

## **FACILIDAD EXPERIMENTAL PARA EL ESTUDIO DE CONVECCIÓN EN MINICANALES RECTANGULARES**

Silin, N.; Masson, V.; Azcona, A., Delmastro, D.; Mateos, D.

*Laboratorio de Termohidráulica, Instituto Balseiro  
Av. Ezequiel Bustillo 9500. (8400) Bariloche. e-mail: silin@cab.cnea.gov.ar*

### **RESUMEN**

La refrigeración en régimen de convección forzada de superficies planas que forman minicanales es de gran interés en numerosas aplicaciones tecnológicas. En nuestro laboratorio se comenzó a trabajar en este tema a partir del proyecto de aumento de potencia del reactor de investigación RA6. Sin embargo es un tema de gran vigencia en el campo de la termohidráulica.

El problema a analizar es la convección en un canal rectangular formado por dos placas paralelas verticales calefaccionadas. Entre las placas circula un líquido (p.e. agua) cuyo movimiento está determinado por un gradiente de presión impuesto. En particular nos interesa estudiar el efecto de altos flujos de calor, similares a los presentes en las paredes de los combustibles nucleares de placas, aproximadamente  $40\text{W}/\text{cm}^2$ . En esta situación toman importancia fenómenos de variación de las propiedades del fluido debido a las importantes diferencias de temperatura entre el seno del flujo y la pared. Motivado por la falta de información en la bibliografía abierta y por los requerimientos en relación al aumento de potencia del reactor RA6, nuestro trabajo en mini-canales se centra en la problemática de transferencia de calor en convección en régimen de transición hidrodinámica. El trabajo es de tipo experimental y se estudian efectos no-lineales para altos flujos de calor.

En el presente trabajo nos centraremos en la descripción del dispositivo experimental construido para este fin y los diferentes criterios térmicos y termomecánicos que han sido aplicados para el diseño de la sección de prueba. Los principales desafíos están relacionados con los altísimos flujos de calor involucrados que generan altísimas tensiones térmicas en los materiales. Presentaremos también algunos resultados preliminares obtenidos con este dispositivo experimental y discutiremos sus implicancias.

**Palabras Claves:** Transferencia de calor, canales rectangulares, convección, transición.

## **1. INTRODUCCIÓN**

La refrigeración en régimen de convección forzada de superficies planas que forman minicanales es de gran interés en numerosas aplicaciones tecnológicas. En nuestro laboratorio se comenzó a trabajar en este tema a partir del proyecto de aumento de potencia del reactor de investigación RA6. La nueva potencia de funcionamiento impone en el núcleo del reactor RA6 condiciones de convección fuera de los rangos de aplicación de las correlaciones de transferencia de calor de uso más tradicional. Esta situación nos motivó a realizar un estudio experimental con el fin de obtener correlaciones de convección para minicanales con altos flujos de calor y en regímenes cercanos a la transición a turbulencia. Por otro lado la convección en minicanales con altos flujos de calor se presenta en la actualidad en diversos sistemas con alta densidad de potencia y es por lo tanto un tema de gran vigencia en el campo de la termohidráulica [1].

El comportamiento hidrodinámico puro de los canales rectangulares ha sido estudiado bajo diferentes condiciones [2, 3], resultando en un consenso general de que incluso en el caso de microcanales [4] la transición ocurre para números de Reynolds entre 1800 y 2500. A partir de estos números de Reynolds es pertinente la aplicación de correlaciones hidrodinámicas, por ejemplo de caída de presión, correspondientes al régimen turbulento.

En contraposición, el régimen de transición con transferencia de calor desde las paredes no ha sido estudiado experimentalmente en profundidad. En un estudio experimental Celata et al. [5] han obtenido los valores de Reynolds de transición para tubos capilares de 0,13mm de diámetro, pero incluso en este caso el estudio no es detallado.

Los altos flujos de calor involucrados en el sistema estudiado llevan a encontrar fenómenos que no han sido estudiados en profundidad. En particular debido a que la temperatura es sensiblemente mayor en la cercanía de las paredes se puede esperar una influencia de la variación de propiedades del agua con la temperatura: disminución de la caída de presión, variación de la longitud de desarrollo del flujo, y modificación de la intensidad de la turbulencia. Estos son aspectos que no se encuentran suficientemente estudiados, como menciona por ejemplo Kandlikar [6]. Es un hecho conocido que el régimen de transición es sumamente sensible a condiciones experimentales como la rugosidad de las paredes y las condiciones de entrada [7,8]. De igual manera cabe esperar que en la sección calefaccionada la variación de la viscosidad en cercanías a la pared también afecte la transición a turbulencia. En particular un estudio de Ozgen muestra que para una capa límite el flujo de calor causa un retardo de la transición a turbulencia por reducirse las tensiones de corte en la pared [9]. En contraste, la variación de la densidad del fluido, es decir la convección natural, parece tener un efecto despreciable [10].

