

Análisis de la refrigeración de un componente electrónico

Analysis of cooling an electronic component

Yunesky Masip-Macía, Asier Bengoechea-García, Julio Ortega-Calderón

Pontificia Universidad Católica de Valparaíso, Escuela de Ingeniería Mecánica. Quilpué, Chile

Correo electrónico: yunesky.masip@ucv.cl

Recibido: 27 de febrero de 2015

Aceptado: 2 de abril de 2015

Resumen

En este artículo se realizó un estudio experimental sobre la refrigeración de un componente electrónico mediante la combinación de un flujo cruzado y un chorro incidente empleando aire como fluido refrigerante. En el mismo se persigue caracterizar la refrigeración del componente electrónico mediante la obtención del número de Nusselt promedio sobre cada una de las caras del componente y de forma global. Debido a esto se determina el efecto que posee la relación entre el número de Reynolds del chorro y el del canal sobre la refrigeración del componente

electrónico. Para el análisis y caracterización de la refrigeración se ha diseñado y construido un túnel de viento donde se realizan los experimentos sobre la configuración de refrigeración.

Palabras claves: Lujo bifásico, número de Reynolds, burbuja aislada, tren de burbujas, coeficientes de arrastre, fuerzas de arrastre.

Abstract

The paper presents an experimental study on the cooling of an electronic component. The cooling process was performed by the combination of a cross-flow and an impinging jet using air as coolant. The aim is the characterization of the refrigeration of an electronic cooling through the obtention of the average Nusselt number on each face and the whole component. The influence of

the Reynolds number jet-to-channel ratio on the cooling process was determined. A wind tunnel was designed and built for the analysis and characterization of the refrigeration.

Key words: electronic cooling, cross flow, impinging jet.

Introducción

En la actualidad el sector de la electrónica es una de las industrias de más rápido crecimiento. Este elevado crecimiento y desarrollo de la industria electrónica hace que la gestión térmica de los sistemas electrónicos sea actualmente uno de los cuellos de botella en esta industria. El aumento de la velocidad de procesamiento y la miniaturización de los componentes conlleva un gran incremento en la disipación de calor por unidad de área en los sistemas electrónicos. De ahí que la refrigeración de los componentes electrónicos sea un punto de atención primordial para los diseñadores de sistemas electrónicos.

Con el objetivo de que los componentes electrónicos mantengan una alta fiabilidad y durabilidad es necesario que la temperatura de estos se limite a niveles suficientemente bajos como en el caso de un microprocesador de ordenador doméstico donde este valor se sitúa cerca de los 75 °C tal y como se describe en los manuales de Intel®. Debido a esto, el sistema de refrigeración se convierte en una parte clave de los dispositivos electrónicos.

En muchos de los sistemas electrónicos, entre los componentes que se encuentran sobre una Placa de Circuito Impreso (*Printed Circuit Board*- PCB) suelen existir algunos altamente disipativos. Cuando esto ocurre, el sistema de enfriamiento no solo tiene que retirar el calor total sino también satisfacer el requisito de temperatura máxima en los mencionados componentes. En este caso, si para remover la carga térmica solamente se emplea un único flujo forzado entre las PCBs, el caudal de aire necesario aumentará considerablemente y con este el tamaño de los ventiladores que hacen circular el aire a través del sistema. Esta es la forma convencional de refrigeración usada en los sistemas electrónicos, denominada en los estudios científicos como de Flujo Cruzado (*Cross Flow*, CF).

En la búsqueda de una solución viable a esta problemática se han desarrollado diversos trabajos e investigaciones entre los que destaca el estudio de la configuración del flujo de un chorro incidente sobre una superficie sólida. Entre las características principales que hacen interesante este tipo de flujo se encuentra la existencia de una zona de impacto sobre la superficie donde se produce un elevado coeficiente de transferencia de calor, como se muestra en los estudios de [1, 2].

