

Tecnología de refrigeración de vanguardia para equipos electrónicos de alta potencia

Alan Cerroblanco-Ortiz (1), Sam Anthony Barrón-Robles (2), Yakelin Hernández-García (3), Víctor Andrés Páramo-Ramírez (4), Abel Hernández Guerrero (5).

- 1 [Licenciatura en Ingeniería Mecánica | Dirección de correo electrónico: a.cerroblancoortiz@ugto.mx]
- 2 [Licenciatura en Ingeniería Mecánica | Dirección de correo electrónico: sa.barronrobles@ugto.mx]
- 3 [Licenciatura en Ingeniería Mecánica | Dirección de correo electrónico: y.hernandez.garcia@ugto.mx]
- 4 [Licenciatura en Ingeniería Mecánica | Dirección de correo electrónico: va.paramoramirez@ugto.mx]
- 5 [Departamento de Ingeniería Mecánica, División de Ingeniería Campus Irapuato - Salamanca, Universidad de Guanajuato | Dirección de correo electrónico: abel@ugto.mx]

I. Resumen

En la actualidad, la investigación ha tomado a la disipación de energía en dispositivos electrónicos como un tema trascendente debido a la complejidad, precisión y miniaturización creciente que éstos han adquirido con el transcurso del tiempo. Debido a ello, se provoca una ineficiente difusión de calor así como un incremento en la densidad del flujo de calor provocando un sobrecalentamiento y debilitamiento en el rendimiento de los equipos electrónicos. Entonces, ya que muchos dispositivos electrónicos necesitan disipar enormes cantidades de energía de manera más eficiente la disposición de emplear refrigeración líquida es una forma de solucionar los problemas térmicos que consecutivamente se presentan.

En base a lo anterior, en este proyecto se estudia el desempeño térmico de un pico-proyector DLP Light Crafter Display 3010 EVM-G2, para el cual se proponen dos diseños diferentes de disipadores de calor con la finalidad de recubrir los componentes electrónicos asociados al motor de luz, como los LED RGB y el chip DMD. Por lo tanto, para incrementar el área de transferencia de calor, en el primer diseño se incorporaron mini-canales y en el segundo mini-aletas, en la superficie donde se encuentran ubicados los componentes a enfriar. Para una distribución adecuada del fluido, el conducto de entrada del mismo se posicionó horizontalmente a la altura media del disipador de calor. A fin de que el fluido recorriera la última parte del disipador obteniendo así una uniformidad en la temperatura, el conducto de salida se situó en la parte inferior del disipador. Aunado a esto, se empleó tecnología de sustrato metálico aislado IMS (Insulated Metal Substrate) en la placa de circuito impreso PCB (Printed Circuit Board), en donde están situados los LED RGB. Además, de considerar el material de interfaz térmica TIM (Thermal Interface Material) entre el disipador y el sustrato para rellenar los espacios vacíos y de esta manera obstruir el flujo de calor.

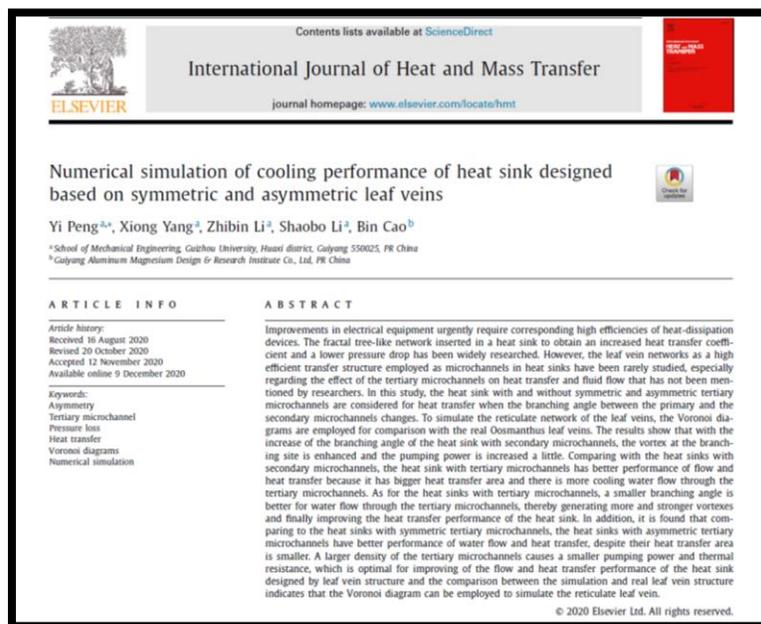
Para el análisis numérico de este sistema de refrigeración líquida se hizo uso del método de volumen finito en software comercial y de la Dinámica de Fluidos Computacional (CFD, por sus siglas en inglés); así como para el acoplamiento de las ecuaciones de momento y energía se empleó el esquema SIMPLE (Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations). Los resultados para la geometría del disipador con mini-aletas muestran que la caída de presión resultó ser 10%

inferior en comparación con la geometría con mini-canales, concluyendo que el dissipador de calor con mini-aletas es un gran candidato para ser utilizado en el enfriamiento del motor de luz del pico-proyector DLP.

II. Actividades

a) Investigación en el estado del arte referente al proyecto a desarrollar

En esta sección, se muestra los artículos consultados en la literatura, referente a disipación de calor a diferentes equipos electrónicos, incluyendo pico-proyectores y experimentación utilizando enfriamiento líquido con diferentes fluidos de trabajo y diseños de superficies geométricas.



49-3 / K. LI

High Power Laser Phosphor Light Source Using a Scanning Mirror for Projectors

Kenneth Li*, Y.P. Chang, Andy Chen**, Lion Wang**, Stark Tsai****
 *Optonous Technologies Inc., Agoura Hills, CA
 **Taiwan Color Optics, Inc., Taichung City, Taiwan

Abstract
 With the advancement of blue laser developments at low cost, laser diodes and laser diode arrays are getting popular in various light system from low power to very high power. This paper presents a stationary phosphor system in which the phosphor plate is not in motion and can be attached to heat sinks for efficient removal of heat for high power operations, which cannot be achieved easily when the phosphor material is coated onto a rotating wheel. The highest effective power density, limited by the available laser source and the current heat sinking, of over 300 W per sq. mm has been achieved and is expected to increase in the near future with higher power laser sources and improved heat sinking.

Author Keywords
 Laser phosphor; crystal; phosphor; projection; high-power; stationary.

1. Introduction
 While LEDs have been used in many of the high "lumen" applications, they are not "bright" enough for projectors, entertainment spotlight, etc., where the etendue of the systems are critical issues that need to be resolved. The first is the heat sinking of the static phosphor plate as only 30% to 40% of the laser power is converted to visible power, the rest will be heat. The second is the power density on the phosphor materials. When the power density is too high, the phosphor material might burn or crack mechanically, and the conversion efficiency might be limited at high power density with saturation. As a result, the static phosphor plate system allows the use of extensive heat sinking mechanisms for better control of the temperature.

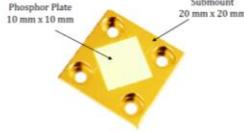


Figure 1 – Large Phosphor Plate on Submount

International Communications in Heat and Mass Transfer 111 (2020) 104447

Contents lists available at ScienceDirect

International Communications in Heat and Mass Transfer

Journal homepage: www.elsevier.com/locate/ichmt

Enhancing thermal-hydraulic performance of counter flow mini-channel heat sinks utilizing secondary flow: Numerical study with experimental validation

Amitav Tikadar^a, Titan C. Paul^b, Saad K. Oudah^a, Nabeel M. Abdulrazzaq^a, Azzam S. Salman^a, Jamil A. Khan^{a*}

^a Department of Mechanical Engineering, University of South Carolina, Columbia, SC, USA
^b Department of Mechanical Science, University of South Carolina Aiken, Aiken, SC, USA

ARTICLE INFO

Keywords:
 Counter flow
 Flow friction
 Heat transfer
 Nusselt number
 Thermal resistance
 Pumping power
 Performance Evaluation Criteria (PEC)

ABSTRACT
 Continual growth of hydraulic and thermal boundary layers along stream wise direction in conventional straight fin mini-channel heat sink (CMCHS) causes gradual deterioration of their thermal performance. To enhance thermal-hydraulic performance by breaking and re-development of the boundary layers, this research aims to introduce a novel water cooled inter-connected counter flow mini-channel sink (ICMCHS). Two inter-connectors (ICs) were positioned transversely between two counter flow mini-channels (CMCs) which segmented the flow domain into three zones (zone 1-3). Secondary flow was generated through the ICs utilizing the pressure difference of the adjacent CMCs resulting in disruption of the hydraulic and thermal boundary layers. To examine the effect of the ICs location and width on the thermal-hydraulic characteristics of the counter flow mini-channel heat sink (CMCHS), the present numerical studies were carried out for nine different cases (case 1-9) by varying ICs width from 1 mm to 1.5 mm and ICs location from 4 mm to 9 mm. A corresponding conventional CMCHS was chosen as the base case in contrast to the newly proposed ICMCHS. Experiments were also carried out for ICMCHS to validate numerical results, and excellent agreement was found between measured values and the corresponding numerical results. At the lowest considered Re ($Re = 150$), a maximum value of Performance Evaluation Criterion (PEC) was achieved to -1.22 for the highest length of zone 1 and 3 and the lowest ICs width (case 7), whereas at the highest Re ($Re = 1044$), the maximum PEC value (-1.42) was recorded for the intermediate length of zone 1 and 3 and the highest ICs width (case 6).

