

**DISEÑO ÓPTIMO DE UN DISIPADOR DE CALOR MEDIANTE EL USO DEL  
ALGORITMO DEL MURCIÉLAGO VIRTUAL**

**JHONAR ORLANDO ACEVEDO VÁSQUEZ**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERIAS ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y DE  
TELECOMUNICACIONES  
BUCARAMANGA**

**2016**

**DISEÑO ÓPTIMO DE UN DISIPADOR DE CALOR MEDIANTE EL USO DEL  
ALGORITMO DEL MURCIÉLAGO VIRTUAL**

**JHONAR ORLANDO ACEVEDO VÁSQUEZ**

**Trabajo de Grado para optar el título de Ingeniero Electrónico**

**DIRECTOR**

**CARLOS RODRIGO CORREA CELY, Ph. D.  
INGENIERO QUÍMICO**

**CODIRECTOR**

**JORGE MARIO CRUZ DUARTE, Ph. D.(c)  
INGENIERO ELECTRÓNICO**

**UNIVERSIDAD INDUSTRIAL DE SANTANDER  
FACULTAD DE INGENIERÍAS FISICOMECÁNICAS  
ESCUELA DE INGENIERIAS ELÉCTRICA, ELECTRÓNICA Y DE  
TELECOMUNICACIONES  
BUCARAMANGA**

**2016**

## CONTENIDO

	<b>Pág.</b>
INTRODUCCIÓN.....	16
1. DESCRIPCIÓN DE LA INVESTIGACIÓN.....	19
1.1 OBJETIVO GENERAL.....	19
1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	19
2. METODOLOGÍA.....	21
2.1 REVISIÓN TEÓRICA.....	21
2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE DISEÑO.....	21
2.3 PROGRAMACIÓN DE LA ESTRATEGIA.....	22
2.4 PRUEBAS DE DISEÑOS.....	22
2.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS.....	22
2.6 DOCUMENTACIÓN.....	23
3. FUNDAMENTO TEÓRICO.....	24
3.1 DISIPADORES DE CALOR.....	24
3.2 DEFINICIÓN DE OPTIMIZACIÓN.....	25
3.3 MÉTODO DEL MURCIÉLAGO VIRTUAL.....	26
3.4 MINIMIZACIÓN DE GENERACIÓN DE ENTROPÍA.....	28
4. PROBLEMA DE DISEÑO.....	30
4.1 PLANTEAMIENTO DEL MODELO.....	30
5. RESULTADOS Y ANÁLISIS.....	37

5.1 VERIFICACIÓN DEL MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN .....	37
6. ESCENARIOS DE DISEÑO.....	39
7. CONCLUSIONES .....	58
8. RECOMENDACIONES.....	60
REFERENCIAS .....	61
BIBLIOGRAFÍA.....	67
ANEXOS.....	74

## LISTA DE FIGURAS

	<b>Pág.</b>
Figura 1. Geometría de un disipador de calor tipo microcanal.....	25
Figura 2. Geometría del disipador de calor tipo microcanal.....	30
Figura 3. Sistema térmico: disipador de calor tipo microcanales rectangulares y su interfaz de trabajo. ....	31
Figura 4. Disipador de calor tipo microcanal: (a) geometría y (b) volumen de control.....	32
Figura 5. Diseños del disipador de calor variando $Gd$ , el material y el fluido de trabajo.....	41
Figura 6. Variación de la fracción de volumen para el nanofluido $H_2O - Cu$ con diferentes materiales.....	42
Figura 7. Variación de la fracción de volumen para el nanofluido $H_2O + Al_2O_3$ con diferentes materiales.....	42
Figura 8. Variación de la fracción de volumen para el nanofluido $H_2O + TiO_2$ con diferentes materiales.....	43
Figura 9. Variación de la fracción de volumen para el nanofluido $H_2O + SiC$ con diferentes materiales.....	43
Figura 10. Diseños del disipador de calor utilizando como material Al, variando los fluidos de trabajo y $Gd$ dentro de un régimen laminar y turbulento.....	44
Figura 11. Variación de $Gd$ con Al y Cu como material y aire como fluido junto con su resistencia térmica equivalente y tasa de generación de entropía respectivamente.....	45
Figura 12. Efecto de la variación en la relación de aspecto del canal ( $ac$ ) sobre la potencia de bombeo para el diseño del disipador óptimo encontrado considerando la entropía. ....	50

Figura 13. Efecto en la variación en la relación entre el ancho del canal y la pared ( $\beta$ ) sobre la potencia de bombeo para el diseño del dissipador óptimo encontrado considerando la entropía.....	50
Figura 14. Efecto de la variación en el ancho del dissipador ( $Wd$ ) sobre el número de microcanales considerando la tasa de generación de entropía. ....	51
Figura 15. Efecto de la variación de la longitud del dissipador ( $Ld$ ) sobre la resistencia térmica equivalente considerando la tasa de generación de entropía. ....	52
Figura 16. Efecto de la variación de la tasa de flujo de volumen ( $Gd$ ) sobre la tasa de generación de entropía. ....	53
Figura 17. Comportamiento de la resistencia térmica equivalente al variar $Gd$ . ....	54
Figura 18. Tendencia del algoritmo del murciélago virtual para 30 repeticiones. ....	56
Figura 19. Interfaz del usuario. ....	75
Figura 20. Interfaz del usuario y resultados. ....	75

## LISTA DE TABLAS

	<b>Pág.</b>
Tabla 1. Resultados obtenidos para las funciones de prueba utilizando el método de optimización BA. ....	38
Tabla 2. Parámetros utilizados en el método BA [33]. ....	38
<i>Tabla 3. Parámetros de diseño constantes asumidos para la simulación.</i> .....	38
Tabla 4. Valores asumidos para las propiedades termofísicas de los materiales y fluidos a trabajar [18], [40], [43]–[46]. ....	39
Tabla 5. Diseños de disipador de calor variando el material y el fluido refrigerante con flujo laminar completamente desarrollado. ....	46
Tabla 6. Diseño óptimo del disipador de calor tipo microcanal obtenido con el modelo de la mínima tasa de generación de entropía utilizando el algoritmo BA cuando se utiliza grafito de alta conductividad térmica y el nanofluido $H_2O + Al_2O_3$ como refrigerante. ....	49
Tabla 7. Diseños obtenidos para un disipador de calor utilizando como material grafito de alta conductividad térmica y como nanofluido $H_2O + Al_2O_3$ en régimen laminar pasando a régimen turbulento ( $Gd > 448 \times 10^{-6} (m^3/s)$ y $Re > 2300$ ). ....	55
Tabla 8. Comparación entre el diseño obtenido con BA y los reportados en la literatura bajo el mismo flujo de calor uniforme. ....	56

## LISTA DE ANEXOS

	<b>Pág.</b>
Anexo A: Interfaz que permite elegir los parámetros como material del disipador, fluido y flujo másico como también el número de repeticiones para el diseño óptimo de un disipador de calor. ....	74
Anexo B: Script utilizado para el algoritmo del murciélago virtual.....	76

## NOMENCLATURA

$A$	Área [ $\text{m}^2$ ]
$a$	Aproximación del radio del chip [m]
$A_c$	Área de contacto [ $\text{m}^2$ ]
$A_{ef}$	Área efectiva de transferencia de calor por convección [ $\text{m}^2$ ]
$Bi$	Número de Biot
$c_p$	Calor específico [ $\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$ ]
$D_h$	Diámetro hidráulico [ $\text{m}^2$ ]
$D_{tu}$	Diámetro al interior de los tubos de suministro de fluido [m]
$f$	Factor de fricción
$G$	Tasa de flujo de volumen [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$\bar{h}$	Coefficiente de convección [ $\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$ ]
$H_c$	Altura del canal [m]
$k$	Conductividad térmica del sólido [ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ]
$k_{co}$	Coefficiente adimensional del flujo en fase gaseosa
$k_{ex}$	Coefficiente adimensional del flujo en fase gaseosa
$k_f$	Conductividad térmica del fluido [ $\text{W}/\text{m} \cdot \text{K}$ ]
$L$	Longitud o profundidad [m]
$L_{tu}$	Longitud o profundidad del tubo [m]
$m$	Parámetro de la aleta [ $1/\text{m}$ ]
$N$	Número total de microcanales
$Nu$	Número de Nusselt
$P$	Perímetro del disipador [m]
$P_r$	Número de Prandtl
$\dot{q}$	Flujo de calor uniforme [ $\text{W}/\text{m}^2$ ]
$\dot{Q}$	Tasa global de transferencia de calor [W]

$R$	Resistencia térmica [K/W]
$R'_i$	Resistencia de la pasta térmica [ $\text{m}^2 \cdot \text{K/W}$ ]
$Re_{Dh}$	Número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico
$R_o$	Resistencia térmica externa [K/W]
$\dot{S}_{gen}$	Tasa total de generación de entropía [K/W]
$t_b$	Espesor de la placa base del arreglo de aletas [m]
$T$	Temperatura promedio [K]
$\bar{V}_f$	Velocidad promedio del flujo de fluido a través del canal [m/s]
$w_c$	Ancho de medio canal [m]
$w_w$	Espesor de media aleta [m]
$W$	Ancho [m]

### Símbolos Griegos

$\alpha_c$	Relación de aspecto del canal
$\beta$	Relación entre el ancho del canal y de la pared
$\Delta P$	Caída de presión percibida a través del microcanal [Pa]
$\varepsilon$	Parámetro adimensional relacionado con la dispersión térmica
$\lambda_b$	Parámetro adimensional relacionado con la dispersión térmica
$\phi_b$	Parámetro adimensional relacionado con la dispersión térmica
$\mu$	Viscosidad dinámica del fluido [ $\text{Pa} \cdot \text{s}$ ]
$\nu$	Viscosidad cinemática del fluido [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]
$\rho$	Densidad promedio del fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\tau$	Valor adimensional del espesor de la placa base

## Subíndices

<i>a</i>	Ambiente
<i>b</i>	Placa base
<i>c</i>	Canal
<i>conv</i>	Convección
<i>d</i>	Disipador
<i>eq</i>	Equivalente
<i>f</i>	Fluido
<i>i</i>	Interfaz
<i>tu</i>	Tubo
<i>turb</i>	Turbulento
<i>vc</i>	Volumen de control

## RESUMEN

**TÍTULO:** DISEÑO ÓPTIMO DE UN DISIPADOR DE CALOR MEDIANTE EL USO DEL ALGORITMO DEL MURCIÉLAGO VIRTUAL\*

**AUTOR:** JHONAR ORLANDO ACEVEDO VÁSQUEZ\*\*

**PALABRAS CLAVE:** DISEÑO ÓPTIMO, DISIPADOR DE CALOR CON MICROCANALES, CRITERIO DE MÍNIMA GENERACIÓN DE ENTROPÍA, MURCIÉLAGO VIRTUAL

### DESCRIPCIÓN:

En este documento se presenta el diseño óptimo de un disipador de calor de tipo micro-canal, comúnmente utilizado para la extracción de la energía térmica generada por componentes micro-electrónicos. Para ello, se propusieron diferentes condiciones de operación, se empleó el criterio de la Mínima Generación de Entropía (MGE), como estrategia de modelado, y se implementó el método moderno de optimización, el Algoritmo del Murciélago Virtual (BA, de las siglas en inglés de *Bat Algorithm*). Con las condiciones de operación y especificaciones de diseño, se analizaron diferentes mecanismos pasivos para mejorar el proceso de transferencia de calor de flujo interno, por lo que se optó por una transferencia de calor forzada, directamente relacionado con la producción de entropía del disipador. Entre éstos se destacan la variación del caudal, la utilización de fluidos de trabajo con propiedades termofísicas diferentes y, el empleo de fluidos calefactores coloidales (o nanofluidos). Se realizaron todos los diseños posibles utilizando los fluidos y materiales de trabajo especificados en este proyecto de grado. Los resultados obtenidos durante esta investigación se contrastaron y analizaron con algunos de los reportados en la literatura. Con ello, se observó que al utilizar el nanofluido  $Al_2O_3 - H_2O$ , los disipadores de calor incrementan considerablemente su eficiencia térmica, comparados con los otros fluidos considerados en esta investigación (i.e., amoníaco gaseoso, R-134A, aire, dióxido de carbono, aire con 10%, 50% y 90% de humedad,  $H_2O + SiC$ ,  $H_2O + Cu$ ,  $H_2O + TiO_2$  y  $H_2O + Al_2O_3$ ).

---

\* Trabajo de grado

\*\* Facultad e Ingenierías Fisicomecánicas. Escuela de Ingenierías Eléctrica, Electrónica y de Telecomunicaciones. Director Ph.D. Carlos Rodrigo Correa Cely. Codirector Ph.D.(c) Jorge Mario Cruz Duarte.

## ABSTRACT

**TITLE:** OPTIMAL DESIGN OF A HEAT SINK THROUGH THE USE OF VIRTUAL BAT ALGORITHM\*

**AUTHOR:** JHONAR ORLANDO ACEVEDO VÁSQUEZ\*\*

**KEYWORDS:** OPTIMAL DESIGN, HEAT SINK WITH MICROCHANNELS, CRITERION OF MINIMUM ENTROPY GENERATION, VIRTUAL BAT

### DESCRIPTION:

This document presents the optimal design of a heat sink with micro-channels, commonly used for the extraction of thermal energy generated by microelectronic components. For this, it was proposed different operating conditions. The criterion of Minimum Entropy Generation (MEG) was used like a modeling strategy, and the modern method of optimization, the Virtual Bat Algorithm (BA) was implemented. With the operating conditions and design specifications, different passive mechanisms were analyzed in order to improve the internal flow heat transfer process, so a forced heat transfer was opted, directly related to the entropy production of the heat sink. Between these highlight the variation of the flow, the use of working fluids with different thermophysical properties, and the use of colloidal heating fluids (or nanofluids). All possible designs were made using the fluids and work materials specified in this degree project. The final results obtained during this investigation were contrasted and analyzed with some of those reported in the literature. Therefore, it was observed that when using the nanofluid  $\text{Al}_2\text{O}_3 - \text{H}_2\text{O}$ , the heat sinks considerably increase their thermal efficiency, compared with the other fluids considered in this research (e.g., gaseous ammonia, R-134A, air, carbon dioxide, air with 10%, 50% and 90% humidity,  $\text{H}_2\text{O} + \text{SiC}$ ,  $\text{H}_2\text{O} + \text{Cu}$ ,  $\text{H}_2\text{O} + \text{TiO}_2$  y  $\text{H}_2\text{O} + \text{Al}_2\text{O}_3$ ).

---

\* Work Degree

\*\* Faculty of Physicomechanical Engineers. School of Electrical Engineers, Electronics and Telecommunications. Director PhD. Carlos Rodrigo Correa Cely. Codirector Ph(C). Jorge Mario Cruz Duarte

## INTRODUCCIÓN

En la [1] actual era de la información, la tendencia de la industria electrónica ha sido motivada por la demanda global de sistemas inteligentes, propiciando la fabricación de dispositivos cada vez más potentes y pequeños. Sin embargo, como efecto colateral, la potencia térmica generada por estos sistemas se ha convertido en un cuello de botella para la industria. Es por ello que se han adoptado diversos mecanismos de enfriamiento, para la extracción adecuada del exceso energético en los componentes electrónicos, en función de preservar su integridad y tiempo de vida útil [2],[3]. Unos de los componentes más utilizados en el enfriamiento electrónico y, a su vez, relativamente sencillos de implementar, son los disipadores de calor [4],[5]. Un disipador de calor consiste en un arreglo de superficies extendidas, construido con un material de propiedades térmicas excelentes, con el objetivo de aumentar el área efectiva para la transferencia de calor. Para ello, los disipadores son adheridos o incrustados a los componentes electrónicos, a manera de facilitar el flujo de calor desde éste hacia el ambiente. En el funcionamiento de éstos se explotan principalmente los mecanismos de conducción y de convección de la energía térmica [1], [6], [7]. Algunas de las configuraciones de disipadores de calor comúnmente utilizadas son las de tipo placa de aletas, de aletas tipo agujas y de microcanales [8]–[10]. Esta última configuración, los disipadores de calor de microcanales, es de creciente interés en los sistemas microelectrónicos debido a su capacidad para extraer altas potencias térmicas, en espacios de dimensiones reducidas [4] [11],[12].

Asimismo, existen diferentes estrategias para la selección y el diseño de un disipador de calor que, en general, se relacionan directamente con el tipo aplicación en la que éstos serán implementados. Estas metodologías suelen tener en cuenta factores como la densidad máxima de potencia térmica generada, la

temperatura máxima de operación del equipo, las restricciones del entorno y la tecnología de manufactura [3],[13]. En consecuencia, una vez son definidas las condiciones de operación, se procede a plantear un problema de diseño empleando una o varias funciones objetivo, de acuerdo con las exigencias de la implementación (o el nivel de detalle del modelo a utilizar) [14],[15]. Entre las estrategias de modelado, el criterio de la Mínima Generación de Entropía (MGE), desarrollado por Bejan [16], se ha implementado en diversas aplicaciones de diseño óptimo de sistemas en ingeniería, en especial, en disipadores de calor [10]. El MGE consiste en un conjunto de pasos que permiten modelar el efecto de las irreversibilidades durante el funcionamiento de un sistema real, a modo de encontrar una función objetivo y, por ende, aumentar su eficiencia luego de un proceso de optimización [10], [17], [18]. Por lo que, en el diseño de disipadores de calor, éste se relaciona estrechamente con la búsqueda de la máxima eficiencia del proceso en general. Ya que con el MGE se busca reducir el efecto de las irreversibilidades por transferencia de calor y de flujo masa. El proceso de optimización se lleva a cabo en aras de encontrar las dimensiones, el material de construcción y el fluido de trabajo óptimos para el disipador. Para ello, existen una amplia gama de métodos que satisfacen esta tarea de naturaleza altamente no lineal y, no siempre, diferenciable. Entre éstos se encuentran los populares métodos modernos o meta-heurísticos de optimización, cuyo principal llamativo yace en su fácil y versátil implementación, acompañados de una buena precisión [19], [20]. Algunos de los algoritmos ampliamente utilizados en la literatura son, por ejemplo, *Simulated Annealing*, *Genetic Algorithm*, *Particle Swarm Optimisation*, *Artificial Bee Colony*, *Spiral Optimisation Algorithm*, *Harmony Search*, *Bat Algorithm* y *Cuckoo Search*. Ahora bien, en la literatura se encuentran trabajos relacionados con los métodos modernos de optimización aplicados al diseño de disipadores de calor [21], [22]. Sin embargo, son pocos los que ponen en práctica el criterio de la Mínima Generación de Entropía [23], [24].

