

ESTUDIO DE LA RADIACIÓN TÉRMICA EN CANALES BAJO CONDICIONES DE TEMPERATURA NO CONSTANTE EN ALETAS

GRIMA MURCIA, M^a Dolores⁽¹⁾; ALARCÓN GARCÍA, Mariano⁽¹⁾

LUNA-ABAD Juan Pedro⁽²⁾;

e-mail mariano@um.es

(1)Universidad de Murcia, Facultad de Química, Área de Máquinas y Motores Térmicos

(2)Universidad Politécnica de Cartagena, Departamento de Ingeniería Térmica y Fluidos

RESUMEN

La potencia de determinados componentes electrónicos está limitada por la cantidad de calor que son capaces de disipar al ambiente y ese papel corresponde a los disipadores o sumideros de calor, *heat sinks*, matrices de aletas que evacuan el calor por convección natural o forzada y radiación. La contribución de esta última es significativa cuando el disipador trabaja bajo condiciones de convección natural, aunque a menudo sus efectos no son tenidos en cuenta, y en los casos en que se hace, lo es bajo hipótesis restrictivas que restan realismo a los resultados obtenidos. El presente trabajo aborda mediante el método de simulación por redes, MESIR, el estudio del efecto de la radiación en canales rectos, formados por conjuntos de aletas rectas de perfil rectangular, considerando aletas no isotermas. Se ha encontrado que la formulación basada en aleta isoterma no discretizada da resultados alejados de la realidad, siendo el MESIR un método adecuado para el estudio de la aleta radiativa.

Palabras clave: disipadores de calor, canales en U, radiación térmica.

1. Introducción

El desarrollo de componentes electrónicos está relacionado con la potencia que son capaces de disipar; a mayor capacidad de cálculo, mayor es la potencia calorífica que es necesario disipar. Para lograr la refrigeración de estos elementos se recurre a la colocación de matrices de aletas que disipan calor bajo condiciones de convección y radiación. La geometría de estas matrices de aletas o disipadores de calor, “heat sinks” en la literatura especializada, es muy variada, desde aletas rectas rectangulares (Fig. 1), aletas de perfil tronco cónico o agujas y barras, “espines”, cilíndricos o de sección rectangular. En muchos estudios teóricos y experimentales se deja de lado el papel de la radiación térmica, en parte por la dificultad que representa el cálculo de los factores de forma en los canales que configuran las aletas. En los casos en que se tiene en cuenta, se hace bajo hipótesis muy restrictivas que restan realismo a los resultados obtenidos. Es claro que dado el bajo valor de las temperaturas y en condiciones de convección forzada el papel de la radiación es pequeño, sin embargo, ésta si tiene un efecto apreciable en condiciones de convección natural. Kraus y Bar-Cohen [1] afirman que, “pese a que la radiación es raramente es el modo de transmisión de calor dominante en sumideros refrigerados por aire, el análisis preciso de las prestaciones del sumidero requiere la evaluación precisa de la contribución de la radiación”, e identifican los casos de elevada emisividad y sumideros con alta separación entre aletas como aquellos en los que la radiación puede ser más relevante.

Los primeros trabajos relacionados con el efecto de la radiación en disipadores de calor se remontan a mediados de los años 70 del siglo pasado, en [2] Rea y West determinan de forma analítica y experimental el valor del calor disipado únicamente por radiación en un disipador de aletas rectas rectangulares haciendo uso del concepto de emitancia efectiva aplicada sobre el área frontal superior al canal en forma de U constituido por dos aletas adyacentes; en [3] se determina analíticamente los factores de forma del canal U usando la analogía eléctrica de Oppenheim [4]; en [1] Kraus y Bar-Cohen, a través del trabajo de Bilitzky [5], retoman el tema de la resolución del problema de la radiación en canales en U de forma analítica; Abramzon [6] resuelve el problema de la radiación en canales U obteniendo una expresión para el factor de forma del canal en U respecto del ambiente que lo rodea; Shabany [7], reformula el problema de la determinación de los factores de forma introduciendo ciertas simplificaciones que hacen que el problema sea más manejable sin pérdida de rigor en los resultados. Finalmente en [8], mediante datos experimentales y métodos analíticos, Khor pone de manifiesto el error que se comente al no considerar de forma conjunta el efecto de la radiación y la convección en los disipadores de calor.