Journal of Heat Transfer, Received December 11, 2017;
 Accepted manuscript posted July 24, 2018, doi:10.1115/1.4040956
 Copyright (c) 2018 by ASME
 Journal of Heat Transfer

Experimental study of water flow and heat transfer in silicon micro-pin-fin heat sinks

Fayao Xu
 School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China
 E-mail: xufayao@sjtu.edu.cn

Huiying Wu¹
 School of Mechanical Engineering, Shanghai Jiao Tong University, Shanghai, 200240, China
 E-mail: whysrj@sjtu.edu.cn

ABSTRACT

An experimental study is performed to investigate water flow and heat transfer characteristics in silicon micro-pin-fin heat sinks with various pin-fin

Received: 6 October 2020 | Revised: 30 December 2020 | Accepted: 8 February 2021
 DOI: 10.1002/hj.22093

RESEARCH ARTICLE

HEAT TRANSFER WILEY

Numerical investigation on the electronic components' cooling for different coolants by finite element method

Didarul A. Redwan  | Emdadul H. Chowdhury |
 Md. Habibur Rahman | Hasib A. Prince

Department of Mechanical Engineering,
 Bangladesh University of Engineering
 and Technology, Dhaka, Bangladesh

Correspondence
 Didarul A. Redwan, Department of
 Mechanical Engineering, Bangladesh
 University of Engineering and
 Technology, Dhaka 1000, Bangladesh.
 Email: didarulredwan@gmail.com

Abstract
 In this study, we conducted a numerical simulation to examine the cooling performance of an aluminum finned heat sink attached to a silicon chip, placed in a chamber of a rectangular cross-section. The heat sink is cooled by convective heat transfer utilizing nine commercially available gaseous coolants, namely air,

Microelectronics Reliability 73 (2017) 97–105

Contents lists available at ScienceDirect

Microelectronics Reliability

journal homepage: www.elsevier.com/locate/microrel

ELSEVIER

Experimental and numerical investigation of circular minichannel heat sinks with various hydraulic diameter for electronic cooling application

Seyed Ebrahim Ghasemi ^{a,*}, A.A. Ranjbar ^a, M.J. Hosseini ^b

^a Department of Mechanical Engineering, Babol University of Technology, Babol, Iran
^b Department of Mechanical Engineering, Golestan University, Gorgan, Iran

ARTICLE INFO

Article history:
 Received 11 January 2017
 Received in revised form 21 April 2017
 Accepted 21 April 2017
 Available online xxxx

Keywords:
 Electronics cooling
 Heat transfer coefficient
 Thermal resistance
 Channel diameter of heat sink
 Pumping power

ABSTRACT

This article presents the experimental thermal and hydraulic performances of heat sinks with various channel diameter for cooling electronic components. A heat sink with the length and width of 60 mm and total height of 16 mm fabricated from aluminum material. The heat sink is designed with four circular minichannels and three different values of hydraulic diameter of channel ($D = 4$ mm, $D = 6$ mm and $D = 8$ mm). The minichannel heat sink is heated with a uniform base heat flux. Also, numerical simulation of the problem is performed using Finite Volume Method (FVM). Comparing the experimental and numerical results show that numerical results are in a good agreement with experimental data. The variation of channel diameter affects the heat transfer and pressure drop characteristics of the circular shaped minichannel heat sink. The experimental results show that the increase of channel diameter reduces the pressure drop in the heat sink. Also, the minichannel heat sink with a hydraulic diameter of 4 mm has a much lower thermal resistance than the minichannel heat sinks with a hydraulic diameter of 6 mm and 8 mm. Furthermore, the optimization is done to have the maximum heat transfer coefficient and minimum of pressure drop along the heat sink.

© 2017 Elsevier Ltd. All rights reserved.

Indian Journal of Science and Technology, Vol 9(36), DOI: 10.17485/ijst/2016/v9i36/101488, September 2016

ISSN (Print): 0974-6846
 ISSN (Online): 0974-5645

Computational Heat Transfer Analysis in Spiral Micro-Channel Heat Sink

Vinay Aggarwal^{*}, Bharat Kalsi and Satbir S. Sehgal

Mechanical Engineering Department, Chandigarh University, Sahibzada Ajit Singh Nagar – 140413, Punjab, India;
 aggarwal.vinay99@gmail.com, bharat_kalsi87@yahoo.com, drsatbirsehgal@gmail.com

Abstract

Objectives: The research work studied so far doesn't involve much work on Spiral Micro-channel so the concept of spiral micro channel was proposed. To determine pressure drop and temperature drop with varied flow-rate at constant heat source in spiral micro channel. **Methods:** The computational heat transfer analysis on Spiral Micro-channel Heat Sink (SMCHS) has been performed with varied mass flow rate of 1-3 kg/hr in two different flow arrangements. One when the fluid Entry at Inner Spiral (IS) and another when the fluid Entry at Outer Spiral (OS). Both the cases are compared at the constant heat input, which was given at the bottom surface of the SMCHS. The CFD analysis determined the point parameters at inlet and outlet of Spiral micro channel. **Findings:** The computational fluid dynamics analysis shows the less pressure drop and temperature drop results when fluid entry at IS as compared to OS for every flow rate; which is an innovation. The computational results show that pressure drop decreases by 2.39% and temperature drop decreases by 6.99% when fluid entries at IS as compared to OS. **Applications:** The spiral micro channel has a wide application in the area of electronic cooling; futuristic application is to cool the armor, spot welding etc.

Keywords: Heat Sink, Spiral Micro-channel, Spiral Eye




Article

A Numerical Study on Natural Convection Heat Transfer of Handheld Projectors with a Fin Array

Jin-Cherng Shyu *, Tsuni Chang and Shun-Ching Lee

Department of Mechanical Engineering, National Kaohsiung University of Applied Sciences, Kaohsiung 80778, Taiwan; qobox20474@gmail.com (T.C.); leescc@cc.kuas.edu.tw (S.-C.L.)
* Correspondence: jshyu1207@hotmail.com; Tel.: +886-7-3814526 (ext. 5343)

Academic Editor: Kamel Hooman
Received: 8 December 2016; Accepted: 20 February 2017; Published: 23 February 2017

Abstract: This study numerically investigates the effects of the number of bottom openings and the fin spacing on both the natural convection heat transfer and airflow field of the handheld projector with various orientations. The horizontally-oriented 120 mm × 53 mm × 19 mm handheld projector, which had 11 bottom openings and was installed with either 7 plate fins or 13 rows of square pin, was considered as the primary case. The fin number varied from 6 plates to 13 plates or from 7 pin rows to 16 pin rows, while the bottom openings varied from 11 to 15 in this study with handheld projector held at a specified inclination ranging from −90° to 90°. The results showed that the heat transfer coefficient of a specific surface of the plate-fin array installed in the primary handheld projector increased from 6 to 7 W/m²·K as the heating power increased from 2 W to 7 W. The optimal fin spacing in the handheld projector possessing 11 bottom openings was 2.875 mm and 3.375 mm for the plate-fin and pin-fin, respectively, at a heating power of 7 W. Although the velocity magnitude of the airflow between fins increased as the bottom opening increased, it was not able to offset the reduction of the airflow velocity resulting from the fin spacing reduction.

Keywords: natural convection; fin array; openings; fin spacing; thermal resistance

Thermal Management of a Pico Projector by Using a Multiple Fans with a Piezoelectric Actuator System

H. K. Ma*, S. K. Liao, B. T. Lin
Department of Mechanical Engineering, National Taiwan University
Taipei, Taiwan
skma@ntu.edu.tw

Abstract

In this study, multiple fans with a piezoelectric actuator (MFPA) system was adopted to transfer the heat inside a pico projector. Different MFPA models with different dimensional combinations of carbon fiber plates and Mylar plates were developed and their thermal performance along with resonant frequency and vibrating amplitude and power consumption were investigated. The result showed that the MFPA system with the combination of a 35 mm carbon fiber plate and a 5 mm Mylar plate had the best thermal performance with the thermal resistance of 4.93 W/m²·K while the input power for the heater was 8 W and input voltage for the MFPA was 80 V. Meanwhile, the average vibrational amplitude reached 12.25 mm with the power consumption of 0.12 W at the resonant frequency of 61.5 Hz. To further enhance the cooling ability, this MFPA model was connected to the heat pipe module, and the efficiency of this model was compared to that of the rotary fan. The result revealed that the MFPA system on the heat pipe module achieved an amazing efficiency of 40.6% while that of the rotary fan was 47.3%, and the power consumption for the MFPA was 0.12 W which was merely 8.6% of 1.35 W for the rotary fan.

μ_0 Permeability of air (H/m)
 η Performance of the MFPA system (%)

1. Introduction

Thermal management for electronic devices has always been important since the temperature in the circuit or electric elements is crucial for their performance and lifetime duration. Rotary fans have been the most common and efficient way to transfer heat away from heat sources. Nevertheless, rotary fans have suffered from shortcomings like dust accumulation and noise. Therefore, piezoelectric fans have been studied extensively in recent years for its low power consumption and noiseless property.