Es por ello que en esta investigación se abordó el problema de transferencia de energía térmica en los dispositivos electrónicos, con el diseño de un disipador de tipo microcanal, empleando el criterio de la Mínima Generación de Entropía, junto con el algoritmo del Murciélago Virtual (BA por sus siglas del nombre en inglés, *Bat Algorithm*). Entre los resultados más relevantes, se obtuvo un diseño óptimo con grafito altamente conductivo como material del disipador, y  $H_2O - Al_2O_3$  como fluido coloidal de trabajo, con  $\dot{S}_{gen,min} = 0,007091 \text{ W/K}$ .

Este documento se encuentra organizado de la siguiente manera: Primero, se describe brevemente el trabajo de investigación. Luego se realiza una revisión teórica de los conceptos clave relacionados con este trabajo. Seguidamente, se presenta el modelo matemático empleado para el disipador de microcanales rectangulares. Subsecuentemente, se procede a analizar los resultados obtenidos durante esta investigación, los cuales se contrastaron y analizaron con algunos de los reportados en la literatura. Por último, se destacan las conclusiones más significativas obtenidas.

## **1. DESCRIPCIÓN DE LA INVESTIGACIÓN**

Esta investigación abordó el diseño de un disipador de calor con micro-canales, como solución al problema de eliminación de la energía térmica generada por los dispositivos electrónicos durante su operación. Para esto, se empleó el criterio de mínima generación de entropía y el algoritmo metaheurístico del Murciélago Virtual. Los resultados obtenidos se contrastaron con los resultados relevantes presentes en la literatura.

A continuación, se presentan los objetivos cumplidos en el desarrollo de este trabajo de investigación.

### **1.1 OBJETIVO GENERAL**

Elaborar un software que permita el diseño óptimo y la simulación de un disipador de calor utilizado en componentes electrónicos, empleando el criterio de la mínima generación de entropía y un algoritmo de optimización global.

### **1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS**

El cumplimiento del objetivo general del trabajo de grado comprende:

- 1) Implementar en software el algoritmo del murciélago virtual, realizando pruebas de desempeño tales como tiempo de ejecución, número de iteraciones, precisión y exactitud, empleando funciones de prueba estándar comunes para estrategias de optimización.

- 2) Utilizar el modelo matemático del disipador de calor de tipo microcanal desarrollado mediante el criterio de la mínima generación de entropía y disponible en la literatura. Para el caso que se propondrá como ejemplo ilustrativo, se definirán sus condiciones de operación y se formulará a partir de todo lo anterior la respectiva función objetivo.
  
- 3) Contrastar el diseño óptimo del disipador desarrollado contra resultados relevantes presentes en la literatura.

## **2. METODOLOGÍA**

Para cumplir los objetivos planteados en este trabajo de investigación, se establecieron las siguientes etapas: Revisión teórica, planteamiento del problema de diseño, programación de la estrategia, pruebas de diseños, análisis de resultados y documentación.

### **2.1 REVISIÓN TEÓRICA**

En esta primera etapa se hará la respectiva búsqueda de los temas contenidos en esta investigación, utilizando las bases bibliográficas de la biblioteca de la Universidad Industrial de Santander con el fin de soportar y entender el problema planteado.

### **2.2 PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA DE DISEÑO**

En esta etapa, se plantea el modelo matemático partiendo de la revisión teórica recolectada tomando como base el criterio de mínima generación de entropía el cual relaciona diferentes variables que se involucran en el sistema. Este diseño está sujeto a restricciones que relaciona la dimensión del disipador, como también la tasa de flujo de volumen a trabajar.

### **2.3 PROGRAMACIÓN DE LA ESTRATEGIA**

Para la búsqueda de la solución al problema, se implementará el algoritmo del murciélago virtual realizando pruebas de desempeño utilizando el software de cómputo numérico MATLAB y para esto se utilizará al menos cuatro funciones de prueba de optimización que se encuentran en la literatura con el fin de encontrar los parámetros adecuados del algoritmo que infieren en la búsqueda de la solución.

### **2.4 PRUEBAS DE DISEÑOS**

En esta etapa se realizan diferentes diseños de disipadores que resultan de las combinaciones entre los materiales y fluidos que se utilizarán en esta investigación. Para seleccionar el diseño óptimo dentro de los resultados obtenidos de todas las pruebas, basta con observar las soluciones en términos de la mínima generación de entropía la cual se busca que sea lo menor posible.

### **2.5 ANÁLISIS DE RESULTADOS**

Aquí se analizarán los datos obtenidos de la simulación, y se realizan pruebas particulares (variación de flujo de volumen, dimensiones del disipador entre otras) en el diseño óptimo encontrado para observar su comportamiento y como afecta estas variaciones al sistema, también se comparará con otros diseños presentes en la literatura.

## **2.6 DOCUMENTACIÓN**

En esta última etapa, se registran los resultados relevantes obtenidos como también se destacan las conclusiones más significativas obtenidas.

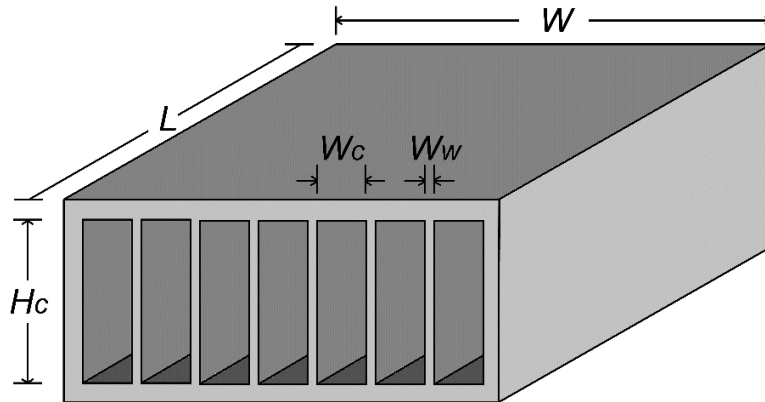
### 3. FUNDAMENTO TEÓRICO

En esta sección se introducen brevemente algunos conceptos relevantes, relacionados con el presente trabajo de investigación.

#### 3.1 DISIPADORES DE CALOR

Un disipador de calor es un componente metálico, generalmente fabricado en aluminio y/o cobre, que es añadido a ciertos dispositivos electrónicos para mantener la temperatura dentro del límite permitido, a modo de evitar fallos en su funcionamiento [13]. El flujo de energía térmica originado por estos dispositivos puede ser transferido por conducción, convección y radiación. Esta última no se tuvo en cuenta para este trabajo de investigación, puesto que su magnitud es insignificante con respecto a los otros dos mecanismos [4]. En la Figura 1 se puede observar la estructura base de un disipador de calor de tipo microcanal, en donde la longitud del disipador es  $L$  y su ancho es  $W$ . Cada canal tiene altura  $H_c$  y ancho  $W_c (= 2w_c)$ , *asimismo, la separación entre canales está dada por una distancia  $W_w (= 2w_w)$ .*

**Figura 1. Geometría de un disipador de calor tipo microcanal.**



### **3.2 DEFINICIÓN DE OPTIMIZACIÓN**

El proceso de optimización consiste en encontrar el mejor resultado dentro de un conjunto de posibles soluciones, valorados a través de una función objetivo, de costo o de utilidad. En el caso del diseño de sistemas en ingeniería, esta función suele estar relacionada con la eficiencia del proceso involucrado [25]. Para llevar a cabo este proceso, se emplean métodos matemáticos enfocados en la obtención de valores extremos. Estos métodos pueden ser clasificados como tradicionales y modernos. Los primeros hacen referencia a estrategias de búsqueda basadas en tendencias o derivadas, por ejemplo, el método de Newton. Las técnicas modernas de optimización consisten, por el contrario, en una secuencia de pasos que prescinde de las derivadas de la función objetivo. A su vez, estos métodos, también llamados meta-heurísticos o bio-inspirados, son adecuados para funciones discontinuas y relativamente complejas. Entre los métodos modernos se destacan: *Simulated Annealing* (SA), *Genetic Algorithm*, (GA), *Particle Swarm Optimisation* (PSO), *Unified Particle Swarm Optimization* (UPSO), *Spiral Optimization* (SO), *Self-regulated Fretwidth Harmony Search* (SFHS), *Cuckoo Search* (CS) y *Ant Colony Optimization* (ACO) [19], [25].

### 3.3 MÉTODO DEL MURCIÉLAGO VIRTUAL

El método del murciélago virtual (BA, por las siglas en inglés de *Bat Algorithm*), desarrollado por Yang en el año 2010, es una técnica de optimización metaheurística bio-inspirado, basada en la estrategia de búsqueda de alimentos de algunas especies de murciélagos a través de la eco-localización [26]. La eco-localización de los murciélagos como herramienta para la caza, consiste en la emisión de ondas mecánicas de alta frecuencia (sonidos agudos) para la detección tanto de obstáculos como de presas. En algunas especies de animales, este mecanismo ayuda o reemplaza, en su totalidad, el sentido de la vista.

La dinámica principal del método consiste en lo siguiente: los murciélagos inician su vuelo con una velocidad ( $v_i^0$ ) y posición ( $x_i^0$ ) inicial. A medida que cada individuo se desplaza, emite un sonido a cierta frecuencia ( $f_i$ ), que varía con respecto a su posición e identificación de obstáculos y/o presas. La frecuencia, la velocidad y la posición varían siguiendo las siguientes ecuaciones,

$$f_i = f_{min} + (f_{máx} - f_{mín})\beta, \quad (1)$$

$$v_i^t = v_i^{t-1} + (x_i^{t-1} - x_*)f_i, \quad (2)$$

$$x_i^t = x_i^{t-1} + v_i^t, \quad (3)$$

donde  $\beta$  es un valor aleatorio con distribución uniforme entre cero y uno, que permite variar la frecuencia entre un valor mínimo ( $f_{mín}$ ) y un valor máximo ( $f_{máx}$ ).

Este algoritmo se basa en frecuencias, donde cada murciélago las ajusta de acuerdo con su propia estrategia para llegar al objetivo deseado [27],[28]. Otros parámetros presentes dentro del algoritmo, con la capacidad de mejorar la solución obtenida, son la intensidad ( $A$ ) y la tasa de frecuencias de pulso ( $r$ ). Estos dos parámetros son modificados en su magnitud a medida que el murciélago se acerca al objetivo (presa). Si la intensidad decrece, el murciélago

deja de emitir temporalmente su sonido y la tasa de frecuencia de pulso aumenta. Los valores de estos parámetros de ajuste pueden ser elegidos a conveniencia entre  $[0,1]$ ; de no estar dentro de este rango, se ha observado que el método converge “lentamente” o no consigue obtener solución alguna.  $A$  y  $r$  están descritos de la siguiente manera:

$$A_i^{t+1} = \alpha A_i^t, \quad r_i^{t+1} = r_i^0 [1 - e^{-\gamma t}]. \quad (4)$$

donde  $\alpha$  y  $\gamma$  son constantes, con valores  $0 < \alpha < 1$  y  $\gamma > 0$ . En el caso más sencillo, de acuerdo con la literatura, se puede utilizar  $\alpha = \gamma$ . Para ello se supone que  $A_{min} = 0$ , o que el murciélago acaba de encontrar a su presa. Con estas variantes tenemos que,

$$A_i^t \rightarrow 0, \quad r_i^t \rightarrow r_i^0, \quad \text{cuando } t \rightarrow \infty. \quad (5)$$

El pseudo-código del algoritmo del murciélago virtual puede ser descrito como [26]:

1. Inicializar de la población de los  $n$  murciélagos,  $x_i^0$  y  $v_i^0, i = 1, 2 \dots n$
2. Inicializar las frecuencias  $f_i$  y las frecuencias de pulsos  $r_i$  e intensidades  $A_i$ .
3. Generar nuevas soluciones variando las frecuencias con (1), modificando también la posición y la velocidad de cada murciélago con (3) y (2), respectivamente.
4. Verificar si  $(p_r > r_i)$ , con  $p_r \sim U(0,1)$ . Si se cumple, ir a 5; de lo contrario, ir a 7.
5. Seleccionar una solución entre las mejores soluciones,  $x_*$ .
6. Generar una solución local alrededor de la mejor solución seleccionada.
7. Generar una solución aleatoria.
8. Verificar que  $(p_r < A_i)$  y  $f(x_i^t) < f(x_*)$ . Si se cumple, ir a 9; de lo contrario, ir a 10.

9. Aceptar la nueva solución, incrementar  $r_i$  y reducir  $A_i$ .
10. Encontrar la mejor solución entre los murciélagos ( $x_*$ ).
11. Verificar el criterio de convergencia. Si se cumple, terminar; de lo contrario, regresar a 3.

Una de las ventajas del algoritmo del murciélago virtual, es su convergencia rápida en una etapa inicial, debido a la alternancia de la exploración y explotación. Esto hace que sea un algoritmo que converja fácilmente. Asimismo, este método puede ser empleado en varias aplicaciones de diversas áreas del conocimiento. Algunas de las más relevantes, reportadas en la literatura, conciernen el procesamiento digital de imágenes, la selección de características, entre otros [27],[29]–[33].

### **3.4 MINIMIZACIÓN DE GENERACIÓN DE ENTROPÍA**

El criterio de mínima generación de entropía (MGE) es una metodología para el análisis y el diseño de sistemas reales, en la que se identifican las irreversibilidades asociadas a los fenómenos de transporte involucrados en la operación del sistema. Para ello se modela matemáticamente el sistema utilizando conceptos básicos de termodinámica, en conjunto con los fundamentos esenciales de transferencia de calor y de mecánica de fluidos, principalmente. Sin embargo, de ser necesario, el modelo obtenido con MGE puede ser nutrido con otros fenómenos de transporte. Una vez las irreversibilidades del sistema son identificadas y cuantificadas en términos de producción de entropía, éstas pueden ser reducidas a modo de incrementar la eficiencia total del sistema. Esta última capacidad, le da al MGE el nombre de optimización termodinámica [17]. El desarrollo continuo de la ciencia y tecnología, ha permitido la adopción de esta metodología en diferentes sectores de la industria como: plantas de energía solar, energía nuclear y fósil, criogenia, transferencia de calor, sistemas de almacenamiento y refrigeradores [16],[17],[34]. En el caso de un sistema basado

en un proceso de transferencia de calor por flujo interno, como lo son los disipadores de microcanales, el modelo matemático final es la suma de la producción de entropía por transferencia de calor y transferencia de flujo de masa, específicamente [35].

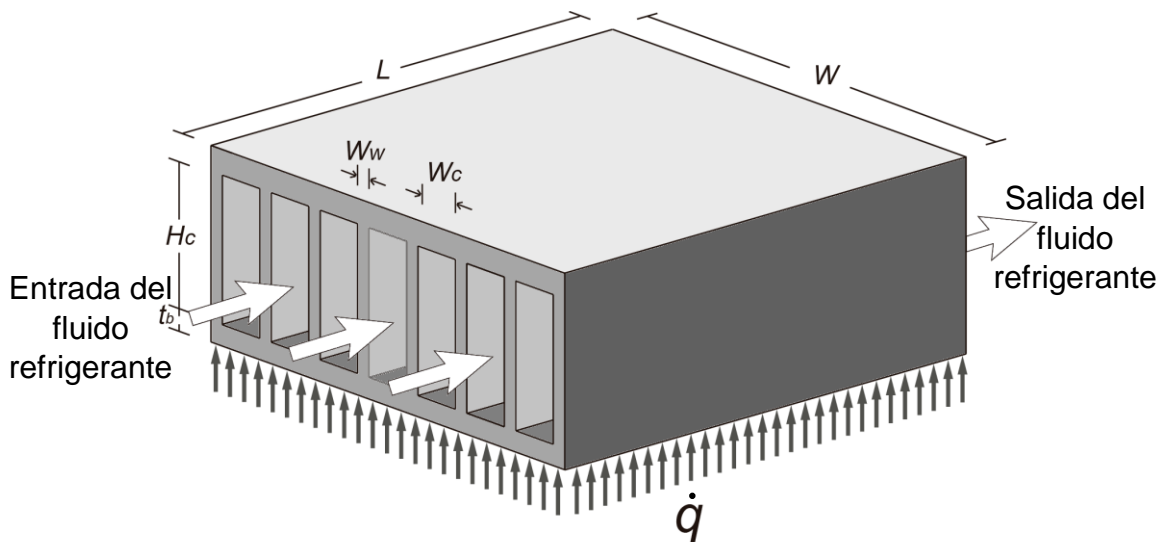
$$\dot{S}_{gen} = \dot{S}_{gen,\Delta T} + \dot{S}_{gen,\Delta P} \quad (6)$$

## 4. PROBLEMA DE DISEÑO

### 4.1 PLANTEAMIENTO DEL MODELO

Para el desarrollo del modelo, se indican las variables físicas de diseño ( $W_c$  y  $W_w$ ) en la Figura 2.