En el citado trabajo de Bilitzky [1,5] se realiza un completo estudio de la disipación de calor por radiación en canales en U, proporcionando curvas del efecto de la radiación en función de los parámetros geométricos del disipador convenientemente adimensionalizados y de la emisividad de las superficies; para ello determina los factores de forma de cada superficie supuestas estas isotermas y para determinar el calor total disipado al ambiente se apoya en la definición de la “emitancia efectiva del canal”, $\hat{\epsilon}$; esta emitancia efectiva depende fuertemente de la geometría del mismo y de la emisividad de las superficies. Bilitzky expresa la emitancia efectiva del canal a través de la expresión:

$$\hat{\epsilon} = \frac{\dot{Q}_T}{\sigma S_1 (T_b^4 - T_\infty^4)} \quad (1)$$

En la que Q_T es el calor disipado por el canal al ambiente, S_1 es el área de la pared desnuda, T_b es la temperatura de la base y las aletas, supuestas éstas isotermas, T_{amb} es la temperatura del ambiente y σ es la constante de Stephan-Boltzman. Bilitzky asegura que un incremento en la emisividad de las superficies conduce a un aumento en la emitancia efectiva del canal y por tanto una mayor transferencia de calor al exterior. Con este parámetro se pretende comparar el calor disipado por un sistema de aletas y el disipado por una superficie desnuda, cuanto mayor es el valor de la emitancia efectiva más útil resulta la colocación de disipadores de calor sobre componentes electrónicos, se podría decir que puede tener cierta similitud con la efectividad de las aletas, definida como la relación entre el calor disipado por la aleta y el disipado por la pared desnuda. De esta forma, solo son útiles desde el punto de vista estricto de la radiación, aquellas configuraciones en las que $\hat{\epsilon} \geq 1$.

En todos los trabajos anteriores una de las principales hipótesis es suponer que las aletas que forman el disipador son isotermas o que la diferencia de temperaturas entre la base y el extremo es despreciable; de esta manera la determinación de los factores de forma es relativamente sencilla.

El objetivo del presente trabajo es el estudio de la contribución de la radiación en canales rectos formados por conjuntos de aletas rectas de perfil rectangular, considerando que la temperatura de las paredes de las aletas no es constante, es decir, que las aletas no son isotermas. Canales de este tipo se encuentran en los disipadores de calor colocados sobre microprocesadores, entre otros equipos industriales.

En el este trabajo el calor disipado por radiación es determinado usando el método de simulación por redes, MESIR, un método numérico que demostrado su capacidad de resolver problemas complejos en procesos de difusión y otros, y en particular en el ámbito de la transmisión del calor [9, 10].

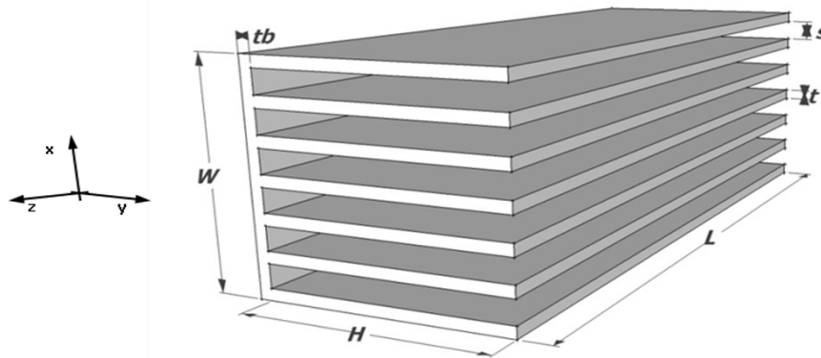


Figura 1. Matriz de aletas rectas unidas a pared común

2. Modelo matemático

El volumen sobre el que se aplican las ecuaciones de la transferencia de calor se corresponde con un canal en forma de U constituido por dos aletas adyacentes y la base del disipador, tal como puede apreciarse en la Fig. 2.

