente, la generación del mallado fue realizada dentro del paquete computacional *ANSYS® ICEM®*. Para dar una muestra de los resultados obtenidos en la generación de la malla a partir de este paquete computacional la Figura 4.1 muestra el mallado ajustado al *Modelo de Validación* planteado en el capítulo anterior. Como ya se ha mencionado, este modelo fue desarrollado a fin de validar el paquete computacional a ser utilizado en el presente análisis.

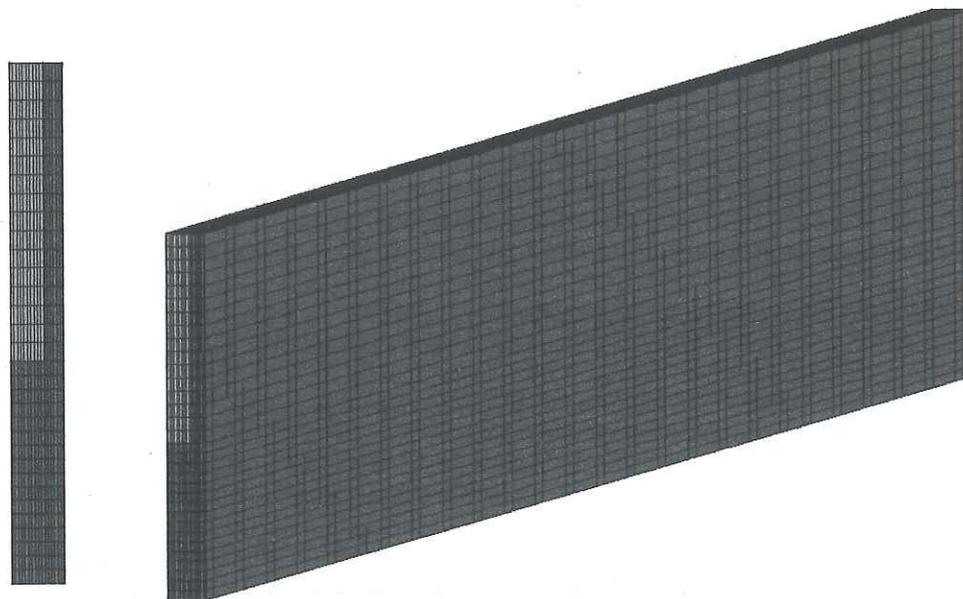


Figura 4.1 Mallado generado en el modelo computacional que reproduce el *Caso 0* analizado en los trabajos de Tuckerman y Pease [19], así como Toh et al. [41].

4.3 Análisis dentro del Paquete Computacional ANSYS® CFX®

4.3.1 Pre-Proceso

Esta primera etapa del proceso de solución involucra la carga del mallado correspondiente al modelo dentro del paquete computacional. Además, son definidas, en forma implícita, las ecuaciones gobernantes del fenómeno (Ecuaciones (3.3), (3.10), (3.11), (3.12), (3.27) y (3.30)), los materiales del modelo (silicio y agua en el dominio sólido y fluido, respectivamente), las propiedades de los materiales (Tabla 3.5), las condiciones de frontera (Figura 3.20), las condiciones de operación (Sección 3.6) y detalles numéricos en el modelo de solución (como el ajuste del valor de criterio de convergencia y el número de iteraciones). Todos estos parámetros son cargados en todos y cada uno de los modelos a ser analizados.

4.3.2 Proceso

La siguiente etapa del proceso es el dar solución numérica al sistema de ecuaciones gobernantes del modelo con el uso de la sección *solver* dentro del paquete computacional CFX®. Como se mencionó previamente, este proceso de solución está basado en el análisis numérico por volumen finito. El proceso de solución es mostrado en forma más detallada en la sección *CFX-5 Solver and Solver Manager* [68].

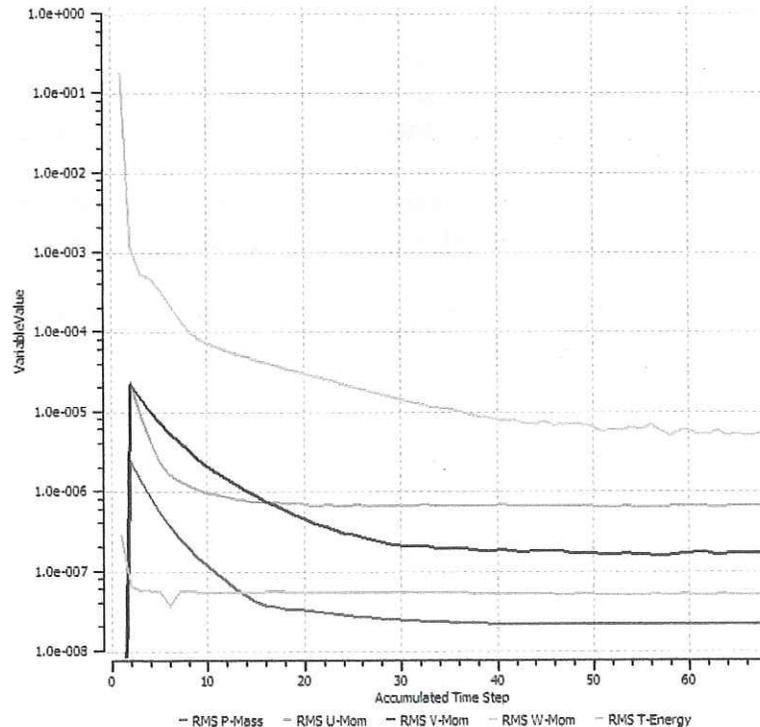


Figura 4.2 Residuales obtenidos en la solución del Modelo de Validación.

El parámetro principal a ser checado en esta sección del procedimiento de solución es el valor de los residuales. Como se ha mencionado, el paquete computacional presenta un

manejo amigable con el usuario. Por tal razón, este paquete muestra, tanto en forma gráfica como numérica, los residuales obtenidos en cada iteración de cada una de las variables principales en las ecuaciones gobernantes. Dentro de este estudio, las variables gobernantes del fenómeno son la temperatura (T), la velocidad en cada una de las direcciones (U , V y W) y la presión presente en el fluido (P). La Figura 4.2 presenta el gráfico de los residuales de cada una de las variables mencionadas obtenidas en la solución del *Modelo de Validación*. Se puede observar que todos los valores de los residuales de cada una de las variables está por debajo del valor de criterio dado (1×10^{-5}). Además, se puede observar que el número de iteraciones es mayor a 65. Para los modelos planteados, el gráfico de residuales presentará un comportamiento similar, viéndose aumentado el número de iteraciones requeridas para dar solución al modelo. El criterio de convergencia para estos casos será igualmente ajustado por debajo del valor de 1×10^{-5} .

4.3.3 Post-Proceso

En esta etapa final del proceso de solución se involucra el análisis de los resultados obtenidos en el proceso anterior. Debido a la forma interactiva que presenta el paquete computacional, se pueden manipular tanto visualmente como gráficamente los datos obtenidos. En los siguientes capítulos se muestra claramente esta manipulación de datos en los modelos planteados.

4.4 Validación del Modelo Computacional Utilizado

Como se mencionó en el capítulo anterior, el *Caso 0* estudiado por Tuckerman y Pease [19] en forma experimental y Toh et al. [41] en forma numérica fue reproducido en este trabajo como validación. El modelo computacional obtenido fue mallado y resuelto dentro de los paquetes computacionales seleccionados, respectivamente, bajo las consideraciones planteadas en este trabajo. Los resultados arrojados fueron comparados con los presentados por los autores, validando con ello la metodología de solución presentada.

Tabla 4.1 Comparación de la resistencia térmica obtenida en el Modelo de Validación entre los resultados experimentales y numéricos.

Estudio	Tipo de solución	R [$\text{cm}^2 \text{K/W}$]
Tuckerman y Pease	Experimental	0.277
Toh et al.	Numérico	0.331
Presente estudio	Numérico	0.328

Para lograr este objetivo, una primera etapa de esta validación fue la generación de la malla adecuada. Para ello se realizó un *análisis de sensibilidad de malla*, el cual consiste en analizar el modelo a partir de un número de elementos determinado. Este análisis involucra la segunda etapa, la cual es la metodología de solución expuesta previamente. Los resultados obtenidos son comparados con los presentados en los trabajos anteriores, observando el grado de desviación entre ambos. Si el error es elevado se procede a incrementar, preferentemente al doble, el número de elementos, resolviendo nuevamente el modelo y comparando de igual forma los resultados obtenidos. En caso contrario, se asume que el mallado desarrollado no presenta factores de desviación en los resultados, además de considerar que la metodología de solución es adecuada. Este procedimiento fue aplicado al *Modelo de Validación*. La

resistencia térmica obtenida en la posición longitudinal de 9 mm, obtenida tanto experimentalmente [19] como numéricamente [41], es comparada con la obtenida en el presente trabajo. La Tabla 4.1 así como la Figura 4.3 muestran estos resultados.

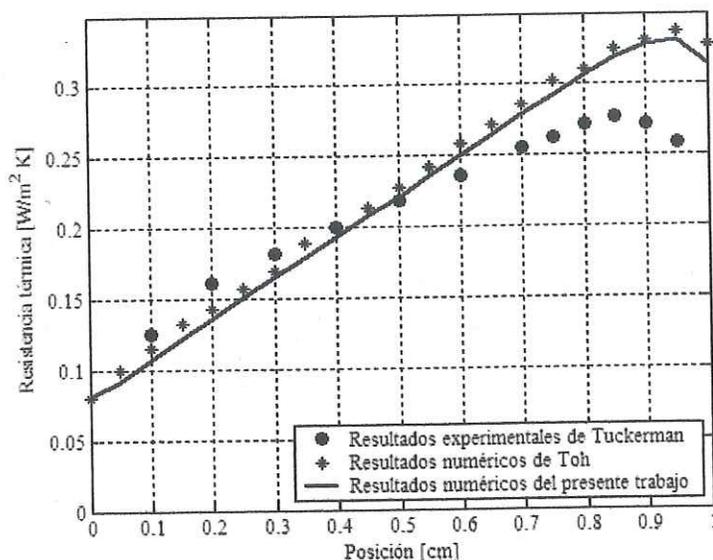


Figura 4.3 Resistencia térmica obtenida en forma experimental [19] como numérica ([41] y el presente trabajo).

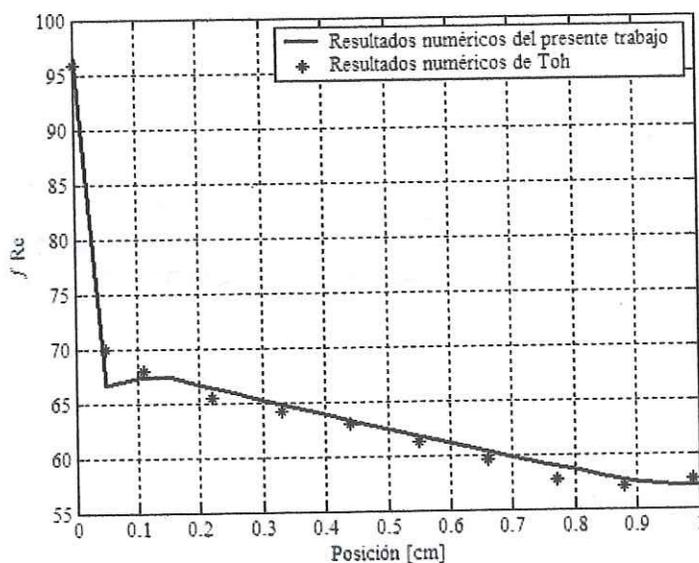


Figura 4.4 Coeficiente de fricción obtenido en forma numérica por Toh et al. [41] y en el presente trabajo.

Cabe mencionar que en el trabajo presentado tanto por Tuckerman y Pease [41], así como en el de Toh et al. [19], fueron analizados cuatro casos más aparte del reproducido en el presente trabajo. Una de las conclusiones obtenidas en la comparación de resultados entre ambos estudios es el asumir que el modelo numérico desarrollado por Toh et al. cumple perfectamente con el fenómeno presentado en forma experimental para estos cuatro casos. La diferencia encontrada de este parámetro entre ambos estudios fue asumida a errores de

medición en el análisis experimental. Bajo estas conclusiones se puede asumir que el presente modelo cumple satisfactoriamente con el fenómeno presente en este tipo de dispositivos.

Finalmente, en la Figura 4.4 se muestra el comportamiento del coeficiente de fricción obtenido en ambos casos numéricos. Se puede observar que el comportamiento es similar, validando con ello la parte hidrodinámica del modelo.

Como conclusión de esta validación, el mallado mostrado en la Figura 4.1 es adecuado. Este mallado presenta un número de elementos de alrededor de 51200 hexaedros regulares. El volumen de la celda del modelo es de alrededor de $4.8 \times 10^{-4} \text{ cm}^3$. Por lo tanto el modelo tiene una distribución de 1.047×10^8 elementos/ cm^3 . Esta distribución trató de ser aplicada a todos y cada uno de los modelos planteados a fin de evitar errores en la solución numérica a causa del mallado. La metodología de solución planteada es igualmente aplicada a todos los modelos.

BIBLIOTECA
FAC. ING. MECÁNICA, ELECTRÓNICA Y ENERGÍA
UNIVERSIDAD DE SONORA

Capítulo V

Resultados Térmicos

*Hay un libro abierto siempre para todos los ojos:
la naturaleza....
Jean Jacques Rousseau*

El presente capítulo muestra los resultados térmicos obtenidos de la solución del sistema de ecuaciones planteado previamente para cada uno de los modelos propuestos. Como se ha hecho notar a lo largo del trabajo, estos resultados son de gran importancia para la toma de decisiones, ya que en base al comportamiento térmico de cada uno de los modelos propuestos se puede realizar una selección de ellos, tomando como punto de partida la capacidad de disipación de calor generado en el dispositivo electrónico a ser enfriado.

5.1 Perfiles de Temperaturas

En el Capítulo II del presente trabajo se hizo mención del objetivo principal que tienen los disipadores de calor: mantener la temperatura del dispositivo electrónico a ser enfriado (como lo es un procesador computacional) por debajo de su límite de diseño (alrededor de 343 K para este tipo de dispositivos electrónicos). En la siguiente sección se muestran los perfiles de temperatura que presentaron los diferentes modelos propuestos, así como en el caso convencional. El flujo de calor suministrado en cada uno de estos modelos de disipadores de calor, a excepción de los *Casos A-5 y B-5*, es de 150 W/cm^2 . El número de Reynolds ajustado a la entrada del sistema en cada uno de los canales es de 500.

5.1.1 Perfil de Temperaturas Presente en el Caso Constante

En la Figura 5.1 se muestra el perfil de temperaturas obtenido en la pared inferior del disipador de calor *Caso Constante* (pared de contacto entre éste y el dispositivo electrónico a ser enfriado). Este perfil de temperaturas es asumido como el presente en el dispositivo electrónico (zona superior de los *Advanced Smart Caches*) ya que se asumió despreciable la resistencia de contacto existente entre ambas paredes. En la parte izquierda de la figura se muestra un gráfico en tres dimensiones (ancho y largo del disipador de calor ajustados en el eje x y y , respectivamente, y temperatura en la pared inferior del mismo ajustada en el eje z) del perfil de temperaturas en esta zona. Como se puede notar, la temperatura en la zona de entrada del fluido de enfriamiento es de alrededor de 293.15 K, incrementándose conforme el fluido pasa a través del canal (largo del disipador de calor). En la zona final de este dispositivo, la temperatura alcanza un máximo de 293.7 K. por lo tanto, el gradiente de temperaturas entre la zona de entrada y salida del fluido de trabajo es de alrededor de 0.55 K a lo largo de 12 mm. En la parte derecha de la figura se muestra el mismo perfil de temperaturas obtenido en el modelo computacional (pared inferior del modelo). Bajo las condiciones de operación planteadas previamente para la solución de este modelo se puede observar que éste cumple extraordinariamente con las condiciones de operación deseadas para el buen funcionamiento del dispositivo electrónico a ser enfriado.

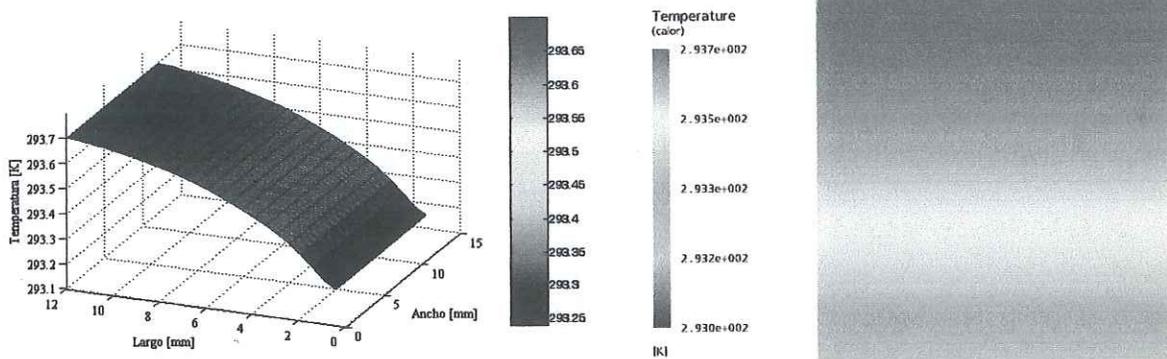


Figura 5.1 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor propuesto en el *Caso Constante*.