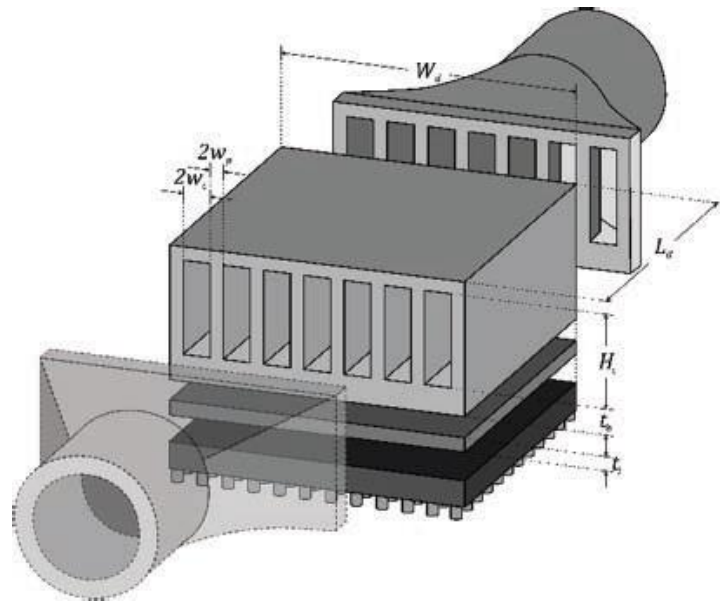
**Figura 2. Geometría del disipador de calor tipo microcanal.**



Primero, antes de proceder al planteamiento matemático del sistema, se deben asumir y/o definir las condiciones de operación del sistema térmico el cual se muestra en Figura 3. Estas son: Todo el calor generado por el chip, es transferido por conducción de forma uniforme a través de la base ( $t_b$ ) del disipador de calor, cuyo material es buen conductor térmico. Además, se considera que en cualquier parte del material se encuentran las mismas propiedades termofísicas. Para facilitar el enfriamiento del chip, se tuvieron en cuenta dos mecanismos de transferencia de calor, el primero es la convección forzada, donde el flujo de energía térmica que pasa por el disipador, se transfiere a un fluido de trabajo,

cuyas propiedades promedio son constantes durante todo su recorrido. El flujo de fluido atraviesa los  $N$  microcanales en un solo sentido, con flujo completamente desarrollado, laminar o turbulento [36]. El segundo mecanismo es la conducción térmica, para ello, se considera una pasta térmica como interfaz chip-disipador para facilitar la transferencia por conducción. La superficie superior del disipador no intercambia calor con su entorno, y algunas magnitudes como las energías cinética y potencial, y la transferencia de calor por radiación son consideradas insignificantes. Con estas condiciones de operación se procede a plantear el modelo matemático del sistema físico basado en [37]–[39].

**Figura 3. Sistema térmico: disipador de calor tipo microcanales rectangulares y su interfaz de trabajo.**

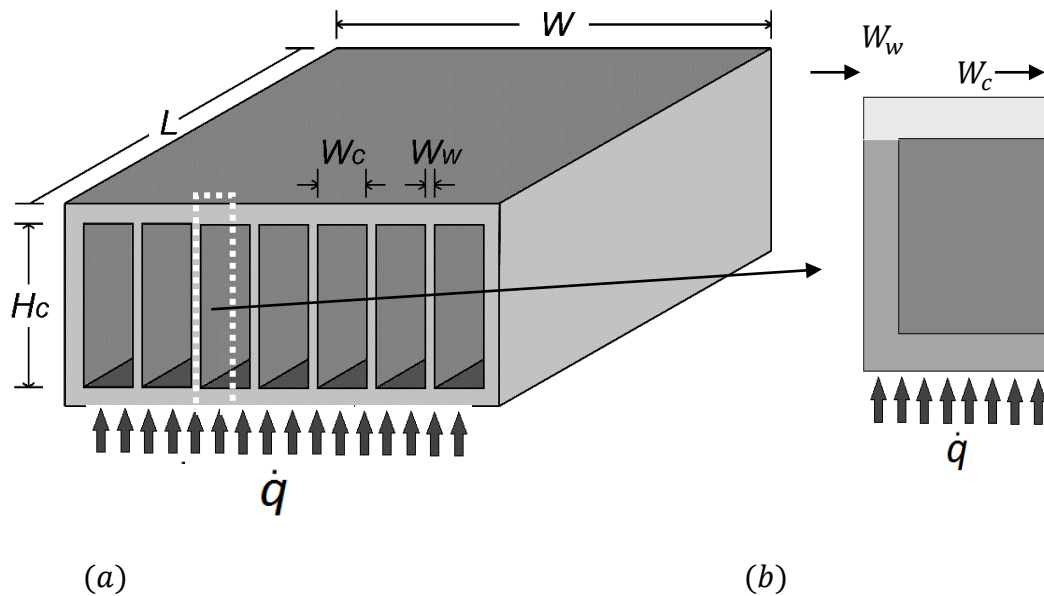


Fuente:[40].

Ya que el disipador de calor es simétrico (Figura 4(a)), se toma el volumen de control (vc) mostrado en Figura 4(b), que corresponde a la mitad del ancho del canal y su pared izquierda, que es igual a la mitad del ancho de la aleta. Esto se realiza para encontrar un modelo inicial del sistema con relación a la tasa de

generación de entropía ( $\dot{S}_{gen}$ ). Se asume que las áreas efectivas del chip y de la superficie inferior del dissipador son iguales. Por tal motivo, se analiza la geometría del dissipador de calor de tipo microcanal de la Figura 4(a), a través del criterio de mínima generación de entropía, i.e., realizando tres análisis termodinámicos. Estos son: el balance de masa, el balance de energía y el balance de entropía. El desarrollo completo de este modelo se encuentra en la literatura [10], [35], [40].

**Figura 4. Dissipador de calor tipo microcanal: (a) geometría y (b) volumen de control.**



El balance de masa se describe a continuación como

$$\dot{m}_{entrada} - \dot{m}_{salida} = \Delta \dot{m}_{sistema} \quad (7)$$

Como no hay intercambio de masa del sistema con su entorno,  $\Delta \dot{m}_{sistema} = 0$ , y considerando el volumen de control en el cual se tiene el flujo de fluido que atraviesa la mitad del canal, por tanto:

$$\dot{m}_{\text{entrada}} = \dot{m}_{\text{salida}} = \dot{m}_{\text{vc}} \quad (8)$$

Como segundo análisis, se parte de lo que anteriormente se mencionó de las energías cinética ( $\Delta K_e$ ) y potencial ( $\Delta K_p$ ) son insignificantes, y la conservación de la energía para un volumen de control está dada por

$$\dot{E}_{\text{entrada}} + \dot{E}_{\text{generada}} - \dot{E}_{\text{salida}} = \Delta \dot{E}_{\text{almacenada}} \quad (9)$$

donde  $\Delta \dot{E}_{\text{almacenada}} = \Delta U + \Delta K_e + \Delta K_p$ , y la energía existente en el volumen de control es del flujo de entrada, y en el sistema no hay conversión de energía y se considera un sistema en estado estable, entonces  $\dot{E}_{\text{generada}} = 0$  y  $\Delta \dot{E}_{\text{almacenada}} = 0$ , por tanto:

$$\dot{E}_{\text{entrada}} = \dot{E}_{\text{salida}} = \dot{Q}_{\text{vc}} = \dot{m}_{\text{vc}}(h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}) \quad (10)$$

Y como tercer análisis, se tiene el balance de entropía basado en el volumen de control como

$$\dot{S}_{\text{entrada}} - \dot{S}_{\text{salida}} + \dot{S}_{\text{generada}} = \Delta \dot{S}_{\text{sistema}} \quad (11)$$

$$\dot{S}_{\text{generada}} = \dot{S}_{\text{salida}} - \dot{S}_{\text{entrada}} \quad (12)$$

Éste, conocido también como una forma de representar la segunda ley de la termodinámica, puede ser descrito como

$$\dot{S}_{\text{generada}} = \dot{m}_{\text{vc}}(S_{\text{salida}} - S_{\text{entrada}}) - \frac{\dot{Q}_{\text{vc}}}{T_b} \quad (13)$$

Una vez realizado los tres análisis de balance de masa, energía y entropía, se recurre a la segunda ecuación de Gibbs, que considera los cambios de energía presentes en el sistema, como

$$(h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}) = T_a(\dot{S}_{\text{salida}} - \dot{S}_{\text{entrada}}) - \frac{1}{\rho_f}(P_{\text{salida}} - P_{\text{entrada}}) \quad (14)$$

donde  $T_a$  es la temperatura del ambiente,  $\rho$  es la densidad del fluido refrigerante y  $P_{\text{salida}}, P_{\text{entrada}}$  con la caída de presión en la salida y entrada respectivamente. Operando (10), (13) y (14) se obtiene

$$\dot{S}_{\text{generada}} = \dot{m}_{\text{vc}}\Delta h \left( \frac{T_b - T_a}{T_a T_b} \right) - \frac{\dot{m}_{\text{vc}}\Delta P}{\rho_f T_a} \quad (15)$$

Reescribiendo (15) y teniendo en cuenta que  $\Delta P = P_{\text{entrada}} - P_{\text{salida}}$ , se tiene

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \dot{Q}_{\text{vc}} \frac{\Delta T}{T_a T_b} + \frac{G_d \Delta P}{T_a} \quad (16)$$

La ecuación que describe el modelo del disipador en términos de la tasa de generación de entropía puede reescribirse en términos de la resistencia térmica  $R_{\text{eq}} (= \Delta T / \dot{Q}_{\text{vc}})$  de la siguiente manera [10]

$$\dot{S}_{\text{gen}} = \frac{\dot{Q}_{\text{vc}}^2}{T_a T_b} R_{\text{eq}} + \frac{G_d}{T_a} \Delta P \left[ \frac{\text{W}}{\text{K}} \right] \quad (17)$$

La ecuación (17) está compuesta por dos variables principales que influyen en el resultado de la misma, estas variables son la resistencia térmica equivalente del sistema, que representa la componente de la transferencia de calor; además de la tasa de flujo de volumen involucrada en la transferencia de masa. Basado en [10], [24], [37], [41], y [42] se tienen las siguientes ecuaciones

$R_{eq} = \frac{R'_i}{W_i L_i} + \frac{1}{\sqrt{\pi} k \cdot a_i} \cdot \left[ \frac{\varepsilon \cdot \tau}{\sqrt{\pi}} + \frac{1}{2} \cdot (1 - \varepsilon)^{\frac{3}{2}} \cdot \Phi_b \right] + \frac{1}{h A_{ef}} + \frac{1}{\rho G_d C_p} \quad (18)$			
$a_i = \sqrt{\frac{W_i L_i}{\pi}} \quad (19)$	$b_d = \sqrt{\frac{W_b L_b}{\pi}} \quad (20)$	$\varepsilon = \frac{a_i}{b_d} \quad (21)$	$\tau = \frac{t_b}{b} \quad (22)$
$\Phi_b = \frac{\tanh(\lambda_b \cdot \tau) + \frac{\lambda_b}{Bi}}{1 + \frac{\lambda_b}{Bi} \cdot \tanh(\lambda_b \cdot \tau)} \quad (23)$	$\lambda_b = \pi + \frac{1}{\sqrt{\pi} \cdot \varepsilon} \quad (24)$	$Bi = \frac{1}{\pi k b R_o} \quad (25)$	
$A_{ef} = N H_c L_d + (N - 1)(W_w L_d) \quad (26)$			$D_h = \frac{4 A_c}{P} \quad (27)$
$N = \frac{W_d - 2 W_w}{2(W_c + W_w)} \quad (28)$		$A_c = 2 w_c H_c \quad (29)$	
$P = 2(H_c + 2 w_c) \quad (30)$		$\Delta P = \Delta P_d + \Delta P_{tu} \quad (31)$	
$\Delta P_d = \rho \frac{\bar{V}_f^2}{2} \left[ f \left( \frac{L_d}{D_h} \right) + (K_{co} + K_{ex}) \right] \quad (32)$		$\bar{V}_f = \frac{G_d}{2 N w_c H_c} \quad (33)$	
$\Delta P_{tu} = \rho \frac{8}{\pi^2} \left( \frac{G_d}{D_{tu}^2} \right)^2 \left[ 2 f_{tu} \left( \frac{L_{tu}}{D_{tu}} \right) + 2,84 - 2,42 \left( \frac{\pi D_{tu}^2}{4 W_d H_c} \right)^2 + \left( \frac{\pi D_{tu}^2}{4 W_d H_c} \right)^4 \right] \quad (34)$			
$k_{co} + k_{ex} = 1,79 - 2,32 \left( \frac{\beta}{1 + \beta} \right) + 0,53 \left( \frac{\beta}{1 + \beta} \right)^2 \quad (35)$			$Re_{Dh} = \frac{\bar{V}_f D_h}{\nu_f} \quad (36)$

$\text{Nu} = 2,253 + 8,164 \left( \frac{1}{1 + \alpha_c} \right)^{1,5} \quad (37)$	$\alpha_c = \frac{2W_c}{H_c} \quad (38)$	$\beta = \frac{W_c}{W_w} \quad (39)$
$f = \frac{1}{\text{Re}_{Dh}} \left[ \left( 3,2 \left( \text{Re}_{Dh} \frac{D_h}{L_d} \right)^{0,57} \right)^2 + \left( 4,7 + 19,64 \left( \frac{\alpha_c^2 + 1}{(\alpha_c + 1)^2} \right) \right)^2 \right]^{0,5} \quad (40)$		
$\text{Pr} = \frac{C_p \mu}{k_f} \quad (41)$	$\text{Nu}_{\text{turb}} = \frac{\left( \frac{f}{2} \right) (\text{Re}_{Dh} - 100) \text{Pr}}{1 + 12,7 \sqrt{f/2} (\text{Pr}^{2/3} - 1)} \quad (42)$	
$f_{\text{turb}} = \frac{1}{(0,79 \ln \text{Re}_{Dh} - 1,64)^2} \quad (43)$	$\dot{Q}_{vc} = \dot{q} A_i \quad (44)$	
$A_i = W_i L_i \quad (45)$	$A_b = W_d L_d \quad (46)$	
$R_o = \frac{1}{\bar{h} A_{ef}} + \frac{1}{\rho G_d C_p} \quad (47)$		

## 5. RESULTADOS Y ANÁLISIS

Los resultados obtenidos en las simulaciones se obtuvieron empleando una computadora portátil ACER ASPIRE 4740, con las siguientes características: Intel® Core™ i5 CPU M430 @ 2,27 GHz – 2,3 GHz con memoria RAM instalada de 4 GB. En éste se instaló un software comercial de cómputo numérico, que operó en el sistema operativo de 64 bits Microsoft® Windows™ 7 Home Premium, utilizando los *scripts* facilitados por el grupo de investigación CEMOS para la realización de las simulaciones y, también, el software de optimización de desarrollo propio creado para este trabajo de investigación.

### 5.1 VERIFICACIÓN DEL MÉTODO DE OPTIMIZACIÓN

Antes de realizar las simulaciones con los parámetros de diseño del disipador de calor, es necesario verificar las variables que utiliza el método de optimización a trabajar (BA). Para esto se resolvieron seis problemas asociados a las funciones de prueba estándar, comúnmente utilizadas en la literatura. Los resultados obtenidos se presentan en la Tabla 1. Para ello, cada ejecución del algoritmo contó con 1000 iteraciones, y fue repetida 30 veces. Los valores para los parámetros de ajuste utilizados en el algoritmo se muestran en la Tabla 2. Además, en la tabla 3 se muestran los parámetros constantes utilizadas para las simulaciones, trabajando a una temperatura ambiente de  $T_a = 300$  K.

Al igual que muchos métodos meta-heurísticos basados en enjambres, el tiempo de ejecución depende, en mayor medida, de la población y de la complejidad de la función objetivo. Para este caso específico, el número de iteración y la población

de murciélagos se definió con base en un estudio preliminar, para así obtener una respuesta válida y de manera rápida.