Otro aspecto de importancia es la aparición de fase gaseosa, incluso a temperaturas por debajo de la temperatura de saturación. Al aumentar la temperatura de agua la solubilidad del aire en la misma disminuye considerablemente. Esto puede dar lugar a la nucleación de burbujas de gas en pequeños poros de las paredes. Se ha mostrado experimentalmente que este fenómeno puede afectar negativamente la convección en casos particulares como por ejemplo en microcanales [11].

De esta forma podemos ver que la transferencia de calor en canales rectangulares bajo altos flujos de calor puede presentar diversos fenómenos que escapan a los enfoques más tradicionales y que requieren una atención especial. Por otro lado consideraciones de seguridad exigen que la combinación de estos factores sean sometidos a una minuciosa verificación experimental, particularmente cuando están en juego aspectos tan delicados como el funcionamiento seguro y confiable de un reactor nuclear.

El coeficiente de convección  $h$  entre las paredes de un canal rectangular y el flujo que circula por él se define según la Ecuación (1),

$$h \equiv \frac{q''}{(T_s - T_m)}, \quad (1)$$

donde  $T_s$  es la temperatura de pared y  $T_m$  es la temperatura media del flujo y  $q''$  es el flujo de calor. En el caso en que el aporte de calor se realiza por efecto Joule, a través de una resistencia eléctrica, y suponiendo que las pérdidas al ambiente son despreciables,  $q''$  puede ser calculado fácilmente de la potencia total aportada y la superficie involucrada. En forma similar la temperatura media del flujo puede ser calculada por balance de energía a partir del flujo de calor  $q''$  y el caudal del flujo. De esta forma vemos que las mediciones que debemos realizar para el cálculo de  $h$  se reducen a: temperatura de entrada  $T_e$ , temperatura de la pared para distintos puntos  $T_s(z)$ , potencia total entregada a la sección de prueba y caudal del flujo. Adicionalmente la correcta definición de las condiciones experimentales requiere establecer la presión, condiciones químicas y de gas disuelto del agua, y la geometría de la entrada de la sección de prueba.

En este trabajo describiremos el diseño y funcionamiento de la sección de prueba desarrollada para realizar estudios experimentales orientados a la determinación de los coeficientes de transferencia de calor. Este tipo de dispositivos experimentales presenta diferentes desafíos en su diseño térmico y termomecánico debido principalmente a los altos flujos de calor que se desean obtener. Se describen entonces las soluciones adoptadas y sus limitaciones y finalmente se presentan algunas mediciones preliminares obtenidas con esta sección de prueba.

## **2. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL**

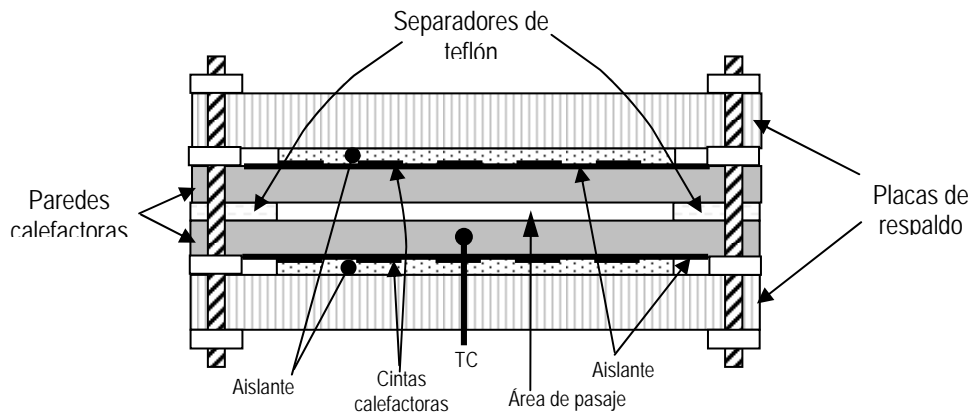
El dispositivo experimental consta de un circuito hidráulico presurizado a 1,7bar de presión absoluta y que permite regular la temperatura y caudal de agua que circula por la sección de prueba. Para evitar las pulsaciones de caudal y la deriva de la temperatura del agua a la entrada de la sección de prueba se decidió no utilizar una bomba para impulsar el agua. En su lugar el agua proviene de un depósito presurizado mediante aire comprimido. Esto obliga a realizar las mediciones en forma interrumpida, siendo la duración de aproximadamente media hora. Al provenir el agua de un depósito cerrado es relativamente fácil controlar tanto la temperatura como otras propiedades del agua, por ejemplo el contenido de aire disuelto o la conductividad eléctrica.