El comportamiento de este perfil de temperaturas es similar a los encontrados en la mayoría de los estudios realizados de disipadores de calor de tipo microcanal con área de sección transversal rectangular y constante. El fenómeno generador de este comportamiento es el siguiente: en la zona de entrada se presenta una muy buena disipación térmica debido a que el fluido tienen la capacidad de absorber la mayor cantidad de energía de este tipo, ya que la diferencia de temperaturas entre éste y las paredes del canal es elevada. Como resultado, el fluido trata de seguir su tendencia natural a desarrollarse tanto térmicamente como hidrodinámicamente, generando coeficientes convectivos elevados. A medida que el fluido pasa por el canal, la diferencia de temperaturas entre ambos decrece, disminuyendo la capacidad de absorción de energía térmica del mismo. Por tal razón, en la zona de salida del fluido, la disipación térmica de éste es mínima. Cabe mencionar que, a pesar de que esta diferencia de temperaturas entre fluido-pared tiende a cero, el fluido no llega a desarrollarse ni térmicamente ni hidrodinámicamente en forma total. Lo anterior es debido al hecho de que la viscosidad del fluido se encuentra en constante variación a lo largo del canal debido a los altos gradientes de temperatura que el mismo fluido presenta, lo cual ayuda en parte a la disipación térmica de éste en el sistema (el fluido requiere energía para cambiar sus propiedades termodinámicas).

5.1.2 Perfil de Temperaturas Presente en el Caso A-1 y Caso B-1

En la Figura 5.2 se muestra, al igual que en la figura correspondiente al caso previo, los perfiles de temperatura presentes en la pared inferior del disipador de calor propuesto para el *Caso A-1*. Como se puede notar en la figura, el comportamiento de este perfil de temperaturas es similar al obtenido en el *Caso Constante* (una baja temperatura en la zona de entrada del fluido, incrementándose conforme éste pasa por el dispositivo, llegando a su punto máximo en la zona de salida del disipador). La temperatura en la zona de entrada al disipador de calor en este modelo es de 293.18 K, incrementándose hasta llegar a una temperatura de 293.68 K en la zona de salida del fluido. Como se puede notar, al realizar un pequeño decremento de área de sección transversal en la zona de salida del canal, el gradiente de temperaturas entre ambas secciones del disipador de calor disminuyó 0.5 K en 12 mm de longitud. Por lo tanto, para las condiciones de operación planteadas para la solución de este modelo propuesto, éste cumple y mejora levemente la disipación térmica requerida para los dispositivos electrónicos a ser enfriados, en comparación del caso constante.

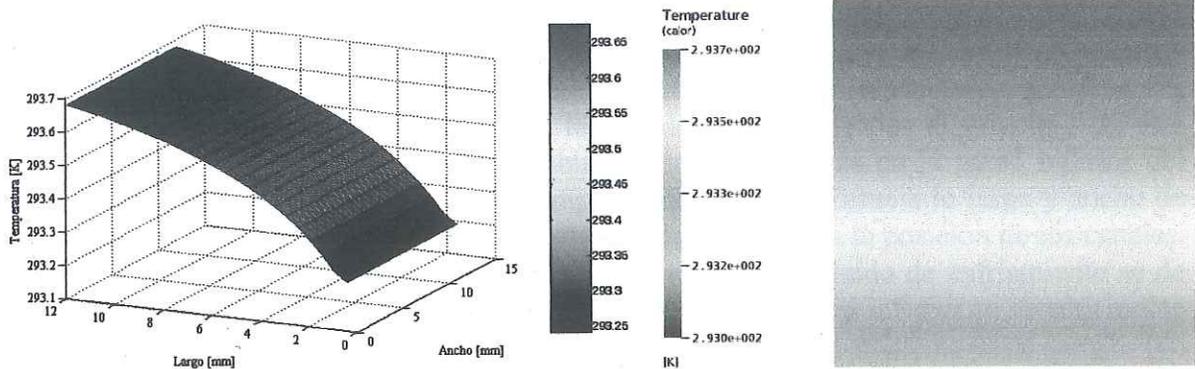


Figura 5.2 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor propuesto en el *Caso A-1*.

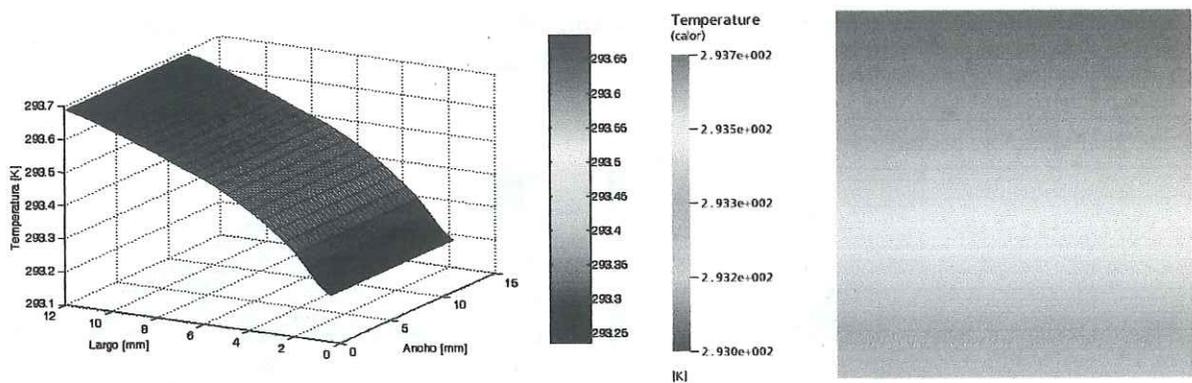


Figura 5.3 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor propuesto en el *Caso B-1*.

En la Figura 5.3 se muestra el perfil de temperaturas obtenido en la pared inferior del disipador de calor del *Caso B-1*. Como se puede notar, el comportamiento del perfil de temperaturas es similar al presentado en los dos casos previos. Esto es, se siguen presentando bajas temperaturas en la zona de entrada del fluido de trabajo, incrementándose en la zona de salida. Cabe recordar que en este modelo propuesto también se realizó una disminución del área de sección transversal del canal a la salida del fluido. La temperatura obtenida en la zona de entrada del fluido de trabajo es de 293.18 K. En la zona de salida, la temperatura se incrementó hasta 293.69 K. Por lo tanto, el gradiente de temperaturas entre estas dos zonas es de 0.51 K en 12 mm. Este valor es similar al presentado en el caso previo. De igual forma, este arreglo de disipador de calor cumple con el requisito de disipación térmica de los procesadores computacionales actuales.

La alta capacidad de disipación térmica presentada por los dos últimos arreglos analizados es debido al hecho de que el fluido no se desarrolla por completo a lo largo del canal, incrementando con ello el coeficiente convectivo del sistema. Este fenómeno se ve discretamente mejorando para estas condiciones de operación al disminuir el área de sección transversal del canal, aumentando con ello la velocidad del fluido y, a su vez, su coeficiente convectivo. Además, un parámetro importante que hace que este tipo de arreglos sean capaces de disipar estos altos flujos de calor es la relación que presentan entre el volumen de materia sólida del disipador de calor y el volumen de fluido que actúa sobre éste.

5.1.3 Perfil de Temperaturas presente en el Caso A-2 y Caso B-2

En la Figura 5.4 se muestra el perfil de temperaturas obtenido en la solución del modelo propuesto *Caso A-2* obtenido bajo las condiciones planteadas al principio de este capítulo. Como se puede observar, la distribución de temperaturas en la pared inferior del dissipador de calor propuesto presenta un comportamiento no uniforme a lo largo y ancho de la pared citada, presentándose su única uniformidad con respecto a la posición de los canales. Se puede observar que la temperatura en la zona de entrada del fluido de enfriamiento es de 322 K. Al paso del fluido por el canal, la temperatura de esta pared inferior se ve seriamente incrementada en su zona media, siendo mucho mayor en el espacio existente entre canales (en este punto la temperatura de la pared alcanza un valor de 337 K). En la zona de salida del fluido de trabajo, la temperatura alcanza un valor de 325 K. Un punto a destacar es que, en la posición en donde se localiza la bifurcación del canal principal, la temperatura de la pared disminuye hasta 323 K. Como se puede observar, este modelo presenta aún mayores gradientes de temperatura a lo largo del canal.

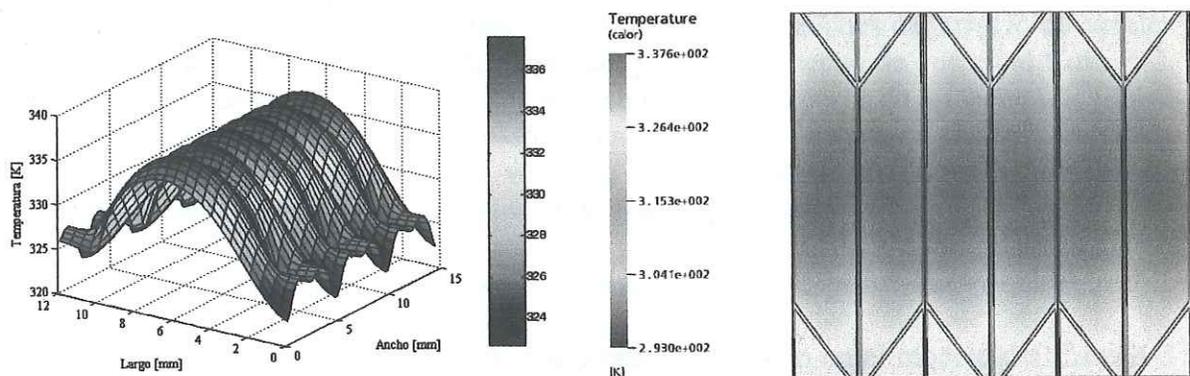


Figura 5.4 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del dissipador de calor propuesto en el *Caso A-2*.

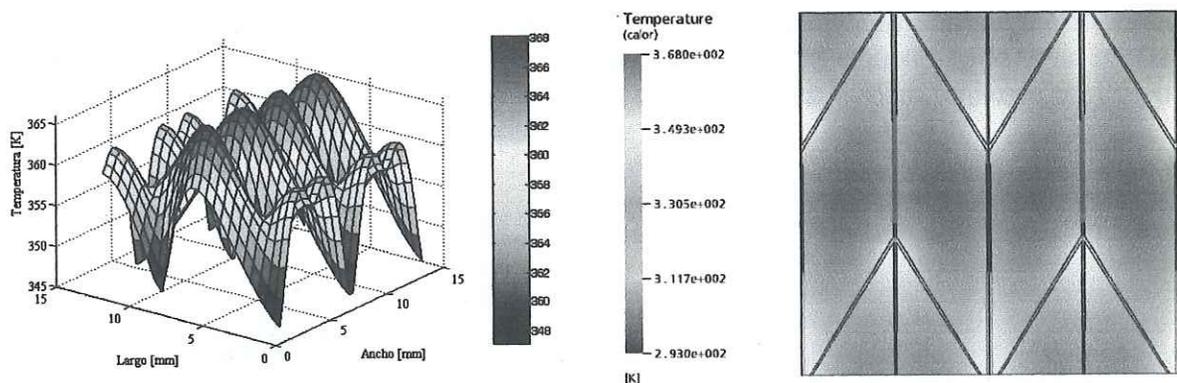


Figura 5.5 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del dissipador de calor propuesto en el *Caso B-2*.

La Figura 5.5 muestra el perfil de temperaturas obtenido en la misma pared inferior del dissipador de calor en la solución del modelo *Caso B-2*. Como se puede observar, a comparación del caso previo, la distribución de temperaturas es menos uniforme, presentando una temperatura promedio en esta pared de alrededor de 360 K (este valor sobrepasa la

temperatura de diseño de los procesadores computacionales). Al igual que en el caso previo, la menor temperatura se presenta en la zona de entrada del fluido de enfriamiento, así como en los puntos en los que se presenta la bifurcación del canal principal (temperatura alrededor de 348 K).

Los resultados presentados en los últimos dos modelos muestran comportamientos similares. La temperatura del dispositivo electrónico presenta un mayor decremento en la zona de entrada del fluido de trabajo y en los puntos donde se bifurca el canal principal. Esto es debido al hecho de que en estas dos zonas, el fluido inicia su tendencia natural a desarrollarse tanto térmicamente como hidrodinámicamente. Con ello se ve incrementado el coeficiente convectivo de transferencia de calor del sistema. Además, en las zonas de bifurcación, y debido al cambio de dirección así como del área de sección transversal del canal, el fluido presenta patrones no laminares (esto es, se presentan inestabilidades en su comportamiento). Se puede notar además que el decremento del área de sección transversal impacta, aunque en menor grado, a la disipación térmica. Este cambio geométrico ayuda a mantener un rango de temperaturas adecuado en la zona cercana al canal principal en toda su longitud así como en los canales secundarios. Ya que las dimensiones del arreglo de canales en los modelos son de similar orden de magnitud, y debido al hecho de que en el *Caso A-2*, (el cual está dividido en seis celdas de análisis) se presenta un perfil de temperaturas global menor que el presente en el *Caso B-2* (caso formado por cuatro celdas de análisis), se puede observar nuevamente que la relación volumen sólido-volumen fluido en el diseño de disipadores de calor de este tipo de arreglos es de gran importancia.

5.1.4 Perfil de Temperaturas presente en el Caso A-3 y B-3

La Figura 5.6 muestra el perfil de temperaturas obtenido en el modelo del *Caso A-3* resuelto a partir de las condiciones planteadas previamente. A comparación del perfil de temperaturas presentado en el *Caso A-2*, se puede observar que la distribución de temperaturas en las zonas de entrada del fluido al canal principal y salidas del mismo de los canales ramificados presenta mayor uniformidad. Con ello, la temperatura mínima alcanzada en estas zonas es de 322 K. El comportamiento del perfil de temperaturas en la zona media del disipador de calor es similar al que se presentó en el caso citado, pero teniendo un ligero decremento de la temperatura máxima (alrededor de 2 K).

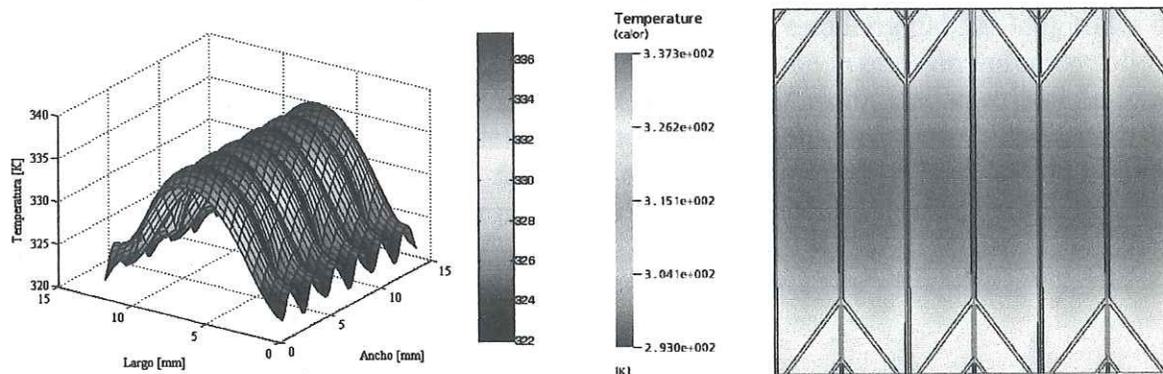


Figura 5.6 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor propuesto en el *Caso A-3*.

La Figura 5.7 presenta el perfil de temperaturas obtenido en la solución del modelo del *Caso B-3*. Al igual que en el caso previo, el incremento del número de bifurcaciones en la zona de salida del fluido de enfriamiento mejoró en gran forma la disipación térmica en la última sección de trabajo del agua. Con ello se logró uniformizar la distribución de temperaturas en esta zona. La distribución de temperaturas presente en la zona media del disipador de calor muestra un comportamiento similar al obtenido en el modelo del *Caso B-2*, disminuyéndose la temperatura máxima en esta zona a un valor de alrededor de 367 K. Las zonas en las que se tiene la bifurcación del canal principal presentan de igual forma un gran impacto en la disipación térmica del disipador de calor, alcanzando temperaturas de alrededor de 341 K.