**Tabla 1. Resultados obtenidos para las funciones de prueba utilizando el método de optimización BA.**

Función	Resultado Teórico $f(x_*)$	BA $f(x_*) \times 10^{-6}$	Tiempo (s)	Valor promedio $f(x_*) \times 10^{-6}$	Desviación Estándar $f(x_*) \times 10^{-6}$
<i>Ackley (2D)</i>	0,000	17,861	12,92	0,5953	3,2062
<i>Beale (2D)</i>	0,000	0,5685	0,068	0,01895	0,10205
<i>Booth (2D)</i>	0,000	0,8019	0,034	0,02673	0,14395
<i>Easom (2D)</i>	-1,000	-1000000	25,285	33300	179500
<i>Goldstein-Price (2D)</i>	3,000	3000000	26,445	100000	538500
<i>McCormick (2D)</i>	-1,9133	-1,9132	17,112	63800	343400

**Tabla 2. Parámetros utilizados en el método BA [33].**

Parámetro	Valor
Tamaño de la población ( $n$ )	30
Número de iteraciones ( $n_{gen}$ )	10
Intensidad del pulso ( $A$ )	0,5
Tasa de emisión de pulsos ( $r$ )	0,5

**Tabla 3. Parámetros de diseño constantes asumidos para la simulación.**

Parámetro	Valor	Parámetro	Valor
$L_d, L_i$ (m)	$5 \times 10^{-2}$	$R'_i$ ( $m^2 \cdot K / W$ )	$0,275 \times 10^{-3}$
$W_d, W_i$ (m)	$5 \times 10^{-2}$	$H_c$ (m)	$2,5 \times 10^{-2}$
$t_b$ (m)	$0,1 \times 10^{-3}$	$\dot{q}$ ( $W/m^2$ )	$30 \times 10^3$

## 6. ESCENARIOS DE DISEÑO

Para conseguir el diseño del disipador de calor de microcanales basado en el criterio de mínima generación de entropía, basta con optimizar la ecuación (17), buscando sus dimensiones óptimas teniendo en cuenta algunas restricciones de diseño:  $0,001 \leq \alpha_c (= 2w_c/H_c) \leq 0,1$ ,  $1 \leq \beta (= w_c/w_p) \leq 10$  y  $1 \times 10^{-6} \leq G_d \leq 10 \times 10^{-3}$  [43]. En este caso, se utilizó el algoritmo del murciélago virtual. Para ello se emplearon diferentes materiales de manufactura del disipador y fluidos de trabajo, que se muestran en la Tabla 4. Los parámetros asumidos para la simulación se encuentran en la tabla 3. Para este procedimiento se realizaron 30 repeticiones con un número de iteraciones de 10000.

Para obtener las propiedades termofísicas de los nanofluidos con diferentes fracciones de volumen de nanopartículas usados en esta investigación, se toman las ecuaciones descritas por Ahmed M. et. Al. [43].

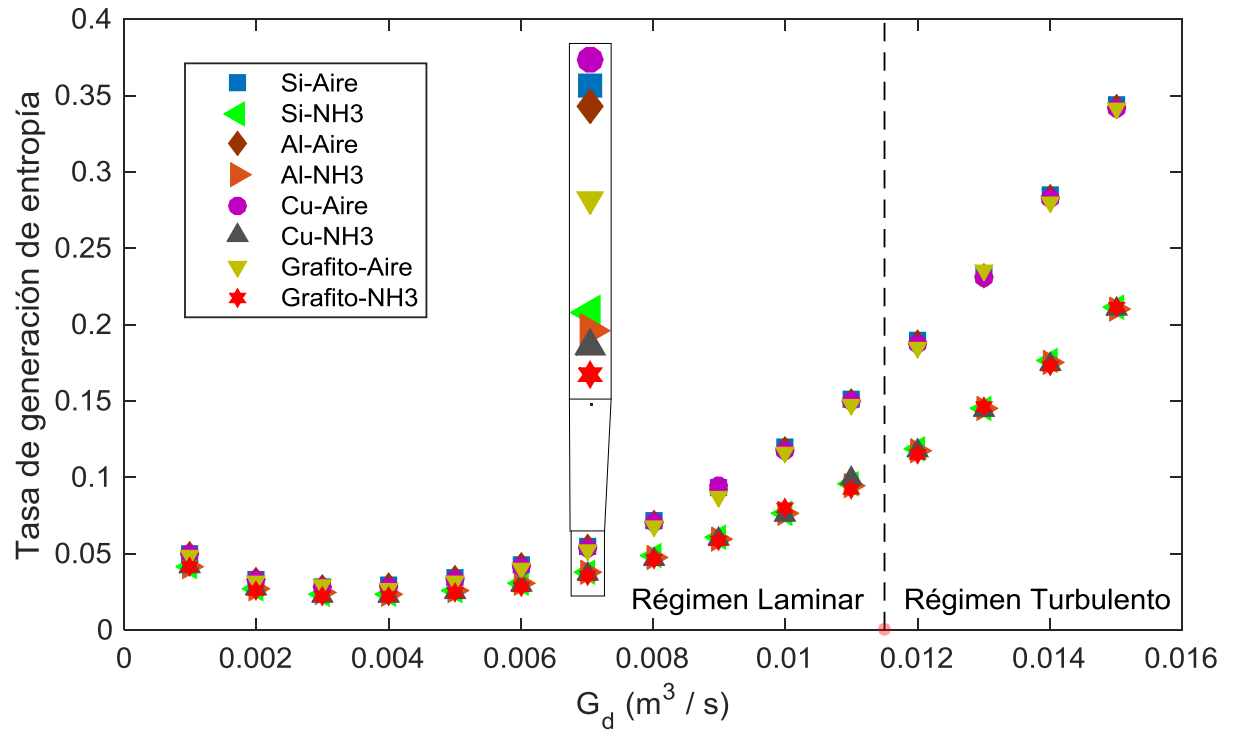
**Tabla 4. Valores asumidos para las propiedades termofísicas de los materiales y fluidos a trabajar [18], [40], [43]–[46].**

MATERIAL/FLUIDO	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k$ (W/m · K)	$\nu \times 10^{-5}$ (m <sup>2</sup> /s)	$c_p$ (J/kg · K)
Grafito de alta conductividad térmica (HTCG)	1000	1900	-	742
ALUMINIO (Al)	2707	237	-	910
COBRE (Cu)	8954	401	-	390
CARBURO DE SILICIO (SiC)	3300	270	-	750
NITRURO DE ALUMINIO (AlN)	3300	320	-	740
SILICIO (Si)	2330	148	-	703
PLATA (Ag)	10500	429	-	235

MATERIAL/FLUIDO	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$k$ (W/m · K)	$\nu \times 10^{-5}$ (m <sup>2</sup> /s)	$c_p$ (J/kg · K)
ACERO INOXIDABLE	8000	16,3	-	460
CARBURO DE TUNGSTENO (CW)	15630	84,02	-	280
Amoniaco Gaseoso (NH <sub>3</sub> )	0,7	0,027	1,4654	2158
CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub> (R-134A)	1206	0,0824	0,01674	1440
Aire	1,1614	0,0261	1,58	1007
CO <sub>2</sub>	1,7973	0,016572	0,84	851
Aire+10%humedad	1,17434	0,02671	1,5331	1008,45
Aire+50%humedad	1,16808	0,027655	1,5312	1025,1
Aire+90%humedad	1,16182	0,028583	1,52925	1042,24
H <sub>2</sub> O + SiC	1368,1	0,8097	0,06708	2903,3
H <sub>2</sub> O + Cu	1887,6	0,8095	0,04863	2166,4
H <sub>2</sub> O + Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	1434,7	0,7985	0,06397	2848,8
H <sub>2</sub> O + TiO <sub>2</sub>	1457,8	0,7716	0,06295	2775,1

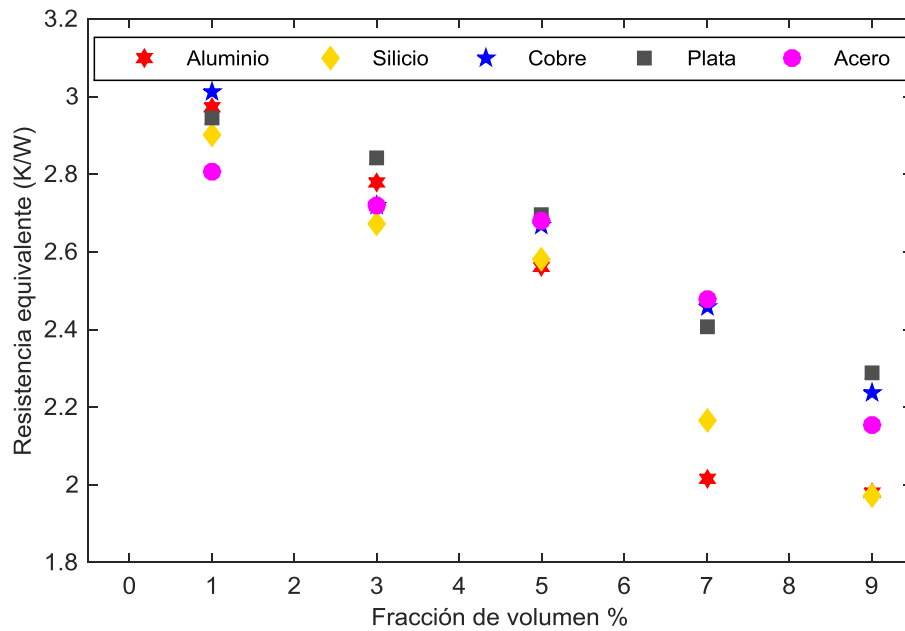
En la Figura 5 se presentan algunos materiales y fluidos de trabajo usados en la literatura. Para un  $G_d \geq 11,5 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$ , el flujo de fluido se comporta de manera turbulenta y, a consecuencia de esto, se aumenta la tasa de generación de entropía.

**Figura 5. Diseños del dissipador de calor variando  $G_d$ , el material y el fluido de trabajo.**

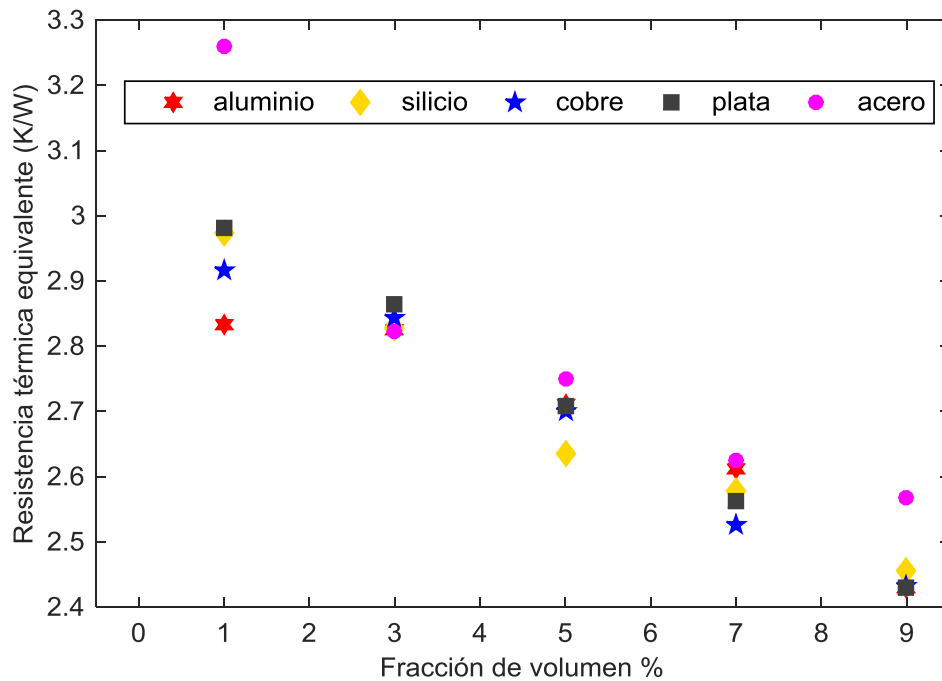


En las Figura 6, Figura 7, Figura 8 y Figura 9 se evidencia la importancia de la fracción de volumen de las nanopartículas en 1%, 3%, 5%, 7% y 9%, sobre el incremento de la resistencia térmica total [43]. Esta resistencia térmica decrece a medida que la fracción de volumen aumenta, favoreciendo la transferencia de calor. Con base a estas gráficas, se decide trabajar con una fracción de volumen de 9% para los nanofluidos.

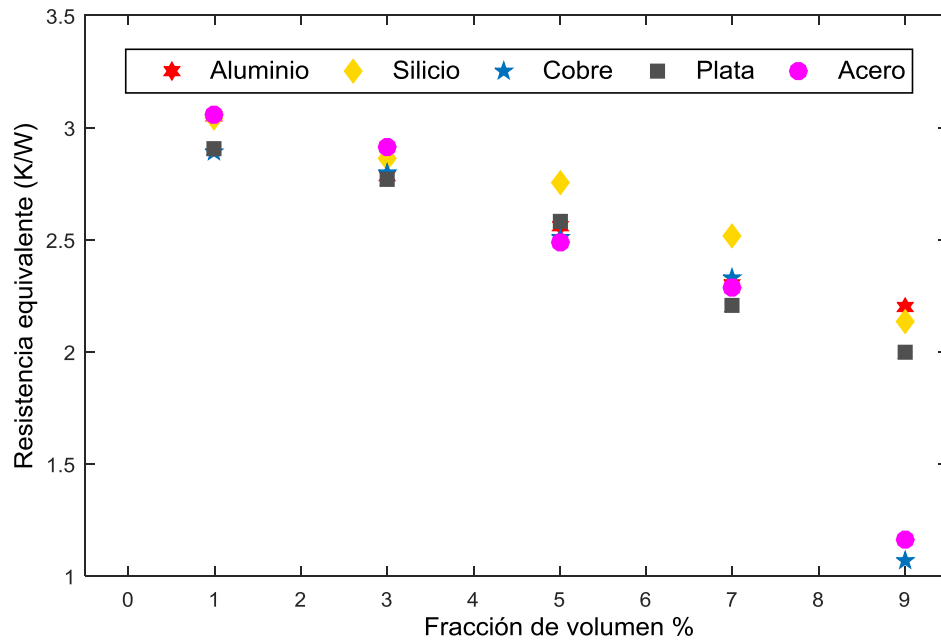
**Figura 6. Variación de la fracción de volumen para el nanofluido  $H_2O - Cu$  con diferentes materiales.**



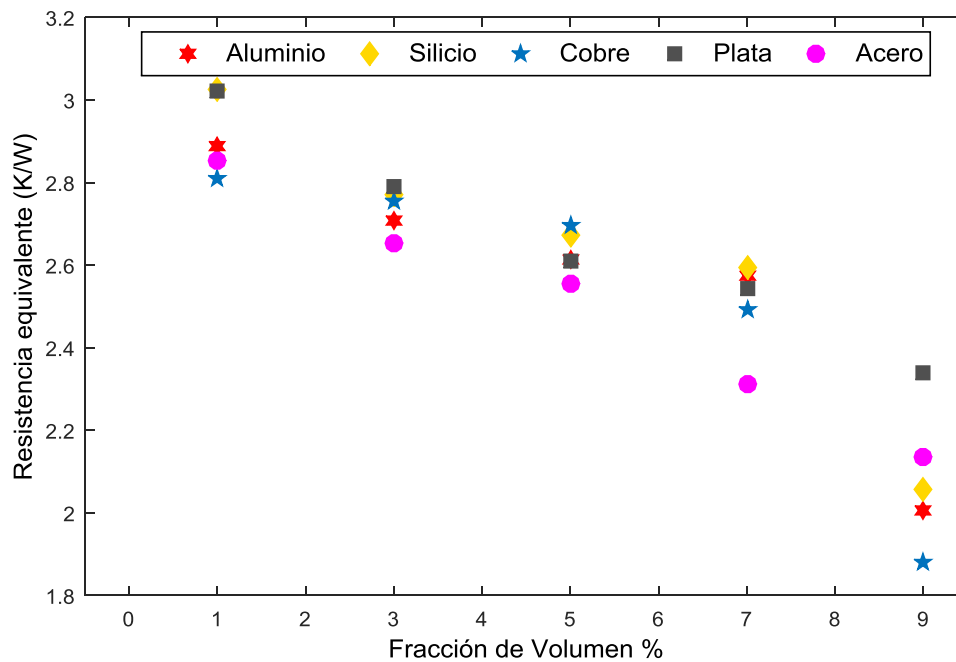
**Figura 7. Variación de la fracción de volumen para el nanofluido  $H_2O + Al_2O_3$  con diferentes materiales.**



**Figura 8. Variación de la fracción de volumen para el nanofluido  $H_2O + TiO_2$  con diferentes materiales.**

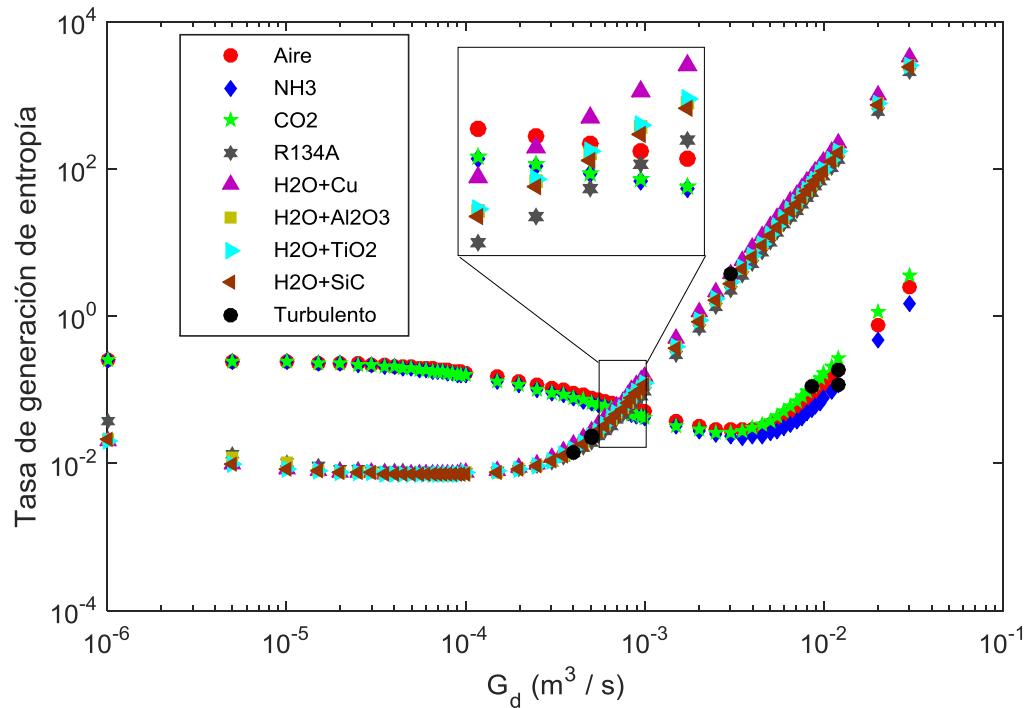


**Figura 9. Variación de la fracción de volumen para el nanofluido  $H_2O + SiC$  con diferentes materiales.**



Adicionalmente, se evidencia el comportamiento del aluminio en la Figura 10, en términos de la generación de entropía para diferentes fluidos refrigerantes al variar el flujo de masa. Se denota también, la diferencia significativa entre usar nanofluidos como refrigerantes a usar otro tipo de fluido, optando por utilizar los nanofluidos para esta investigación. Se resaltan con puntos negros el límite entre el régimen laminar y turbulento (izquierda y derecha respectivamente) [13].