A PVT piezoelectric fan was first proposed by Toda et al. [1–3]. The air flow theory for a piezoelectric fan was also established which shows the air flow velocity on the fan tip is almost equal to the fan edge vibrational velocity. A piezoelectric fan needs low energy and has low noise, which makes it promising to be practically applied for thermal management in electronic devices. Liu [4] et al. investigated the thermal performance of the six piezoelectric fans with different fan geometries and the influence of different parameters. The result showed that the best heat transfer performance occurred when the

International Communications in Heat and Mass Transfer 67 (2015) 153–162



Contents lists available at ScienceDirect

International Communications in Heat and Mass Transfer

journal homepage: www.elsevier.com/locate/ichmt



Optimization of heat flow analysis for exceeding hundred watts in HI-LEDs projectors[☆]

Rong-Tsu Wang ^a, Jung-Chang Wang ^{b,*}

^a Department of Ambientline and Transport Service Management, Vinsung University, No.1, Van-Nung Rd., Chung-Li, Tao-Yuan 32061 Taiwan, ROC
^b Department of Marine Engineering, National Taiwan Ocean University, Keelung 20224, Taiwan, ROC

ARTICLE INFO

Available online 5 August 2015

Keywords:
Heat sink
Metal-core printed circuit board (MCPCB)
Vapor chamber (VC)

ABSTRACT

This study conducted a heat flow-lighting performance test to evaluate and analyze an exceeding hundred watts of HI-LEDs (higher-power LEDs) projector. In addition, a Windows-based optimization program was developed to optimize the heat sink of the HI-LEDs projector. The results indicated that the maximal LED temperature of the projector was 108 °C at a steady temperature state (approximately 1 h of operation). When the metal-core printed circuit board (MCPCB) of the projector was replaced with a vapor-chamber PCB (VCPCB), the LED temperature decreased to 87.6 °C. Iterative calculations were subsequently performed using the self-developed Windows-based optimization program for determining the optimal fin interval (8.94 mm) and thickness (2.56 mm). These optimal parameters were simulated using CFD (computational fluid dynamics), and the results were compared with those of the original 150-W HI-LEDs projector. A Rayleigh number of 6.1304×10^6 was obtained, indicating a laminar flow model. When the optimized heat sink was used, the LED temperatures for the MCPCB and VCPCB HI-LEDs projector samples decreased by 14 and 9.74 °C, respectively. The h value of the optimized HI-LEDs projector (8.094 W/m²·K) was higher than that of the original HI-LEDs projector (7.154 W/m²·K), and its weight was reduced by approximately 2%.

© 2015 Elsevier Ltd. All rights reserved.

b) Conocimiento de las herramientas necesarias para la simulación del fenómeno y programación de las posibles soluciones**SolidWorks**

Es un software de diseño asistido por computadora 3D (CAD, por sus siglas en inglés) que permite a los usuarios crear, simular, publicar y gestionar modelos 3D. Tiene funciones de simulación complejas para ayudar a los usuarios a probar el rendimiento del producto en circunstancias reales. La técnica de modelado consiste generalmente en hacer bocetos de perfiles en 2D y luego utilizar métodos para producir la forma sólida. El software que ofrece un abanico de soluciones para cubrir los aspectos implicados en el proceso de desarrollo del producto.



Figura 1. Software comercial especializado en CAD.

Los artículos que se consultaron en el estado del arte referente a disipación de calor, generalmente los análisis numéricos fueron realizados, utilizando diferentes softwares especializados en CFD, dentro los cuales se destaca el software de simulación ANSYS y Comsol Multiphysics, basados en el método de volumen y elemento finito, respectivamente.

ANSYS

ANSYS es el software líder de simulación CAE multifísico para análisis y simulación por elementos finitos (FEA). Incluye las fases de pre-proceso, resolución y post-proceso en una única plataforma de trabajo. ANSYS ejecuta análisis a piezas o conjuntos usados en ingeniería y diseño mecánico que están sometidos a uno o varios fenómenos físicos de manera individual o simultánea. El software ANSYS Fluent es una potente herramienta de CFD (dinámica de fluidos computacional, por sus siglas en inglés) que contiene las amplias características de modelado físico que se necesitan para modelar flujos, turbulencias, transferencias de calor y reacciones para aplicaciones industriales que van desde el flujo de aire sobre el ala de una aeronave a la combustión en un horno, columnas de burbujas a plataformas petrolíferas, el flujo de sangre a la fabricación de semiconductores, y hasta el diseño de una sala blanca a plantas de tratamiento de aguas residuales, utilizando algunos paquetes especializados.

Manual

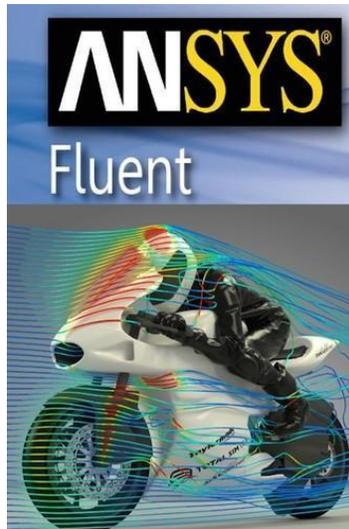


Figura 2. ANSYS software líder de simulación CAE multifísico para análisis y simulación por elementos finitos (FEA).

COMSOL Multiphysics

Es una herramienta de modelado y análisis para prototipaje virtual de fenómenos físicos que puede modelar virtualmente cualquier fenómeno físico que un ingeniero o científico pueda describir con ecuaciones diferenciales parciales (PDE), incluyendo transferencia de calor, movimiento de fluidos, electromagnetismo y mecánica estructural, soportando la integración de problemas de diferentes campos.

Las prestaciones de modelado y simulación de COMSOL, junto con las librerías disponibles para él, lo convierten en una herramienta aplicable en un amplio abanico de áreas, entre ellas se pueden destacar:

- Acústica, electromagnetismo, sistemas microelectromecánicos (MEMS), componentes de radiofrecuencia, dispositivos semiconductores, propagación de ondas.
- Reacciones químicas, difusión, dinámica de fluidos, transferencia del calor, fenómenos de transporte.
- Mecánica de estructuras.
- Física, geofísica, óptica, fotónica, mecánica cuántica.
- Sistemas de control.
- Modelado de componentes.
- Matemática aplicada.



Figura 3. COMSOL software especializado en simulación numérica, para predecir comportamientos físicos.

Los conocimientos de simulación que se debe de tener para comenzar a realizar los primeros modelos representativos al fenómeno físico son muy amplios, debido a que existen diferentes técnicas de mallado, discretización y numerosos modelos de convergencia para que el modelo sea validado correctamente, por ello, es imprescindible la práctica de cada uno de los softwares.

c) Generación de las geometrías en CAD

En esta sección, se generan las geometrías de propuestas de los disipadores de calor de mini-canales y mini-aletas para el pico-proyector DLP LightCrafter Display 3010 EVM-G2.

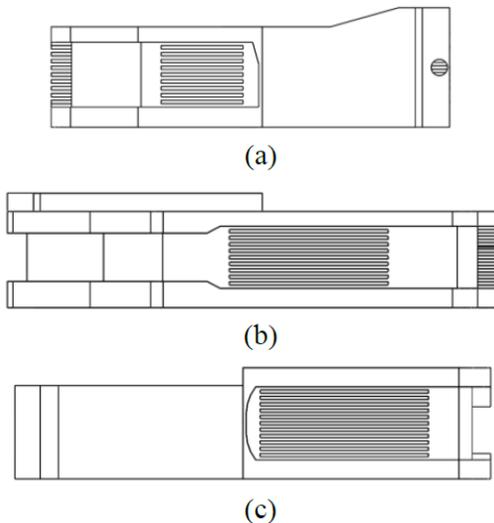


Figura 4. Arreglos de mini-canales en las superficies de contacto; (a) LED azul; (b) LED rojo y verde; (c) chip DMD.

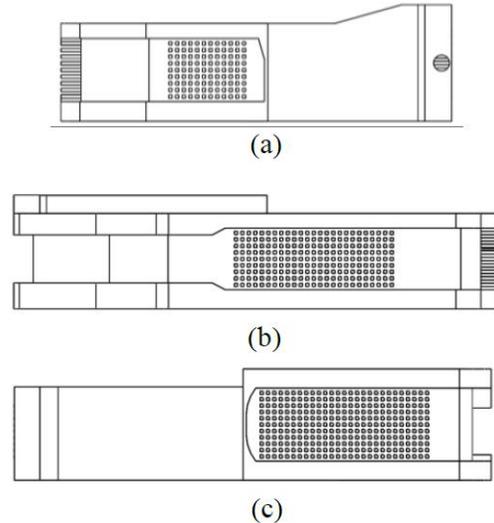


Figura 5. Arreglos de mini-aletas en las superficies de contacto; (a) LED azul; (b) LED rojo y verde; (c) chip DMD.

d) Exportación de las geometrías para su mallado

Las geometrías generadas en CAD, de los disipadores de calor para el pico-proyector DLP propuestos, fueron exportadas al software especializado en CFD (ANSYS), para realizar la discretización de los dominios en que se dividió el volumen bajo estudio. Para la creación de la

Manual

malla, en ambos modelos se utilizaron elementos tetraédricos y hexaédricos, de los cuales se obtuvieron en promedio 688000 nodos y 2863000 elementos. La calidad de la malla fue evaluada como “aceptable”, de acuerdo a las normas establecidas del software.

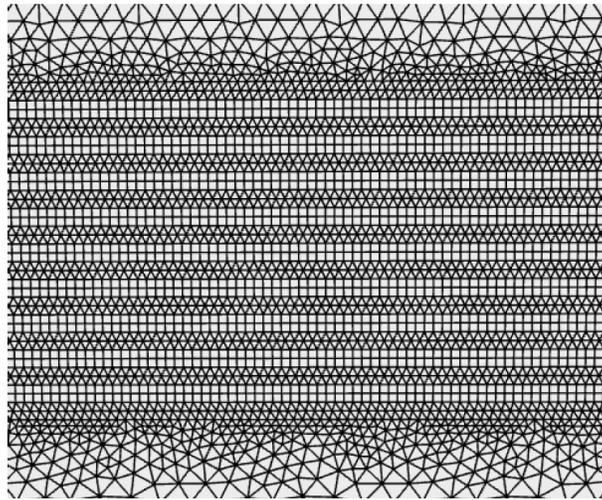


Figura 6. Ejemplo de mallado de la geometría, donde el fluido y el sólido están en contacto.