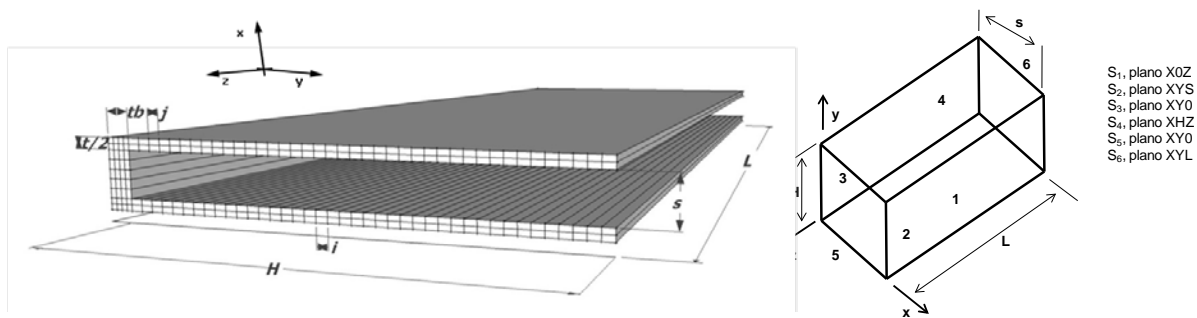


Figura 2. 2a, canal de aletas en U. 2b, canal 1D en U.

Las hipótesis aplicadas a este problema son las habituales en estos casos, el proceso es estacionario, no hay fuentes internas de calor, la conductividad no es función ni de la posición ni de la temperatura, el coeficiente de convección se considera constante en todas las superficies, las superficies son grises, difusas, opacas y la emisividad no es función de la temperatura, el ambiente que rodea al disipador se considera lo suficientemente grande y a temperatura constante de modo que se supone que actúa como un cuerpo negro; se ha considerado una configuración 2D ($L \gg H$; $L \gg s$), despreciando la radiación en $z=0$ y $z=L$. Con estas premisas las ecuaciones que gobiernan el problema son:

$$\nabla^2 T = 0 \quad (2) \quad \begin{aligned} &0 \leq x \leq s+2t; 0 \leq y \leq t_b; 0 \leq z \leq L; \\ &0 \leq x \leq e; s+t \leq x \leq s+2t; t_b \leq y \leq H+t_b; 0 \leq z \leq L; \end{aligned}$$

La ecuación (2) está sometida a las siguientes condiciones de contorno:

1. Temperatura en la base de la aleta contante y conocida, T_b :

$$T(x,y,z) = T_b \quad (3) \quad 0 \leq x \leq s+t; y = 0; 0 \leq z \leq L;$$

2. Superficies adiabáticas en los límites externos del canal, excepto en la base ($y=0$):

$$\dot{Q} = 0 \quad (4) \quad \begin{aligned} &x = 0, x = s+t; 0 \leq y \leq t_b+H; 0 \leq z \leq L; \\ &0 \leq x \leq t/2; t/2+s \leq x \leq t+s; y = t_b+H; 0 \leq z \leq L; \end{aligned}$$

3. Condición de radiación al ambiente

$$\dot{Q}_{i,rad} = \sum_j F_{ij} A_i (J_i - J_j), \quad i, j = 1, 2, \dots, 6 \quad (5) \quad \begin{aligned} &t/2 \leq x \leq s+t/2; y = t_b; 0 \leq z \leq L; \\ &x = t/2; t_b \leq y \leq t_b+H; 0 \leq z \leq L; \\ &x = t/2+s; t_b \leq y \leq t_b+H; 0 \leq z \leq L; \end{aligned}$$