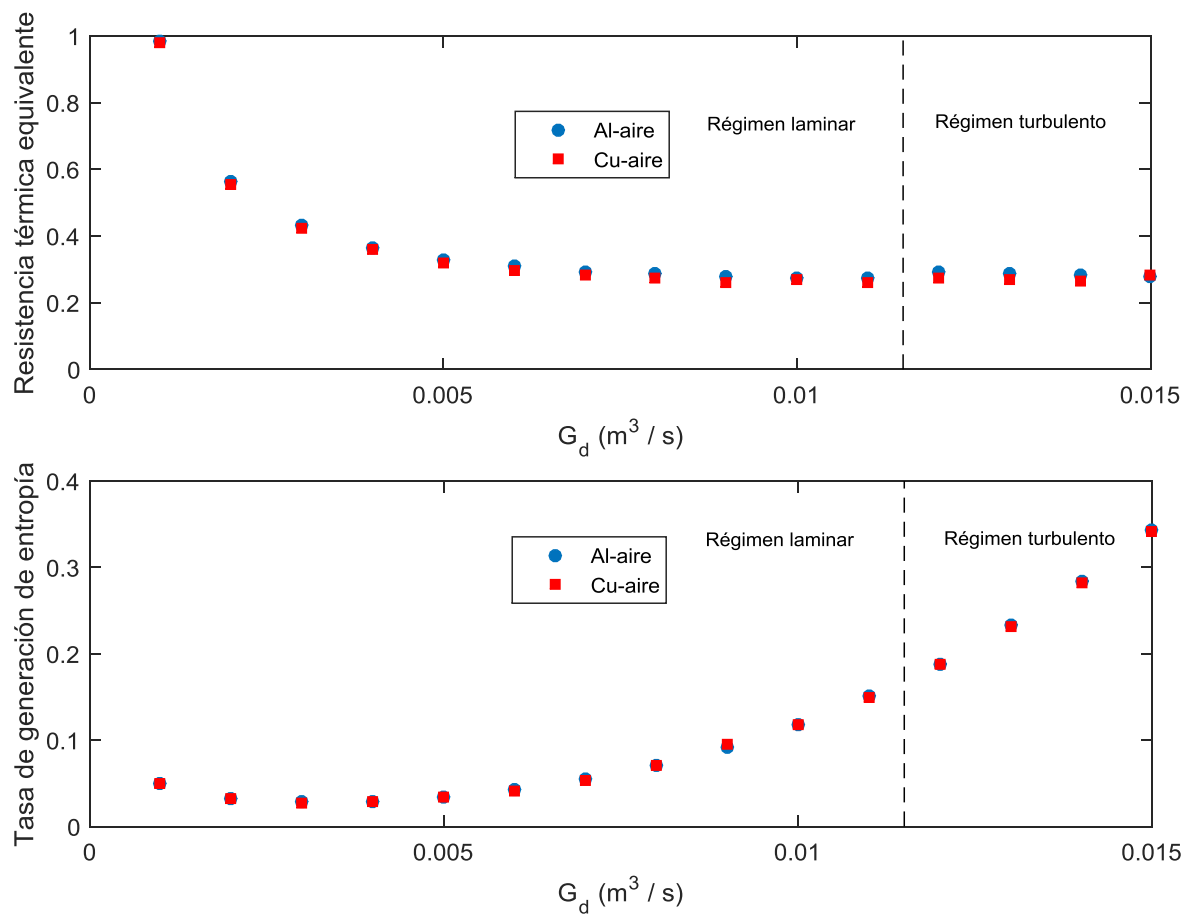
**Figura 10. Diseños del disipador de calor utilizando como material Al, variando los fluidos de trabajo y  $G_d$  dentro de un régimen laminar y turbulento.**



En la Figura 11 se muestra dos tipos de materiales comúnmente usados en la fabricación de disipadores de calor. Cuando se emplea cobre como material y aire como fluido se obtiene menor resistencia térmica y menor tasa de generación entropía, para cuando se usa aluminio Cabe resaltar que la diferencia no es considerable por lo que se opta por el diseño con aluminio como material para los

microcanales rectangulares y aire como fluido de trabajo. Este diseño se eligió teniendo en cuenta que el aluminio posee alta conductividad térmica y es un material relativamente ligero, comparado con el cobre. Además, el aire por sus propiedades termofísicas y porque es un fluido que se encuentra fácilmente en el ambiente y su transporte suele ser sencillo [13],[47].

**Figura 11. Variación de  $G_d$  con Al y Cu como material y aire como fluido junto con su resistencia térmica equivalente y tasa de generación de entropía respectivamente.**



Sin embargo, se realizaron pruebas de todos los diseños posibles, partiendo de los materiales y fluidos considerados, lo que se evidencia en la Tabla 5. En ésta se

muestran los parámetros de diseño y la tasa de generación de entropía generada. Con ella, se observa que cuando se utiliza grafito de alta conductividad térmica como material del disipador y  $H_2O - Al_2O_3$  como nanofluido refrigerante, se obtiene un  $\dot{S}_{gen} = 0,007091$  (W/K),  $\alpha_c (= 2W_c/H_c) = 0,009866$  donde  $W_c = 123,325 \times 10^{-6}$  (m) y  $\beta (= W_c/W_w) = 2,2232$  donde  $W_w = 55,4718 \times 10^{-6}$  (m) con un  $G_d = 70 \times 10^{-6}$  (m<sup>3</sup>/s).

**Tabla 5. Diseños de disipador de calor variando el material y el fluido refrigerante con flujo laminar completamente desarrollado.**

Material	Fluido Refrigerante	$\dot{S}_{gen}$ (W /K)	$\alpha_c$	$\beta$	$G_d \times 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)
Grafito	NH3	0,0216	0,0142	2,403	3,579
	CO <sub>2</sub>	0,0417	0,0889	6,670	4,997
	Aire	0,0268	0,0155	6,455	3,333
	Aire + 10% humedad	0,0266	0,0160	4,210	3,306
	Aire + 50% humedad	0,0264	0,0156	3,904	3,309
	Aire + 90% humedad	0,0263	0,0159	7,479	3,317
	R134A	0,0656	0,0852	1,365	5,961
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,007422	0,004948	9,827	0,08
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,007452	0,007493	8,794	0,081
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,007468	0,008582	8,712	0,072
	H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,007091	0,009866	2,223	0,070
Al	NH3	0,0230	0,0099	6,017	3,504
	CO <sub>2</sub>	0,0338	0,0671	0,887	3,386
	Aire	0,0281	0,0137	1,671	3,288
	Aire + 10% humedad	0,0280	0,0119	5,113	3,271
	Aire + 50% humedad	0,0281	0,0115	7,975	3,224
	Aire + 90% humedad	0,0275	0,0131	3,643	3,250
	R134A	0,0299	0,0129	1,702	3,756
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,00753	0,0010	1,302	0,072
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,00755	0,0071	6,905	0,105
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,00732	0,0043	2,900	0,055
	H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,00739	0,0058	6,266	0,078
Cu	NH3	0,0224	0,0116	4,589	3,545
	CO <sub>2</sub>	0,0414	0,0995	7,030	4,523
	Aire	0,0279	0,0124	7,705	3,291
	Aire + 10% humedad	0,0275	0,0133	4,778	3,260
	Aire + 50% humedad	0,0274	0,0127	6,278	3,301
	Aire + 90% humedad	0,0272	0,0134	5,511	3,286

Material	Fluido Refrigerante	$\dot{S}_{gen}$ (W /K)	$\alpha_c$	$\beta$	$G_d \times 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)
	R134A	0,00754	0,0037	3,3605	0,1017
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,00730	0,0097	9,641	0,052
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,00729	0,00546	6,308	0,0919
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,00756	0,0214	3,436	0,1180
	H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,00731	0,01538	3,529	0,067
SiC	NH <sub>3</sub>	0,0226	0,0122	2,246	3,553
	CO <sub>2</sub>	0,0370	0,0965	2,110	3,718
	Aire	0,0279	0,0135	2,899	3,292
	Aire + 10% humedad	0,0278	0,0151	1,540	3,287
	Aire + 50% humedad	0,0280	0,0115	9,135	3,254
	Aire + 90% humedad	0,0278	0,0116	8,226	3,245
	R134A	0,0084	0,0134	2,699	0,1479
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,00777	0,0232	9,330	0,091
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,00725	0,00524	9,348	0,0712
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,00730	0,00546	9,129	0,0846
H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,00740	0,01684	2,603	0,0626	
AlN	NH <sub>3</sub>	0,0228	0,0104	7,279	3,487
	CO <sub>2</sub>	0,0369	0,0959	2,409	3,710
	Aire	0,0279	0,0156	1,293	3,319
	Aire + 10% humedad	0,0278	0,0125	5,007	3,273
	Aire + 50% humedad	0,0277	0,0125	6,920	3,271
	Aire + 90% humedad	0,0276	0,0117	8,230	3,278
	R134A	0,00835	0,00608	8,1867	0,1098
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,00734	0,0108	3,0606	0,0977
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,00746	0,0175	6,4274	0,0633
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,00722	0,0061	6,2143	0,0695
H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,00719	0,0065	3,1547	0,0618	
Si	NH <sub>3</sub>	0,0265	0,0281	5,517	3,521
	CO <sub>2</sub>	0,0359	0,0762	1,312	3,664
	Aire	0,0292	0,0101	9,995	3,226
	Aire + 10% humedad	0,0288	0,0104	8,101	3,213
	Aire + 50% humedad	0,0283	0,0110	5,287	3,224
	Aire + 90% humedad	0,0280	0,0116	3,982	3,225
	R134A	0,00891	0,0111	9,0303	0,0857
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,00733	0,0029	8,3961	0,0510
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,00731	0,0072	6,6017	0,0760
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,00754	0,01282	6,1249	0,1031
H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,00748	0,01227	7,6528	0,0782	
CW	NH <sub>3</sub>	0,0239	0,0086	4,286	3,2349
	CO <sub>2</sub>	0,0276	0,0090	1,931	2,8232
	Aire	0,0294	0,0125	3,447	3,4712
	Aire + 10% humedad	0,0293	0,0131	2,401	3,5646

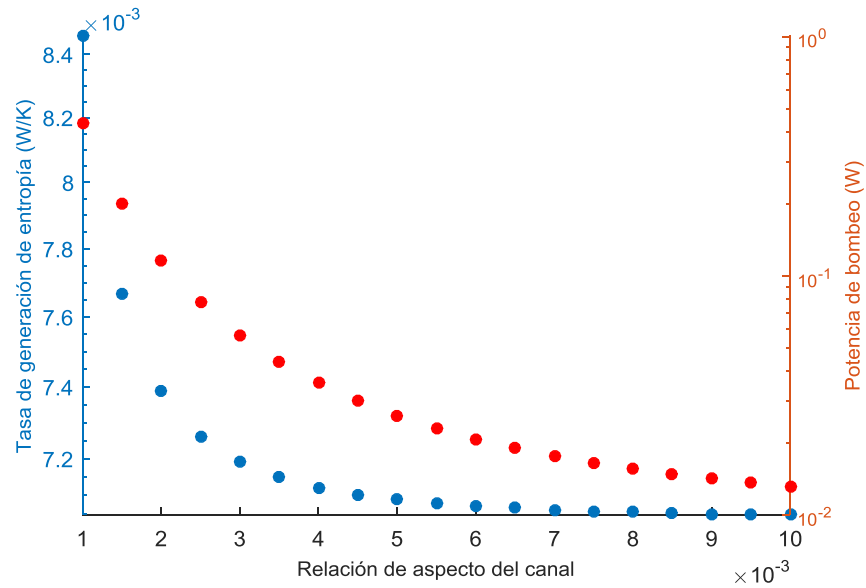
Material	Fluido Refrigerante	$\dot{S}_{gen}$ (W/K)	$\alpha_c$	$\beta$	$G_d \times 10^{-3}$ (m <sup>3</sup> /s)
	Aire + 50% humedad	0,0289	0,0100	2,979	3,2635
	Aire + 90% humedad	0,0288	0,0110	2,816	2,9154
	R134A	0,0080	0,00266	1,1902	0,1162
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,00742	0,00447	8,114	0,0794
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,00745	0,0054	2,303	0,0909
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,00775	0,0107	4,049	0,1332
	H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,00739	0,0068	7,541	0,0509
Acero	NH <sub>3</sub>	0,0239	0,0091	3,529	3,3536
	CO <sub>2</sub>	0,0276	0,0093	2,369	2,8233
	Aire	0,0294	0,0092	3,5355	3,172
	Aire + 10% humedad	0,0293	0,0145	1,675	3,248
	Aire + 50% humedad	0,0290	0,0101	3,145	3,416
	Aire + 90% humedad	0,0288	0,0095	2,590	3,033
	R134A	0,0082	0,0030	3,731	0,1526
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,00768	0,0123	5,028	0,1051
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,00738	0,0052	8,607	0,0755
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,00740	0,0041	9,891	0,0729
	H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,00753	0,0109	5,943	0,0629
Ag	NH <sub>3</sub>	0,0224	0,0114	3,5845	3,7522
	CO <sub>2</sub>	0,0261	0,0112	2,9575	2,5916
	Aire	0,0277	0,0171	1,8698	3,4508
	Aire + 10% humedad	0,0275	0,0155	3,7558	3,157
	Aire + 50% humedad	0,0272	0,0150	3,938	3,3208
	Aire + 90% humedad	0,0270	0,0126	3,2406	3,288
	R134A	0,00757	0,0056	2,2283	0,1054
	H <sub>2</sub> O+Cu	0,00720	0,0044	4,6496	0,0532
	H <sub>2</sub> O+SiC	0,00775	0,0360	3,4902	0,0548
	H <sub>2</sub> O+TiO <sub>2</sub>	0,00721	0,00604	9,2004	0,0554
	H <sub>2</sub> O+Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	0,00725	0,01221	3,9642	0,07855

Considerando el diseño óptimo encontrado, que se muestra en la Tabla 6, en la Figura 12 y Figura 13, se evidencia el comportamiento de la tasa de generación de entropía junto a la potencia de bombeo que disminuyen considerablemente cuando se aumenta  $\alpha_c$  y  $\beta$ , respectivamente. Esto ocurre debido a que el fluido que ingresa al disipador de calor tendrá más área de contacto facilitando la transferencia de calor por convección, favoreciendo a una potencia de bombeo mínima a medida que dichas relaciones de dimensiones ( $\alpha_c$  y  $\beta$ ) aumenten dentro del rango establecido de las restricciones respectivas.