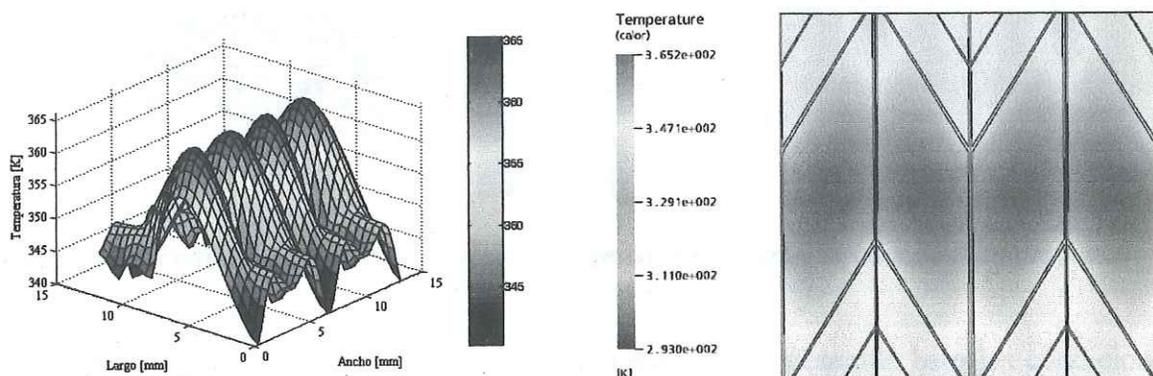


Figura 5.7 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor propuesto en el *Caso B-3*.

Los resultados mostrados en estos dos casos previos (*Casos A-3* y *B-3*) siguen los mismos patrones presentados en los *Casos A-2* y *B-2*. Se puede notar que a medida que se incrementa el número de bifurcaciones en el canal principal, la distribución de temperaturas del dispositivo electrónico a ser enfriado se ve mejorada. Esto se da debido al hecho de que se incrementan las zonas en las que el fluido es inestable, así como al hecho de que en estas zonas el fluido aumenta su velocidad, teniendo este último efecto una mayor importancia a medida que el área de sección transversal se ve disminuida más rápidamente (como se puede observar en el *Caso A-3*). Además, se puede observar que la longitud de secciones por canal juega un papel importante. A medida que la longitud de sección en el canal principal se ve disminuida, los perfiles de temperatura en las zonas siguientes al punto de bifurcación se ven mejorados. Lo anterior es debido al hecho de que, al disminuir esta longitud, las longitudes de los canales secundarios se ven incrementadas, mejorando con ello la relación volumen sólido-volumen fluido (como se puede observar en el *Caso B-3*). Desafortunadamente y de igual forma que en la sección previa, los modelos propuestos generados a partir de la aplicación del número phi en el decremento de sus áreas de sección transversal y longitud de sección transversal no son capaces de mantener por debajo de la temperatura de diseño al dispositivo electrónico.

5.1.5 Perfil de Temperaturas Presente en el *Caso A-4* y *B-4*

En la Figura 5.8 se muestra un gráfico del perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor propuesto en el *Caso A-4*. Se puede observar que el

comportamiento de este perfil de temperaturas es similar al presentado en el *Caso A-3*, teniendo únicamente una mejor uniformidad en la zona de entrada del fluido de trabajo a los canales. En la zona media del dissipador de calor se continuaron presentando altas temperaturas, mostrándose únicamente un mínimo decremento con respecto al caso citado (alrededor de 1 K). Además, se puede observar que en las zonas en las que el canal principal es ramificado se continuó presentando una reducción de temperaturas.

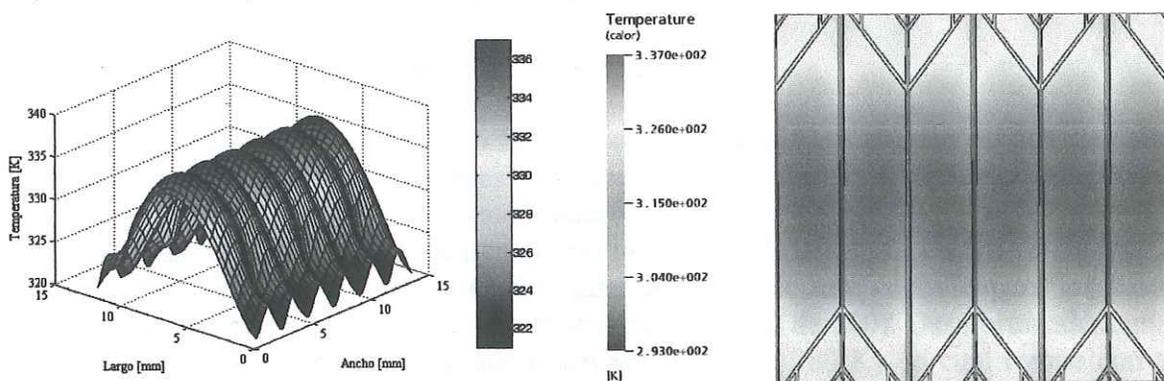


Figura 5.8 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del dissipador de calor propuesto en el *Caso A-4*.

En la Figura 5.9 se muestra el perfil de temperaturas obtenido bajo las condiciones planteadas en el *Caso B-4*. En la figura se puede observar un comportamiento similar al presentado en el *Caso B-3*. Al igual que en el caso previo (*Caso A-4*), con este arreglo se logró una distribución de temperaturas más uniforme en la zona de entrada del fluido, llegando a disminuir al menos 5 K de temperatura en esta zona. En la zona media del dissipador de calor se continuó presentando altas temperaturas. La mejora en disipación térmica en esta zona fue mínima.

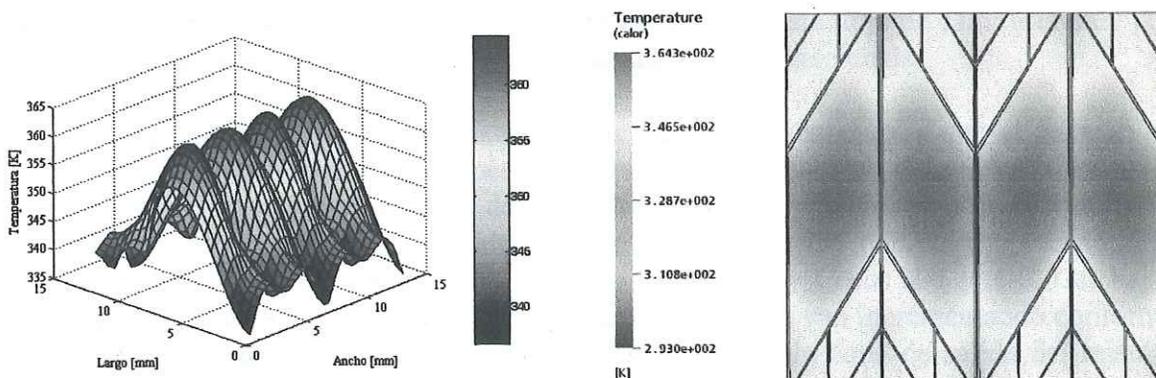


Figura 5.9 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del dissipador de calor propuesto en el *Caso B-4*.

Los resultados presentados en esta sección correspondiente a los *Casos A-4* y *B-4* mostraron resultados que ratifican lo expuesto en los otros modelos propuestos; se obtienen distribuciones de temperaturas no uniformes en la pared inferior del dissipador de calor, las cuales corresponden a la superficie superior de los *ASCs*. Sin embargo, estos dos modelos muestran que al aumentar el número de bifurcaciones en las zonas finales del canal, se mejora

en gran medida la distribución de temperaturas en estas zonas. Lo anterior es debido al hecho de que se aumentan los lugares en los que el fluido presenta inestabilidades, incrementando el coeficiente convectivo del mismo en estas zonas. Además, se muestra nuevamente que un parámetro de diseño a tomar en cuenta en este tipo de disipadores de calor es la relación volumen sólido-volumen fluido. Finalmente, se observa que el *Caso B-4*, al igual que los casos propuestos predecesores a éste, no es capaz de disipar tan elevados flujos de calor como los que actualmente se generan en los procesadores computacionales.

5.1.6 Perfil de Temperaturas Presente en el Caso A-5 y B-5

Como se mostró en el Capítulo III del presente trabajo, se plantearon dos modelos propuestos que tuvieran formas similares a las que presenta la naturaleza, caso específico las hojas de los árboles. Los modelos denominados *Caso A-5* y *Caso B-5* son los modelos propuestos. Una vez construidos computacionalmente y validados, se inició su análisis a partir de las condiciones de operación planteadas al inicio de este capítulo para los casos anteriores (flujo de calor de 150 W/cm^2 y número de Reynolds de 500). Desafortunadamente, la temperatura del fluido se vio seriamente elevada (mayor a 380 K), lo cual rompe con el esquema planteado en el presente trabajo (esto es, se presentaba cambio de fase del fluido). Por tales razones y a fin de probar las ventajas o desventajas de este arreglo, se incrementó gradualmente el número de Reynolds del fluido a la entrada. En este proceso se llegó a sobrepasar el valor de restricción de número de Reynolds planteado en el Capítulo III, llegando a valores mayores a 1500. Bajo estas condiciones se continuó presentando el mismo cambio de fase en el fluido. Como se puede notar, este número de Reynolds es demasiado elevado para asegurar que se está manejando el fluido dentro de un régimen laminar. Además, a estas altas velocidades, es muy probable que se generen otros efectos que no han sido considerados en el presente trabajo. Por tales razones se disminuyó el flujo de calor a ser suministrado en el disipador de calor, llegando a valores de 10 W/cm^2 para el *Caso A-5* y mucho menores para el *Caso B-5*. A partir de este flujo de calor, el fluido de trabajo no presentó cambio de fase. Como se puede observar claramente, este flujo de calor está muy por debajo del que se genera actualmente en los procesadores computacionales.

A fin de mostrar el comportamiento de los perfiles de temperatura que se generan en este arreglo, la Figura 5.10 muestra el perfil de temperaturas resultante del modelo *Caso A-5*. Este fue evaluado a partir de un flujo de calor de 10 W/cm^2 y un número de Reynolds de 1000. El perfil de temperaturas obtenido muestra una forma muy particular y hasta cierto punto semejante a lo que se presentó en los *Caso Constante*, y *Casos A-1* y *A-2*. Las bajas temperaturas en la zona de entrada del fluido de enfriamiento se van incrementando conforme éste recorre los canales, llegando a temperaturas elevadas en la zona de salida del mismo. Además, se puede observar que en la zona correspondiente al canal principal se mantienen temperaturas bajas, siendo menores en los puntos de bifurcación. El *Caso B-5* presentó resultados menos favorecedores, ya que bajo las condiciones de flujo de calor de 10 W/cm^2 , este modelo propuesto requirió que el fluido llevara un número de Reynolds a la entrada cercano a 1500. Con esta alta velocidad de entrada, la temperatura promedio fue de alrededor de 368 K. Como resultado, los dos últimos casos analizados no cubrieron en ningún sentido los requerimientos de disipación térmica necesarios para los dispositivos electrónicos a ser enfriados. Su baja efectividad en la disipación térmica se debió principalmente al hecho de

que la relación volumen sólido-volumen fluido fue muy pobre, lo cual, como se ha venido mencionado, tienen un alto impacto en la disipación térmica.

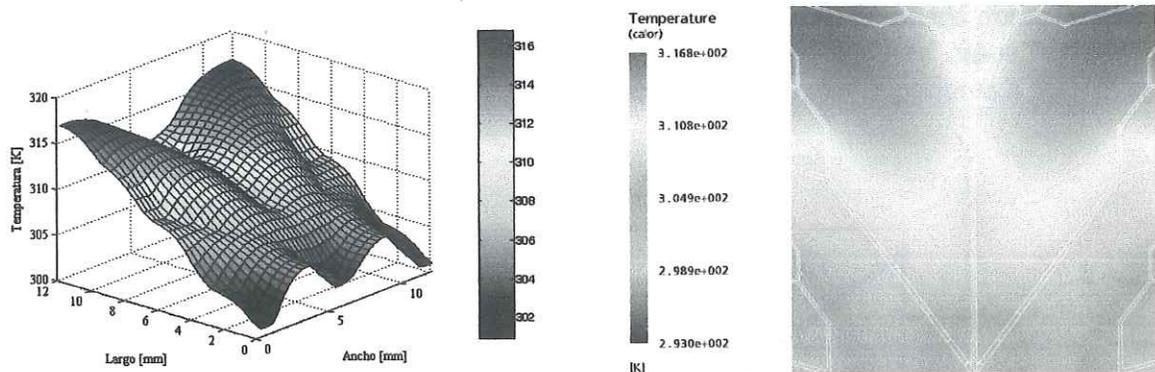


Figura 5.10 Perfil de temperaturas presente en la pared inferior del disipador de calor propuesto en el Caso A-5.

Basados en estos resultados, la mejor configuración geométrica de disipadores de calor de tipo microcanal a ser utilizados para disipar altos flujos de calor es el colocar canales rectos (*Casos Constante, A-1 y B-1*). El decremento en el área de sección transversal del canal ayuda a mejorar la disipación térmica. En la siguiente sección se analiza de manera más profunda el impacto que tienen estos decrementos de área de sección transversal.

5.2 Efectos Térmicos de la Variación del Área de Sección Transversal a lo Largo del Canal en los Casos A-1 y B-1

Como se mostró en las primeras secciones de este capítulo, los *Casos Constante, A-1 y B-1* presentan la mejor efectividad en la disipación térmica, cubriendo de forma sobresaliente las necesidades de enfriamiento requeridas actualmente por los procesadores computacionales. Las preguntas que surgen son: ¿serán estos arreglos de disipadores de calor capaces de disipar los flujos de calor esperados en los próximos años? ¿Se tendrán ventajas en la disipación térmica entre estos arreglos de disipadores de calor?

A fin de observar el comportamiento de estos tres arreglos al ser sujetos a flujos de calor más elevados al que actualmente generan los procesadores computacionales, se resolvieron nuevamente cada uno de estos casos, variando desde 100 a 1000 W/cm² el flujo de calor suministrado en sus respectivas paredes inferiores. Además, las condiciones de velocidad de entrada del fluido en los canales fueron disminuidas (se ajustó el número de Reynolds del fluido a la entrada a 10). Lo anterior fue realizado a fin de obtener el mejor arreglo, el cual sea capaz de disipar flujos de calor mucho más elevados con los menores requerimientos energéticos, siendo la potencia de la bomba (generalmente en este tipo de arreglos es usada una bomba de pulsos) la principal entrada de energía al sistema.

Bajo estas condiciones de operación, la Figura 5.11 muestra la temperatura promedio de la pared inferior del disipador de calor. Recordando que en este trabajo se está asumiendo la resistencia de contacto entre el disipador de calor y el dispositivo electrónico a enfriar despreciable, esta temperatura promedio será la que presente el dispositivo electrónico en su

pared superior. Como se puede observar, los arreglos de disipadores de calor denominados *Caso Constante*, *A-1* y *B-1* son capaces de disipar flujos de calor altamente elevados (superiores a los 1000 W/cm^2), logrando mantener la temperatura de esta superficie muy por debajo de la temperatura de diseño de los dispositivos electrónicos. Se puede observar que el comportamiento de esta temperatura promedio es similar en los tres casos, existiendo únicamente un breve incremento en el *Caso B-1* para flujos de calor superiores a 500 W/cm^2 con respecto a los otros dos casos.

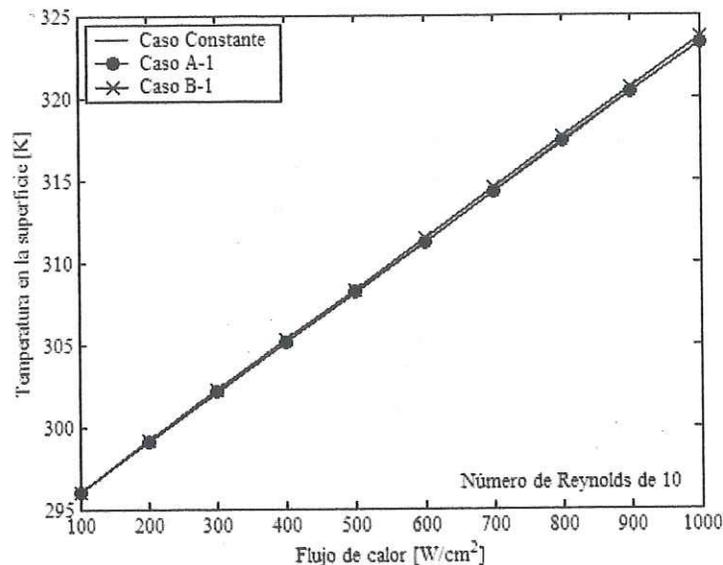


Figura 5.11 Variación de la temperatura promedio en la pared inferior del disipador de calor con el flujo de calor para los *Casos Constante*, *A-1* y *B-1*.