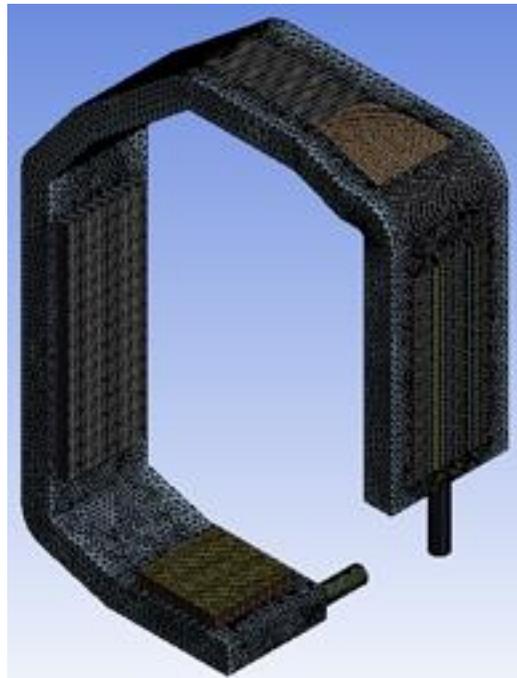


Figura 7. Mallado de la geometría con mini-canales.

Manual

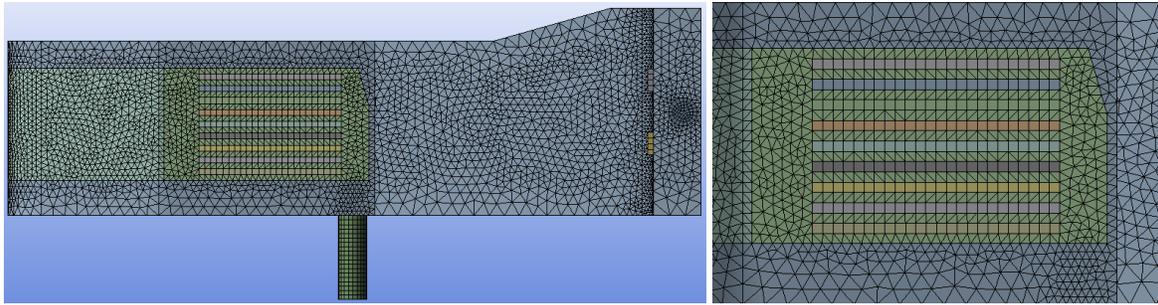


Figura 8. Mallado del arreglo de mini-canales en la superficie de contacto del LED azul.

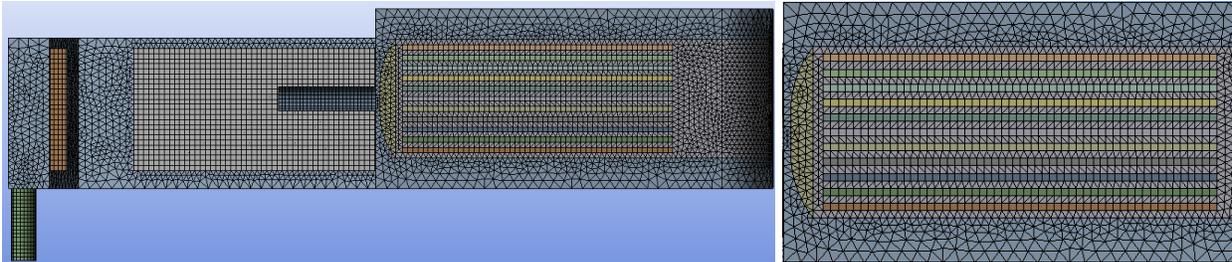


Figura 9. Mallado del arreglo de mini-canales en la superficie de contacto del chip DMD.

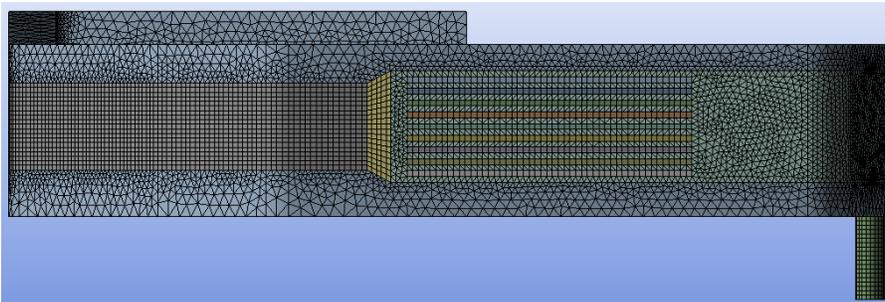


Figura 10. Mallado del arreglo de mini-canales en la superficie de contacto de los LEDs rojo y verde.

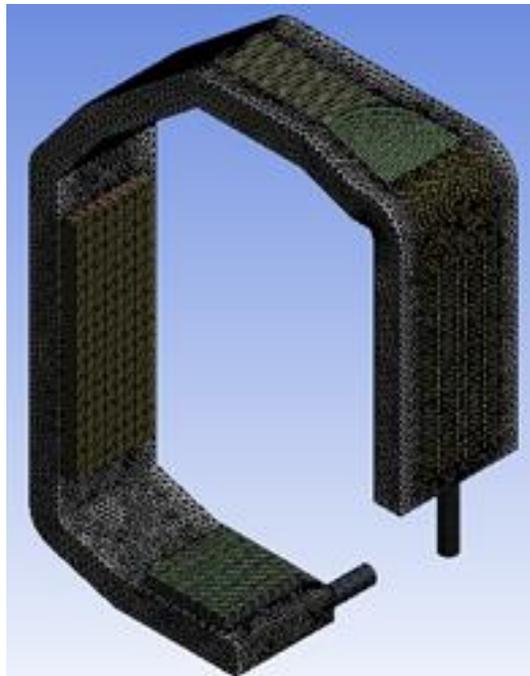
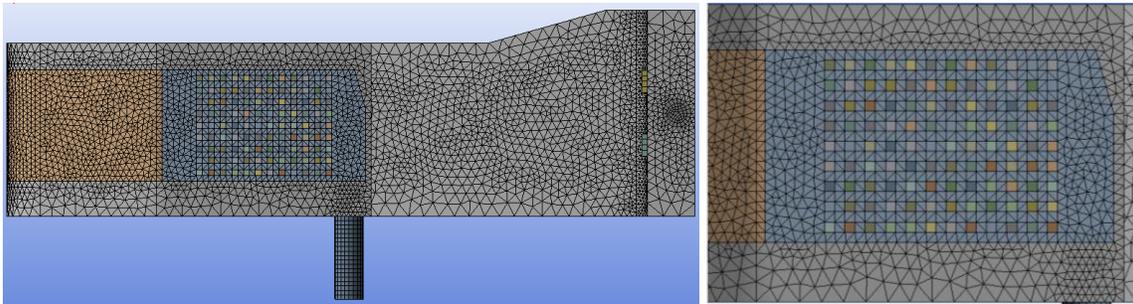
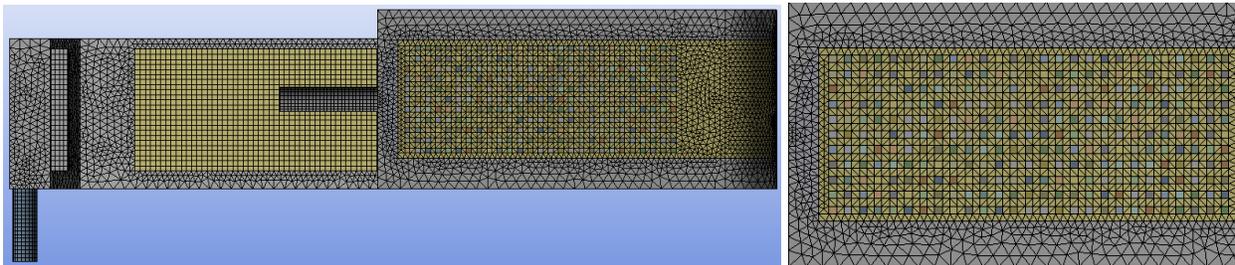
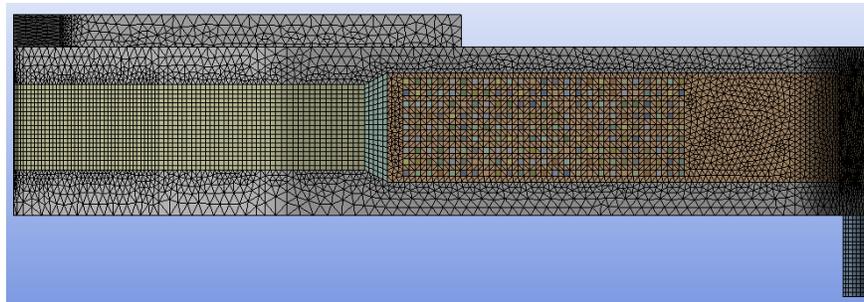