Atendiendo a lo expuesto, en el caso específico de los sistemas electrónicos con componentes altamente disipativos el flujo que circula a través de las PCBs se puede combinar con un chorro refrigerante incidiendo sobre los componentes que disipan mayor cantidad de calor. El objetivo de esta combinación, conocida como

El objeto que representa al componente electrónico es montado sobre una de las paredes de la sección de ensayos y el chorro es instalado sobre la otra pared, ubicando el mismo en una posición tal que el impacto del chorro de aire se produce en el mismo centro de la cara superior del componente. La configuración analizada está compuesta por un solo componente cúbico de lado (L_c) igual a 15 mm y el chorro posee un diámetro (D) de 12 mm y la longitud del tubo que produce el chorro es lo suficientemente larga como para obtener flujo completamente desarrollado en su interior.

La pared que alberga el tubo del chorro incidente posee además dos ventanas circulares, como se ve en la figura 1, para permitir la transmisión de la radiación infrarroja y esta pueda ser captada por la cámara de infrarrojo. En el caso del componente está formado por un núcleo de cobre cubico de 12 mm de lado recubierto de una delgada capa de epoxi de 1.5 mm de espesor, escogido así a partir de los estudios realizados por [7] y [10]. El valor de la conductividad térmica del epoxi esta fue determinada experimentalmente siguiendo los pasos descritos por [7] y fue de 0.233 W/m·K con una incertidumbre de $\pm 1.5\%$. El núcleo de cobre del componente es calentado mediante una resistencia de cartucho y las pérdidas de calor fueron minimizadas aislando la base y el área alrededor de la resistencia con teflón y fibra de vidrio (con conductividades térmicas de 0.18 W/m·K y 0.036 W/m·K respectivamente). La conductividad térmica del cobre es 385 W/m·K, la cual es mucho mayor que la del epoxi. Por lo tanto, la resistencia térmica de la capa de epoxi es mucho mayor que la del cobre, resultando despreciable el gradiente de temperatura en el núcleo de cobre. En este estudio la potencia eléctrica fue establecida en todos los casos para alcanzar una temperatura estable en el núcleo de 75°C . Cada uno de los detalles del componente antes descritos se observan en la figura 2.

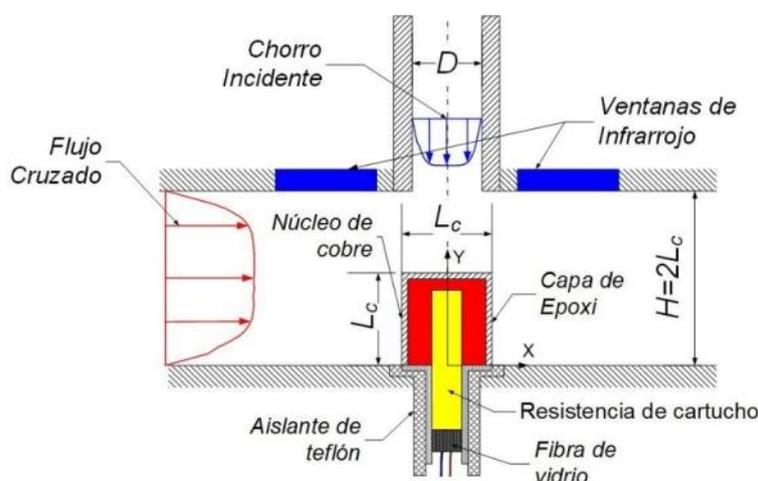


Fig. 2. Esquema de las principales partes y dimensiones geométricas del componente

Mediciones Térmicas

Las mediciones de temperatura en algunos puntos del componente y el banco de ensayos se realizaron mediante el uso termopares tipo T de cartucho con 0.5 mm de diámetro, cuya precisión es de $\pm 0.2^\circ\text{C}$ de la medida. Los puntos medidos fueron la temperatura del núcleo de cobre (T_{Cu}) en dos posiciones justo a ambos lados de la resistencia, la temperatura del flujo de aire a la entrada ($T_{air,e}$) y a la salida ($T_{air,s}$) de la sección de ensayos, la temperatura ambiente (T_{amb}) del laboratorio y la temperatura de la pared del canal enfrente del componente calentado (T_{air}). En el caso de la distribución promedio de temperatura en cada cara del componente (T_{sup}) en contacto con aire fue medida usando la termografía infrarroja. En los estudios de [11] y [12] se ofrecen buenas referencias del uso de esta técnica experimental. La cámara infrarroja empleada en el estudio fue la ThermoCAMTM P25 diseñada y construida por *FlirSystem Inc.* y de acuerdo con el fabricante posee una precisión de $\pm 2\%$ de la lectura. El procesamiento de las imágenes se realiza mediante el uso del software comercial ThermoCAMTM Researcher Profesional 2.8 de *FlirSystem Inc.*