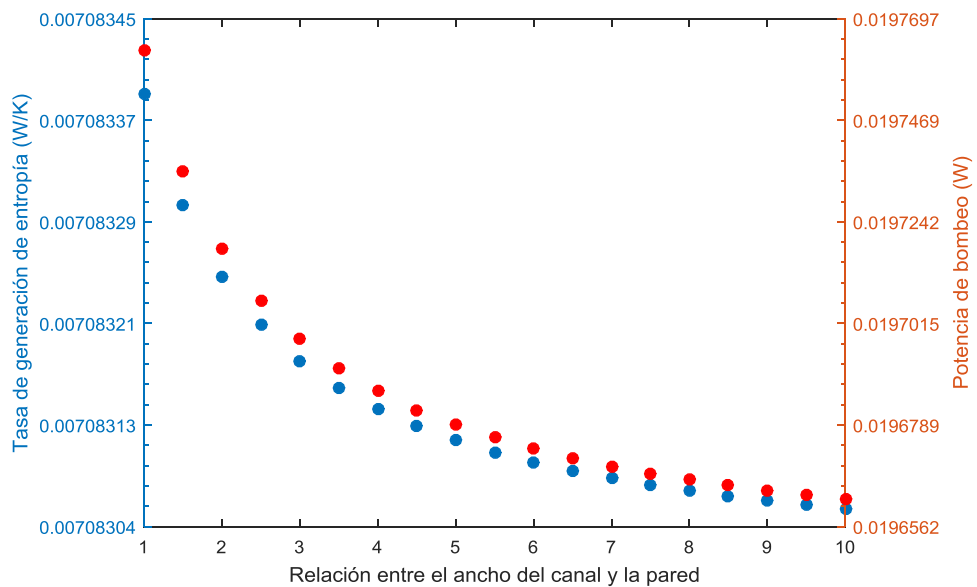
**Tabla 6. Diseño óptimo del dissipador de calor tipo microcanal obtenido con el modelo de la mínima tasa de generación de entropía utilizando el algoritmo BA cuando se utiliza grafito de alta conductividad térmica y el nanofluido  $H_2O + Al_2O_3$  como refrigerante.**

$\dot{S}_{gen}(W/K) \times 10^{-3}$	7,0911
$\dot{S}_{gen}(W/K)$ <i>promedio</i> $\times 10^{-3}$	7,095
$\dot{S}_{gen}(W/K)$ <i>desviación estandar</i> $\times 10^{-6}$	3,646
<i>Iteracion</i>	104
<i>tiempo (s)</i> <i>Promedio <math>\pm</math> desviación estandar</i>	6,9703 $\pm$ 6,9008
$G_d(m^3/s) \times 10^{-6}$	70
$\alpha_c \times 10^{-3}$	9,8664
$\beta$	2,2232
$R_{eq}(K/W)$	0,1151
$Re_{Dh}$	61,9179
$\Delta P$ (Pa)	408,712
$M_d(kg)$	0,02005
$W_c(m) \times 10^{-6}$	123,325
$W_w(m) \times 10^{-6}$	55,4718

**Figura 12. Efecto de la variación en la relación de aspecto del canal ( $\alpha_c$ ) sobre la potencia de bombeo para el diseño del dissipador óptimo encontrado considerando la entropía.**

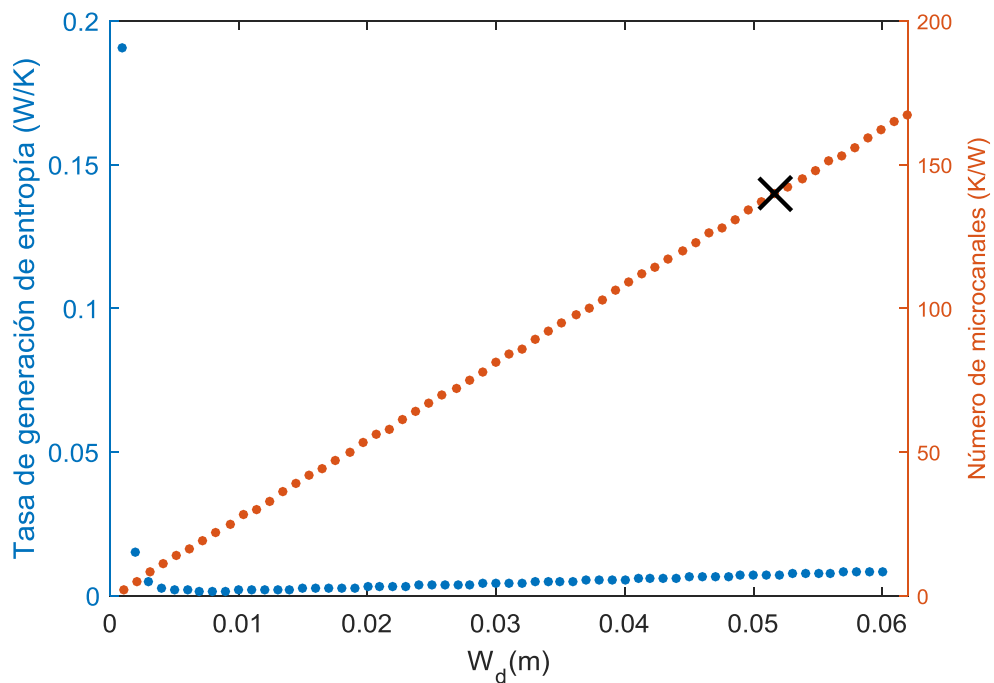


**Figura 13. Efecto en la variación en la relación entre el ancho del canal y la pared ( $\beta$ ) sobre la potencia de bombeo para el diseño del dissipador óptimo encontrado considerando la entropía.**



Por otra parte, en la Figura 14 se evidencia el comportamiento de la tasa de generación de entropía que disminuye, pasando por el valor mínimo de 0,007091 W/K encontrado en el desarrollo de esta investigación para un ancho del disipador de 0,05 (m). A partir de dicho punto, la tasa de generación de entropía se incrementa a medida que aumenta el ancho del disipador, lo cual requiere una tasa mayor de flujo másico para que dicha entropía disminuya. Además, se observa que el aumento del número de microcanales es directamente proporcional al ancho del disipador de calor. Se resalta con una equis el número de microcanales adecuado para las dimensiones encontradas en este trabajo de investigación.

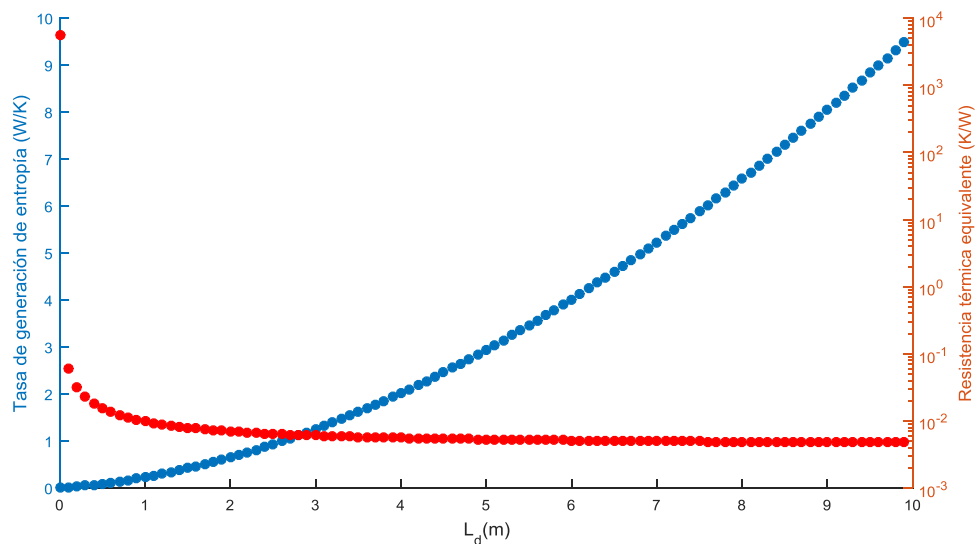
**Figura 14. Efecto de la variación en el ancho del disipador ( $W_d$ ) sobre el número de microcanales considerando la tasa de generación de entropía.**



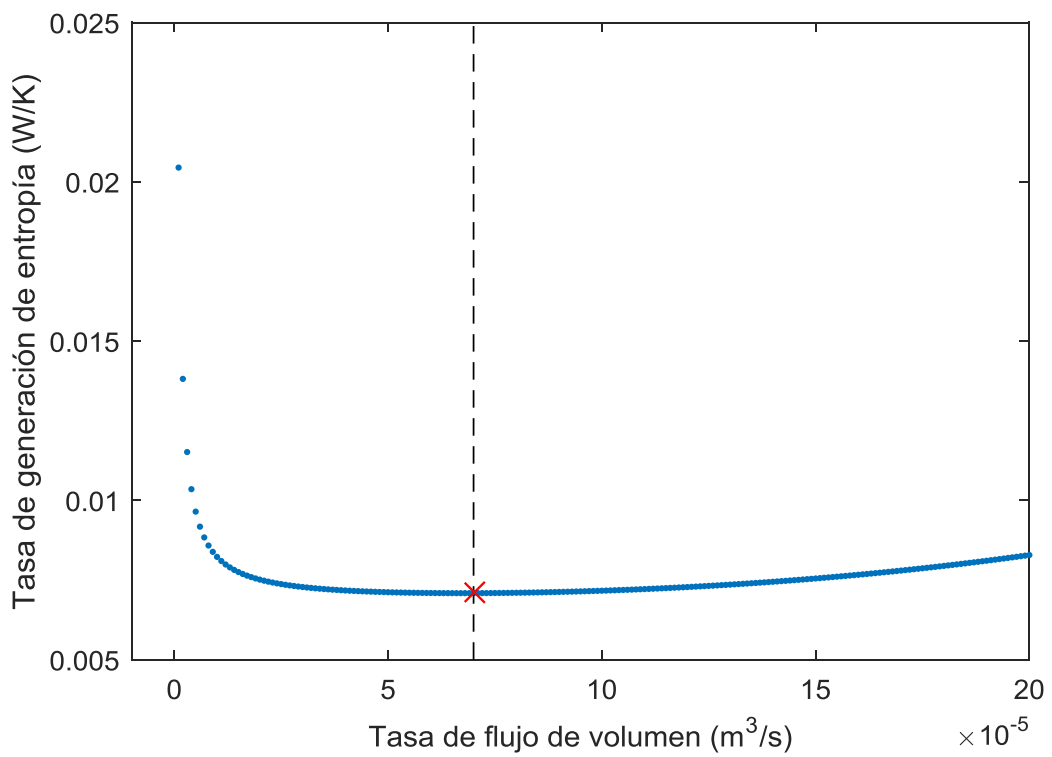
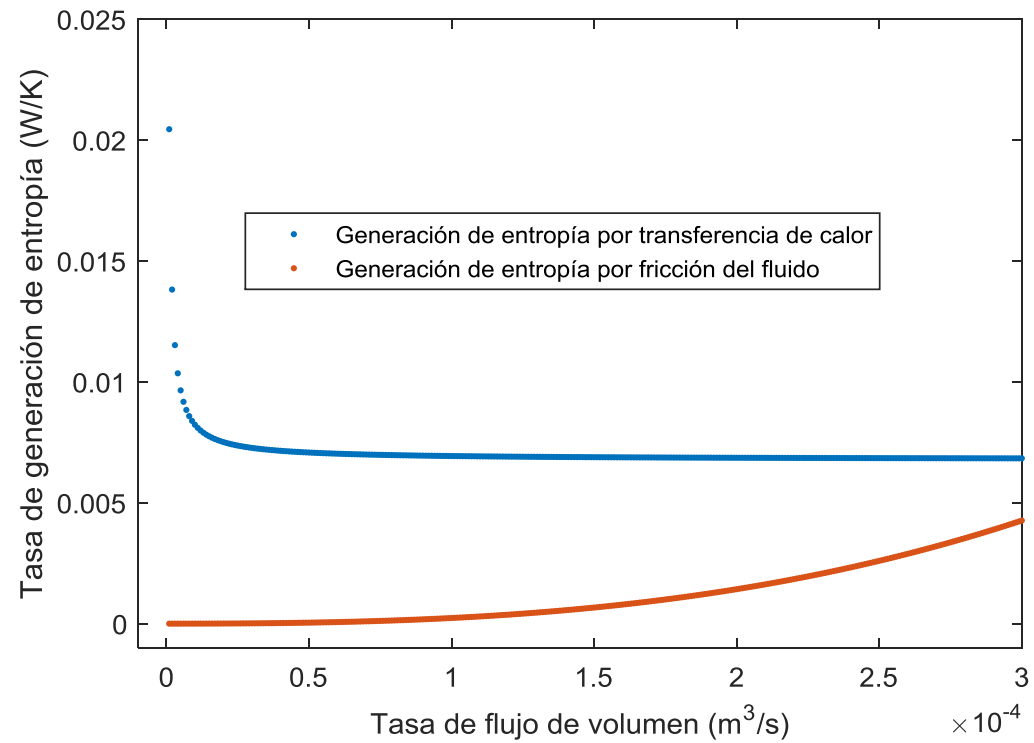
En la Figura 15 se observa el comportamiento de la tasa de generación de entropía junto con su resistencia térmica equivalente, a medida que la longitud del disipador aumenta. La resistencia térmica equivalente tiende a permanecer

constante mientras que la tasa de generación de entropía incrementa, puesto que el área de contacto con el dispositivo electrónico se hace más grande desfavoreciendo a la transferencia de calor. Así mismo, al variar  $G_d$ , aumenta la tasa de generación de entropía, puesto que la potencia de bombeo se incrementa originando pérdidas energéticas innecesarias para el sistema. En la Figura 16 se muestra dicho comportamiento, resaltando con una línea punteada la tasa de flujo de volumen ( $G_d = 70 \times 10^{-6}$ ) óptimo para que la generación de entropía sea lo menor posible. Además, se observa el comportamiento de las dos componentes principales (generación de entropía por transferencia de calor y la generación de entropía por fricción del fluido) que hacen parte de la tasa de generación de entropía total. Después de pasar por la tasa de flujo de volumen óptimo, el coeficiente de transferencia de calor por convección aumenta, haciendo que la resistencia térmica de convección tienda a cero, lo que ocasiona pocas variaciones en la resistencia térmica total, y es por esto que se considera constante. Esta variación de la resistencia térmica equivalente se presenta en la Figura 17.

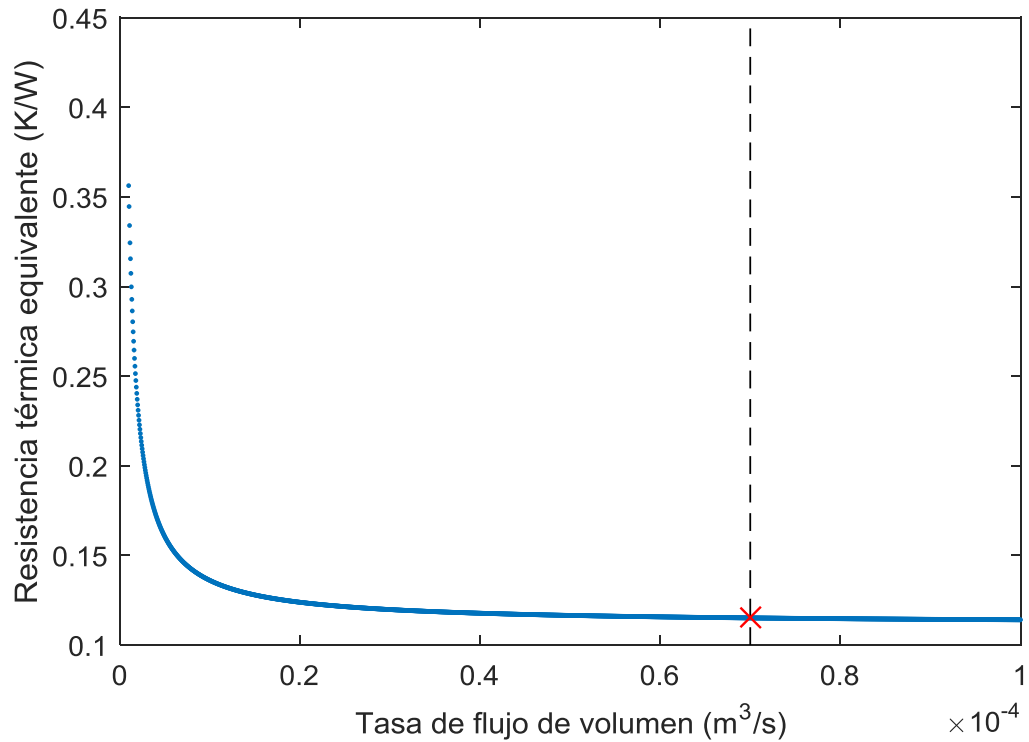
**Figura 15. Efecto de la variación de la longitud del disipador ( $L_d$ ) sobre la resistencia térmica equivalente considerando la tasa de generación de entropía.**



**Figura 16. Efecto de la variación de la tasa de flujo de volumen ( $G_d$ ) sobre la tasa de generación de entropía.**



**Figura 17. Comportamiento de la resistencia térmica equivalente al variar  $G_d$ .**



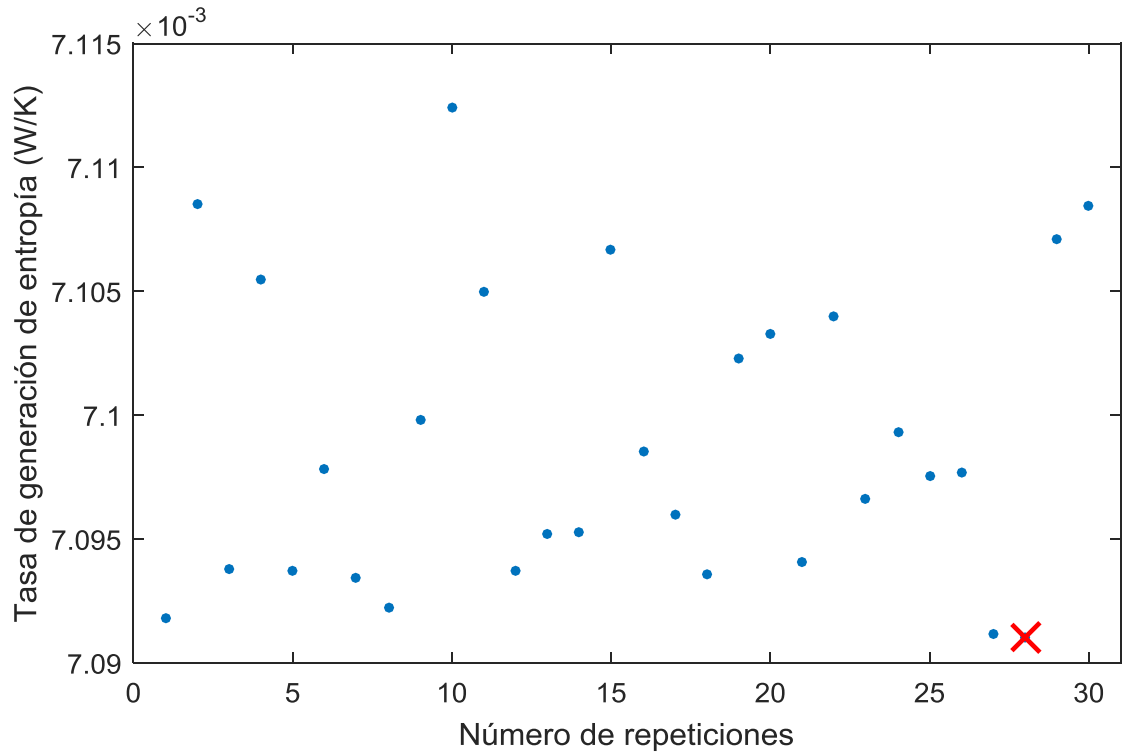
En la Tabla 7 se evidencia la variación de  $S_{gen}$  a medida que la tasa de flujo de volumen aumenta para el diseño óptimo encontrado. Esta variación se realizó empezando desde un régimen laminar pasando por el régimen turbulento, se observa también que, a pesar de estar en un régimen turbulento, el nanofluido responde de la mejor manera en la transferencia de calor por convección ya que la tasa de generación de entropía no aumenta considerablemente cuando se trabajó con fluidos que no poseen nanopartículas.