Figura 11. Mallado de la geometría con mini-aletas.**Figura 12.** Mallado del arreglo de mini-aletas en la superficie de contacto del LED azul.**Figura 13.** Mallado del arreglo de mini-aletas en la superficie de contacto del chip DMD.**Figura 14.** Mallado del arreglo de mini-aletas en la superficie de contacto de los LEDs rojo y verde.

e) Búsqueda en el estado del arte sobre parámetros a utilizar en el fenómeno

En la entrada del conducto del disipador de calor se estableció un perfil de velocidad uniforme normal al área de sección transversal para cada disipador de calor con un flujo másico de 0.378 g/s. Además, en el conducto de salida se estableció una presión manométrica de cero y se eligió agua como fluido refrigerante a una temperatura constante en la entrada de 298 K. Por otra parte, en las superficies de contacto de los LED con la PCB, se estableció un flujo de calor constante de 180312, 208933 y 160083 W/m² para los LED azul, verde y rojo, respectivamente. De igual manera, en la superficie de contacto entre el TIM y el chip DMD, se estableció un flujo de calor constante de 28195 W/m². En la Fig. 15 se muestra un esquema con los flujos de calor aplicados en las áreas de contacto de cada LED y del chip DMD, así como la distribución de flujo. Para cada una de las paredes internas del disipador de calor que están en contacto con el fluido, se estableció la condición de frontera de no deslizamiento y en el caso en el que las paredes internas de dos sólidos están en contacto se estableció la condición de frontera de par de pared. Por

Manual

último, se eligió cobre como material para ambos disipadores de calor, tecnología IMS para el sustrato y un TIM que se sitúa entre el disipador de calor y el sustrato.

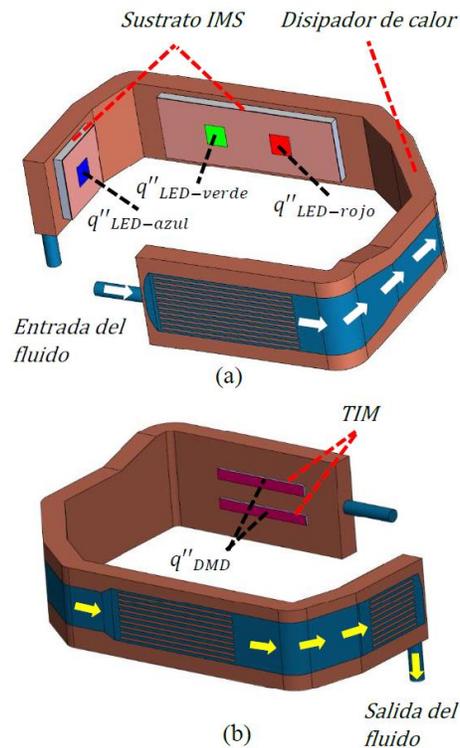


Figura 15. Esquema del disipador de calor; (a) flujos de calor de los LED y distribución del flujo en la entrada; (b) flujo de calor del chip DMD y distribución del flujo en la salida.

Para la solución de todos los modelos de este trabajo, se usó un método de volumen finito para las ecuaciones de momento y energía, éste es el método SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations). Además, se utilizó el método numérico *upwind* de segundo orden para la discretización espacial de las ecuaciones gobernantes. Finalmente, para la convergencia se establecieron los residuales de 1×10^{-3} y 1×10^{-6} para las ecuaciones de momento y energía, respectivamente. En la Tabla 1 se muestra los parámetros geométricos y las propiedades de los materiales a utilizar.

Tabla 1 – Propiedades termo-físicas de los materiales y parámetros geométricos.

| Materiales del sustrato | Densidad ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) | Espesor (mm) | Calor específico ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) | Conductividad térmica ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) |
|-------------------------|--|--------------|--|--|
| Cobre | 8978 | 0.035 | 381 | 387.6 |
| Material dieléctrico | 3800 | 0.1 | 880 | 1.4 |
| Aluminio | 2719 | 1.6 | 871 | 202.4 |
| TIM | 1900 | 0.05 | 1000 | 2 |
| Fluido de | Densidad | Calor | Conductividad | Viscosidad |

| trabajo | ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$) | específico ($\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) | térmica ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$) | ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-1}\cdot\text{s}^{-1}$) |
|---------|-----------------------------------|---|--|---|
| Agua | 998.2 | 4182 | 0.6 | 0.001003 |

f) Configuración de herramientas para la simulación

Hasta el momento ya se tiene el mallado de cada una de las geometrías del disipador de calor, por lo que se procederá a definir cada uno de los parámetros y condiciones de frontera dentro del software especializado de simulación numérica en CFD. Por lo tanto, se ha desarrollado una lista de los pasos para realizar la simulación de las dos geometrías.

1. Se dirige a la ventana de mallado del software especializado en simulación numérica ANSYS, para nombrar las condiciones de frontera. Por lo tanto, para comenzar con el nombramiento se selecciona y se nombra el dominio del fluido y de manera posterior el dominio del sólido, como se muestra en la Figura 16, ambos en inglés ya que al software se le facilita más el detectar automáticamente las condiciones necesarias para el proceso de parametrización del modelo. Para realizar este paso, se da click derecho en la zona de interés que se desee nombrar y se elige la opción "Name selection", para teclear el nombre respectivo del dominio, "Fluid o Solid" en este caso.

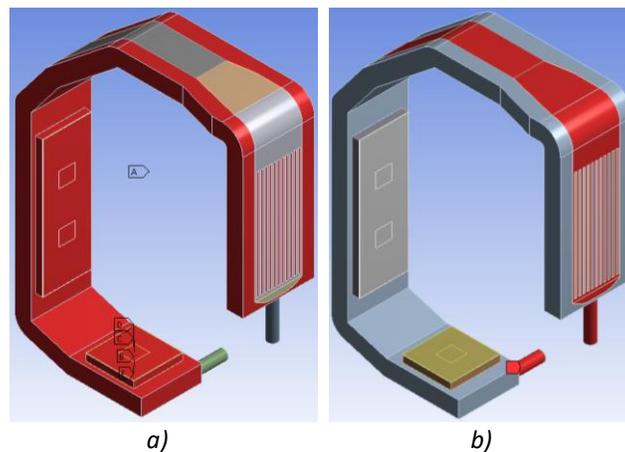


Figura 16. (a) Dominio del sólido y (b) dominio del fluido que conforman a cada uno de los modelos, en esta imagen se muestra al modelo con mini-canales.

2. De manera posterior, se nombra la salida y entrada del fluido en el disipador de calor, seleccionando solamente las caras respectivas y tecleando "Inlet o Outlet" según corresponda, evitando así la selección completa del cuerpo para no ocasionar problemas de convergencia en el análisis del modelo.

Manual

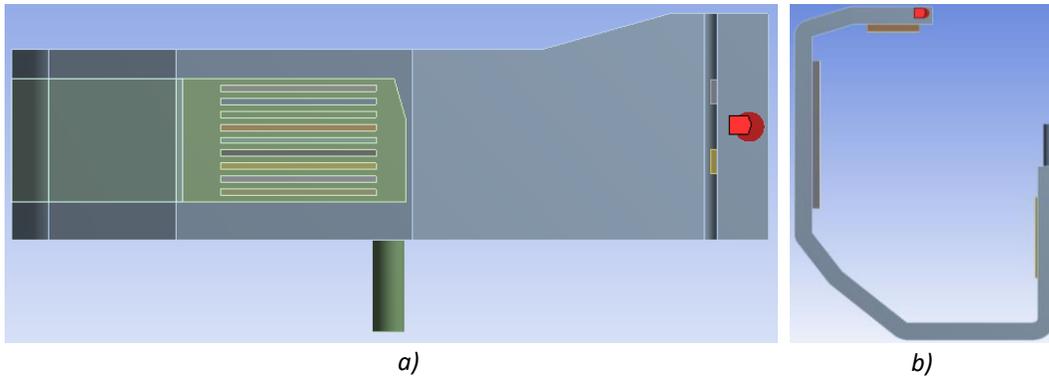


Figura 17. (a) Entrada y (b) salida del fluido dentro del canal del dissipador de calor.

- Después, se procede con el nombramiento de las caras donde el flujo de calor de los leds y del chip DMD es aplicado. Para ello, se selecciona la cara respectiva para cada flujo y se realiza dicho nombramiento definiendo "Heat-Flux-Green/Blue/Red o Heat-Flux-DMD", respectivamente. En la Figura 18, se puede observar la selección de cada una de las caras para dichos flujos de calor.

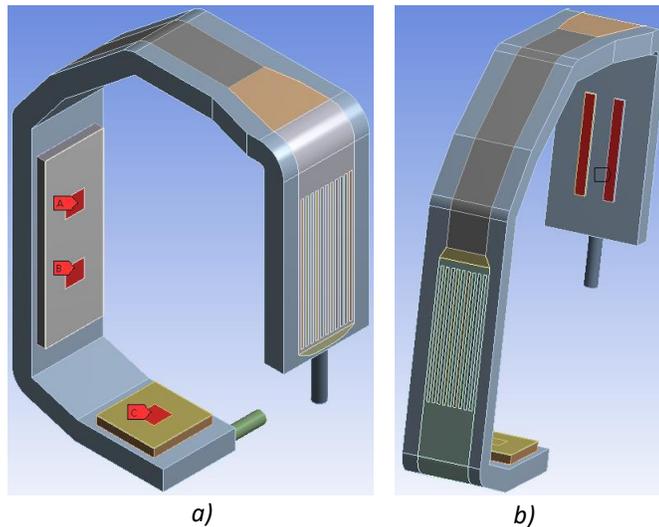


Figura 18. (a) Zona de aplicación del flujo de calor de los leds y (b) zona de aplicación del flujo de calor del DMD.

