

# PROPUESTA DE UN NUEVO DISIPADOR DE CALOR EN LÁMPARAS LED

# Martínez-Vega Jessica Pamela (1), Luviano-Ortiz J. Luis (2), Cano-Banda Fernando (3).

1 [Licenciatura en ingeniería mecánica, Universidad de Guanajuato] | Dirección de correo electrónico: [jessica.martinez@ugto.mx]

2 [Departamento de ingeniería mecánica, División de ingenierías, Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato] | Dirección de correo electrónico: [j luviano@yahoo.com.mx]

3 [Doctorado en ingeniería mecánica, División de ingenierías, Irapuato-Salamanca, Universidad de Guanajuato] | Dirección de correo electrónico: [f.canobanda@ugto.mx]

### Resumen

En México el consumo de electricidad para el sector de iluminación abarca el 20% de la energía total producida por el país. Hoy en día se cuenta con lamparas LED las cuales han demostrado ser sumamente eficientes en la iluminación, sin embargo, el calor emitido por ellas debe ser disipado ya que reduce la eficiencia y tiempo de vida de la lámpara. Por lo cual, se deben diseñar y construir disipadores de calor que sean confiables, eficientes y de bajo costo. Con base a lo anterior, en el presente proyecto se propone un nuevo diseño para un disipador de calor para lámparas LED radial, con base circular horizontal y aletas rectangulares. Para conocer el desempeño térmico del disipador se realizó un análisis numérico. Los resultados muestran una menor temperatura máxima que el modelo tomado como referencia.

### Abstract

In Mexico, electricity consumption for illumination sector covers 20% of the total energy produced. Nowadays LED lamps have proved to be extremely efficient in illumination, however, the heat generated during operation must be dissipated since it reduces the efficiency and life time of the LEDs. Because of this, heat sinks that are lightweight, reliable and efficient should be designed and constructed. Based on the foregoing, in the present project a new design for a heat sink for radial LED lamps, with a horizontal circular base and rectangular fins was proposed. In order to study the thermal performance of the heat sink, a numerical analysis was carried out. The results show a lower maximum temperature than the model taken as reference.

**Palabras Clave** 

Convección natural; base circular; aletas rectangulares; chimenea; resistencia térmica.



# INTRODUCCIÓN

El sector de generación de electricidad aporta más del 45% de la contaminación en México, de acuerdo con el informe del Registro de Emisiones y Transferencia de Contaminantes (RETC) de la Secretaría de Medio Ambiente, en el año 2016 [1]. En México el consumo de electricidad para el sector de iluminación abarca el 20% de la energía total producida por el País. Por ello y lo antes mencionado es necesario realizar acciones que tengan como objetivo crear un impacto positivo en el sector energético a pequeña y gran escala, para así contribuir al cuidado del medio ambiente y promover el ahorro energético.

Lámparas LED como alternativa del ahorro energético lumínico.

Las lamparas led proponen una gran ventaja en comparación con las lámparas incandescentes y fluorescentes ya que ofrecen [2]:

- Bajo consumo de potencia eléctrica (un ahorro de hasta el 90% de energía eléctrica).
- Mayor eficiencia energética de los sistemas de iluminación.
- Larga vida útil.
- Control de nivel de luz.

De acuerdo con lo anterior, dichas lámparas han cautivado a todos los sectores de aplicación, sin embargo, presentan un problema térmico ya que gran parte de la energía utilizada es transformada en calor y este problema disminuye en gran medida su vida útil, por ello es importante disipar el calor de estos dispositivos. [3-4]. Por ello se han desarrollado numerosas investigaciones dando alternativas para satisfacer dichas problemáticas.

Los disipadores de calor se pueden clasificar en dos tipos de acuerdo con su modo de operación los cuales son: pasivos (convección natural) y activos (convección forzada), siendo el primero el más recurrido al análisis ya que no se necesita el uso de ventiladores, aunque cabe mencionar que al tratarse de una convección natural la transferencia de calor es menor.

#### Revisión bibliográfica

Se han llevado a cabo numerosos estudios numéricos [5-8] y experimentales [9] de disipadores de calor con aletas rectangulares o con aletas de punta.