Presentada la condición de contorno de radiación al ambiente, se describe el problema del intercambio radiativo entre las superficies que forman el canal U. El calor intercambiado por radiación entre las superficies que forman el canal en U se puede poner mediante la siguiente expresión [11, 12]:

$$\dot{Q}_{i,rad} = \frac{E_{bi} - J_i}{(1 - \epsilon_i) / A_i \epsilon_i} \quad i, j = 1, 2, \dots, 6 \quad (6)$$

que se iguala a la ec. (5). Esta ecuación expresa el calor, $\dot{Q}_{i,rad}$ (W), transferido desde la superficie "i" y que es interceptado por la superficie "j"; F_{ij} es el factor de forma de la superficie "i" respecto a la "j" y J es la radiosidad, o flujo de calor neto intercambiado por una superficie, que incluye tanto el calor radiado como el reflejado. La ec. (5) se aplica a todas y cada una de las superficies que componen el canal U para determinar el flujo de calor intercambiado por radiación entre las caras y entre las caras y el ambiente. En la ec. (6), E_{bi} es el calor transferido considerando que la superficie "i" se comportara como un cuerpo negro y a partir de ahí es posible determinar la temperatura a la que se encuentra la superficie. Tal como se aprecia en la Fig. 2b hay una serie de simplificaciones que hacen más sencilla la resolución del problema, $J_1=J_2$, $J_5 = J_6$, y $F_{12}=F_{13}$, $F_{14}=F_{41}$, $F_{23}= F_{32}$, $F_{42} = F_{43}$, $F_{15} = F_{16}$, $F_{51} = F_{61}$. Por otro lado; $A_i \cdot F_{ij} = A_j \cdot F_{ji}$, y $\sum_i F_{ij} = 1$, si el ambiente que rodea al canal U es suficientemente grande y se considera un cuerpo negro, $\epsilon_{amb} = 1$ entonces $J_4 = J_5 = J_6 = \epsilon T_\infty^4$. El anterior conjunto de ecuaciones es resuelto por medio del Método de Simulación por Redes, MESIR [9, 10]. Este método ha sido usado con éxito en numerosos problemas físicos de muy diferente índole, en concreto, en problemas relacionados con la transferencia de calor en superficies adicionales bajo diferentes condiciones de contorno, [13, 14] y en condiciones de diseño óptimo, [15, 16].

3. Modelo en red

La base del MESIR [9, 10] es diseñar un modelo en red cuyas ecuaciones sean formalmente equivalentes a las expresiones en diferencias finitas obtenidas de la discretización espacial del modelo matemático de ecuaciones. El tiempo permanece como una variable continua en este modelo.

En consonancia con las hipótesis del problema el modelo 2D de la celda o volumen elemental es muy sencillo, tal como se aprecia en las figuras 3a y 3b. Aplicando diferencias finitas espaciales a la ecuación (2), o de forma equivalente aplicando un balance de energía en la celda elemental de dimensiones, Δx y Δy , (trabajamos en 2D), de acuerdo con la nomenclatura de la figura 3a y 3b, es tarea fácil derivar el valor de las resistencias de cada una de las celdas, éstas son:

$$R_{i-\Delta j} = R_{i+\Delta j} = \Delta z / (2 \cdot k \cdot \Delta y \cdot \Delta x), \quad R_{i,j-\Delta} = R_{i,j+\Delta} = \Delta y / (2 \cdot k \cdot \Delta z \cdot \Delta x);$$