- Una vez que se tienen las condiciones de frontera registradas, se traslada cada geometría al paquete de simulación ANSYS FLUENT para dar solución a los modelos definidos previamente, mismas que pueden observarse en la Figura 19.

Manual

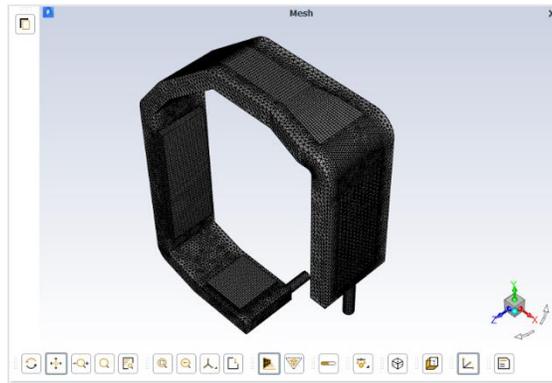


Figura 19. Geometrías exportadas en FLUENT.

En seguida, se procede a definir las propiedades del material, fluido y establecer magnitudes de las condiciones que se establecieron, para posteriormente aplicar la física al modelo y resolver.

- Entonces el siguiente paso a determinar, será establecer correctamente las unidades del paquete de simulación. Para ello, se coloca el cursor en la ventana de general, se selecciona la opción de “Scale”; esta despliega una ventana en la cual se selecciona las unidades con las que se creó el mallado de la geometría, para este caso es elegida la opción “Mesh Was Created In - mm”, como se muestra en la Figura 20.

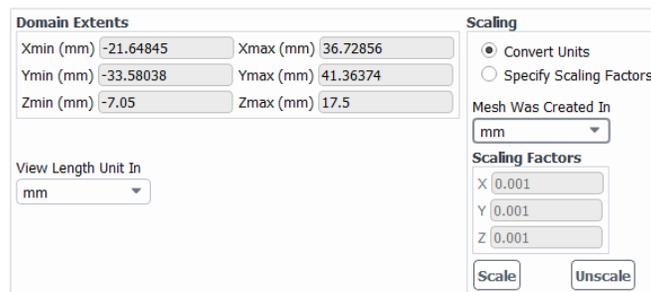


Figura 20. Definición de las unidades consideradas para el mallado de la geometría.

Luego, se dirige a la barra de herramientas superior y se selecciona la opción “Units” que se encuentra en la esquina superior izquierda de la interfaz, esto para revisar que las unidades estén correctas. Una vez seleccionada dicha opción se despliega una ventana con varias opciones más, se selecciona “length - mm” y con esto se define correctamente el sistema de unidades a utilizar.

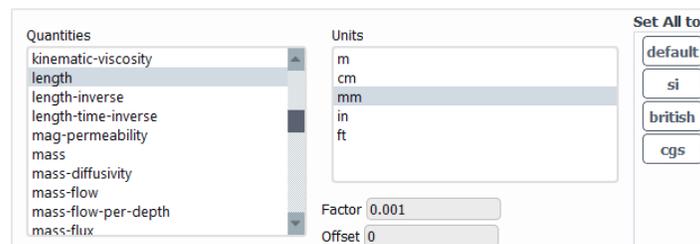


Figura 21. Definición de las unidades en el software.

Manual

6. En la barra de herramientas lateral, se despliega la opción de “Models” para definir la física del modelo que se pretende analizar, en este caso se activa la opción del modelo de Energía (Energy) y se selecciona el modelo “Viscous (Laminar)”, dejando los demás parámetros como los predeterminados por FLUENT.

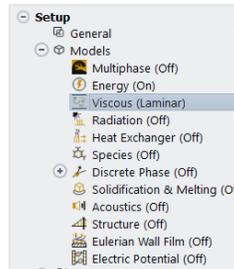


Figura 22. Definición la física del modelo.

7. Como siguiente paso, se definen los materiales del fluido y los sólidos que constituyen al modelo a analizar. Para esto, se despliega la ventana de materiales y se definen el agua (que es el fluido de trabajo), el cobre, el material dieléctrico el sustrato de aluminio y el TIM (que son los sólidos que conforman ciertas partes del disipador de calor). Primeramente, se define el fluido seleccionando la opción de “Fluid” y agregando un nuevo fluido. Para esto, se selecciona la base de datos de FLUENT y se elige “Water-liquid” dejando las propiedades que trae precargadas el software, como se muestra en la Figura 23.

| Name | Material Type | Order Materials by |
|------------------|------------------------|---|
| water-liquid | fluid | <input checked="" type="radio"/> Name |
| Chemical Formula | Fluent Fluid Materials | <input type="radio"/> Chemical Formula |
| h2o<l> | water-liquid (h2o<l>) | <input type="button" value="Fluent Database..."/> |
| | Mixture | <input type="button" value="User-Defined Database..."/> |
| | none | |

| Properties | |
|------------------------------|---|
| Density (kg/m ³) | constant <input type="button" value="Edit..."/> |
| | 998.2 |
| Cp (Specific Heat) (j/kg-k) | constant <input type="button" value="Edit..."/> |
| | 4182 |
| Thermal Conductivity (w/m-k) | constant <input type="button" value="Edit..."/> |
| | 0.6 |
| Viscosity (kg/m-s) | constant <input type="button" value="Edit..."/> |

Figura 23. Definición del fluido de trabajo.

Después se añade cada uno de los sólidos, en este apartado, se selecciona “Solid” y se realizan los mismos pasos previamente explicados, con la diferencia de que se selecciona el material a definir y en su caso se realizan las modificaciones necesarias en sus propiedades, en la Figura 24 se puede observar un ejemplo de ello.

Manual

The screenshot shows the 'Material Properties' dialog box. At the top, 'Name' is 'copper', 'Material Type' is 'solid', and 'Chemical Formula' is 'cu'. Below this, 'Fluent Solid Materials' is set to 'copper (cu)'. The 'Order Materials by' section has 'Name' selected. The 'Properties' section contains three rows: 'Density (kg/m3)' with a value of 8978, 'Cp (Specific Heat) (j/kg-k)' with a value of 381, and 'Thermal Conductivity (w/m-k)' with a value of 387.6. Each row has a dropdown menu set to 'constant' and an 'Edit...' button.

Figura 24. Ejemplo de la definición de los materiales para el dominio de los sólidos.

- Una vez definidos los materiales a utilizar, se posiciona en la ventana de zonas de condiciones para celda y se selecciona el nombre del material sólido o fluido para se establecer sus propiedades y, de esta manera, el modelo contemple las características. En las Figura 25 y 26 se aprecia la especificación de las condiciones mencionadas.

The screenshot shows the 'Zone Conditions' dialog box for a 'fluid' zone. 'Zone Name' is 'fluid' and 'Material Name' is 'water-liquid'. There are several checkboxes for 'Frame Motion', '3D Fan Zone', 'Source Terms', 'Mesh Motion', and 'Fixed Values', all of which are unchecked. Below these is a tabbed interface with 'Reference Frame' selected. Under 'Rotation-Axis Origin', X (mm) is 0, Y (mm) is 0, and Z (mm) is 0. Under 'Rotation-Axis Direction', X is 0, Y is 0, and Z is 1.

Figura 25. Definición de la zona del fluido.

The screenshot shows the 'Zone Conditions' dialog box for a 'solid_base' zone. 'Zone Name' is 'solid_base' and 'Material Name' is 'copper'. There are checkboxes for 'Frame Motion', 'Source Terms', 'Mesh Motion', and 'Fixed Values', all of which are unchecked. Below these is a tabbed interface with 'Reference Frame' selected. Under 'Rotation-Axis Origin', X (mm) is 0, Y (mm) is 0, and Z (mm) is 0. Under 'Rotation-Axis Direction', X is 0, Y is 0, and Z is 1.

Figura 26. Ejemplo de la definición de la zona de los sólidos.

- Con lo encontrado en el estado del arte en cuanto al comportamiento del flujo en modelos similares, se procede a establecer su magnitud, así como la velocidad de ingreso al dissipador de calor y la temperatura, el valor de la presión a la salida y la asignación de las condiciones de no deslizamiento en las paredes del mismo. La definición de estas magnitudes se comienza por introducir el flujo de calor generado en los leds y el chip DMD,

Manual

un ejemplo de esto se muestra en la Figura 27. Para ellos se despliega la opción de “Boundary Conditions” y se selecciona la condición que se definió como “Heat-Flux-Green/Blue/Red/DMD”, según corresponda. Luego, se introduce el valor del flujo de calor designado para cada uno de ellos y se dejan los demás parámetros como determinados, cambiando solo el nombre del material por su correspondiente.

The screenshot shows a software window for defining boundary conditions. At the top, the 'Zone Name' is 'heat_flux_blue' and the 'Adjacent Cell Zone' is 'solid_copper'. Below this, there are tabs for 'Momentum', 'Thermal', 'Radiation', 'Species', 'DPM', 'Multiphase', 'UDS', 'Wall Film', 'Potential', and 'Structure'. The 'Thermal' tab is active, displaying 'Thermal Conditions'. Under this, several options are listed with radio buttons: 'Heat Flux' (selected), 'Temperature', 'Convection', 'Radiation', 'Mixed', 'via System Coupling', and 'via Mapped Interface'. The 'Heat Flux' option has a value of 180312 w/m2. Other options have values of 0. There is also a 'Shell Conduction' checkbox and a '1 Layer' button. At the bottom, the 'Material Name' is set to 'copper'.