Yu [10-11] presenta análisis numéricos y experimentales de convección natural en disipadores de calor radiales, compuesto por una base circular y aletas rectangulares. El patrón de flujo que sigue es el de una chimenea, es decir el flujo de aire frío que ingresa desde el exterior se calienta a medida que pasa entre las aletas y luego se eleva desde la región interna del disipador de calor, esto debido a que la densidad del aire ha disminuido debido al cambio de temperatura, la diferencia de densidad con las demás partículas origina fuerzas de flotación que generan el movimiento del fluido hacia la parte superior. En la Figura 1 se ilustra el modelo presentado por Yu [10] y la Figura 2 corresponde a los resultados numéricos y experimentales obtenidos para diversos flujos de calor.



Figura 1 Vista isométrica del disipador de calor radial presentado por Yu [10].



Figura 2 Comparación de resultados numéricos y experimentales presentado por Yu [10].



# **MATERIALES Y MÉTODOS**

En el presente trabajo se propone el diseño de un disipador de calor radial compuesto por una base circular y aletas rectangulares para lámparas LED, en la Figura 3 se ilustra el modelo tridimensional a analizar, se consideró como material el aluminio cuyas propiedades se muestran en la Tabla 1.

Tabla 1: Propiedades del aire y aluminio.					
Material	C <sub>₽</sub> (J/kg °C)	μ (N/m² s)	K (W/m °C)	ρ (kg/m³)	
Aire	1005.585	1.834 x 10 <sup>-5</sup>	26.43 x 10 <sup>-3</sup>		
Aluminio	880		193	2800	



Figura 3 Vista isométrica del disipador de calor propuesto.

Se consideraron condiciones de simetría de acuerdo con la geometría del disipador de calor que corresponde a 1/16 ya que requiere de menos trabajo de computo, cada partición está conformado de 5 aletas inclinadas a 135° por lo tanto el nombre del modelo será 16P-5A-135. En la Figura 4 y Tabla 2 se ilustra la parametrización y dimensionamiento del modelo.



#### Tabla 2: Parámetros geométricos del modelo 16P-5A-135.

Parámetro	Símbolo	Valor (mm)
Longitud general de la base	ro	75
Longitud de base perforada	ri	10
Longitud de primera aleta	Lo	10
Espesor de aletas	to	2
Espaciamiento entre simetría y aletas	t <sub>1</sub>	1
Ángulo de inclinación de aleta	θ	135°
Ángulo de rebanada	θ1	22.5°

Figura 4 Parámetros geométricos del modelo 16P-5A-135.

Debido a la parametrización, para obtener el valor para las aletas se sigue la ecuación (1), donde i representa el número de posición partiendo desde la posición cero para la primera aleta como se ilustra en la Figura 4.

$$\sum_{i=1}^{n} L_i \therefore L_i = L_0 + (i \times 2)$$
(1)

El espesor de la base y la altura de la aleta son las mismas que las presentadas por Yu [10] que corresponden a t=2 y H=21.3 mm respectivamente.



Figura 5 Dimensiones del dominio de Yu. A) Vista superior B) Vista lateral [10].







#### Dominio computacional

Debido a que las dimensiones utilizadas para la geometría propuesta son iguales exceptuando las aletas a las presentadas por Yu [10], para el dominio computacional utilizado para el análisis en el presente reporte se tomó de referencia las medidas presentadas por dicho autor en su análisis de un disipador radial y bajo condiciones de convección natural, los parámetros dimensionales se muestran en la Figura 5. Las zonas que forman el dominio de cómputo para el análisis del modelo propuesto se representan en la Figura 6.

#### Suposiciones del modelo

Las consideraciones que se tomaron en cuenta para obtener los resultados numéricos del modelo del disipador de calor propuesto fueron las siguientes:

- Estado estable.
- Propiedades constantes en el fluido exceptuando la densidad.

#### Ecuaciones gobernantes

Las ecuaciones de gobierno para el dominio del sólido son:

• Ecuación de energía:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0$$
 (2)

Las ecuaciones de gobierno para el dominio del fluido son:

• Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0$$
(3)

• Ecuación de energía:

- Se desprecia la transferencia de calor por radiación.
- Flujo laminar.

$$\frac{\partial \left(\rho uT\right)}{\partial x} + \frac{\partial \left(\rho vT\right)}{\partial y} + \frac{\partial \left(\rho wT\right)}{\partial z} = \frac{k}{C_p} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right)$$
(4)