Con el objetivo de mejorar la emisividad superficial el componente fue pintado de negro y se pudo determinar el valor de la emisividad que es de 0.92. La figura 3 muestra una foto del montaje de la cámara infrarroja para la captura de una termografía del componente caliente. Para la medición de la distribución superficial de la temperatura sobre las cinco caras del componente (exceptuando la base) fue necesario capturar dos pares de imágenes termográficas del componente, un ejemplo de estas se observa en la figura 4. De ahí que se hayan experimentado 9 configuraciones porque han sido elegidas tres valores de relaciones de números de Reynolds (α) igual a 0.5, 1.0 y 1.5, lo que implica fijar tres valores para el número de Reynolds del flujo de aire que circula por el canal ($Re_H=3410, 5752$ y 8880). Estos valores fueron elegidos dentro del rango de valores típicos usados en la industria electrónica como se mostró en los estudios de [9, 10]. Partiendo de estas mediciones se obtiene el número de Nusselt promedio con una incertidumbre estimada de entre $\pm 0.3\%$ y el $\pm 3.9\%$, siguiendo las guías propuestas por [13, 14]. La incertidumbre en los números de Reynolds fue presentada por [5].

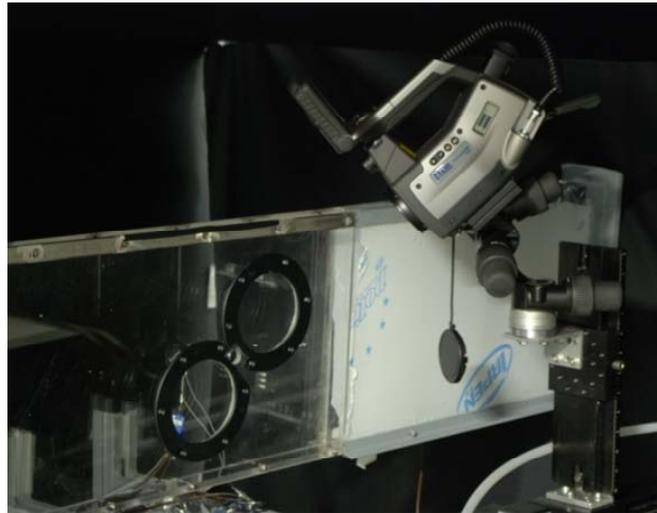


Fig. 3. Foto del montaje experimental para el estudio térmico

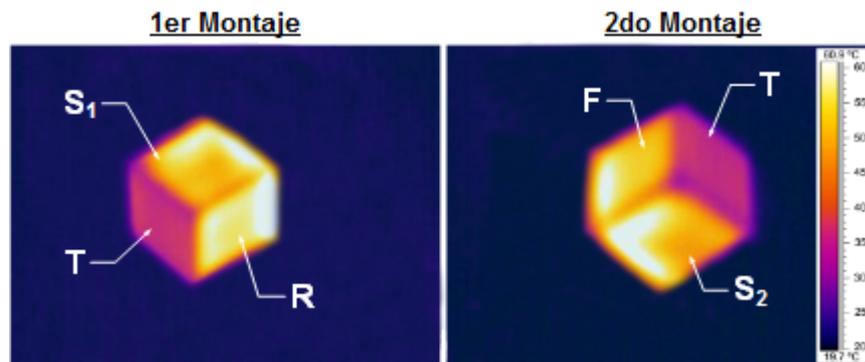


Fig. 4. Imagen infrarroja del componente para cada montaje experimental

Resultados y Discusión

Con el objetivo de caracterizar la refrigeración del componente se obtiene el número de Nusselt en la superficie del componente usando el lado del componente como longitud característica según la expresión:

$$Nu_m = \frac{\bar{h}_{conv} \cdot L_c}{k_{aire}} \quad (1)$$

Donde \bar{h}_{conv} es el coeficiente de transferencia de calor promedio del componente determinado mediante la ecuación 2 y k_{aire} es la conductividad térmica del aire.