Figura 27. Ejemplo de la definición de la magnitud del flujo de calor en los leds y el chip DMD.

10. Como uno de los últimos pasos, se establecen las condiciones de entrada y salida, seleccionando “Inlet o Outlet”, respectivamente, que se definieron con anterioridad y estableciendo el flujo másico, la temperatura, presión presente en cada una de ellas. En la entrada del conducto del disipador de calor, Figura 28, se establece un perfil de velocidad uniforme normal al área de sección transversal para cada disipador de calor con un flujo másico de 0.378 g/s y una temperatura de 298K. Mientras que para la salida, Figura 29, se establece una presión manométrica de 0 Pa y se elige agua como fluido refrigerante.

The screenshot shows two panels for defining boundary conditions. The top panel is for the 'Momentum' tab, with 'Zone Name' 'inlet'. It shows 'Reference Frame' as 'Absolute', 'Mass Flow Specification Method' as 'Mass Flow Rate', 'Mass Flow Rate (kg/s)' as 0.000378, 'Supersonic/Initial Gauge Pressure (pascal)' as 0, and 'Direction Specification Method' as 'Normal to Boundary'. The bottom panel is for the 'Thermal' tab, also with 'Zone Name' 'inlet', showing 'Total Temperature (k)' as 298.

Figura 28. Definición de la condición de entrada de flujo.

Manual

Figura 29. Definición de la condición de salida de flujo.

11. Con los pasos mencionados anteriormente, el dominio queda completado para proseguir con la solución. Entonces, se selecciona la ventana de solución en la barra de herramientas lateral y se elige la opción de “Methods”; aquí se muestran los diferentes métodos de solución para que la solución del modelo converja más rápido, dependiendo de la física y otros parámetros. En este caso, el método semi-implícito para las ecuaciones ligadas a la presión, que corresponde al método SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations) es el que se utiliza y los demás parámetros son establecidos o tomados como predeterminados para dar solución al modelo. En la Figura 30 se muestra la definición de los modelos de solución.

Figura 30. Configuración del método de solución.

12. Los parámetros de relajación, se modifican para que la solución converja más rápido (Figura 31). NOTA: Al modificar estos parámetros, la solución no afecta a los resultados debido a que son los iniciales que FLUENT toma para comenzar la iteración del modelo.

Manual



Figura 31. Modificación de los parámetros de relajación.

13. Una vez realizada la modificación anterior, se revisan los criterios de convergencia para evitar que FLUENT tenga definidos otros y no nos provoque un aumento de tiempo computacional durante la simulación. Por lo que, los parámetros a considerar son los siguientes: para la ecuación de momento se establece de 1E-03 y para la ecuación de la energía de 1E-06, tal como se muestra en la Figura 32.

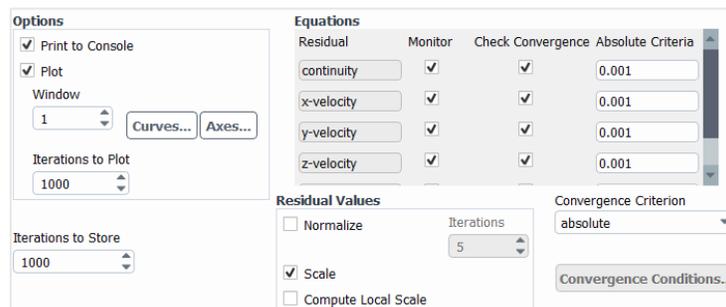


Figura 32. Criterios de convergencia.

14. Por último, se inicializa la solución empleando la inicialización híbrida y en caso de algún mensaje de error, se revisa el modelo y se corrige. Para iniciar la solución, se selecciona la opción de "Initialization". Luego, se da click en "Run Calculation" y se establece el número de iteraciones que se crean convenientes para que la simulación converja, para este caso se establecen 1000 iteraciones, así como se muestra en la Figura 33, concluyendo con la configuración del modelo de simulación.

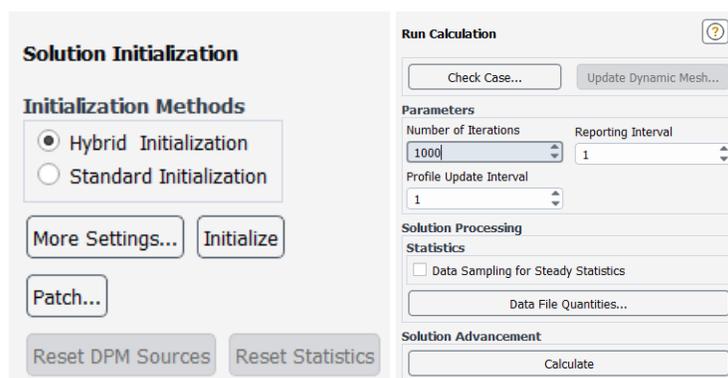


Figura 33. Establecimiento del número de iteraciones.

g) Análisis de resultados preliminares

Para comenzar con el análisis de los resultados finales, se comienza mostrando los contornos de temperatura y velocidad de las geometrías propuestas, para que posteriormente se realice una comparación con las mismas, para seleccionar la que mejor impacto positivo genere en la eficiencia de disposición de energía.

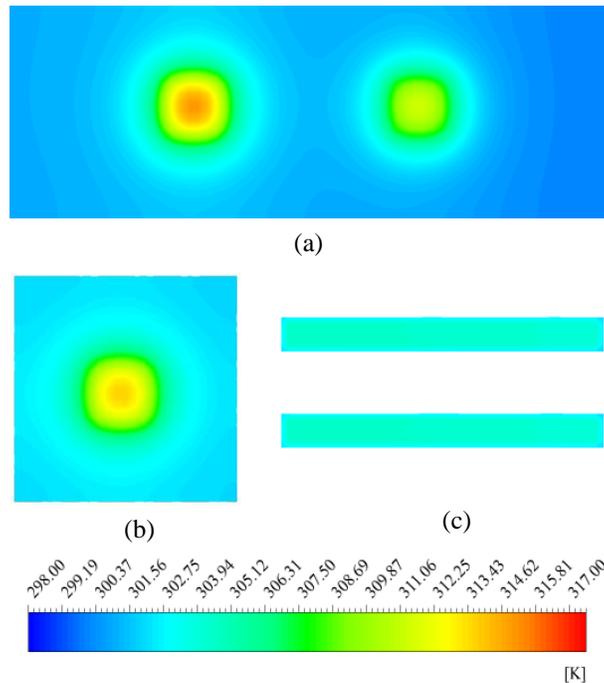


Figura 34. Contornos de temperatura; (a) en la PCB de los LED verde y rojo; (b) en la PCB del LED azul; (c) en el TIM del chip DMD.

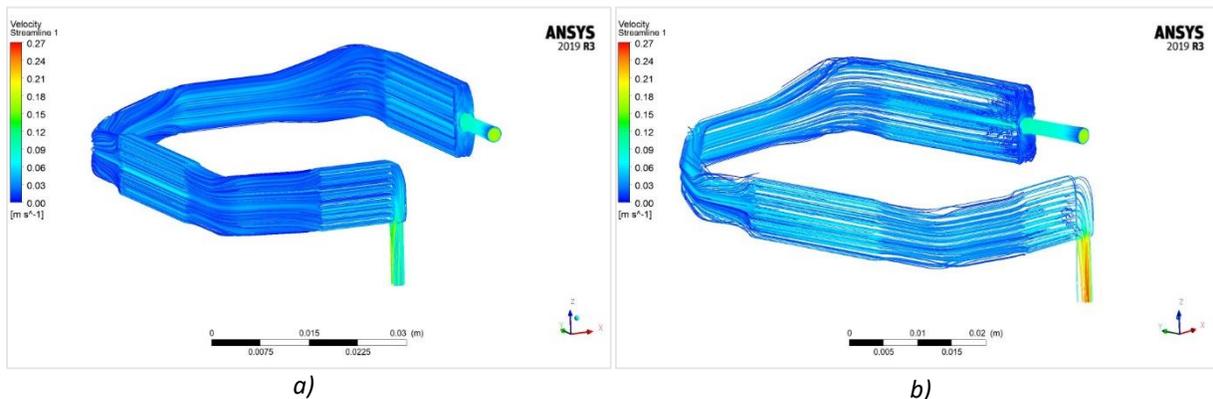


Figura 35. Líneas de corriente del disipador de calor (a) con mini-canales y (b) con mini-aletas.

Mediante las ilustraciones anteriores, se puede observar con facilidad el comportamiento de la temperatura de las zonas con flujos de calor presentes ante el paso del refrigerante dentro del conducto de los modelos de disipador. Dicho comportamiento, muestra que en el TIM del chip DMD se tiene la mayor transferencia de calor a diferencia de la PCB de los leds aun cuando su flujo de calor es mayor, esto debido a que la temperatura del refrigerante aumenta conforme

esta fluye en el conducto. Sin embargo, mediante un análisis general de temperaturas se tiene que en ambos modelos estas se encuentran entre los 298K y 317K, (25°C y 44°C), como se muestra en la Figura 34. Sin embargo, con esto no se puede tener alguna primera conclusión de cual modelo es más óptimo que el otro.