A partir de la gráfica anterior se corrobora que los mejores arreglos de disipadores de calor de tipo microcanal con área de sección transversal rectangular son aquellos que presentan una relación volumen sólido-volumen fluido entre 1.5 y 2. Por citar un ejemplo, el valor de esta relación en el *Caso Constante* es de alrededor de 1.8, el cual, como se ha venido citando, es el mejor arreglo a ser utilizado en la disipación térmica. Un punto a resaltar es el hecho de que el tomar la razón dada por el número phi como base para la asignación de dimensiones de la forma geométrica del área de sección transversal (que para el presente estudio fue basada en el rectángulo áureo), genera resultados térmicos muy satisfactorios, independientemente si el canal presenta o no decrementos de diámetro hidráulico.

5.3 Comportamiento del Número de Nusselt en los Casos Constante, A-1 y B-1

Como se mostró en el Capítulo II del presente trabajo, una variación importante en los diferentes estudios realizados en los últimos años ha estado presente en el cálculo del número de Nusselt a lo largo del canal. En este estudio, el cálculo de este número adimensional para los *Casos Constante*, *A-1* y *A-2* está basado en la siguiente metodología, la cual parte de la selección de un volumen de control diferencial del modelo a ser analizado.

Realizando un balance de energía en el volumen de control se obtiene que el flujo de calor que pasa a través de las paredes del canal es igual al que presenta el fluido en esta zona, esto es:

$$q''_{\text{fluido}} = q''_{\text{paredes}} \quad (5.1)$$

Donde, el flujo de calor del fluido en el volumen de control está dado como se muestra en la Ecuación (5.2). Se puede observar que en esta metodología se está considerando el coeficiente convectivo variable en la dirección z (dirección longitudinal del canal).

$$q''_{\text{fluido}} = h_z (T_s - T_{\infty})_{v.c.} \quad (5.2)$$

Debido al espesor tan pequeño que se tiene de material sólido, se puede asumir que el flujo de calor suministrado en la pared inferior del disipador de calor es igual al que se transfiere por las paredes del canal. Por lo tanto, la cantidad de energía transferida está dada como:

$$Q = q''_{\text{paredes}} A_s = mcp_f (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}})_{v.c.} \quad (5.3)$$

En la ecuación anterior se puede observar que la cantidad de energía transferida está en función del área superficial del canal por la cual se transfiere el flujo de energía. Sustituyendo las Ecuaciones (5.2) y (5.3) en la Ecuación (5.1) se obtiene una ecuación capaz de calcular el coeficiente convectivo presente en este volumen de control.

$$h_z = \frac{mcp_f (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}})_{v.c.}}{A_s (T_s - T_{\infty})_{v.c.}} \quad (5.4)$$

A partir de la definición del número de Nusselt establecida para flujo interno en un volumen de control infinitesimal (Ecuación (5.5)) y sustituyendo la Ecuación (5.4) se obtiene una ecuación para el cálculo del número de Nusselt local a lo largo del canal.

$$Nu_z = \frac{h_z D_h}{k_f} \quad (5.5)$$

$$Nu_z = \frac{mcp_f D_h (T_{\text{entrada}} - T_{\text{salida}})_{v.c.}}{k_f A_s (T_s - T_{\infty})_{v.c.}} \quad (5.6)$$

Como se puede observar, la ecuación anterior mantiene una dependencia de las propiedades del fluido, así como de las temperaturas alcanzadas tanto por la pared del canal como por el mismo fluido. Además, se muestra una dependencia muy marcada del área superficial en la que se está evaluando, así como del diámetro hidráulico del canal en esa posición. Para el *Caso Constante*, el área superficial y el diámetro hidráulico en cualquier posición están dados como se muestra en las Ecuaciones (5.7) y (5.8) respectivamente.

$$A_s = (2h + w)\Delta z \quad (5.7)$$

$$D_h = \frac{4A_{transversal}}{P_{canal}} = \frac{2hw}{(h + w)} \quad (5.8)$$

En donde h y w son el alto y ancho del canal, respectivamente. Considerando que la diferencia de temperaturas entre la superficie del canal y la promedio del fluido puede ser calculada como la temperatura media logarítmica, $(\Delta TML)_{v.c.}$, se tiene que:

$$Nu = \frac{1}{L} \int_0^L \frac{2mcp_f hw (T_{entrada} - T_{salida})_{v.c.}}{k_f (2h + w)(h + w)(\Delta TML)_{v.c.}} dz \quad (5.9)$$

Integrando la ecuación anterior a lo largo de la dirección longitudinal del canal, se obtiene el número de Nusselt para un microcanal con área de sección transversal y constante. La Ecuación (5.10) muestra lo anterior. La Ecuación (5.11) muestra el caso particular del modelo *Caso Constante*.

$$Nu = \frac{2mcp_f hw (T_{entrada} - T_{salida})}{k_f (2h + w)(h + w)(\Delta TML)} \quad (5.10)$$

$$Nu = 24.31 \frac{mcp_f (T_{entrada} - T_{salida})}{k_f (\Delta TML)} \quad (5.11)$$

Para los *Casos A-1* y *B-1*, la deducción de este parámetro adimensional es similar. En estos casos será necesario considerar las variaciones que presentan las dimensiones geométricas del canal con la posición longitudinal del mismo. Bajo estas razones, el área de sección transversal del canal y el diámetro hidráulico estarán dados como se muestran en las Ecuaciones (5.12) y (5.13), respectivamente. Se puede observar que para facilitar el cálculo de este parámetro se está considerando un diámetro hidráulico promedio del canal. El comportamiento tanto de la altura como del ancho del canal con la posición longitudinal para ambos casos es mostrado en la Tabla 5.1.

$$A_s = \int_0^L (2h(z) + 2w(z)) dz \quad (5.12)$$

$$D_h = \frac{4A_{transversal}}{P_{canal}} = \frac{2\bar{h}(z)\bar{w}(z)}{(\bar{h}(z) + \bar{w}(z))} \quad (5.13)$$

Tabla 5.1 Relación existente entre alto y ancho del canal con la posición longitudinal para los *Casos A-1* y *B-1*.

	Alto del canal, $h(z)$	Ancho del canal, $w(z)$
Caso A-1	$h=2.3666x10^{-3}z+100x10^{-6}$	$w=-1.3916x10^{-3}z+80.9x10^{-6}$
Caso B-1	$h=8.3333x10^{-3}z+100x10^{-6}$	$w=-2.575x10^{-3}z+80.9x10^{-6}$

Bajo estas consideraciones, el número de Nusselt global para un canal correspondiente a los arreglos *Caso A-1* y *B-1* son mostrados en las Ecuaciones (5.14) y (5.15), respectivamente.

$$Nu = 25.130 \frac{mcp_f (T_{entrada} - T_{salida})}{k_f (\Delta TML)} \quad (5.14)$$

$$Nu = 25.143 \frac{mcp_f (T_{entrada} - T_{salida})}{k_f (\Delta TML)} \quad (5.15)$$

Como se puede observar, las Ecuaciones (5.11), (5.14) y (5.15) presentan un comportamiento similar, así como el mismo orden de magnitud. Por tales razones y tomando en consideración las variaciones de temperaturas que se presentaron en las secciones previas, se puede asumir rápidamente que los números de Nusselt entre los *Casos Constante*, *A-1* y *A-2* no presentan variaciones significativas entre ellos. Por lo cual, basado en los resultados térmicos, los arreglos de disipador de calor de tipo microcanal con área de sección transversal constante en forma de rectángulo áureo muestran resultados similares a los de área de sección transversal variable sin ninguna ramificación.

El cálculo de los números de Nusselt para los casos restantes, (*Casos A-2, A-3, A-4, B-1, B-2, B-3* y *B-4*) es más complejo. Para estos casos se requiere un mayor número de consideraciones, disminuyendo con ello el grado de precisión en el comportamiento de este parámetro con el fenómeno. Además, los resultados térmicos mostrados en las secciones previas hacen poco probable su estudio más profundo para este tipo de aplicaciones.

Capítulo VI

Resultados Hidrodinámicos

La naturaleza nos ha dado las semillas del conocimiento, no el conocimiento mismo...
Lucio Anneo Séneca

En este capítulo final se muestran los resultados hidrodinámicos obtenidos en los diferentes modelos propuestos y resueltos. Como se sabe, uno de los resultados importantes a ser analizados en fenómenos de transferencia de calor combinada son los perfiles de velocidad que el fluido presenta en el sistema. Además, para los casos más prometedores de disipación térmica, se analizan los resultados de caídas de presión en el arreglo. Estos análisis darán un criterio mayor a la toma de decisiones a fin de seleccionar el arreglo que presente la mejor disipación térmica con los menores requerimientos energéticos.

6.1 Perfiles de Velocidad

Uno de los parámetros importantes en los resultados hidrodinámicos así como en la solución global del fenómeno de transferencia de calor presente en estos arreglos, es el perfil de velocidades que presenta el fluido a su paso por los diferentes arreglos de canales. Como se mencionó previamente, en el presente estudio se planteó un rango de velocidades aceptables del fluido a fin de evitar efectos secundarios ($0 < v_{\text{fluido}} < 7$ m/s), tales como desgaste del material por fricción, lo cual generaría una variación del diámetro hidráulico con el tiempo de uso del disipador de calor. En base a las mismas condiciones de operación planteadas en la Sección 5.1 del capítulo anterior (flujo de calor de 150 W/cm^2 y número de Reynolds a la entrada de 500), los perfiles de temperatura obtenidos en los diferentes modelos propuestos son mostrados en los siguientes párrafos.

6.1.1 Perfil de Velocidades Presente en el Caso Constante

En la Figura 6.1 se muestran los perfiles de temperatura que se presentaron en el *Caso Constante* propuesto. En la zona central del gráfico se muestra un canal correspondiente al citado arreglo del disipador de calor propuesto (el cual está formado por 56 canales similares a éste). En la parte superior se muestra el perfil de velocidades que el fluido presenta en la zona de entrada al canal. Como se puede observar, no se tiene ningún perfil de velocidades en esta zona debido al hecho de que se está considerando que el fluido no lleva ningún perfil determinado, esto es, se está asumiendo un flujo no desarrollado a la entrada del canal. La velocidad del fluido en esta sección es de alrededor de 2.45 m/s. Se puede observar en este esquema que el fluido rápidamente intenta desarrollarse, generándose con ello un crecimiento de su perfil de velocidades. Este fenómeno es el causante de la alta disipación térmica que este arreglo presenta en su zona de entrada del fluido de trabajo (como se mostró en la Figura 5.1). En la parte inferior de la figura se muestra el perfil de velocidades que se tiene a la salida del canal. Como se puede observar, en esta sección de salida se presenta un perfil de velocidades claramente definido en forma parabólica. De acuerdo a lo esperado, se presenta

alta velocidad del fluido en la zona central del canal, disminuyendo conforme se acerca a las paredes del mismo. En la zona media del perfil de velocidades, el fluido alcanza una velocidad de alrededor de 5 m/s. En promedio, la velocidad en esta sección de salida del canal es igual a la de la entrada, teniendo un mínimo incremento debido a la variación que la viscosidad de éste presenta con la temperatura. Para este caso, sujeto a las condiciones de operación planteadas, este efecto no tiene gran impacto, ya que las variaciones de temperatura del fluido son de alrededor de 0.5 K.

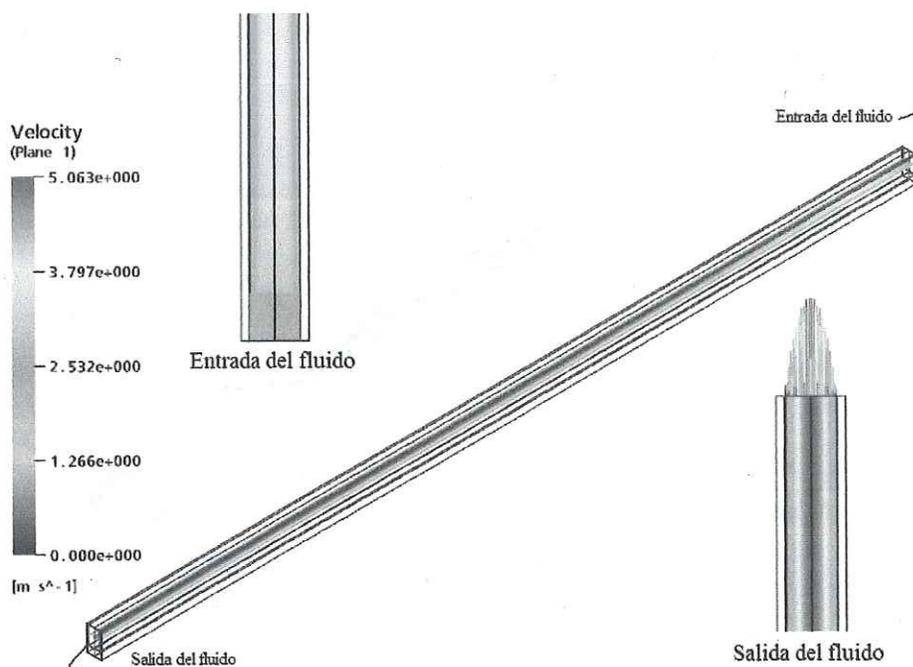


Figura 6.1 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto *Caso Constante*.

6.1.2 Perfil de Velocidades Presente en los Casos A-1 y B-1

En la Figura 6.2 y 6.3 se presentan los perfiles de velocidades obtenidos en el *Caso A-1* y *B-1*, respectivamente, bajo las condiciones de operación planteadas al inicio del presente capítulo. Al igual que en la figura previa, en la zona central de las figuras se muestra un canal del arreglo de dissipador de calor citado, respectivamente. A lo largo de éste se presenta un plano paralelo a la superficie inferior del canal, colocado a la altura media del mismo. Como se puede notar, este plano presenta un grado de inclinación debido al decremento del diámetro hidráulico del canal conforme se avanza en su posición longitudinal. En la parte superior de las figuras se muestra el perfil de velocidades presente en las zonas de entrada de cada uno de los casos. Nuevamente y de acuerdo con las consideraciones tomadas en el estudio, estos perfiles de temperaturas son constantes, presentándose un valor igual a todo lo ancho y alto del canal (velocidad de 2.45 m/s). En esta misma figura se puede observar claramente como el fluido inicia su desarrollo hidrodinámico, esto es, el desarrollo de su capa límite hidrodinámica. Este desarrollo es más rápido en estos casos que en el *Caso Constante* ya que, a pesar de ser mínimo el decremento de diámetro hidráulico en esta zona, tiene efecto en el comportamiento del fluido. Esta zona de entrada es una zona de inestabilidad del fluido, ya que rompe con su comportamiento natural al fluir por ductos. Debido a esta inestabilidad, es

requerida una mayor cantidad de energía a ser absorbida por el mismo a fin de regresar a su estado "natural". Parte de esta energía es tomada del calor generado por el procesador computacional, por lo cual la disipación térmica en esta zona es altamente elevada.

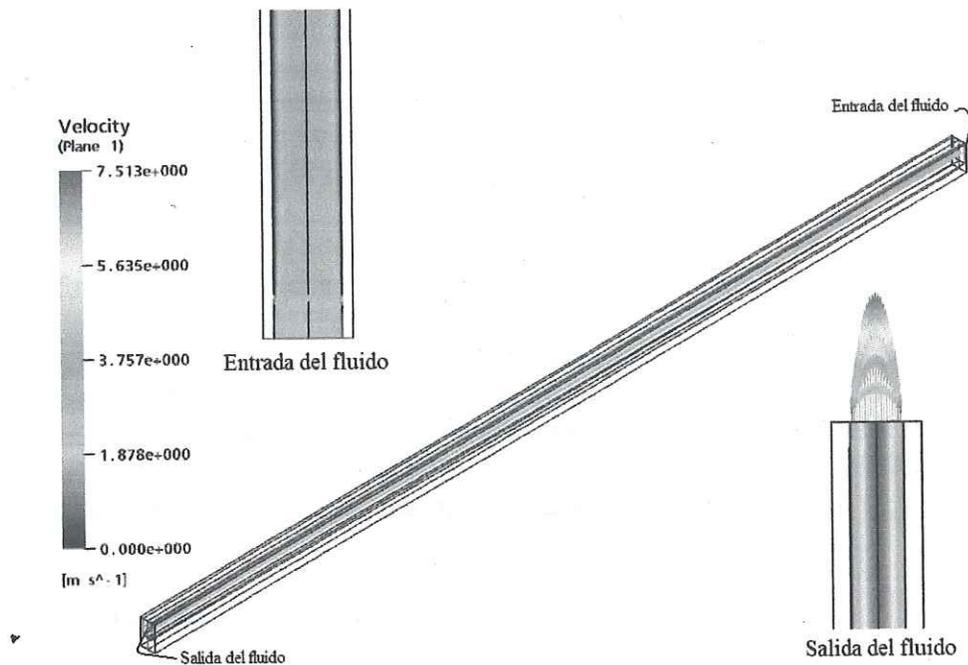


Figura 6.2 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto en el Caso A-1.