$$\bar{h}_{conv} = \frac{q''_{conv}}{T_{sup} - T_{air,e}} \quad (2)$$

Donde (q''_{conv}) es el flujo de calor por convección en la superficie del componente, el cual puede ser expresado como la diferencia entre los flujos de calor de conducción (q''_{cond}) y de radiación (q''_{rad}).

$$q''_{conv} = q''_{cond} - q''_{rad} \quad (3)$$

El flujo de calor por conducción fue obtenido resolviendo numéricamente el proceso de conducción de calor en la capa de epoxi y el de radiación fue calculado como

$$q''_{rad} = \sigma \epsilon (T_{sup}^4 - T_{air}^4) \quad (4)$$

El análisis de la refrigeración del componente electrónico como fue mencionado anteriormente, se realiza mediante el estudio de la transferencia de calor promedio caracterizada por el número de Nusselt definido en la ecuación 1, ya sea para una cara o en todo el componente. Este análisis permitió obtener una estimación global de la refrigeración del componente sometido a las diferentes condiciones de flujo. Los valores del número de Nusselt promedio para cada una de las caras y de forma global para el componente en función del número de la relación de número de Reynolds empleado vienen dado en la figura 5. En la misma se observa como el incremento de la relación α incrementa significativamente el valor del Num, no cabe duda que la

introducción de un chorro incidente en el flujo del canal (IJCF) produce como era de esperar un mejoramiento en el proceso de refrigeración del componente, en comparación con los resultados obtenidos por [9] para una configuración de flujo sin chorro. Además, para el caso particular de cada una de las caras del componente el aumento del número de Reynolds del flujo de aire en el canal incrementa también el número de Nusselt promedio. La diferencia principal entre el uso de una relación $\alpha=0.5$ y las otras dos relaciones se ve reflejado en el enfriamiento de la cara frontal. En el primer caso esta cara presenta un Num superior al de las caras laterales y trasera, mientras que si se aumenta la relación α hasta 1.0 y 1.5 se da el efecto contrario ya que la refrigeración de la cara frontal comienza a decaer y en las caras laterales se incrementa hasta llegar a sobrepasar los valores alcanzados en la cara frontal. Esto se debe, a que en el caso de $\alpha=0.5$ el chorro incidente no impacta sobre la cara superior del componente como fue mostrado por [5], de ahí que el efecto del flujo de aire en el canal (flujo cruzado) sea más significativo que el efecto del chorro. En el resto de relaciones α , este efecto no se ve reflejado porque el impacto directo sobre la cara superior del componente hace que la misma sea la de mayor enfriamiento y domine por completo el proceso de refrigeración del componente. Además en comparación con el trabajo presentado por [10] se ha podido observar que los valores del número de Nusselt promedio son superiores, debido a que solo se está enfriando un componente sin tener en cuenta el efecto de otros componentes a su alrededor.