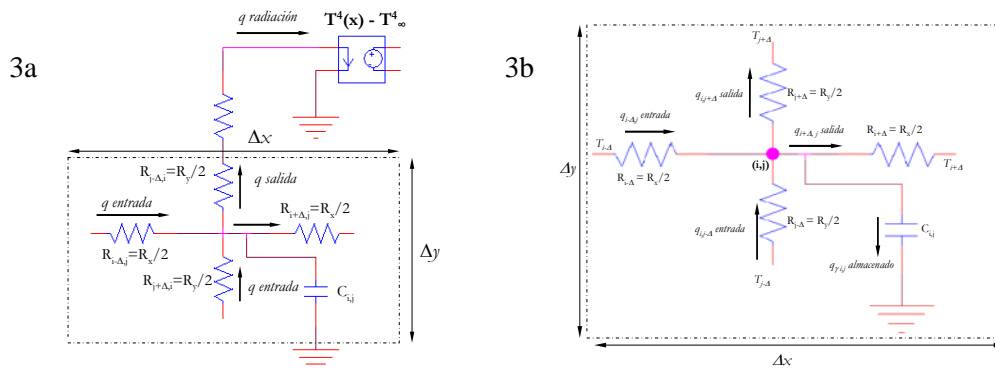


Figura 3. 3a. Celdas elementales en el centro del dominio, 3b. Celdas elementales con condición de contorno de radiación.

El modelo completo se obtiene conectando sucesivamente en serie celdas y añadiendo las correspondientes condiciones de contorno en forma de fuentes de tensión y/o intensidad. Debido a que el problema es estacionario no intervienen los fenómenos de acumulación las condiciones iniciales carecen de importancia. Con un número suficiente de celdillas, del orden de 40 en cada dimensión, se asegura que el error cometido en el campo de temperaturas y flujos de calor sea despreciable [10]. Los flujos de calor y el campo de temperaturas son resueltos de forma simultánea. Una vez formado el modelo en red se hace uso de un programa de resolución de circuitos para calcular las variables del problema, en este caso el programa elegido es PSpice, [17].

4. Resultados

Para el presente trabajo se han realizado distintas discretizaciones de las superficies de aleta y pared; en el caso de la aleta (eje x), entre 1 y 40 celdas, y en la pared entre 1 y 20, en el eje x, y siempre considerando una única celda para el ambiente. Se han tomado estos valores máximos de número de celdas, ya que una mayor discretización no conduce a resultados significativamente más precisos.

4.1 Aleta isoterma

En un primer paso se ha validado el modelo contrastándolo con las gráficas de Bilitzky [5] para $L/H=100$ (se han despreciado los efectos de borde). Este autor considera las aletas isotermas (un único nodo), lo que en el modelo propuesto equivale a una sola celda en cada cara (aletas y pared). Se considera una $T_{amb} = 300 \text{ K}$ y una $T_b = 350 \text{ K}$, se tiene en cuenta la relación H/s y se calculan los diferentes valores de efectividad de acuerdo con la expresión 1. Los valores de emisividad en la superficie varían desde 0.2 a 1. En las simulaciones se ha considerado una conductividad, k , muy elevada, que simula la aleta isoterma.

Los resultados obtenidos en la simulación se ajustan perfectamente a los de Bilitzky, con errores menores al 1%, Tabla 1, lo que valida el procedimiento realizado. Para $H/s = 1$, “canal cuadrado”, el error en $\hat{\epsilon}$ permanece en torno al 1%, independientemente del número de celdas de aleta y pared; por el contrario, cuando $H/s = 10$, “canal estrecho”, los errores llegan hasta el 22%. Estos mayores errores evidencian las limitaciones del modelo de Bilitzky (un nodo), ya que al aumentar la discretización, y por tanto la precisión en el cálculo, las desviaciones son mayores. Era de esperar este resultado, ya que el modelo de Bilitzky considera cada cara como un único elemento, y, por tanto, todas las porciones de la aleta contribuyen de igual forma al intercambio con el exterior. En cambio, al discretizar la aleta se evidencia el diferente intercambio de calor con el exterior del canal de la parte de la aleta más cercana a la base respecto a las porciones más externas de la, debido a los distintos factores de forma de las distintas celdas.