**Tabla 7. Diseños obtenidos para un disipador de calor utilizando como material grafito de alta conductividad térmica y como nanofluido  $H_2O + Al_2O_3$  en régimen laminar pasando a régimen turbulento ( $G_d > 448 \times 10^{-6} (m^3/s)$  y  $Re > 2300$ ).**

$G_d$ ( $m^3/s$ ) $\times 10^{-6}$	$S_{gen}$		
	Mejor Resultado	Desv. $\times 10^{-6}$	Promedio
10	0,0081706	5,25	0,0081758
20	0,0074766	3,95	0,0074800
30	0,0072586	6,77	0,0072654
40	0,0071609	4,27	0,0071660
50	0,00711341	4,46	0,0071176
60	0,00709435	5,49	0,0070999
70	0,0070916	5	0,0070965
80	0,00710267	3,36	0,0071076
90	0,00712702	6,46	0,0071335
100	0,00716052	6,05	0,0071665
200	0,00811561	7,72	0,0081238
300	0,010564	5,67	0,0105709
400	0,0151245	5,1	0,0151322
500	0,023744	6,79	0,0223837
600	0,0329499	7,76	0,032962
700	0,0475045	1,07	0,0475214
800	0,0666504	1,64	0,0666821
900	0,0910289	2,52	0,0910655
1000	0,121192	3,46	0,12126
2000	0,780342	36300	0,823313
10000	98,4267	35145,9	98,4871

La Figura 18 muestra la tendencia del algoritmo para el valor mínimo de generación de entropía que se encuentra entre 0,00709 y 0,007115 el cual corresponde a  $\dot{S}_{gen} = 0,007091$  (W/K) al ejecutar 30 repeticiones.

**Figura 18. Tendencia del algoritmo del murciélago virtual para 30 repeticiones.**



Además de encontrar el diseño óptimo del disipador de calor, éste se contrastó con los encontrados en la literatura utilizando el algoritmo de optimización en espiral (SO) y el algoritmo de optimización de enjambre de partículas unificadas (UPSO) (Tabla 8). Este trabajo de investigación consistió en encontrar las dimensiones adecuadas del disipador, como también la tasa de flujo de volumen para una región laminar basado en la mínima tasa de generación de entropía.

**Tabla 8. Comparación entre el diseño obtenido con BA y los reportados en la literatura bajo el mismo flujo de calor uniforme.**

Parámetro	SO [18]	UPSO [23]	BA
$\dot{S}_{gen}$ (W/K)	0,046	0,0516	0,01917
$\alpha_c \times 10^{-3}$	12,5	10,8	8,2027
$\beta$	2,51	2,30	7,5825

<b>Parámetro</b>	<b>SO [18]</b>	<b>UPSO [23]</b>	<b>BA</b>
$R_{eq}$ (K/W)	0,224	0,29	0,1146
$\Delta P$ (Pa)	738	446	603
$\dot{q}$ (W/m <sup>2</sup> )	$50 \times 10^3$	$50 \times 10^3$	$50 \times 10^3$
% de mejora en terminos de $\dot{S}_{gen}$	58,32%	62,84%	

## 7. CONCLUSIONES

Con base en los desarrollos y resultados obtenidos y presentados en el presente proyecto de grado, se concluye que:

- Se cumplieron cada uno de los objetivos académicos aprobados para este trabajo de grado.
- Se logró la optimización del diseño del disipador de calor mediante el uso del algoritmo del murciélago virtual, el cual permitió encontrar las dimensiones óptimas para el ancho del canal y el espesor de la aleta, además de la tasa de flujo de volumen con el fin de obtener la mínima generación de entropía.
- Al realizar 30 repeticiones de cada combinación entre los diferentes materiales y fluidos (ver Tabla 4), se tuvo en cuenta como criterio de parada la tolerancia ( $1 \times 10^{-6}$ ). La combinación del material grafito con el nanofluido  $H_2O + Al_2O_3$  arrojó la menor entropía de 0,007091 (W/K) originando una relación de aspecto del canal ( $\alpha_c = 2w_c/H_c$ ) de 0,009866, una relación entre el ancho del canal y la pared ( $\beta = w_c/w_w$ ) de 2,2232 con una tasa de flujo de volumen ( $G_d$ ) de  $70 \times 10^{-6} \text{ m}^3/\text{s}$ , siendo esta combinación la óptima para el diseño del disipador.
- Cuando se trabajan fluidos coloidales (nanofluidos de tipo  $H_2O + METAL$ ) como fluidos de trabajo, para este caso el  $H_2O + Al_2O_3$ , se encuentra el diseño óptimo del disipador de calor en términos de la tasa de mínima generación de entropía, ya que dicho fluido presenta alta conductividad térmica favoreciendo la transferencia de calor por convección. Estos nanofluidos al encontrarse en régimen turbulento mantienen una mínima tasa de generación de entropía en comparación con los otros fluidos trabajados en la presente investigación (ver

Figura 10). Así mismo, se analizó la importancia de la fracción de volumen para 1%, 3%, 5%, 7% y 9% de las nanopartículas suspendidas en el agua, con el fin de determinar el porcentaje adecuado (9%) del cual dependerá la disminución de la resistencia térmica equivalente debido a que la conductividad térmica del fluido en mención aumenta (ver Figura 7).

- Al contrastar el diseño óptimo del disipador desarrollado usando el método del murciélago virtual (BA) con los reportados en la literatura (algoritmo de optimización en espiral y algoritmo de optimización de enjambre de partículas unificadas, SO y UPSO respectivamente) bajo el mismo flujo de calor uniforme, se encontró que la tasa de generación de entropía es mínima cuando se utiliza el diseño desarrollado en este trabajo con una mejora de 58,32% respecto a SO y de 62,84% respecto a UPSO.
- Para la definición del modelo matemático de mínima generación de entropía se tuvieron en cuenta la transferencia de calor y la transferencia de masa, ya que la bibliografía la recomienda como variables dependientes durante el proceso.
- Con base en los resultados obtenidos previamente en la presente investigación, es posible concluir que el método de optimización del murciélago virtual es una técnica viable y recomendable para encontrar las dimensiones óptimas para un disipador de calor de tipo microcanal, arrojando resultados satisfactorios dentro de las restricciones establecidas.

## 8. RECOMENDACIONES

- Considerar un rango de temperatura máxima de trabajo para los dispositivos electrónicos con el fin de incluirlo como un parámetro más de diseño.
- Tener en cuenta otras variables que puedan representar fenómenos de transporte en la operación del sistema, tales como corrosión, grado de depositación de acuerdo al fluido, rugosidad y dureza del material, entre otros.
- Evaluar el rango de temperatura máximo de operación para evitar la interacción del fluido con el material del disipador.
- Una vez determinadas las dimensiones del disipador, se recomienda evaluar la eficiencia de las aletas con el fin de corroborar si el calor se disipa correctamente.
- Realizar un estudio de producción y evaluación económica con el fin de determinar los posibles costos que implicaría la fabricación del disipador óptimo a escalas industriales si se desea.

## REFERENCIAS

- [1] A. M. Adham, N. Mohd-Ghazali, and R. Ahmad, "Cooling of microchannel heat sinks with gaseous coolants," *Procedia Eng.*, vol. 56, pp. 337–343, 2013.
- [2] R. R. Schaller, "Moore's law: past, present and future," *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 34, no. 6, pp. 52–59, 1997.
- [3] D. B. Tuckerman, "Heat-Transfer Microstructures for Integrated Circuits," *Ph.D. Thesis*, no. February, 1984.
- [4] D. B. Tuckerman and R. F. W. Pease, "High-Performance Heat Sinking for VLSI," *IEEE Electron Device Lett.*, vol. EDL-2, no. 5, pp. 126–129, 1981.
- [5] W. a. Khan, J. R. Culham, and M. M. Yovanovich, "The Role of Fin Geometry in Heat Sink Performance," *J. Electron. Packag.*, vol. 128, no. 4, p. 324, 2006.
- [6] D. P. Incropera F.P. y DeWitt, *Fundamentos de transferencia de calor*, 4th ed. México, 1999.
- [7] P. Teertstra, M. M. Yovanovich, and J. R. Culham, "Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks," *Journal of Electronics Manufacturing*, vol. 10. pp. 253–261, 2001.
- [8] C. Chen and H. Chen, "Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers Multi-objective optimization design of plate-fin heat sinks using a direction-

based genetic algorithm,” vol. 44, pp. 257–265, 2013.

- [9] Y. Wang and Y. Li, “The Application of Genetic Algorithm for Pin-fin Heat Sink Optimization Design,” *Heatsinks*, no. 50506003, pp. 2816–2821, 2009.
- [10] W. A. Khan, J. R. Culham, and M. M. Yovanovich, “Optimization of Microchannel Heat Sinks Using Entropy Generation Minimization Method,” *IEEE Trans. Components Packag. Technol.*, vol. 32, no. 2, pp. 243–251, Jun. 2009.
- [11] S. G. Kandlikar and W. J. Grande, “Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology,” pp. 1–13, 2002.
- [12] S. G. Kandlikar, S. Colin, Y. Peles, S. Garimella, R. F. Pease, J. J. Brandner, and D. B. Tuckerman, “Heat Transfer in Microchannels,” *J. Heat Transfer*, vol. 135, no. 9, p. 91001, Jul. 2013.
- [13] J. Richard Culham, W. a. Khan, M. Michael Yovanovich, and Y. S. Muzychka, “The Influence of Material Properties and Spreading Resistance in the Thermal Design of Plate Fin Heat Sinks,” *J. Electron. Packag.*, vol. 129, no. 1, p. 76, 2007.
- [14] T. C. Hung, T. S. Sheu, and W. M. Yan, “Optimal thermal design of microchannel heat sinks with different geometric configurations,” *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 39, no. 10, pp. 1572–1577, 2012.
- [15] L. Lin, Y. Chen, X. Zhang, and X. Wang, “Optimization of geometry and flow rate distribution for double-layer microchannel heat sink,” vol. 78, pp. 158–168, 2014.

- [16] A. Bejan, *Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes*, vol. 79, no. 3. New York: CRC press, 1995.
- [17] A. Bejan, "Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes," *J. Appl. Phys.*, vol. 79, no. 3, p. 1191, 1996.
- [18] J. Cruz, I. Amaya, and R. Correa, "Influence of moist air in copper heat sinks : Analysis through the entropy generation minimization criterion," *Ing. e Investig.*, vol. 35, no. 3, pp. 44–52, 2015.
- [19] X.-S. Yang, "Metaheuristic Optimization," *Cambridge Univ. UK*, p. 15, 2011.
- [20] K. S. Lee and Z. W. Geem, "A new meta-heuristic algorithm for continuous engineering optimization: Harmony search theory and practice," *Comput. Methods Appl. Mech. Eng.*, vol. 194, no. 36–38, p. 32, Sep. 2005.
- [21] C. Chen, J. Lee, and H. Kou, "Optimum thermal design of microchannel heat sinks by the simulated annealing method," *Int. Commun. Heat Mass Transf.*, vol. 35, no. 8, pp. 980–984, 2008.
- [22] Z. H. Wang, X. D. Wang, W. M. Yan, Y. Y. Duan, D. J. Lee, and J. L. Xu, "Multi-parameters optimization for microchannel heat sink using inverse problem method," *Int. J. Heat Mass Transf.*, vol. 54, no. 13–14, pp. 2811–2819, 2011.
- [23] J. Cruz, I. Amaya, and R. Correa, "Optimal rectangular microchannel design, using simulated annealing, unified particle swarm and spiral algorithms, in the presence of spreading resistance," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 84, no.

February 2016, pp. 126–137, 2015.

- [24] J. M. Cruz-Duarte, A. Garcia-Perez, I. M. Amaya-Contreras, and C. R. Correa-Cely, “Designing a microchannel heat sink with colloidal coolants through the entropy generation minimisation criterion and global optimisation algorithms,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 100, pp. 1052–1062, 2016.
- [25] S. S. Rao, *Engineering Optimization*, vol. 56, no. 772801201. 2009.
- [26] X. S. Yang, “A new metaheuristic Bat-inspired Algorithm,” *Stud. Comput. Intell.*, vol. 284, pp. 65–74, Apr. 2010.
- [27] X. S. Yang and X. He, “Bat algorithm: literature review and applications,” *Int. J. Bio-Inspired Comput.*, vol. 5, no. 3, p. 141, 2013.
- [28] X. Yang, “Bat Algorithm for Multi-objective Optimization,” pp. 1–12, 2011.
- [29] X. Yang, “A New Metaheuristic Bat-Inspired Algorithm,” pp. 65–74.
- [30] X.-S. Yang and A. H. Gandomi, “Bat algorithm: a novel approach for global engineering optimization,” *Eng. Comput.*, vol. 29, no. 5, p. 21, 2012.
- [31] X.-S. Yang, M. Karamanoglu, and S. Fong, “Bat algorithm for topology optimization in microelectronic applications,” *First Int. Conf. Futur. Gener. Commun. Technol.*, pp. 150–155, Dec. 2012.
- [32] X. Yang, C. X. S. Yang, Z. H. Cui, and B. C. Success, “Bio-Inspired Computation : Success and Challenges of IJBIC,” pp. 1–9, 2013.

- [33] S. Yilmaz and E. U. Ksille, "A new modification approach on bat algorithm for solving optimization problems," *Appl. Soft Comput. J.*, vol. 28, pp. 259–275, 2015.
- [34] K. Manjunath and S. C. Kaushik, "Second law thermodynamic study of heat exchangers: A review," *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 40, pp. 348–374, 2014.
- [35] W. a. Khan, J. R. Culham, and M. M. Yovanovich, "Optimization of Pin-Fin Heat Sinks in Bypass Flow Using Entropy Generation Minimization Method," *J. Electron. Packag.*, vol. 130, no. 3, p. 31010, 2008.
- [36] M. Siavashi and M. Jamali, "Heat transfer and entropy generation analysis of turbulent flow of TiO<sub>2</sub>-water nanofluid inside annuli with different radius ratios using two-phase mixture model," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 100, pp. 1149–1160, 2016.
- [37] A. Hinojosa and J. Espinosa, "El método de enjambre de partículas y el criterio de mínima entropía en el diseño óptimo de un dissipador de calor," Universidad Industrial de Santander, 2011.
- [38] J. Mario and C. Duarte, "El criterio de la mínima generación de entropía (MGE) para el diseño óptimo de dissipadores de calor y su solución mediante algoritmos de optimización global.," Universidad Industrial de Santander, 2015.
- [39] M. M. Mohamed, M. A. A. El-baky, and S. El-kom, "EXPERIMENTAL AIR COOLING OF MINI-CHANNELS," pp. 1–11, 2006.
- [40] J. M. Cruz-duarte, I. M. Amaya-contreras, and C. R. Correa-cely, "An optimal high thermal conductive graphite microchannel for electronic device cooling,"

no. 77, pp. 143–152, 2015.

- [41] M. N. H. Sinks and M. M. Yovanovich, “ANALYTICAL MODELING OF FLUID FLOW AND HEAT TRANSFER IN,” 2007.
- [42] R. W. Knight, D. J. Hall, J. S. Goodling, and R. C. Jaeger, “Heat sink optimization with respect to microchannels,” *IEEE Trans. Components, Hybrids, Manuf. Technol.*, vol. 15, no. 5, pp. 832–842, 1992.
- [43] A. Adham, N. Mohd-Ghazali, and R. Ahmad, “Optimization of nanofluid-cooled microchannel heat sink,” *Therm. Sci.*, no. 0, pp. 163–163, 2013.
- [44] Z. Staliulionis, Z. Zhang, R. Pittini, M. A. E. Andersen, P. Tarvydas, and A. Noreika, “Investigation of Heat Sink Efficiency for Electronic Component Cooling Applications,” pp. 49–54, 2014.
- [45] C. Leng, X.-D. Wang, W.-M. Yan, and T.-H. Wang, “Heat transfer enhancement of microchannel heat sink using transcritical carbon dioxide as the coolant,” *Energy Convers. Manag.*, vol. 110, pp. 154–164, 2016.
- [46] R. Saidur, S. N. Kazi, M. S. Hossain, M. M. Rahman, and H. A. Mohammed, “A review on the performance of nanoparticles suspended with refrigerants and lubricating oils in refrigeration systems,” vol. 15, pp. 310–323, 2011.
- [47] M. B. Kleiner, S. A. Kuhn, and K. Habberger, “High performance forced air cooling scheme employing microchannel heat exchangers,” *Components, Packag. Manuf. Technol. Part A, IEEE Trans.*, vol. 18, no. 4, pp. 795–804, 1995.