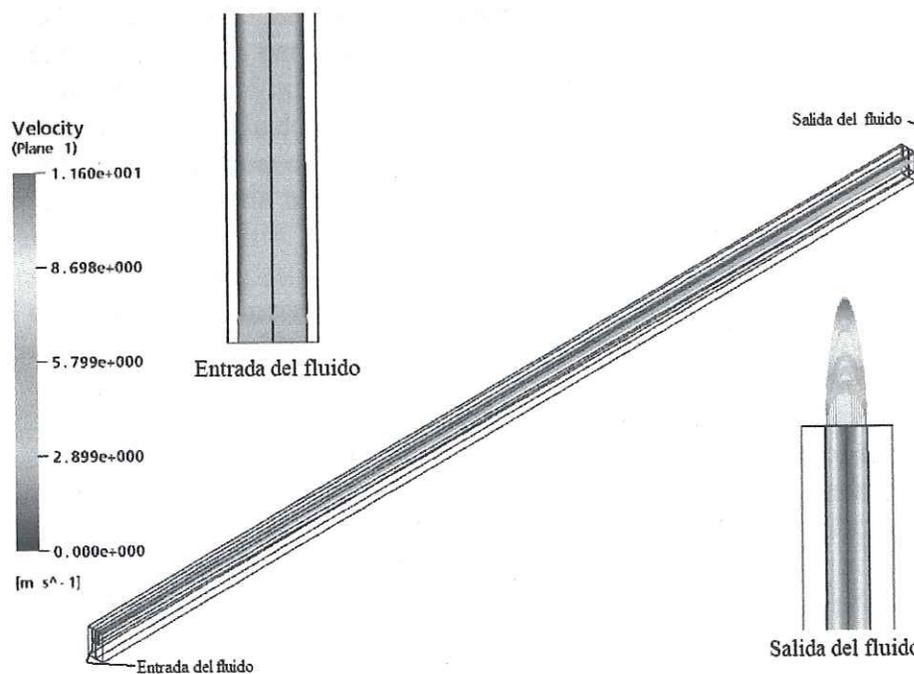


Figura 6.3 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto en el Caso B-1.

En la parte inferior de las Figuras 6.2 y 6.3 se muestran los perfiles de velocidad de salida de los *Casos A-1* y *B-1* bajo las condiciones de operación planteadas. Al igual que en el *Caso Constante*, en estas zonas se presentan perfiles de velocidad parabólicos, debido al mismo desarrollo que el fluido presenta a lo largo del canal. A diferencia del *Caso Constante*, en ambos casos se presenta un incremento de la velocidad del fluido en la zona media del canal, siendo de alrededor de 7.5 m/s para el *Caso A-1* y 11.16 m/s para el *Caso B-1*. Claramente el fluido incremento su velocidad. A pesar de este incremento en la zona media, la velocidad promedio de los modelos está por debajo del límite de velocidad que se planteó en la Sección 3.6 (velocidad de salida promedio de 3.73 m/s para el *Caso A-1* y 6.14 m/s para el *Caso B-1*).

En forma global, estos arreglos propuestos presentaron incrementos de la velocidad del fluido, generando con ello inestabilidades en el sistema, el cual siempre tratará de llegar a un estado estable, requiriendo energía para ello. Desafortunadamente, la energía tomada por el sistema para satisfacer sus necesidades (principalmente para que el fluido tienda a su estado natural al paso por los canales) no fue tomada en gran cantidad del calor generado por el dispositivo electrónico. Como resultado, el decremento del diámetro hidráulico del canal a lo largo del mismo ayuda, aunque en una mínima cantidad, a la disipación térmica en este tipo de arreglos. .

6.1.3 Perfil de Velocidades Presente en los Casos A-2 y B-2

En las Figuras 6.4 y 6.5 se muestran los perfiles de velocidades del fluido de los *Casos A-2* y *B-2*. Al igual que en los tres casos previos, la sección media de las figuras muestra una sección del arreglo del modelo propuesto, en la cual se tiene presente todo el canal ramificado correspondiente a cada caso. En la parte superior de las figuras, el primer esquema de izquierda a derecha muestra el perfil de velocidades del fluido a la entrada del canal. Se puede observar nuevamente que éste no está desarrollado en la zona de entrada. La velocidad del fluido en esta zona es igual a la de los tres casos previos. Una zona de interés es el lugar en el que se presenta la bifurcación del canal principal en los dos canales secundarios. En el segundo esquema de izquierda a derecha en cada una de las respectivas figuras se puede observar esta zona. En el *Caso A-2* se puede notar como el agua que fluye por el canal principal pierde velocidad al paso por esta zona. Después de esta zona, el agua que continúa por el canal principal inicia nuevamente su desarrollo de capa límite hidrodinámica sin tener que iniciar desde una velocidad muy pequeña. Mientras tanto, el agua que se distribuye en los dos canales secundarios pierde gran cantidad de energía, presentando las mayores velocidades en la pared de choque del fluido principal. A partir de esta zona el fluido inicia nuevamente su tendencia natural a desarrollarse. En el *Caso B-2* se presenta el mismo comportamiento, teniendo como única variación importante la velocidad que el fluido lleva en los canales secundarios después de la zona de bifurcación. En forma global, el comportamiento en la zona de bifurcación en ambos casos es debido al hecho de que la forma en la cual se propuso distribuir el fluido de un canal hacia tres canales (la continuación del canal principal y los dos canales secundarios) lleva a tener un paso directo del fluido por todo el canal principal, siendo menor la cantidad de materia a pasar por los canales secundarios. Por estas razones, la velocidad del agua en estos dos canales secundarios se ve seriamente disminuida, requiriendo una mayor cantidad de energía tanto para su movimiento como para el desarrollo natural de la

capa límite hidrodinámica. Como se vió en la Sección 5.1.3, en estas zonas de bifurcación se presenta una mejor disipación térmica del calor generado por el dispositivo electrónico a ser enfriado.

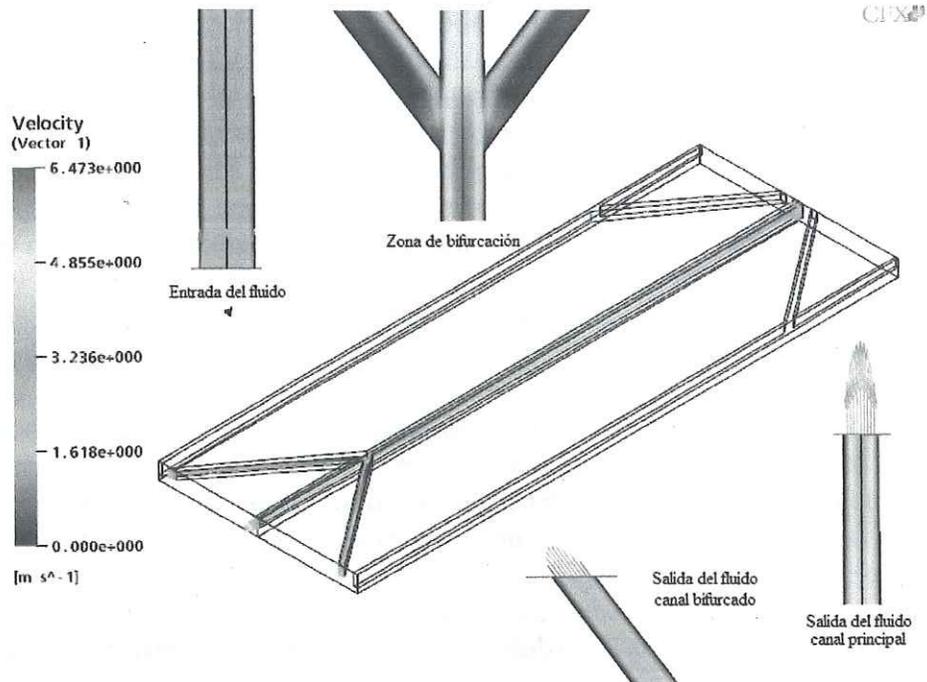


Figura 6.4 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto en el Caso A-2.

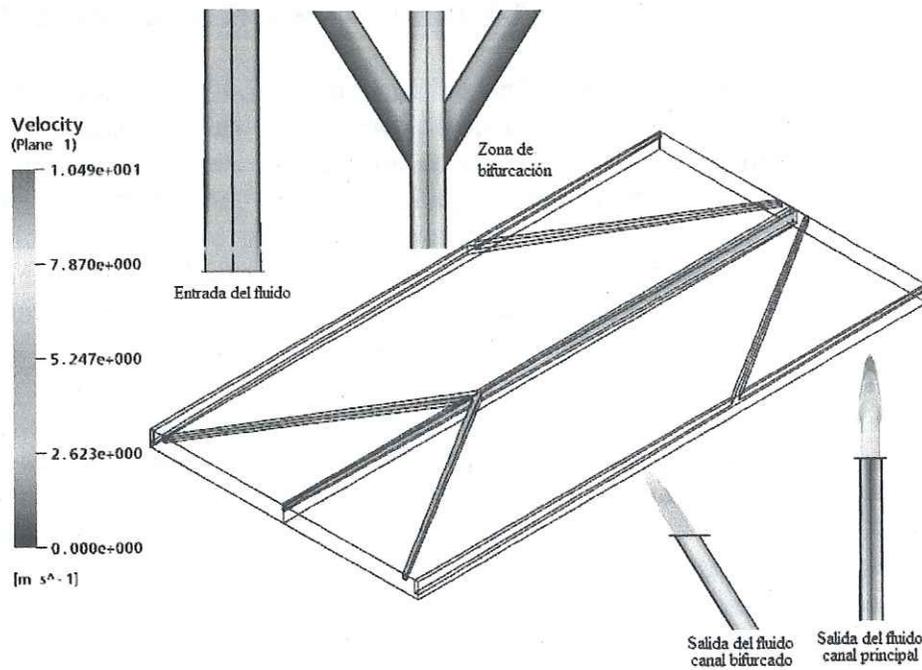


Figura 6.5 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto en el Caso B-2.

Otro punto a resaltar es el ángulo con el cual el fluido es distribuido en los dos canales secundarios. Como se mencionó previamente, en el modelo propuesto en el *Caso B-2* se presentó una menor pérdida de velocidad del fluido en esta zona de distribución. Cabe recordar que el ángulo propuesto en este modelo es de 31.71° . Por tales razones, el ángulo de apertura juega un papel importante en la pérdida de velocidad del fluido, siendo mucho menor conforme éste tienda a ser menor. Los esquemas inferiores de las figuras muestran los perfiles de velocidad presentes a la salida de los canales (canal principal y canal secundario). Se puede observar que, a pesar de la pérdida de velocidad al paso por la zona de bifurcación, el fluido alcanzó a generar un perfil de velocidades parabólico en ambos canales. De igual forma, la velocidad en la zona media de ambos canales es elevada. Para el *Caso A-2*, las velocidades de la zona media del canal principal y del canal secundario alcanzaron un valor de 6.3 m/s y 1.3 m/s, respectivamente. Para el *Caso B-2* estas velocidades fueron de 10 m/s y 7 m/s, respectivamente. La velocidad promedio de salida del fluido en estos dos casos fue menor al límite especificado.

Como se puede observar, los perfiles de velocidad presentados por los dos casos analizados en esta sección tienen un comportamiento adecuado a lo esperado. Punto a resaltar es el hecho de que la velocidad del fluido fue incrementada en los canales secundarios a pesar de la pérdida que se tuvo en la zona de bifurcación. En parte, este incremento de velocidad se vio mejorado debido al decremento del diámetro hidráulico del canal (como se puede observar en el *Caso B-2*), así como al hecho de que el fluido absorbió energía térmica del disipador de calor para recuperar su estado estable. Este par de fenómenos fueron los causantes de que en la zona de salida se presentara una mejor distribución térmica en la pared inferior del disipador de calor en estos modelos.

6.1.4 Perfil de Velocidades Presente los Casos A-3 y B-3

En las Figuras 6.6 y 6.7 se muestran los perfiles de velocidad presentes en los modelos *Caso A-3* y *B-3* sujetos a las condiciones de operación citadas previamente. De igual forma que en los casos anteriores, en la zona central de la figura se muestra una sección del disipador de calor propuesto, el cual involucra a todo el arreglo del canal ramificado. En la parte superior izquierda se muestra un esquema del perfil de velocidades en la zona de entrada del fluido de enfriamiento, siendo este perfil un valor constante de entrada. En las mismas figuras son mostradas las secciones en las cuales el canal principal es bifurcado por primera vez (zona de primera bifurcación). En estos esquemas se puede observar un patrón similar al presentado en la sección previa. El fluido tiende a dirigirse en forma recta hacia la siguiente sección de canal principal, perdiendo velocidad en el proceso. Una cantidad menor de flujo es desviada hacia los canales secundarios. Se puede observar que la velocidad del fluido después de esta zona hacia los canales secundarios es menor que la del canal principal, aunque, para el *Caso B-3*, la pérdida de velocidad es menor que en el *Caso A-3*. Lo anterior ratifica la observación dada de que el fluido pierde la menor cantidad de energía cuando el ángulo de apertura es menor. Además, en las figuras se muestra el esquema de la segunda bifurcación del canal principal. Se puede observar un comportamiento similar al presentado en la primera bifurcación. Lo anterior hace suponer que la forma de distribuir el fluido en los canales ramificados es de gran importancia en el fenómeno. En los modelos desarrollados, el diámetro hidráulico de salida del fluido en las zonas de distribución es muy cercano en

dimensiones al diámetro hidráulico de entrada, por lo cual el fluido tiende a dirigirse directamente hacia la continuación del canal principal.

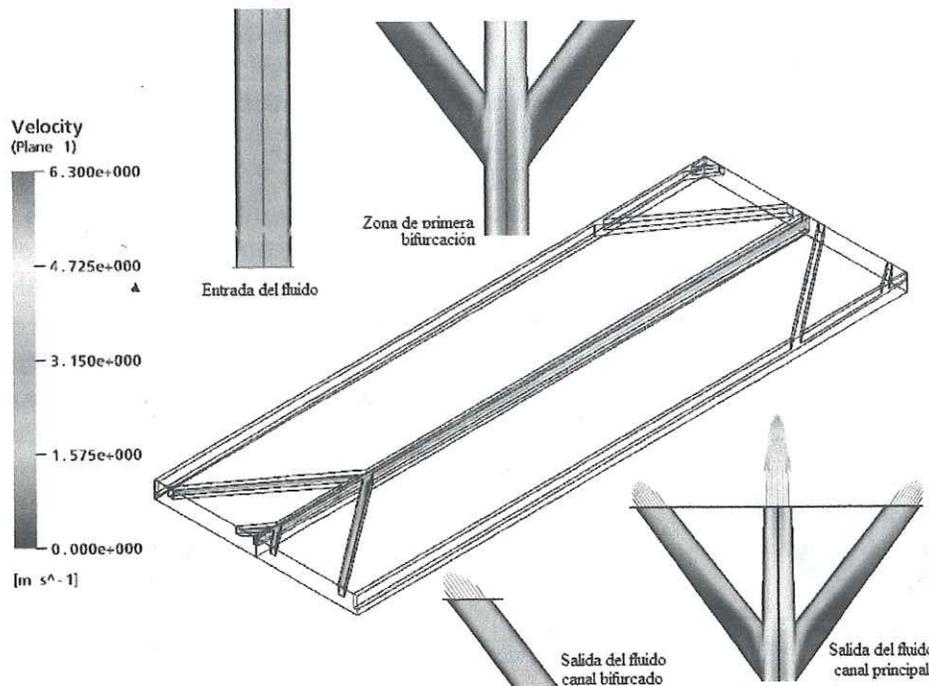


Figura 6.6 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto en el Caso A-3.