Tabla 1. Valores de errores de emitancia efectiva $\hat{\epsilon}$ para canales en U en función de la discretización de la aleta y pared ($\epsilon = 0.2$)

Diferencias en % entre $\hat{\epsilon}$ referidas a tablas Bilitzki				
numero de celdas en aleta por numero de celdas en pared	H/s=1	H/s=2	H/s=5	H/s=10
2 por 1	≤1%	≤2.2%	≤6%	≤6.5%
3 por 1	≤1%	≤3%	≤9%	≤11%
5 por 2	≤1%	≤3.5%	≤11.5%	≤16%
10 por 5	≤1%	≤4%	≤13%	≤20%
40 por 20	≤1%	≤4%	≤13.5%	≤22%

La Fig. 4 muestra el calor radiado por la superficie de la aleta sin discretizar (rojo, 1 celda) y el de las distintas celdas de la aleta discretizada en función de su distancia a la base (azul, 40 celdas). Se puede observar la forma de trabajo de la aleta radiativa, en la que aumenta el flujo de calor a medida que nos alejamos de la base, debido a mayores valores en los factores de forma relacionados entre las superficies y el ambiente, $F_{i,amb}$, para las celdas más próximas al extremo.

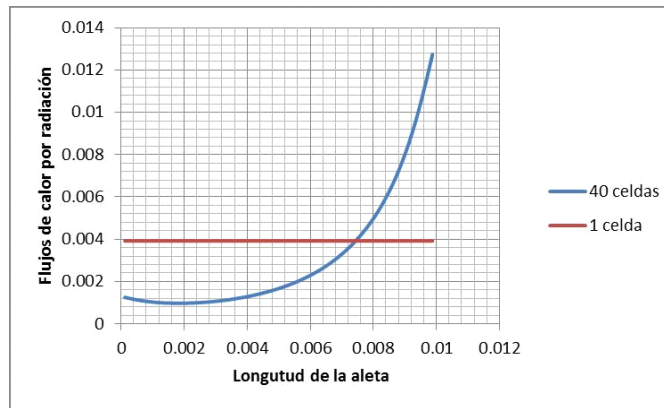


Figura 4: Distribución de flujos de calor emitidos (W) a lo largo de la aleta considerando un número de celdas de 40

La Fig. 5 muestra la emitancia efectiva del canal para diferentes valores de emisividad superficial con la relación H/s como parámetro. Se aprecia como en este tipo de canal (longitud infinita) la emitancia total alcanza como máximo el valor unidad y solo cuando la emisividad es también la unidad.

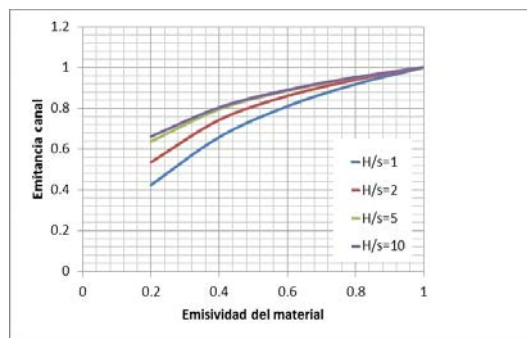


Figura 5. Emitancia efectiva del canal isoterma para diferentes geometrías y valores de emisividad superficial.

4.2 Aleta no isoterma

Para el caso de canal no isoterma se han simulado valores de conductividad del material $k = 52, 237$ y $429 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$ y un espesor de aleta de 0.5 mm. Se han tomado relaciones de H/s de 1, 2, 5 y 10 y variaciones de temperatura $T_b - T_{amb}$ de 50, 200 y 500 K; en la Tabla 2 se recogen las máximas variaciones de emitancia efectiva, $\hat{\epsilon}$, (%) entre aleta isoterma y no isoterma. Las mayores variaciones se observan para bajas conductividades. Cuanto mayor son los diferenciales de temperatura entre pared y ambiente, mayores son los flujos de calor y mayor es el efecto de considerar la aleta no isoterma; del mismo modo, para bajas conductividades del material, mayores son los errores cometidos al considerar la aleta isoterma. En la Fig. 6 se muestra la variación de $\hat{\epsilon}$ en el caso particular

de $T_{amb}=300\text{ K}$, $T_b=800\text{ K}$, $H/s=1$; en ella se aprecia que solo a elevadas emisividades existe una cierta diferencia, nunca importante, entre la respuesta de la aleta isoterma y no isoterma.