Por otra parte, en la Figura 35 se observa que cuando se utilizan mini-aletas el fluido se distribuye de manera no uniforme a diferencia de cuando se emplean mini-canales que si se distribuye uniformemente. Con esta distribución del fluido se puede suponer una posible conclusión, pues al comportarse de manera no uniforme se puede obtener una mayor transferencia de calor entre las zonas calientes y el refrigerante, teniendo así que el disipador de mini-aletas tenderá a ser el modelo más óptimo.

h) Post-procesamiento de resultados finales

En esta sección, se realiza el post-procesamiento de los resultados previamente obtenidos, mediante gráficas de temperatura y caídas de presión se determina la configuración más eficiente en el rendimiento térmico del pico-proyector DLP LightCrafter Display 3010 EVM-G2.

Resultados de la simulación de las dos geometrías del pico-proyector

Para conocer a detalle el comportamiento de la temperatura en la base del disipador de ambas geometrías, se realiza una variación en el número de Reynolds y de manera posterior se generan ciertas gráficas, mismas que se comparan entre sí para delegar cual modelo tiene mejores resultados. Por lo tanto, a continuación se muestran las gráficas de la variación de la temperatura con respecto a la variación del número de Reynolds para cada geometría.

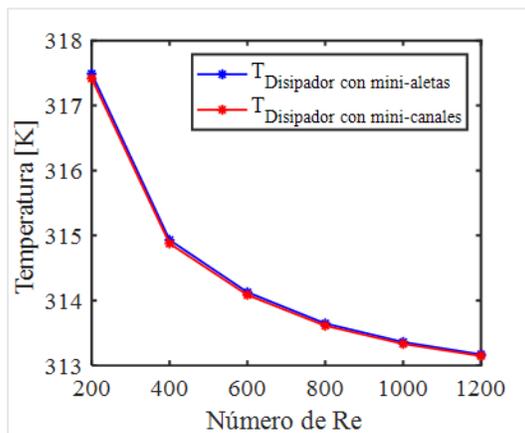


Figura 36. Variación de la temperatura máxima con respecto al número de Reynolds sobre la PCB del LED azul.

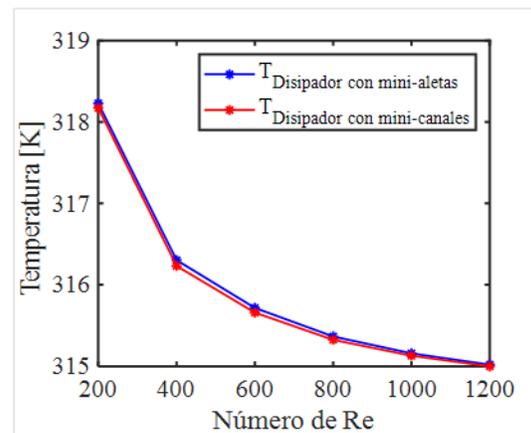


Figura 37. Variación de la temperatura máxima sobre la PCB del LED verde con respecto al número de Reynolds.

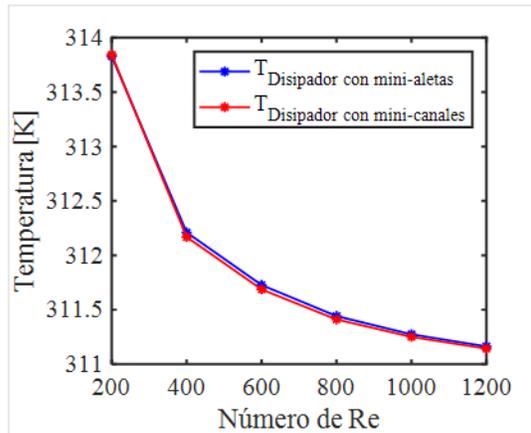


Figura 38. Variación de la temperatura máxima con respecto al número de Reynolds sobre la PCB del LED rojo.

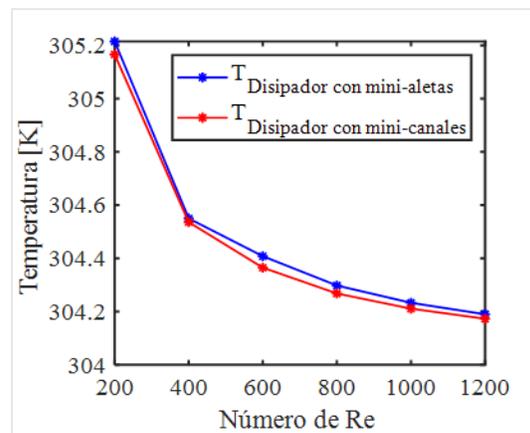


Figura 39. Variación de la temperatura máxima de operación del chip DMD con respecto al número de Reynolds.

De una manera similar, a fin de comprender cómo varía la presión conforme se incrementa el número de Reynolds, se realiza un análisis para ambas geometrías de los disipadores de calor.

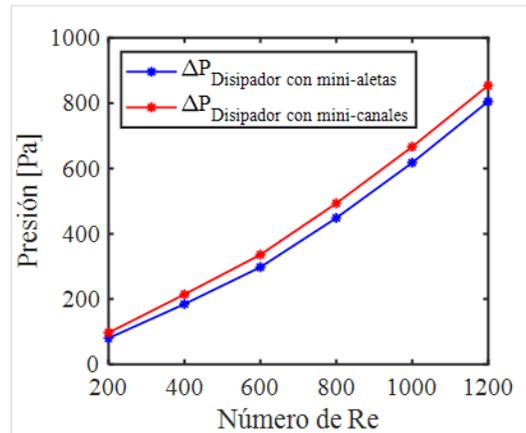


Figura 39. Variación de la presión con respecto al número de Reynolds para ambos disipadores de calor.

i) Determinación de la configuración que cumpla con los objetivos

En la sección anterior, se realizó el procesamiento de resultados, lo cual condujo a seleccionar la geometría más eficiente para disipar el calor generado por el pico-proyector. Del estudio numérico sobre disipación de calor en el pico-proyector en el cual se emplea líquido en régimen laminar como fluido refrigerante, fue contundente identificar que la tecnología de sustrato IMS fue el principal componente para lograr un correcto enfriamiento, debido a que, al variar el número de Re en las dos geometrías de mini-aletas y mini-canales, el comportamiento de la temperatura máxima en la PCB fue prácticamente el mismo para cada LED.

Además, los resultados para la geometría del disipador con mini-aletas muestran que la caída de presión resultó ser 10% inferior en comparación con la geometría con mini-canales,

concluyendo que el disipador de calor con mini-aletas es un gran candidato para ser utilizado en el enfriamiento del motor de luz del pico-proyector DLP LightCrafter Display 3010 EVM-G2.

III. Replicación del procedimiento para cualquier proyecto a desarrollar

El proceso anterior se utilizó para el análisis de enfriamiento del motor de luz de un pico-proyector; sin embargo, este no es el único caso donde puede emplearse. El desarrollo de cualquier otro proyecto se efectúa de una manera similar, por lo que, estos pasos pueden ser seguidos e implementados por éste para su eventual análisis y con ello obtener resultados referentes a la problemática a tratar.

IV. Referencias

- [1] Y. Peng, X. Yang, Z. Li, S. Li, and B. Cao, "Numerical simulation of cooling performance of heat sink designed based on symmetric and asymmetric leaf veins," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol. 166, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2020.120721.
- [2] K. Li, Y. P. Chang, A. Chen, L. Wang, and S. Tsai, "High power laser phosphor light source using a scanning mirror for projectors," *SID Symposium Digest of Technical Papers*, Vol. 52, no. 1, pp. 680–682, 2021, doi:10.1002/sdtp.14774.
- [3] A. Tikadar, T. C. Paul, S. K. Oudah, N. M. Abdulrazzaq, A. S. Salman, and J. A. Khan, "Enhancing thermal-hydraulic performance of counter flow mini-channel heat sinks utilizing secondary flow: Numerical study with experimental validation," *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 111, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2019.104447.
- [4] F. Xu and H. Wu, "Experimental study of water flow and heat transfer in silicon micro-pin-fin heat sinks," *Journal of Heat Transfer*, Vol. 140, no. 12, Dec. 2018, doi: 10.1115/1.4040956.
- [5] D. A. Redwan, E. H. Chowdhury, M. H. Rahman, and H. A. Prince, "Numerical investigation on the electronic components' cooling for different coolants by finite element method," *Heat Transfer*, Vol. 50, no. 5, pp. 4643–4655, Jul. 2021, doi: 10.1002/htj.22093.
- [6] S. E. Ghasemi, A. A. Ranjbar, and M. J. Hosseini, "Experimental and numerical investigation of circular minichannel heat sinks with various hydraulic diameter for electronic cooling application," *Microelectronics Reliability*, Vol. 73, pp. 97–105, Jun. 2017, doi: 10.1016/j.microrel.2017.04.028.
- [7] V. Aggarwal, B. Kalsi, and S. S. Sehgal, "Computational heat transfer analysis in spiral micro-channel heat sink," *Indian Journal of Science and Technology*, Vol. 9, no. 36, Sep. 2016, doi: 10.17485/ijst/2016/v9i36/101488.
- [8] J. C. Shyu, T. Chang, and S. C. Lee, "A numerical study on natural convection heat transfer of handheld projectors with a fin array" *Energies*, Vol. 10, no. 3, 2017, doi: 10.3390/en10030266.

[9] H. K. Ma, S. K. Liao, B. T. Lin, "Thermal management of a pico projector by using a multiple fans with a piezoelectric actuator system" 2016 32nd Thermal Measurement, Modeling & Management Symposium, doi:10.1109/semi-therm.2016.7458453.

[10] R. T. Wang and J. C. Wang, "Optimization of heat flow analysis for exceeding hundred watts in HI-LEDs projectors," International Communications in Heat and Mass Transfer, Vol. 67, pp. 153–162, Oct. 2015, doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2015.07.002.