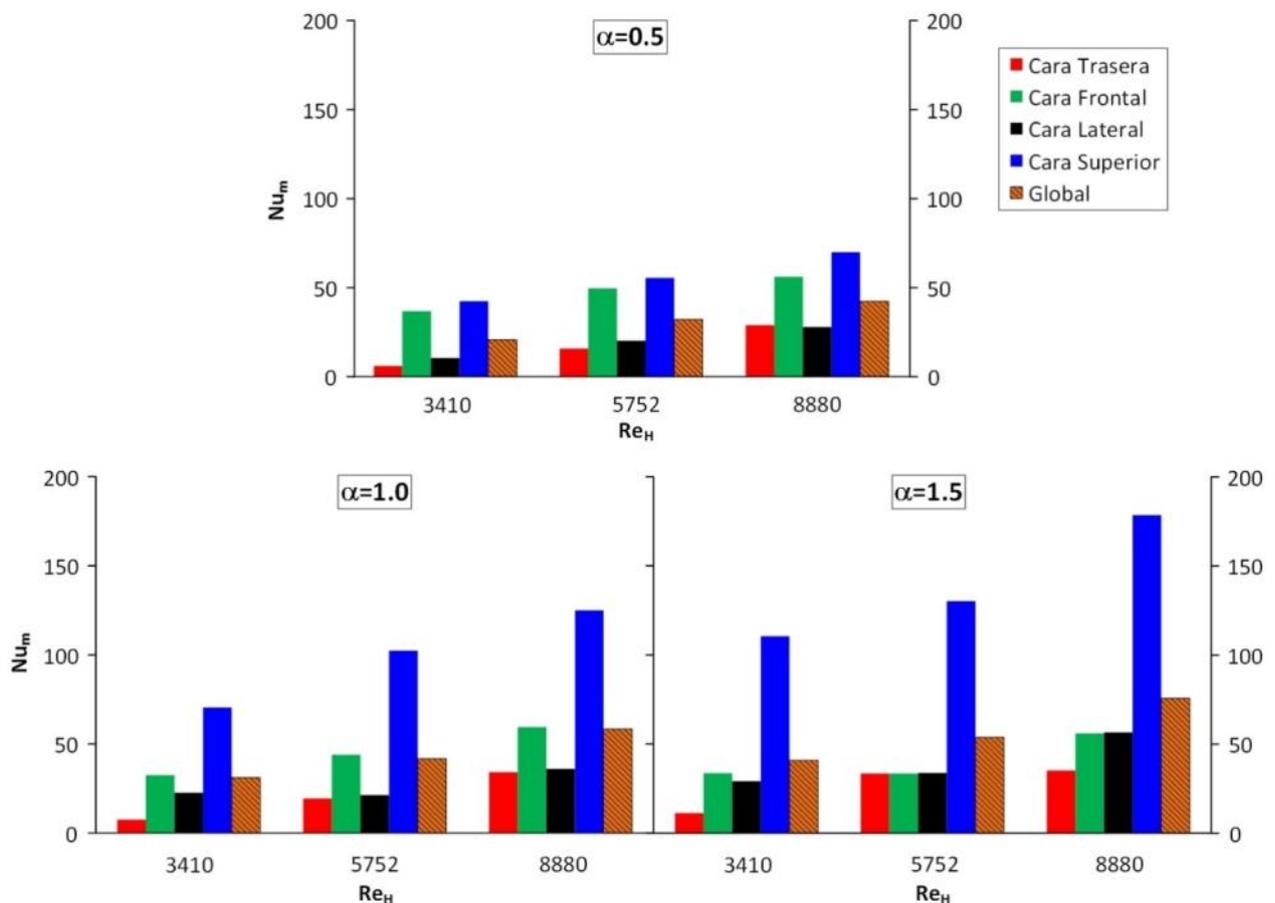


Fig. 5. Nusselt promedio en cada cara y global del componente

Partiendo de los resultados del número de Nu_m hallados el componente fue determinada una correlación (ecuación 5) con el objetivo de predecir el valor de este en función de α y Re_H , usados en el rango experimentado. La correlación ofrece el efecto del número de Reynolds del canal en base a un número de Reynolds de referencia (Re_{ref}) con valor igual a 1000, ya que así se consigue que Re_H/Re_{ref} y $(1+\alpha)$ sean del mismo orden de magnitud que corresponde al rango de la electrónica. Además, se comprobó que la correlación obtenida abarca los valores experimentales dentro de un rango de error (dispersión) de $\pm 10\%$. Estos resultados corroboran los mostrados en la figura 5 y en caso de eliminar el efecto del chorro incidente la correlación también corrobora los resultados presentados por [9].