## BIBLIOGRAFÍA

ADHAM, A. M., MOHD-GHAZALI, N., & AHMAD, R. Cooling of microchannel heat sinks with gaseous coolants. *Procedia Engineering*, 56, 337–343. 2013 <http://doi.org/10.1016/j.proeng.2013.03.128>

ADHAM, A., MOHD-GHAZALI, N., & AHMAD, R. Optimization of nanofluid-cooled microchannel heat sink. *Thermal Science*, (0), 2013 163–163. <http://doi.org/10.2298/TSCI130517163A>

BEJAN, A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *Journal of Applied Physics* (Vol. 79). book, New York: CRC press. 1995

BEJAN, A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes. *Journal of Applied Physics*, 79(3), 1996 1191. <http://doi.org/10.1063/1.362674>

CHEN, C., & CHEN, H. *Journal of the Taiwan Institute of Chemical Engineers* Multi-objective optimization design of plate-fin heat sinks using a direction-based genetic algorithm, 44, 2013 257–265.

CHEN, C., LEE, J., & KOU, H. Optimum thermal design of microchannel heat sinks by the simulated annealing method. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(8), 2008 980–984. <http://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2008.04.006>

CRUZ, J., AMAYA, I., & CORREA, R. Influence of moist air in copper heat sinks : Analysis through the entropy generation minimization criterion. *Ingeniería E Investigación*, 35(3), 2015 44–52. <http://doi.org/10.15446/ing.investig.v35n3.49623>

CRUZ, J., AMAYA, I., & CORREA, R. Optimal rectangular microchannel design, using simulated annealing, unified particle swarm and spiral algorithms, in the presence of spreading resistance. *Applied Thermal Engineering*, 84(February 2016), 2015 126–137. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.03.049>

CRUZ-DUARTE, J. M., AMAYA-CONTRERAS, I. M., & CORREA-CELY, C. R. An optimal high thermal conductive graphite microchannel for electronic device cooling, (77), 2015 143–152. <http://doi.org/10.17533/udea.redin.n77a17>

CRUZ-DUARTE, J. M., GARCIA-PEREZ, A., AMAYA-CONTRERAS, I. M., & CORREA-CELY, C. R. Designing a microchannel heat sink with colloidal coolants through the entropy generation minimisation criterion and global optimisation algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 100, 2016 1052–1062. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.109>

HINOJOSA, A., & ESPINOSA, J. El método de enjambre de partículas y el criterio de mínima entropía en el diseño óptimo de un disipador de calor. Universidad Industrial de Santander. 2011

HUNG, T. C., SHEU, T. S., & YAN, W. M. Optimal thermal design of microchannel heat sinks with different geometric configurations. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 39(10), 1572–1577. 2012 <http://doi.org/10.1016/j.icheatmasstransfer.2012.10.008>

INCROPERA F.P. Y DEWITT, D. P. Fundamentos de transferencia de calor. *Journal of Applied Physics* (4th ed.). book, México. 1999

KANDLIKAR, S. G., COLIN, S., PELES, Y., GARIMELLA, S., PEASE, R. F., BRANDNER, J. J., & TUCKERMAN, D. B. Heat Transfer in Microchannels. *Journal of Heat Transfer*, 135(9), 2013 91001. <http://doi.org/10.1115/1.4024354>

KANDLIKAR, S. G., & GRANDE, W. J. Evolution of microchannel flow passages-thermohydraulic performance and fabrication technology, 1–13. 2002

KHAN, W. A., CULHAM, J. R., & YOVANOVICH, M. M. The Role of Fin Geometry in Heat Sink Performance. *Journal of Electronic Packaging*, 128(4), 324. 2006<http://doi.org/10.1115/1.2351896>

KHAN, W. A., CULHAM, J. R., & YOVANOVICH, M. M. Optimization of Pin-Fin Heat Sinks in Bypass Flow Using Entropy Generation Minimization Method. *Journal of Electronic Packaging*, 2008 130(3), 31010. <http://doi.org/10.1115/1.2965209>

KHAN, W. A., CULHAM, J. R., & YOVANOVICH, M. M. Optimization of Microchannel Heat Sinks Using Entropy Generation Minimization Method. *IEEE Transactions on Components and Packaging Technologies*, 32(2), 2009 243–251. <http://doi.org/10.1109/TCAPT.2009.2022586>

KLEINER, M. B., KUHN, S. A., & HABERGER, K. High performance forced air cooling scheme employing microchannel heat exchangers. *Components, Packaging, and Manufacturing Technology, Part A, IEEE Transactions on*, 18(4), 1995 795–804. article. <http://doi.org/10.1109/95.477466>

KNIGHT, R. W., HALL, D. J., GOODLING, J. S., & JAEGER, R. C. Heat sink optimization with respect to microchannels. *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, 15(5), 1992 832–842.

LEE, K. S., & GEEM, Z. W. A new meta-heuristic algorithm for continuous engineering optimization: Harmony search theory and practice. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 194(36–38), 2005 32. <http://doi.org/10.1016/j.cma.2004.09.007>

LENG, C., WANG, X.-D., YAN, W.-M., & WANG, T.-H. Heat transfer enhancement of microchannel heat sink using transcritical carbon dioxide as the coolant. *Energy Conversion and Management*, 110, 2016 154–164. <http://doi.org/10.1016/j.enconman.2015.12.006>

LIN, L., CHEN, Y., ZHANG, X., & WANG, X. Optimization of geometry and flow rate distribution for double-layer microchannel heat sink, 78, 2014 158–168.

MANJUNATH, K., & KAUSHIK, S. C. Second law thermodynamic study of heat exchangers: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 40, 2014 348–374. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2014.07.186>

MARIO, J., & DUARTE, C. El criterio de la mínima generación de entropía (MGE) para el diseño óptimo de disipadores de calor y su solución mediante algoritmos de optimización global. Universidad Industrial de Santander. 2015

MOHAMED, M. M., EL-BAKY, M. A. A., & EL-KOM, S. Experimental air cooling of mini-channels, 1–11. 2006

RAO, S. S. *Engineering Optimization. Theory and Practice* (Vol. 56). 2009 <http://doi.org/10.1080/03052150500066646>

RICHARD CULHAM, J., KHAN, W. A., MICHAEL YOVANOVICH, M., & MUZYCHKA, Y. S. The Influence of Material Properties and Spreading Resistance

in the Thermal Design of Plate Fin Heat Sinks. *Journal of Electronic Packaging*, 129(1), 2007 76. <http://doi.org/10.1115/1.2429713>

SAIDUR, R., KAZI, S. N., HOSSAIN, M. S., RAHMAN, M. M., & MOHAMMED, H. A. A review on the performance of nanoparticles suspended with refrigerants and lubricating oils in refrigeration systems, 15, 2011 310–323. <http://doi.org/10.1016/j.rser.2010.08.018>

SCHALLER, R. R. Moore's law: past, present and future. *Journal of Chemical Information and Modeling*, 34(6), 1997 52–59. <http://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>

SIAVASHI, M., & JAMALI, M. Heat transfer and entropy generation analysis of turbulent flow of TiO<sub>2</sub>-water nanofluid inside annuli with different radius ratios using two-phase mixture model. *Applied Thermal Engineering*, 100, 2016 1149–1160. <http://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.02.093>

SINKS, M. N. H., & YOVANOVICH, M. M. Analytical modeling of fluid flow and heat transfer in. 2007

STALIULIONIS, Z., ZHANG, Z., PITTINI, R., ANDERSEN, M. A. E., TARVYDAS, P., & NOREIKA, A. Investigation of Heat Sink Efficiency for Electronic Component Cooling Applications, 2014 49–54.

TEERTSTRA, P., YOVANOVICH, M. M., & CULHAM, J. R. Analytical forced convection modeling of plate fin heat sinks. *Journal of Electronics Manufacturing* 2001. <http://doi.org/10.1109/STHERM.1999.762426>

TUCKERMAN, D. B. Heat-Transfer Microstructures for Integrated Circuits. Ph.D. Thesis, (February 1984).

TUCKERMAN, D. B., & PEASE, R. F. W. High-Performance Heat Sinking for VLSI. IEEE Electron Device Letters, EDL-2(5), 1981 126–129.

WANG, Y., & LI, Y. The Application of Genetic Algorithm for Pin-fin Heat Sink Optimization Design. Heatsinks, (50506003), 2009 2816–2821.

WANG, Z. H., WANG, X. D., YAN, W. M., DUAN, Y. Y., LEE, D. J., & XU, J. L. Multi-parameters optimization for microchannel heat sink using inverse problem method. International Journal of Heat and Mass Transfer, 54(13–14), 2811–2819. 2011 <http://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2011.01.029>

YANG, X. A New Metaheuristic Bat-Inspired Algorithm, 65–74.

YANG, X. Bat Algorithm for Multi-objective Optimization, 1–12. 2011

YANG, X. S. A new metaheuristic Bat-inspired Algorithm. Studies in Computational Intelligence, 284, 65–74. Optimization and Control; Neural and Evolutionary Computing; Biological Physics; Computational Physics. 2010 Retrieved from <http://arxiv.org/abs/1004.4170>

YANG, X. S., & HE, X. Bat algorithm: literature review and applications. International Journal of Bio-Inspired Computation, 2013 5(3), 141. <http://doi.org/10.1504/IJBIC.2013.055093>

YANG, X., YANG, C. X. S., CUI, Z. H., & SUCCESS, B. C. Bio-Inspired Computation : Success and Challenges of IJBIC, 2013 1–9.

YANG, X.-S. Metaheuristic Optimization. Cambridge University, UK, 2011 15.

YANG, X.-S., & GANDOMI, A. H. Bat algorithm: a novel approach for global engineering optimization. *Engineering Computations*, 2012 29(5), 21. <http://doi.org/10.1108/02644401211235834>

YANG, X.-S., KARAMANOGLU, M., & FONG, S. Bat algorithm for topology optimization in microelectronic applications. *The First International Conference on Future Generation Communication Technologies*, 2012 150–155. <http://doi.org/10.1109/FGCT.2012.6476566>

YILMAZ, S., & KSILLE, E. U. A new modification approach on bat algorithm for solving optimization problems. *Applied Soft Computing Journal*, 28, 2015 259–275. <http://doi.org/10.1016/j.asoc.2014.11.029>

## ANEXOS

**Anexo A: Interfaz que permite elegir los parámetros como material del disipador, fluido y flujo másico como también el número de repeticiones para el diseño óptimo de un disipador de calor.**

Esta interfaz (figura 19) permite iniciar el software creado para luego así, seleccionar las variables que se desean encontrar. Una vez seleccionado las variables, se visualiza los resultados como tiempo de cómputo, variables a encontrar, desviación estándar, promedio de la generación de entropía, entre otros (ver Figura 20).

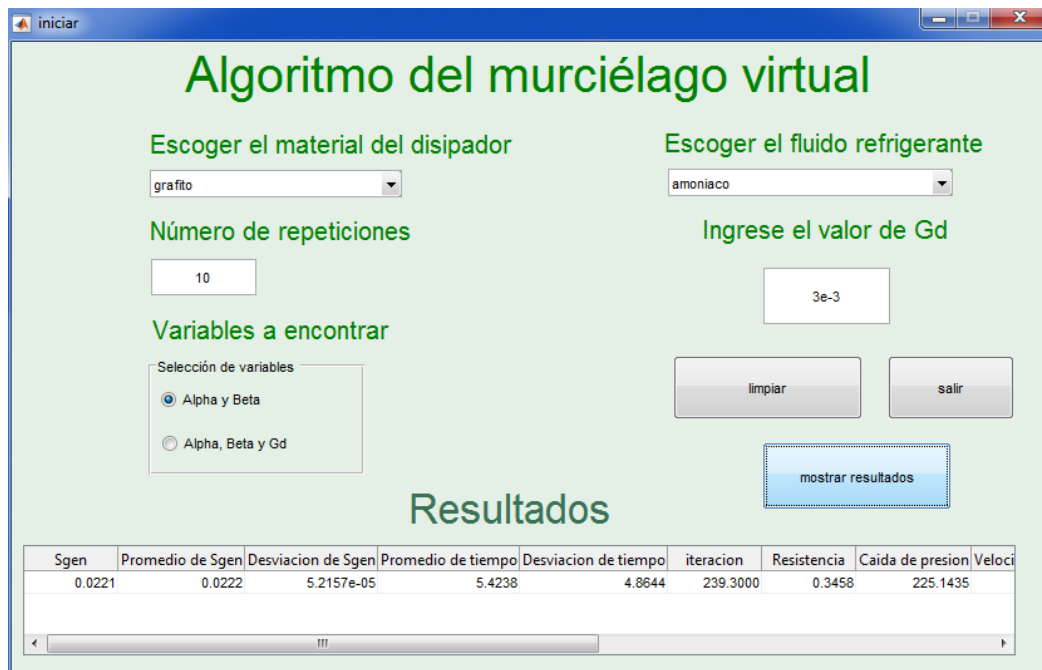
Esta interfaz se elaboró con el fin de facilitar el ingreso de parámetros en el *script* otorgado por el grupo de investigación *CEMOS*.

Se adaptó el algoritmo del murciélago virtual desarrollado por Yang en el año 2010, basado en los métodos de optimización implementados por el grupo *CEMOS* como *Simulated Annealing*, *Particle Swarm Optimisation*, *Harmony Search*; para que este pudiera ser ejecutado en el *script* principal.

Figura 19. Interfaz del usuario.



Figura 20. Interfaz del usuario y resultados.



## Anexo B: Script utilizado para el algoritmo del murciélago virtual

```
function [best,fmin,details] = BA(fObj,bnd,parameters)

% parámetros del algoritmo del murciélago virtual.
if nargin < 3,
    n        = 30;
    N_gen    = 10;
    A        = 0.5;
    r        = 0.5;
    Qmin     = 0;
    Qmax     = 2;
    Tol      = 1e-6;
    Na       = 100;
    M        = 1e4;
    msat     = 100;

else
    n        = parameters.N;
    N_gen    = parameters.N_GEN;
    A        = parameters.A;
    r        = parameters.R;
    Qmin     = parameters.QMIN;
    Qmax     = parameters.QMAX;
    Tol      = parameters.TOL;
    Na       = parameters.NAG;
    M        = parameters.MITE;
    msat     = parameters.MSAT;
end

%dimensión del vector de búsqueda de variables, si Nd es 2, se realiza la
búsqueda de alpha_c y beta. Si Nd es 3, se realiza la búsqueda de
alpha_c, beta y Gd.
Nd = size(bnd,1)

%dimensión de la variable de búsqueda para el algoritmo del murciélago
virtual.
d = Nd;

%crea una matriz para ejecutar la búsqueda. Esto se realiza con el fin de
completar las dimensiones de búsqueda siendo las matrices cuadradas.
Q=zeros(Nd,1);    % Frecuencia de los murciélagos
v=zeros(Na,Nd);  % Velocidad de los murciélagos

% Reingresar los valores que están por fuera del rango de búsqueda para
asi tender a la respuesta adecuada.
bnd      = [min(bnd,[],2) max(bnd,[],2)];
bli(1,:) = bnd(:,1); bdif(1,:) = bnd(:,2)' - bli;
X        = repmat(bli,Na,1) + rand(Na,Nd).*repmat(bdif,Na,1);
```

```

for i = 1 : Na, f(i) = fObj(X(i,:)); end

%Variables de promedio y desviación estándar (contadores).
sumAVG    = 0;
sumSD     = 0;

%Variables de repeticiones y repeticiones de saturación (contadores).
msatc    = 0;
steps    = 0;

% Inicia la población de murciélagos presentes en la búsqueda de la
solución.
for i=1:n,

    Sol(i,:) = rand(1,d);
    f(i)     = fObj(Sol(i,:));
end

[fmin,I] = min(f);
best     = X(I,:);

tic,

%se inicia el criterio de parada de búsqueda considerando el número de
repeticiones e iteraciones por saturación.
while steps <= M && msatc < msat,

    %Contador de repeticiones
    steps = steps + 1;

    % inicia las iteraciones
    for t=1:N_gen,
        % para cada murciélago, se varía la velocidad y posición.
        for i=1:n,
            Q(i)=Qmin+(Qmin-Qmax)*rand;
            v(i,:)=v(i,:)+(Sol(i,:)-best)*Q(i);
            S(i,:)=Sol(i,:)+v(i,:);

% se establece una nueva posición para los murciélagos dentro
del espacio de búsqueda
            for gf = 1 : Nd,
                if X(i,gf) < bnd(gf,1) || X(i,gf) > bnd(gf,2),
                    X(i,gf) = bli(gf) + randn*bdif(gf);
                end
            end

            % se evalúa la función objetivo en la nueva posición.
            f(i) = fObj(X(i,:));

        end

        % frecuencia

```

```

if rand>r
    % un factor de 0.001 para cada paso de búsqueda.
    S(i,:)=best + 0.001*randn(1,d);
end

% se evalúan las nuevas soluciones.
Fnew = fObj(X(i,:));

% se actualiza o modifica la solución si esta es mejor, de no ser
así, queda igual.
if (Fnew <= f(i)) && (rand<A),
    Sol(i,:) = X(i,:);
    f(i) = Fnew;
end

% se actualiza la mejor solución actual encontrada.
if Fnew <= fmin,
    best = S(i,:);
    fmin = Fnew;
end

end

fmin_ = fmin;
[fmin,I] = min(f);
if fmin < fmin_, best = X(I,:);
else fmin = fmin_; end

% búsqueda estadística.
sumAVG = sumAVG + fmin;
sumSD = sumSD + fmin^2;
currAVG = sumAVG/steps;
currSD = sqrt(sumSD/steps - currAVG^2);

%criterio de parada.
if fmin > currAVG - Tol*currSD && fmin == fmin_,
    msatc = msatc + 1;
else
    msatc = 0;
end

end
T = toc;

if steps <= M, outmsg = 1;
else outmsg = 0;
end

%parámetros de salida.
details = struct('time',T,'fevs',(Na+1)*steps,'steps',steps,...
    'outmsg',outmsg,'favg',currAVG,'fstd',currSD);

```