La Fig. 7 representa el campo de temperaturas a lo largo de las aletas del canal. Se observa que la aleta se acerca al comportamiento 1D, ya que no se produce variación de temperatura significativa a lo largo de la sección, aún cuando el salto térmico y los flujos por radiación son elevados.

Tabla 2. Máximas desviaciones en la emitancia efectiva de canales con aletas isotermas y no

	Diferencias en % de $\hat{\epsilon}$ considerando aleta isoterma a no isoterma		
	$\Delta T=50$	$\Delta T=200$	$\Delta T=500$
$K=429$	$\leq 0.06\%$	$\leq 0.21\%$	$\leq 1\%$
$K=273$	$\leq 0.12\%$	$\leq 0.4\%$	$\leq 1.6\%$
$K=52$	$\leq 0.55\%$	$\leq 1.8\%$	$\leq 7\%$

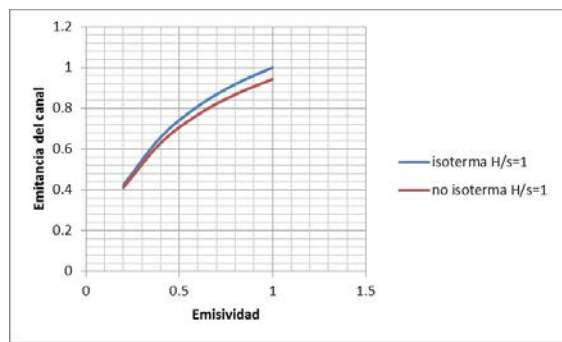


Figura 6: Comparación de emitancia efectiva para aleta isoterma y no isoterma; conductividad $k = 52\text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$, $\Delta T_{base/amb} = 500\text{ K}$

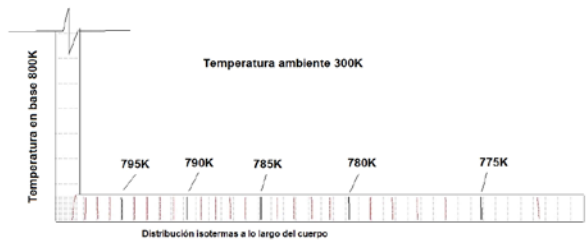


Figura 7. Campo de temperaturas a lo largo de la aleta para $H/s = 1$ y $\epsilon = 1$.

5. Conclusiones

Se ha analizado mediante el método numérico de Simulación por Redes, MESIR, el efecto de la radiación térmica en disipadores formados por canales en U. Los resultados obtenidos para el calor disipado por radiación han sido comparados por los obtenidos por la formulación analítica de Bilitzky para aletas isotermas, validando el procedimiento. La discretización de las aletas, sin embargo, muestra unas desviaciones del valor de la emitancia efectiva del canal respecto a los que proporciona la formulación de Bilitzky de hasta el 22 %, lo que muestra las limitaciones de esta formulación.

Se ha estudiado la aleta en canales no isoterma, encontrando las desviaciones en la emitancia efectiva respecto a la aleta isoterma más acusadas para conductividades bajas y elevados gradientes térmicos, de modo que la consideración de aleta isoterma es conforme en disipadores de equipos electrónicos.

El MESIR se ha encontrado adecuado para el estudio de canales de aletas radiativos. La consideración conjunta de radiación con convección, no obstante, queda pendiente para un posterior trabajo y será la que muestre la conveniencia real de considerar la radiación o no para modelar el comportamiento de los disipadores o *heat sinks*.