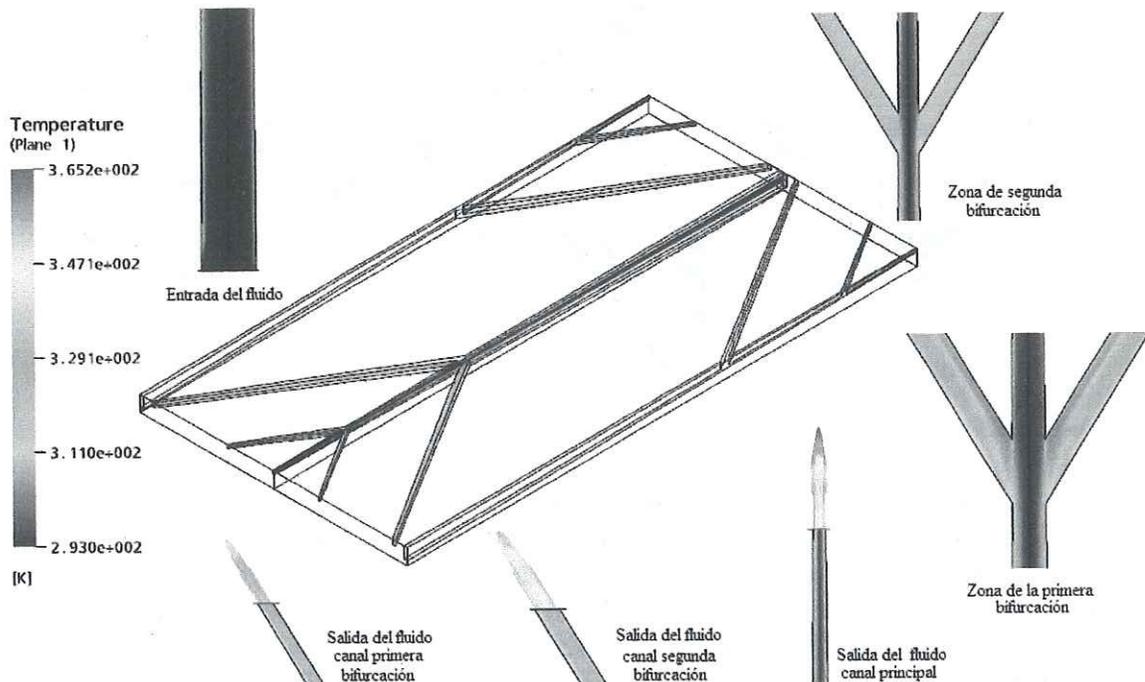


Figura 6.7 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto en el Caso B-3.

En las secciones de salida del fluido en los diferentes canales se presenta un perfil hidrodinámico parabólico. Lo anterior indica que a pesar de que algunas secciones de los

canales ramificados son muy pequeñas (como en el *Caso A-3*), el fluido alcanza a desarrollarse de forma adecuada. Por dicha razón, así como la inestabilidad que éste presenta en esta última sección ramificada, la disipación térmica se ve mejorada en esta última zona de los disipadores de calor propuestos.

6.1.5 Perfil de Velocidades Presente los Casos A-4 y B-4

En las Figuras 6.8 y 6.9 se muestran los perfiles de velocidad de los *Casos A-4* y *B-4* propuestos. Al igual que las figuras anteriores, estas figuras están compuestas por diferentes esquemas de las zonas del canal ramificado. En el esquema superior izquierdo se muestra el perfil de velocidades presente en la zona de entrada del fluido de enfriamiento. Al igual que en todos los casos anteriores, la velocidad del fluido en esta zona es un valor constante (2.45 m/s). Los comportamientos que presenta el fluido en las zonas de ramificación del canal principal son similares a los que se han venido mostrando, ratificando todo lo dicho previamente.

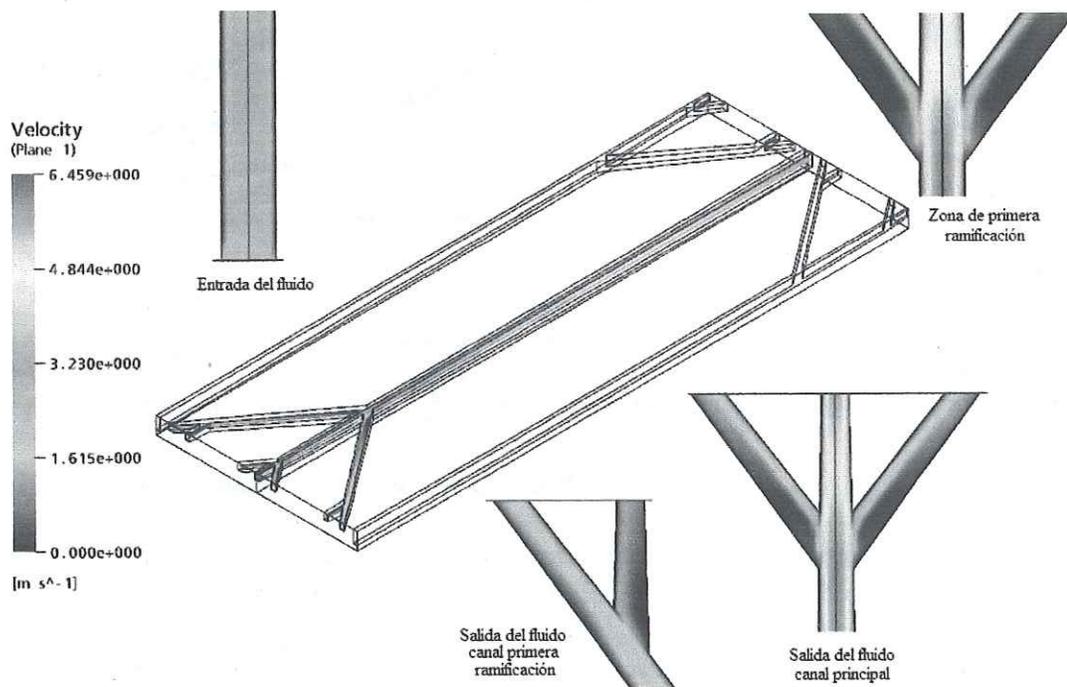


Figura 6.8 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto *Caso A-4*.

Un efecto diferente se presenta en la bifurcación que se realiza al canal resultante de la primera ramificación. Se puede observar que la velocidad a la entrada a esta zona de bifurcación es similar a la que se presenta en la salida, sin tener una gran caída de velocidad. El efecto citado es resultado de que la velocidad de fluido en este canal bifurcado no es tan elevada para generar grandes inestabilidades del mismo. En el esquema de esta zona dentro de la figura correspondiente al *Caso A-4* se puede observar que el fluido tiene un cambio de dirección suave, generándose pequeñas secciones de estancamiento en la zona posterior a la pared con la que el fluido choca, así como en la pared opuesta al canal bifurcado. Como se puede deducir rápidamente, estas zonas de estancamiento, las cuales se presentan en todas las secciones ramificadas, generan caídas de presión en el sistema, requiriendo que se suministre

una mayor cantidad de energía para poder vencerlas. De igual forma, en todas estas secciones de inestabilidad del fluido se presenta una mejora en la disipación térmica, distribuyendo de mejor forma el perfil de temperaturas presente en la pared inferior del dissipador de calor propuesto (como se muestra en la Sección 5.1.4). En las figuras se observa, de igual forma que en las secciones anteriores, los perfiles de velocidades obtenidos en cada una de las secciones de salida de los diferentes canales. Se puede observar que en todas estas secciones de salidas el fluido presenta un perfil parabólico.

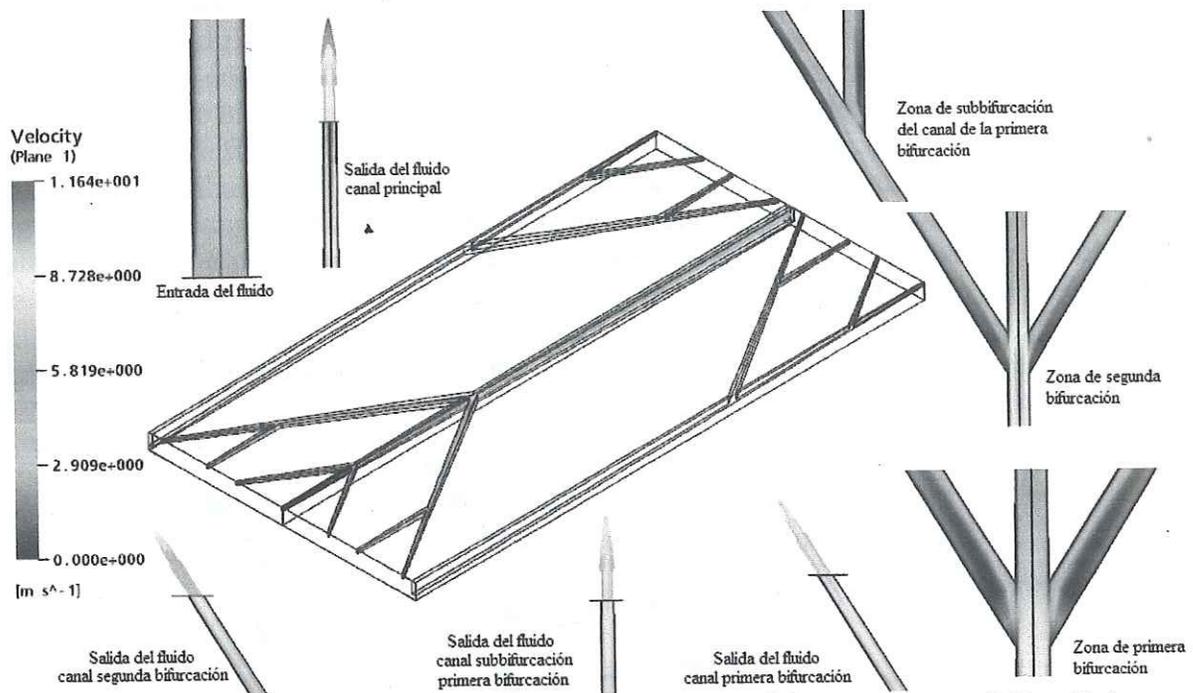


Figura 6.9 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto en el Caso B-4.

6.1.6 Perfil de Velocidades Presente los Casos A-5 y B-5

Finalmente, y a pesar de que los resultados térmicos obtenidos de estos casos propuesto no son prometedores en la disipación de altos flujos de calor, en la Figura 6.10 se muestra un esquema del perfil de velocidades del fluido en el arreglo *Caso A-5* a fin de observar el comportamiento que el fluido presenta. La figura muestra varios esquemas de las diferentes zonas de interés del canal ramificado. En las zonas de entrada del fluido al canal principal y la sección de canal colocada cerca de la orilla del dissipador de calor, el perfil de velocidades es constante. Inmediatamente se presenta la primera ramificación en ambas secciones, con lo cual se generan pequeñas zonas de estancamiento así como inestabilidades del fluido. Conforme este recorre el canal principal, el fluido mantiene la misma velocidad, presentándose el mismo efecto en las dos secciones de ramificación posteriores a la zona de entrada. El fluido distribuido a los canales ramificados presenta de igual manera velocidades muy bajas. A pesar de que la velocidad de éste en estas secciones es incrementada ligeramente por el decremento del diámetro hidráulico, el fluido llega a las zonas de salida más lejanas a la ramificación del canal principal con velocidades muy pequeñas. Cabe mencionar que en el *Caso B-5* se llegó a presentar un cambio de dirección del fluido, esto es,

en lugar de que el fluido saliera del canal, se estancaba e incluso regresaba al canal de donde procedía.

Estos resultados hidrodinámicos, a pesar de ser muy pobres respecto a la distribución de fluido en el disipador de calor (lo cual afecta a los objetivos de disipación térmica deseados), ratifican en gran medida lo que se ha venido observando y mencionando en este capítulo. El decremento del diámetro hidráulico tiene efecto en el aumento de la velocidad del fluido. Las zonas en las que se presentan ramificaciones generan, como es de esperarse, inestabilidades al fluido. La forma del distribuidor de flujo (zona de ramificación) impacta en gran medida en cómo el fluido se dirige hacia el canal principal y canales secundarios, esto es, si el diámetro hidráulico de salida de fluido hacia la sección restante del canal principal en el distribuidor de flujo es cercana a las dimensiones del canal principal que introduce el flujo hacia este distribuidor, el fluido tiende a dirigirse en un alto porcentaje hacia la sección siguiente del canal principal, distribuyéndose fluido en poca cantidad en los canales ramificados. Otro punto importante que fue observado es que, mientras menor sea el ángulo de apertura de estos canales secundarios, mayor será la cantidad de materia a pasar por los mismos, además de que se disminuirán las zonas de estancamiento. Todo lo anterior afecta en forma significativa la disipación térmica.

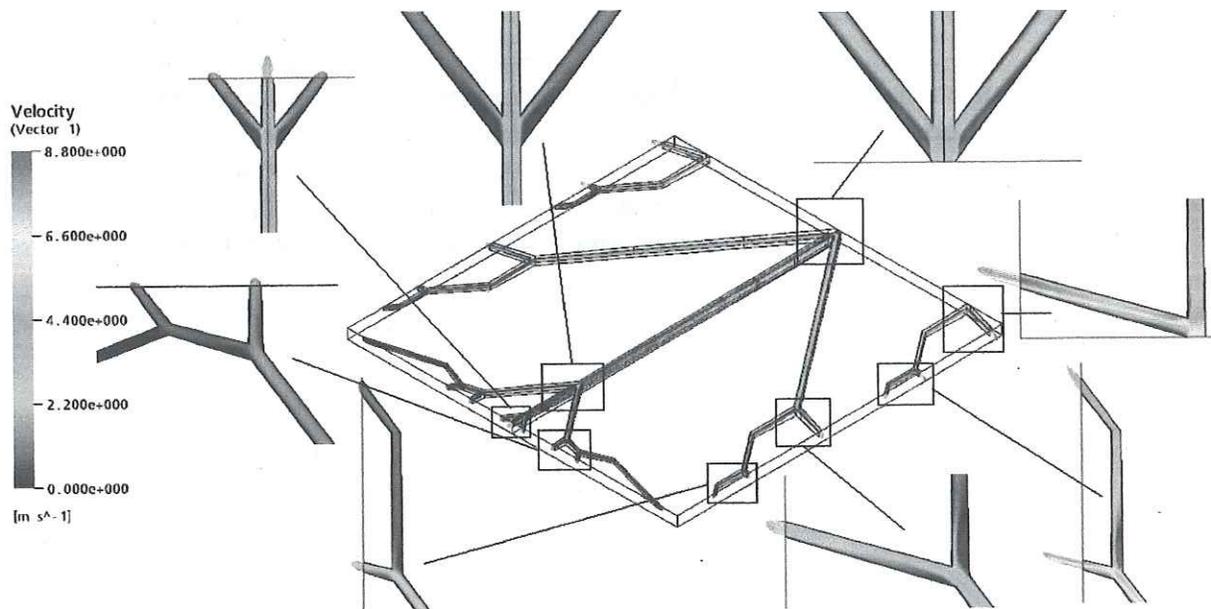


Figura 6.10 Perfil de velocidades del fluido a través del modelo propuesto en el Caso A-5.

6.2 Efectos de la Caída de Presión en la Variación del Área de Sección Transversal a lo Largo del Canal en los Casos A-1 y B-1

Como se citó tanto en el capítulo anterior como en las secciones previas en el presente capítulo, los arreglos de disipadores de calor denominados *Casos Constante*, *A-1* y *B-1* son los arreglos que cumplen satisfactoriamente con la disipación de energía térmica generada en los procesadores computacionales actuales. A fin de determinar las ventajas que se pueden tener en cuestión de requerimientos energéticos (energía a ser suministrada al sistema), un parámetro importante es la caída de presión que el fluido presenta a su paso por los canales.

Este parámetro impacta directamente en la cantidad de energía, en este caso eléctrica, que deberá ser suministrada al sistema de bombeo de flujo a ser seleccionado para dar funcionamiento al disipador de calor.

En la Figura 6.11 se muestran los coeficientes de fricción local obtenidos en los tres casos citados. El cálculo de este coeficiente está basado en la Ecuación (6.1) [41]. Como se puede observar en la figura y debido a la condición de flujo no desarrollado a la entrada, el coeficiente de fricción en esta zona es altamente elevado, reduciéndose rápidamente hasta llegar a un valor dentro del rango de 60 a 65. Comúnmente, en muchos de los estudios realizados previamente (caso concreto, los resultados mostrados por Toh et al. [41]), el comportamiento de este coeficiente tiende a seguir decreciendo después de pasar por la zona de entrada (Figura 4.4). Este comportamiento es debido a que en los estudios realizados por este investigador, el flujo de calor suministrado a un único canal del disipador de calor es de 34.6 W/cm^2 . Este flujo de calor impacta en forma seria los gradientes de temperatura del fluido, viéndose por consiguiente afectada la viscosidad del mismo. Un efecto contrario se presentó en los modelos analizados en el presente trabajo. Al tener un arreglo de 56 canales en el disipador de calor, el flujo de calor que cada uno de los canales recibe es mucho menor que en el caso del trabajo de Toh et al. (siendo cuatro veces menor). Por lo tanto, el comportamiento de este parámetro es casi constante después de la zona de entrada. En la figura se puede observar como el *Caso Constante* presenta, de entre las tres curvas expuestas, el menor valor de coeficiente de presión, además de que éste muestra un comportamiento muy uniforme. Caso contrario se presenta en el coeficiente de fricción obtenido en el *Caso B-1*. En este caso, el valor de este parámetro se vio ligeramente aumentado, además de que su comportamiento no fue muy uniforme. Lo anterior puede ser adjudicado principalmente al cambio brusco de diámetro hidráulico que se presentó. El *Caso A-1* mostró un coeficiente intermedio entre los dos casos mencionados previamente.