• Ecuaciones de momento:

$$\frac{\partial \left(\rho u^{2}\right)}{\partial x} + \frac{\partial \left(\rho u v\right)}{\partial y} + \frac{\partial \left(\rho u w\right)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^{2} u}{\partial x^{2}} + \frac{\partial^{2} u}{\partial y^{2}} + \frac{\partial^{2} u}{\partial z^{2}}\right)$$
(5)

$$\frac{\partial(\rho vu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2}\right) + g\left(\rho - \rho_{\infty}\right) \quad (6)$$

$$\frac{\partial(\rho wu)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho wv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \mu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right)$$
(7)

$$\rho = \frac{P_{atm}}{\left(R_c \ / \ M_w\right)T} \tag{8}$$

### **RESULTADOS Y DISCUSIÓN**

Para confirmar que no existe una dependencia de la solución con la cantidad de elementos que integran la malla, se realizaron distintos mallados para el modelo. Se determinó que a partir de 7000 elementos se tenía una variación menor al 0.16% con lo cual se concluyó que a partir de dichos elementos los resultados no están influenciados por la malla.

Ya que uno de los principales problemas con las lámparas LED es el calentamiento del chip, se determinó que la variable a analizar es la temperatura máxima de la base sometida a distintos flujos de calor y con ello se determina la resistencia térmica que tendrá el disipador de calor, obteniendo así los siguientes resultados. La Figura 7 y 8 se ilustra la comparación del modelo propuesto 16P-5A-135 y el modelo presentado por Yu [10] y la resistencia térmica obtenida por el modelo propuesto 16P-5A-135 respectivamente. Definiendo la resistencia térmica como:  $R_T=\Delta T/Q$  (9)





La Figura 9 ilustra los contornos de temperatura, velocidad y densidad del modelo 16P-5A-135 en un plano ubicado a la altura y = 9.65 mm, a un flujo de calor de 700 W/m<sup>2</sup> y una temperatura de los alrededores de 303.15 K.



Figura 9 Contornos del disipador de calor modelo 16P-5A-135 A) contorno de temperatura, B) contorno de velocidad.

### CONCLUSIONES

Del presente proyecto se concluye que el modelo propuesto 16P-5A-135 tuvo valores más bajos de las temperaturas máximas respecto al modelo presentado por Yu [10] y con ello se demuestra que el tener un número mayor de aletas no perjudica en gran medida el flujo de aire, del mismo modo al tener un número mayor de aletas se tiene una mayor área expuesta y con ello se beneficia la trasferencia de calor, aunque cabe mencionar que se pretende seguir con el estudio realizando variaciones de distintos parámetros en la geometría así como el número de aletas y particiones del mismo para hacer un disipador de calor más eficiente, ya que se observó que entre las aletas existe un estancamiento del fluido y con ello no se cumple eficientemente el efecto chimenea.



### AGRADECIMIENTOS

Agradezco primeramente a la Universidad de Guanajuato por llevar a cabo programas como éste donde nos brinda la oportunidad de sumergirnos al mundo de la investigación, adentrarnos en temas de interés y explotar la creatividad e ideas que se van creando en nosotros a lo largo de nuestra formación profesional.

Agradezco a mis asesores quienes me brindaron la oportunidad y confianza de trabajar en el presente proyecto y contribuir con mi formación en la investigación.

### REFERENCIAS

[1] SEMARNAT, Recuperado de http://apps1.semarnat.gob.mx/retc/retc/index.php?opcion=2&anio=2016&param=01.

- [2] Mottier. P. (2010). ISTE, Wiley.
- [3] Pandharipande. A. Energy Build, (2011), 43:944-55.
- [4] Sokmen, K., Yuruklu, E. & Yamankaradeniz, N. Applied Thermal Engineering, (2016), 94:534-542.
- [5] Starner, K. & McManus, H. J. Heat Transfer, 85 (2), 273-278 (1965).
- [6] Welling, J. & Wooldridge, C. Trans. ASME J. Heat Transfer, (1965), 87 (3), 439-444.
- [7] Harahap, F. & McManus, H. J. Heat Transfer. (1967), 89 (1), 32-38.
- [8] Huang, R., Sheu, W. & Wang, C. Int. J. Heat Mass Transfer, (2008), 51 (9-10), 2368-2376.
- [9] Baskaya, M., Sivriloglu, M. & Ozek. Int. J. Therm. Sci. (2000) 39 (8), 797-805.
- [10] Yu, S.H., Lee, K.S. & Yook S.J. International Journal of Heat and Mass Transfer, (2010), 53:2935-8.
- [11] Yu, S.H., Lee, K.S. & Yook S.J. International Journal of Heat and Mass Transfer, (2011), 54:2499-505.