6. Referencias

- [1] Kraus, A. D. and Bar-Cohen, A., Design And Analysis Of Heat Sinks, New York John Wiley and Sons, 1995. 291 p. (Ed. J.W. & S.).
- [2] Rea, S. N. and West, S. E., Thermal Radiation from Finned Heat Sinks, IEEE Transactions on Parts, Hybrids and Packaging, 1976, vol. PHP-12, No. 2, pp. 115 - 117.
- [3] Ellison, G. N., Generalized Computations of the Gray Body Shape Factor for Thermal Radiation from a Rectangular U-Channel. IEEE Transactions on Components, Hybrids and Manufacturing Technology, 1979, vol. CHMT-2, no. 4, pp; 517-522.
- [4] Oppenheim, A. K., Radiation Analysis by the Network Method, Trans. ASME no. 27 vol. 4, 1956, pp; 725–735.
- [5] Bilitzky, A., The Effect Of Geometry On Heat Transfer By Free Convection From A Fin Array, MS Thesis, Dept. Of Mechanical Engineering, Ben-Gurion University Of The Negev, Beer Sheva, Israel, 1986.
- [6] Abramzon, Boris M., A Simple Closed-Form Solution for Evaluation of Radiative Heat Transfer from a Rectangular Fin Array”, IEEE Transactions on Components, Packaging, and Manufacturing Technology-Part A, 1997, vol.20, No. 2, pp; 225 – 229.
- [7] Shabany Y. “Radiation Heat Transfer from Plate-Fin Heat Sinks” en 24th IEEE Semi-Therm Symposium, 2008, pp; 132 – 136.
- [8] Khor Y. K., Hung, M. Y. and Lim, B. K., On the Role of Radiation View Factor in Thermal Performance of Straight-Fin Heat Sinks, Int Comm. in Heat and Mass Transfer, 2010, vol 37, pp; 1087-1095.
- [9] González-Fernández C. F. Heat Transfer and the Network Simulation Method en Network Simulation Method. Ed, Horno J. Ed. Research Signpost, Kerala, 2002, Cap.2.
- [10] Alhama, F. Estudio de las Respuestas Térmicas Transitorias en Procesos no Lineales de Conducción de Calor por el Método de Simulación por Redes. Tesis Doctoral, 1999. Universidad de Murcia.
- [11] Siegel, R. Y y Howell, J. R. Thermal Radiation Heat Transfer. Washington DC Hemisphere Publishing Corporation, 1992, Cap. 10.
- [12] Modest, M. F. Radiative Heat Transfer. 2nd Ed. Academic Press, Massachusetts, 2003, Cap. 8.
- [13] Alarcón, M., Alhama, F. y González-Fernández, C.F. Transient Conduction in a Fin-Wall Assembly with Harmonic Excitation. Network Thermal Admittance. Heat Transfer Engineering, 2002. vol. 23, no. 2, pp. 31 – 43.
- [14] Luna-Abad, J. P. y Alhama, F. (2005). Characterization of 1-D and 2-D Cylindrical Pin Fins with Adiabatic and Convective End from the Characteristic Length. Proceedings of the WSEAS and IASME Conference at 3rd IASME/WSEAS Int. Conf. on Heat Transfer, Thermal Engineering and Environment, 2005, pp. 230-235.
- [15] Luna-Abad, J. P., Alhama, F. y Campo, A. Optimization of Longitudinal Rectangular Fins through the Concept of Relative Inverse Admittance. Heat Transfer Engineering, 2010, vol. 31, no. 5, pp. 395 – 401.
- [16] Luna-Abad, J. P., Alhama, F. y Campo, A. (2010). Universal Curves for Optimizing Longitudinal Rectangular Fins Radiating to Free Space. Proceedings of the 14th International Heat Transfer Conference, 2010, IHTC14 (ASME), Washington, DC, USA.
- [17] PSpice, version 6.0. 1984. Microsim Corporation, 20 Fairbanks, Irvine, CA, 92718..