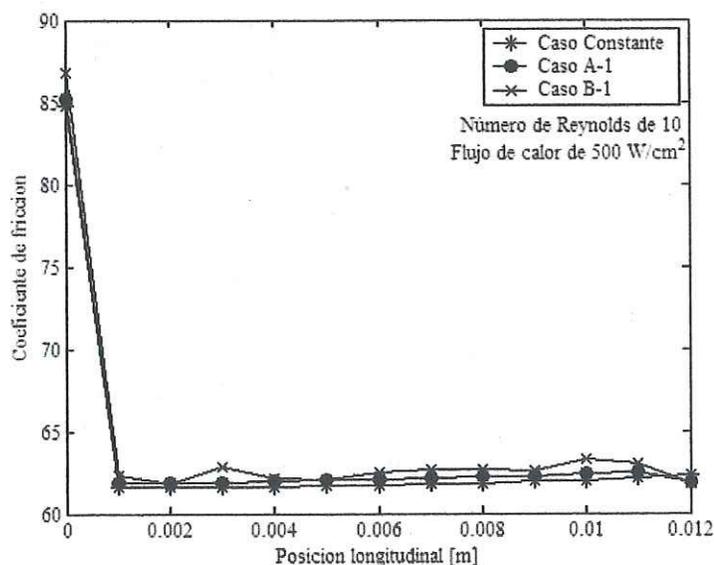


Figura 6.11 Coeficiente de fricción a lo largo del canal presente en los *Casos Constante, A-1 y B-1*.

$$C_f = \frac{-2(dP/dz)D_h}{\rho V} \text{Re} \quad (6.1)$$

En la Figura 6.12 se muestran los coeficientes de fricción globales que se obtuvieron en cada uno de los casos citados, trabajando con un número de Reynolds del fluido a la entrada del canal de 10 y variando el flujo de calor que se suministra al sistema. El gráfico ratifica dos puntos citados previamente. A medida que el flujo de calor es incrementado, el fluido va incrementando su temperatura, disminuyendo con ello su viscosidad y a su vez, disminuyendo el valor del coeficiente de fricción del canal en forma global. Además, el *Caso Constante* es el que menores valores de este parámetro presenta, así como un comportamiento uniforme en relación al flujo de calor suministrado. Conforme el diámetro hidráulico de salida del canal se va disminuyendo, el coeficiente de fricción se ve incrementando, además de que, cuando este cambio de diámetro hidráulico es más brusco (como lo es el *Caso B-1*), el comportamiento de este parámetro es menos uniforme.

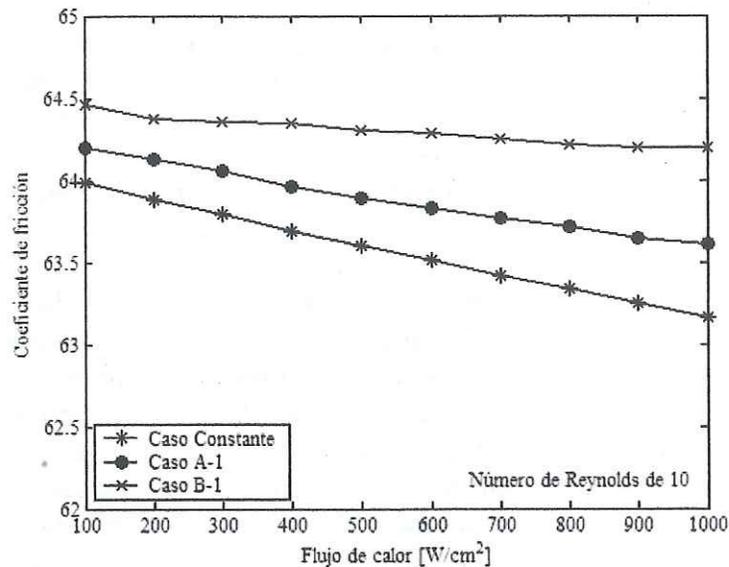


Figura 6.12 Coeficiente de fricción global presenten en los *Casos Constante, A-1 y B-1*, sujetos a variaciones de flujo de calor.

A la luz de los resultados hidrodinámicos obtenidos, y retomando lo observado en los resultados térmicos, el mejor arreglo de disipadores de calor de tipo microcanal es aquel que está conformado por canales rectangulares con área de sección transversal constante. Mientras mayor sea el número de canales, mejor será la disipación térmica ya que se disminuirá la relación entre el volumen del sólido-volumen del fluido. Si el fluido de enfriamiento es agua, se observa que una relación de este tipo menor que 2 cumple con los objetivos deseados. El uso de canales constantes disminuye los requerimientos energéticos a ser suministrados al sistema además de que cumple con la disipación térmica de igual forma que los canales con decremento de diámetro hidráulico.

Conclusiones

Se dice que la vida no es el número de veces que respiras, sino el número de veces que te quitan la respiración.

La naturaleza me ha dejado sin aliento...

C. R.

En el presente trabajo se realizó un estudio numérico de disipadores de calor a escala microcanal, generados a partir de razones geométricas que se presentan en la naturaleza. Estas razones geométricas han sido expuestas y aplicadas en los últimos años en diferentes áreas de la ciencia. La Teoría Constructal y la Tendencia Biomimética exponen este tipo de relaciones geométricas. Como resultado se generaron modelos que tienen como característica principal un decremento de área de sección transversal del canal conforme el fluido de enfriamiento lo recorre, además de tener formas semejantes a las que la naturaleza presenta. Agua fue el fluido de enfriamiento seleccionado. El objetivo principal del presente trabajo fue el encontrar modelos que fueran capaces de disipar los altos flujos de calor que se generan actualmente en los procesadores computacionales, así como el distribuir los perfiles de temperatura resultantes sobre estos dispositivos electrónicos de la mejor forma posible, evitando con ello el generar esfuerzos termomecánicos que pudiesen afectar su funcionamiento a largo plazo.

Como resultado de este estudio se encontró que los modelos de disipadores de calor que estaban formados por canales rectos (canales sin ramificaciones) presentaron la mejor disipación térmica. Los modelos ramificados mostraron resultados poco prometedores para este tipo de aplicaciones, siendo los que se asemejaban en mayor medida a las hojas de los árboles (*Casos A-5 y B-5*) los de menor impacto en la disipación térmica de altos flujos de calor. Los puntos a destacar en cuanto a la parte térmica de los modelos y que pueden ser tomados en cuenta para futuras propuestas de modelos de este tipo de disipadores de calor son citadas a continuación.

1. Un parámetro importante a ser tomado en cuenta en este tipo de arreglos es la relación existente entre volumen de material sólido y volumen de fluido que actúa sobre él. Esta relación afecta directamente al porcentaje del flujo de calor total que es suministrado al disipador de calor que actuará sobre cada uno de los canales del arreglo, y en consiguiente, sobre el fluido que pasa por el sistema. En base a los resultados expuestos en este trabajo una relación de entre 1.5 y 2 es la que mejor capacidad de disipación térmica presenta. Dentro de este rango se encuentran los modelos propuestos *Caso Constante, A-1 y B-1*, los cuales cumplieron satisfactoriamente con uno de los objetivos planteados.
2. El decremento del diámetro hidráulico de los canales ayuda, aunque no en el grado deseado, a la disipación térmica en este tipo de arreglos. A pesar de que el fluido incrementa su velocidad, el coeficiente convectivo no se ve tan impactantemente

mejorado como se puede suponer. Este efecto se muestra con mayor claridad en la Figura 5.11 así como en las Ecuaciones (5.11), (5.14) y (5.15). Un punto a destacar es el hecho de que, a medida que el diámetro hidráulico alcanza valores cercanos a $10 \mu\text{m}$, se presenta mayor uniformidad del perfil de temperaturas en el disipador de calor.

3. Las zonas en las cuales se presentan bifurcaciones de canales generan un aumento de mayor impacto en la disipación térmica. En estas zonas, el fluido claramente presenta inestabilidades, las cuales tratan de ser reducidas en forma natural, esto es, el fluido intenta regresar a su estado inicial, requiriendo energía para lograrlo. Por esta razón, el fluido absorbe una mayor cantidad de energía térmica, disminuyendo la temperatura en estas zonas.
4. El aumento del número de bifurcaciones, las cuales estuvieron basadas en las relaciones geométricas planteadas por las dos tendencias, distribuyeron de manera más uniforme el perfil de temperaturas presente en estas zonas del dispositivo electrónico a ser enfriado. En este estudio se llegó a tener tres bifurcaciones en el canal principal, presentándose con ello una muy buena distribución de temperaturas a lo largo del mismo.
5. La razón geométrica dada por el número phi para obtener las dimensiones de la altura y ancho del canal, así como del espaciamiento entre canales y espesor de la base de silicio generó resultados satisfactorios. Bajo esta razón, los arreglos de disipadores de calor más prometedores (*Caso Constante* y *Casos A-1* y *B-1*) presentaron una distribución de canales adecuada (56 canales en cada uno de los arreglos).

En lo referente a los resultados hidrodinámicos presentados por los diferentes modelos, los siguientes puntos son los más destacados y que, al igual que en lo mostrado térmicamente, pueden ser considerados para el diseño de este tipo de disipadores de calor.

1. El tener el fluido en enfriamiento en la zona de entrada sin desarrollar ayuda en gran medida a la disipación térmica. Como se mostró en los diferentes resultados, en esta zona en donde el fluido tiende a desarrollarse se presentan los menores valores de temperatura en la pared inferior del disipador de calor.
2. Las longitudes de las primeras secciones del canal principal y canales secundarios juegan un papel importante en la disipación térmica, ya que permiten que el fluido se desarrolle. En las secciones finales de las zonas ramificadas, las longitudes del canal muestran un grado menor de impacto, siempre y cuando que el canal haya presentado un decremento de diámetro hidráulico, ya que, con este decremento, la falta de longitud se ve compensada.
3. La forma geométrica del distribuidor de flujo (sección en la cual un canal se ramifica en dos o más) tiene gran importancia tanto en la cantidad de flujo a pasar como en el estancamiento que éste tenga. En los modelos propuestos se consideró

que el diámetro hidráulico de los canales tanto de entrada como de salida del mismo presentaran un diámetro hidráulico similar en sus dimensiones. Esta consideración aportó muy poco a esta zona ramificada, ya que la mayor cantidad de materia pasaba desde el canal de entrada hacia el canal de salida colocado directamente enfrente de éste. Con ello, una cantidad muy pequeña de fluido se distribuía en los canales que presentan un ángulo de apertura.

4. El ángulo de apertura de los canales ramificados impacta en la generación de zonas de estancamiento del fluido. Conforme este ángulo de apertura se acerca al canal principal, se presentan menores zonas de estancamiento del fluido. En base a lo anterior, el ángulo generado a partir del número phi es el que presentó una menor generación de zonas de estancamiento.
5. Las caídas de presión calculadas en los casos más prometedores mostraron una clara tendencia de que, a medida que el cambio del diámetro hidráulico se hace más drástico (más pequeño), se requiere una mayor cantidad de energía a ser suministrada al sistema. Por tales razones, el arreglo de disipador de calor formado por canales sin cambios de diámetro hidráulico fue el que menores requerimientos energéticos necesito para su funcionamiento.

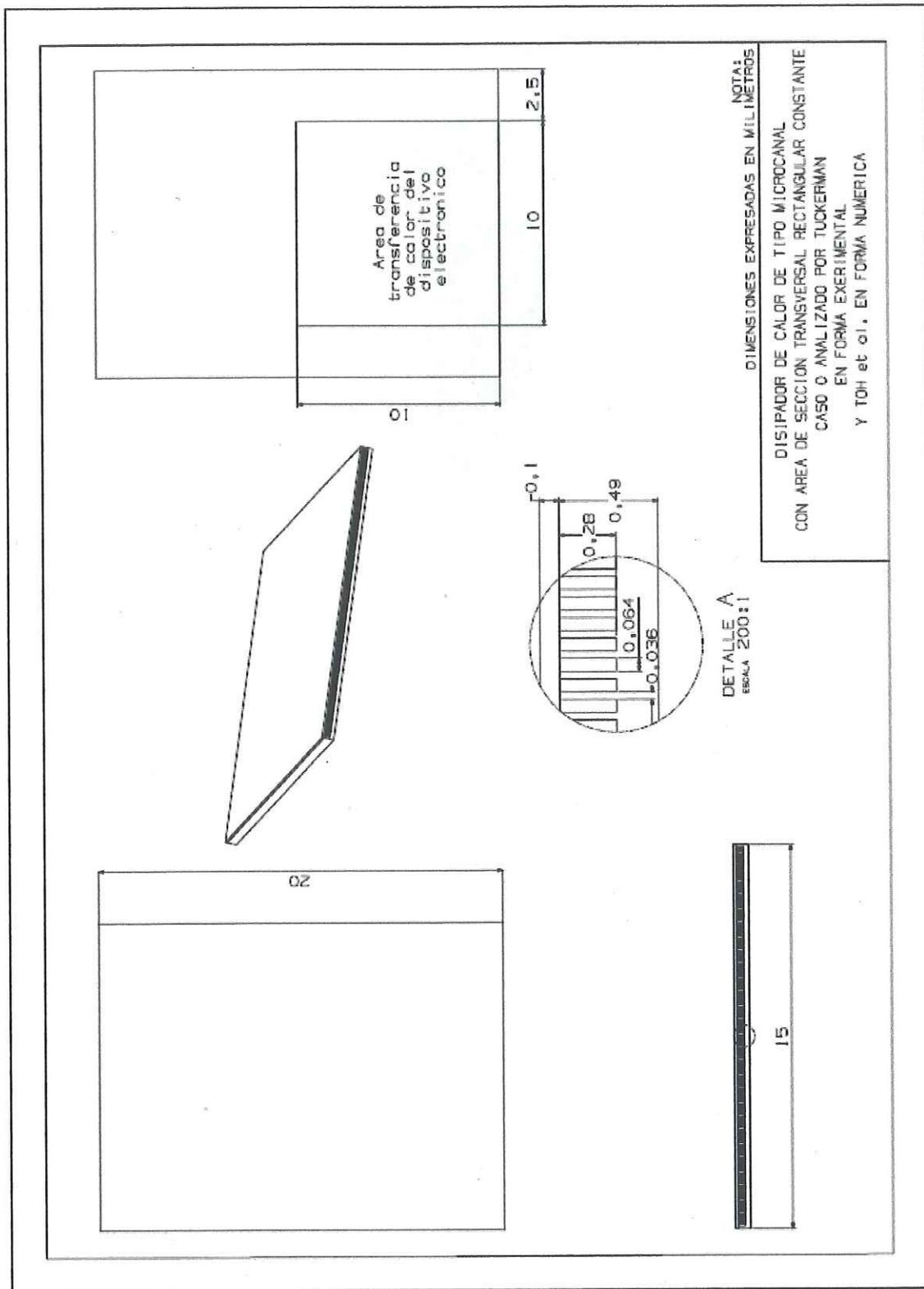
En base a los resultados mostrados, se puede concluir que los arreglos de disipadores de calor *Caso Constante*, *A-1* y *B-1* son los que cumple exitosamente con la disipación térmica de los altos flujo de calor generados por los procesado computacionales actuales, manteniéndolos muy por debajo de su temperatura de diseño. Además, estos arreglos son capaces de disipar flujos de calor mucho más elevados (superiores a 1000 W/cm^2) con pocos requerimientos energéticos. Finalmente, si se agrega como factor de selección a la factibilidad de manufactura, se puede deducir rápidamente que los arreglos similares al *Caso Constante* son los de mayor facilidad de maquinado, reduciendo con ello su costo de fabricación.