$$Nu_m = 6.54 [Re_H/Re_{ref} \cdot (1+\alpha)]^{1.2 \cdot 0.73} \quad (5)$$

Conclusiones

El estudio realizado ha demostrado que el uso de una configuración de IJCF es superior al caso convencional de refrigeración sin chorro incidente CF, en cuanto al potencial de refrigeración que esta produce. Los resultados mostraron un incremento en el número de Nu_m , en general para todo el componente electrónico. De forma específica, la cara superior del componente es la que presenta mayor Nu_m para el caso donde se emplea las relaciones $\alpha=1.0$ y 1.5 , que es cuando se produce el impacto del chorro sobre esta cara. Mientras que en el caso de la relación $\alpha=0.5$, la cara frontal presenta un elevado nivel de enfriamiento casi similar al de la cara superior, en ese mismo caso. Además, en el estudio se estableció una correlación para el Nu_m para todo el componente, mediante la cual se puede predecir el comportamiento del proceso de refrigeración.

Referencias

1. Caggese O, Gnaegi G, Hannema, et al. Experimental and numerical investigation of a fully confined impingement round jet. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013;65:873-82. ISSN 0017-9310. DOI 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.06.043.
2. Nakahama T. Influence on Cooling Performance of Jet Impingement Heat Sink Structures. *Components, Packaging and Manufacturing Technology*. 2013;3:818-25. ISSN 2156-3950. DOI 10.1109/TCPMT.2013.2252712.
3. Masip Y, Rivas A, Larraona GS, et al. Experimental study of the turbulent flow around a single wall-mounted cube exposed to a cross-flow and an impinging jet. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2012;38:50-71. ISSN 0142-727X. DOI 10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.07.004.
4. Sanchez G, Rivas AA, Ramos R, et al. Computational parametric study of an impinging jet in a cross-flow configuration for electronics cooling applications. *Applied Thermal Engineering*. 2013;52(428-438). ISSN 1359-4311. DOI 10.1016/j.applthermaleng.2012.12.027.
5. Changwoo K y Kyung Soo Y. Flow instability in baffled channel flow. *International Journal of Heat and Fluid Flow*. 2012;38:40-9. ISSN 0142-727X. DOI 10.1016/j.ijheatfluidflow.2012.08.002.
6. Kyongjun L, Kyung S y Yang K. Flow instability in obstructed channel flow. *Computers & Fluids*. 2013;84:301-14. ISSN 0045-7930. DOI 10.1016/j.compfluid.2013.06.003.
7. Meinders ER, Martinuzzi R y Hanjalić K. Experimental study of the local convective heat transfer from a wall-mounted cube in turbulent channel flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2002;45:465-82. ISSN 0017-9310. DOI 10.1016/S0017-9310(01)00180-6.
8. Tummers M, Flikweert M, Hanjalić K, et al. Impinging jet cooling of wall-mounted cubes. In: 2005 International Symposium on Engineering Turbulence Modelling and Experiments. Sardinia, Italy. p. 773-91. ISBN 978-0-08-044544-1.
9. Gibertini G, Auteri F, Campanardi G, et al. Wind-tunnel tests of a tilt-rotor aircraft. *The Aeronautical Journal*. 2011;115:315-22. ISSN 0001-9240. DOI
10. Saleha N, Fadela N y Abbes A. The jet-to-channel Reynolds number ratio effect on the flow around a wall-mounted cube cooled simultaneously by a jet in a crossflow. *Recent Advances in Applied Mathematics, Modelling and Simulation*. 2014;34:370-8. ISSN 2227-4588.
11. M CG, Luca L, Cardone G, et al. Heat Flux Sensors for Infrared Thermography in Convective Heat Transfer. *Sensors*. 2014;21065-116. ISSN 1424-8220. DOI 10.3390/s141121065.
12. Carlomagno GM y Cardone G. Infrared thermography for convective heat transfer measurements. *Experiments in Fluids*. 2010;49:1187-218. ISSN 1432-1114. DOI 10.1007/s00348-010-0912-2.
13. Moffat RJ. Describing the uncertainties in experimental results. *Experimental Thermal and Fluid Science*. 1988;1:3-17. ISSN 0894-1777. DOI 10.1016/0894-1777(88)90043-X.
14. Lee TW. *Thermal and flow measurements*. Florida, USA: CRC Press; 2008. ISBN 9780849379703