Apéndice

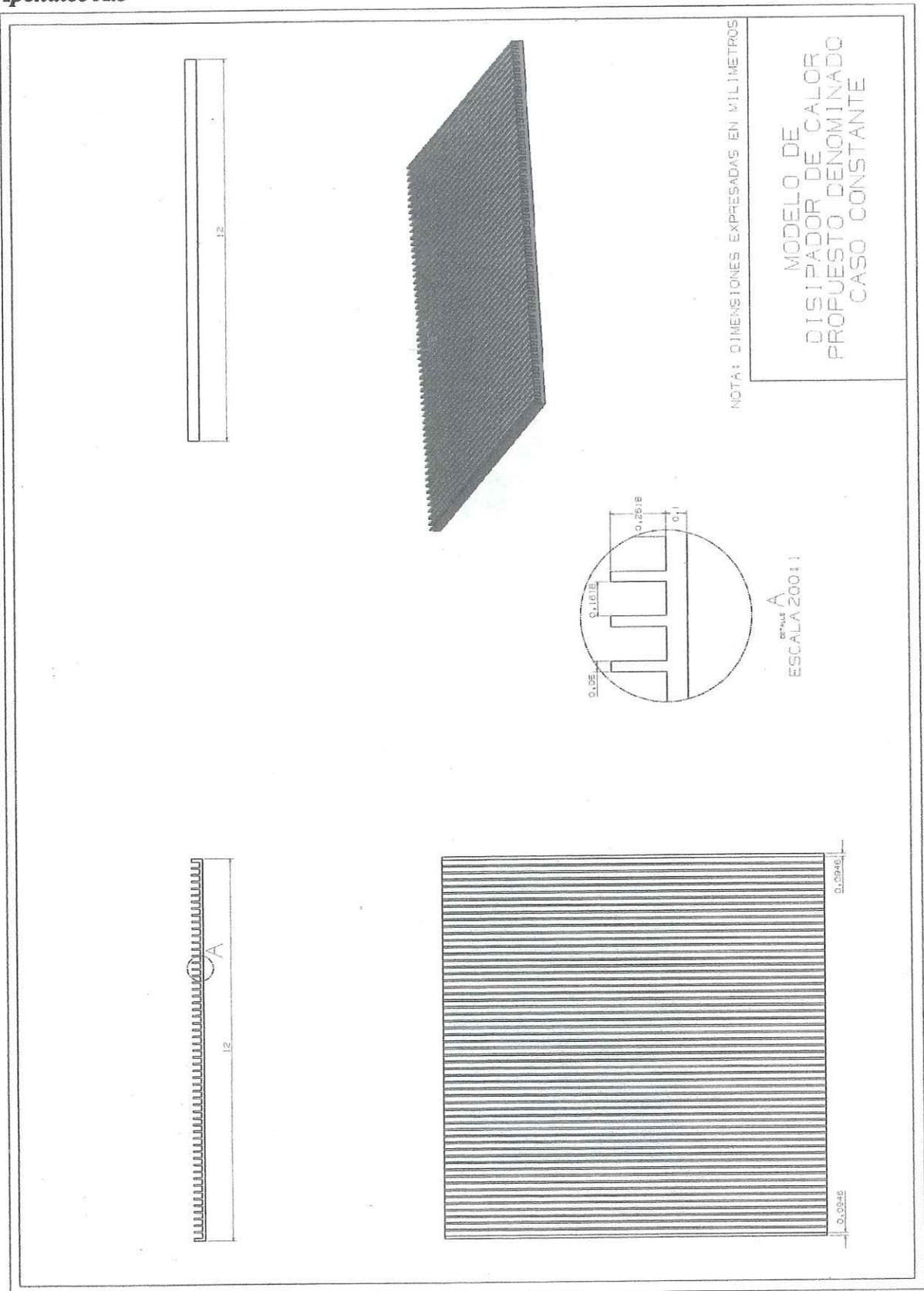
En esta sección se presentan los diferentes diagramas referenciados a lo largo del reporte de trabajo de tesis. Estos se encuentran enlistados a continuación.

- Apéndice A.1 Dimensiones físicas del procesador Quad-Core Intel® Xeon® 5400 tecnología de microarquitectura de cuatro núcleos a 45 nanómetros [67].*
- Apéndice A.2 Dimensiones del disipador de calor de tipo microcanal con área de sección transversal rectangular constante. Caso 0 analizado por Tuckerman y Pease [19] en forma experimental y Toh et al. [41] en forma analítica.*
- Apéndice A.3 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso Constante.*
- Apéndice A.4 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso A-1.*
- Apéndice A.5 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso A-2.*
- Apéndice A.6 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso A-3.*
- Apéndice A.7 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso A-4.*
- Apéndice A.8 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso A-5.*
- Apéndice A.9 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso B-1.*
- Apéndice A.10 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso B-2.*
- Apéndice A.11 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso B-3.*
- Apéndice A.12 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso B-4.*
- Apéndice A.13 Modelo de disipador de calor propuesto denominado Caso B-5.*

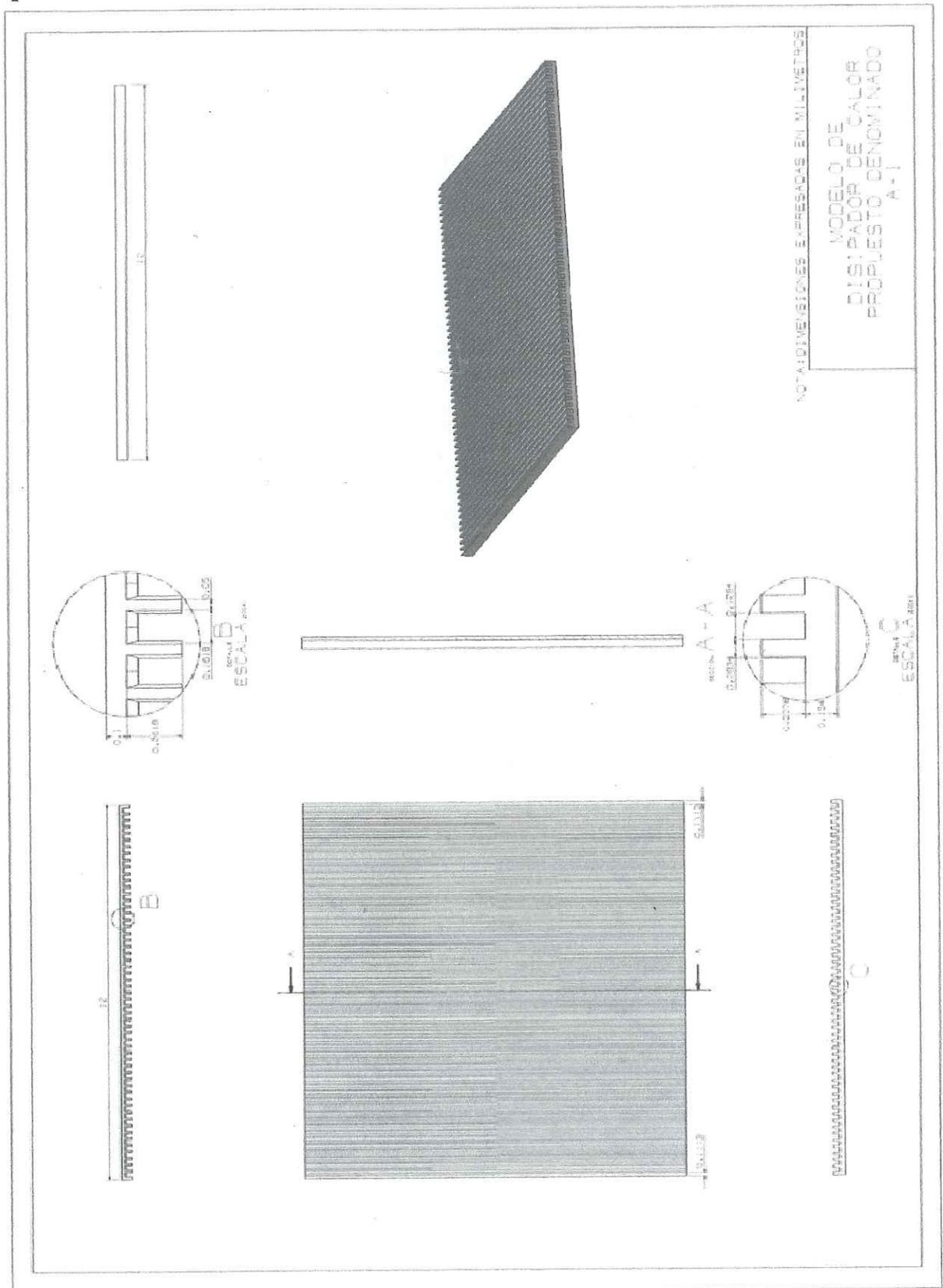
Apéndice A.2



Apéndice A.3



Apéndice A.4



Bibliografía

Obras Literarias

1. Satish G. Kandlikar, Srinivas Garimella, Dongqing Li, Stéphane Colin, Michel R. King, *Heat Transfer and Fluid Flow in Minichannels and Microchannels*, Elsevier, New York, 2006.
2. Adrian Bejan, *Shape and Structure from Engineering to Nature*, Cambridge University Press, Cambridge, UK.
3. Carmen Bonell, *La Divina Proporción, las Formas Geométricas*, 2da Edición, Ediciones de la Universidad Politécnica de Cataluña, España.
4. F. P. Incropera and D. P. DeWitt, *Fundamentals of Heat Transfer*, John Wiley and Sons, Inc., Chapter 1, USA 1996.
5. John A. Roberson and Clayton T. Crowe, *Engineering Fluid Mechanics*, John Wiley and Sons, Inc., Chapters 1, 2 y 6, USA 1997.
6. Sadik Kakaç, Ramesh K. Shah, Win Aung, *Handbook of Single-Phase Convective Heat Transfer*, John Wiley-Interscience, Chapters 1, 3 y 20.
7. W. M. Kays, M. E. Crawford, *Convective Heat and Mass Transfer*, Third Edition, Mc. Graw Hill, Chapter 2, 3 y 4.
8. ASHRAE *Handbook of Fundamentals*, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, 1997.
9. R. C. Reid, J. M. Prausnitz, T. K. Sherwood, *The Properties of Gases and Liquids*, Graw-Hill, 3rd edition, 1977.

Artículos y Publicaciones

- [1] Lorente, S., Bejan, A., *Vascularized Svelte (Compact) Flow Architectures*, IMECE2007-41060, International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 11-15, 2007, Seattle, Washington, USA.
- [2] Damián-Ascencio, C. E., Hernández-Guerrero, A., Escobar-Vargas, J. A., Rubio-Arana, C., Elizalde-Blancas, F., *Three-Dimensional Numerical Prediction of the Current Density for a Constructal Theory-Based Flow Field Pattern*, IMECE2007-42449, International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 11-15, 2007, Seattle, Washington, USA.
- [3] Bejan, A., *From Heat Transfer Principles to Shape and Structure in Nature: Constructal Theory*, 1999 Max Jakob Memorial Award Lecture, ASME 1999, 122, August 2000, pp. 430-449.
- [4] Bejan, A., Ikegami, Y., and Ledezma, G. A., *Constructal Theory of Natural Crack Pattern Formation for Fastest Cooling*, International Journal of Heat and Mass Transfer, 41, 1998.
- [5] Thompson, D' A., *On Growth and Form*, Cambridge University Press, Cambridge UK, 1942.
- [6] Kassab, G. S., *Design of Coronary Circulation: A Minimum Energy Hypothesis*, Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, Vol. 196, 2007.
- [7] Heinrich, B., *The Mechanism and Energetics of Honeybee Swarm Temperature Regulation*, Journal of Experimental Biology, 91, 1981.
- [8] Damián Ascencio, C. E., *Geometría Biomimética para el Campo de Flujo para una Celda de Combustible tipo PEM*, Tesis, Universidad de Guanajuato, 2007.
- [9] Ghyka, M., *Estética de las Proporciones en la Naturaleza y en las Artes*, Editorial Poseidon, Buenos Aires, 1953.
- [10] Luca, P., *La Divina Proporción*, Ediciones Akal, 1991, ISBN 978-84-7600-787-7.
- [11] Livio, M., *The Golden Ratio*, Broodway Books, New York, 2002, ISBN 0-7679-0816-3.
- [12] Martin, K., *Leonardo Da Vinci: The Marvellous Works of Nature and Man*, Oxford University Press, ISBN 0-1928-0725-0.

- [13] Hambidge, J., *The Parthenon and Other Greek Temples, Their Dynamic Symmetry*, Yale University Press, 1924.
- [14] Azar, K., *The History of Power Dissipation*, Lucent Technologies, Electronics Cooling Applications, 2000.
- [15] *Dual Core Intel® Itanium® Processor 9000 and 9100 Series Datasheet*, October 2008, Intel® Corporation.
- [16] *AMD NPT Family 0Fh Desktop Processors Power and Thermal Data Sheet*, Publication # 33954, Revision: 3.00, Issue Date: February 2007, Advanced Micro Devices.
- [17] Tadayon, P., *Thermal Challenges during Microprocessor Testing*, Sort Test Technology Development, Intel Corporation, Microprocessor Packaging, Vol. 4, Issue 3, 2000.
- [18] Tuckerman, D. B., *Heat Transfer Microstructures for Integrated Circuits*, Ph. D. Thesis, Stanford University, 1984.
- [19] Tuckerman, D. B., Pease, R. F., *High Performance Heat Sinking for VLSI*, IEEE Electronic Device Letters, EDL-2, 1983.
- [20] 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.
- [21] 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.
- [22] Samalam, V. K., *Convective Heat Transfer in Microchannels*, J. Electron Master, Vol 18, 1989.
- [23] Peterson, G. P., Ortega, A., *Thermal Control of Electronic Equipment and Device*, In Advances in Heat Transfer, 1990.
- [24] Yang, W. J., Zhang, N. L., *Micro- and Nano-Scale Heat Transfer Phenomena Research Trends*, In Transport Phenomenal Science and Technology, 1992.
- [25] Phillips, R. *Micro-Channel Heat Sink*, Advances in Thermal Modeling of Electronic Components, ASME, New York, 2, 1990.
- [26] Choi, S. B., Barron, R. F., Warrington, R. O., *Liquid Flow and Heat Transfer in Microtubes*, Micromechanical Sensor, Actuators and Systems, ASME, 1991.
- [27] Weisberg, A., Bau, H. H., Zemel, J. N., *Analysis of Microchannels for Integrated Cooling*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 35, 1992.
- [28] 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.
- [29] 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.
- [30] 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.
- [31] 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.
- [32] 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.
- [33] 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.
- [34] Gad-el-Hak, M., *The Fluid Mechanics Microdevices – The Freeman Scholar Lecture*, ASME, Journal of Fluids Engineering, 1999.
- [35] Qu, W., Mohiuddin, Gh., Li, D., *Heat Transfer for Water in Trapezoidal Silicon Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, 2000.
- [36] 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.
- [37] 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.
- [38] 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.

- [39] Kandlikar, S. G., Grande, W. J., *Evolution of Microchannels Flow Passages-Thermodynamic Performance and Fabrication Technology*, ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, IMECE2002-32043.
- [40] 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.
- [41] 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.
- [42] Hetsroni, G., Mosyak, A., Segal, Z. Ziskind, G., *A Uniform Temperature Heat Sink for Cooling of Electronic Devices*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 2002.
- [43] 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.
- [44] Ryu, J. H., Choi, D. H., Kim, S. J., *Numerical Optimization of the Thermal Performance of a Microchannel Heat Sink*, Technical Note, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, 2002.
- [45] Wu, H. Y., Cheng, P., *An Experimental Study of Convective Heat Transfer in Silicon Microchannels with Different Surface Conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 46, 2003.
- [46] 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.
- [47] 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.
- [48] 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.
- [49] 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.
- [50] 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.
- [51] 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.
- [52] Tiselj, I., Hetsroni, G., Mavko, B., Mosyak, A., Pogrebnyak, E., Segal, Z., *Effect of Axial Conduction on the Heat Transfer in Micro-channels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, 2004.
- [53] Liu, D., Garimella, S., *Investigation of Liquid Flow in Microchannels*, Journal of Thermophysics . Heat Transfer, AIAA 18, 2004
- [54] Koo, J., Kleinstreuer, C., *Viscous Dissipation Effects in Microtubes and Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 47, 2004
- [55] Kandlikar, S., *High Flux Heat Removal With Microchannels – A Roadmap of Challenges and Opportunities*, 3rd International Conferencia on Microchannels and Minichannels, June 13-15, 2005.
- [56] 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.
- [57] 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.
- [58] 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*, Memorias del XII Congreso Internacional de la SOMIM 2006.
- [59] Kim, D. K., Kim, S. J., *Averaging Approach for Microchannels Heat Sinks Subject to the Uniform Wall Temperature Condition*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, 2006.
- [60] Rands, C., Webb, B. W., Maynes, D., *Characterization of Transition to Turbulence in Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 49, 2006.
- [61] Bahrami, M., Yovanovich, M. M., Culham, J. R., *A Novel Solution for Pressure Drop in Singly Connected Microchannels of Arbitrary Cross- Section*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, 2007.
- [62] Bello-Ochende, T., Liebenberg, L., Meyer, J. P., *Constructal Cooling Channels for Micro-channel Heat Sinks*, International Journal of Heat and Mass Transfer. Vol. 50, 2007.
- [63] Li, J., Peterson, G. P., *3-Dimensional Numerical optimization of Silicon-Based High Performance Parallel Microchannel Heat Sink with Liquid Flow*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, 2007.

- [64] Li, Z., He, Y. L., Tang, G. H., Tao, W. Q., *Experimental and Numerical Studies of Liquid Flow and Heat Transfer in Microtubes*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, 2007.
- [65] Wang, L., Liu, F., *Forced Convection in Slightly Curved Microchannels*, International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 50, 2007.
- [66] Chester, S., Meneveau, C., Parlange, M. B., *Modeling Turbulent Flow over Fractal Trees with Renormalized Numerical Simulation*, Journal of Computational Physics, Vol. 225, 2007.
- [67] *Dual Core Intel® Xeon® Processor 7200 Series and Quad Core Intel® Xeon® 7300 Series Datasheet*, September 2007, Intel® Corporation.
- [68] *CFX-5 Solver and Solver Manager*, Documentation ANSYS® CFX® 10. This information can be accessible using the Help menu (*Help/On Solver Manager*) inside software.