El circuito hidráulico cuenta además con la instrumentación necesaria para medir la temperatura de entrada y salida del agua en la sección de prueba, la presión a la entrada del mismo y el caudal.

### **2.1. Sección de prueba**

El altísimo flujo de calor que existe en las placas combustibles de un reactor nuclear es sumamente difícil de simular en un dispositivo experimental. En particular la opción adoptada fue realizar el calentamiento de la superficie del canal rectangular en forma indirecta, es decir, utilizando cintas calefactoras eléctricamente aisladas de la sección de prueba. Otra opción comúnmente adoptada es el uso de un tubo de geometría apropiada y de pared fina, a través del cual se hace circular en forma directa la corriente que genera el calentamiento por efecto Joule. Si bien la modalidad de calentamiento indirecto resulta sensiblemente más compleja en términos constructivos, esta permite una mayor rigurosidad geométrica y simplifica el aprovechamiento de fuentes de corriente continua existentes ya que es relativamente fácil modificar los valores de resistencia de los calefactores.

El esquema general de la sección de prueba se muestra en la Figura 1. En la misma se puede apreciar que las cintas calefactoras se encuentran aisladas eléctricamente de las paredes del canal mediante una lámina delgada de un material aislante. Las cintas calefactoras son mantenidas en su lugar a través de una capa de aislante térmico que es presionada por una placa de respaldo. Esto es sumamente importante a fin de reducir a un mínimo las resistencias térmicas de contacto entre las cintas, el aislante eléctrico y las paredes del canal. En nuestro diseño las termocuplas se encuentran insertadas a través de las placas de respaldo, el material aislante y pasan entre las cintas. Esto requiere una cuidadosa alineación durante el armado de la sección de prueba. Como alternativa las termocuplas pueden ser insertadas lateralmente a través de orificios largos o ranuras en el lado externo de las paredes del canal.



*Figura 1 Corte transversal de la sección de prueba*

## 2.2. Selección de materiales

El flujo de calor de diseño de la sección de prueba es de  $40 \text{ W/cm}^2$  para una temperatura interna del canal de aproximadamente  $100^\circ\text{C}$ .

Los materiales que fueron considerados para la construcción de la sección de prueba se resumen en la Tabla 1. Esta tabla muestra solo valores aproximados obtenidos de distintas fuentes, sin embargo esta falta de rigurosidad es admisible dado que en el presente trabajo se utilizarán solo a título orientativo y sujeto a la verificación funcional posterior. En adelante nos concentraremos en el sistema pared-aislante-cintas calefactoras, ya que es el que presenta los mayores desafíos.

*Tabla 1 Materiales considerados en la sección de prueba (datos aproximados)*

Material	Esp. [mm]	Resist. Diel. [Volt]	Resistencia a tracción [MPa]	Módulo Elást. [GPa]	Conduct. Térmica [W/mK]	Expansión Térmica [ $10^{-6} / \text{K}$ ]	Tmax [ $^\circ\text{C}$ ]
Aluminio 6061	5		150	70	167	24	
Acero Inoxidable 304	3,5		460	200	16,3	18	
Nikrothal 40	0,10		400	200	13	16	
Invar	0,12		500	145	13	2	
PTFE y FV	0,080	2600	200		0,16		260
Micanita	0,12	10000	Baja		0,3		600
Kapton	0,050	12000	230	2,5	0,12	20	400

### 2.2.1 Material para la pared del canal

La elección del material de la pared del canal depende fundamentalmente de dos aspectos, la resistencia química y el comportamiento termo-mecánico. Los materiales considerados fueron

acero inoxidable y el aluminio. En particular se eligieron las aleaciones 304 y 6061 respectivamente debido a su disponibilidad. Para garantizar una buena estabilidad dimensional se tomó como espesor mínimo en el caso de utilizar aluminio 6061 un valor de 5mm. Debido a que la flexión es proporcional al espesor de la placa al cubo, para obtener una rigidez equivalente con acero inoxidable 304 se requiere de un espesor de 3,5mm.

La diferencia de temperatura  $\Delta T$  entre las caras de una placa de espesor  $\varepsilon$  expuesta a un flujo de calor se calcula según la Ecuación (2), donde  $k$  es la conductividad térmica del material [12].

$$\Delta T = \frac{q'' \cdot \varepsilon}{k}, \quad (2)$$

Calculando para la pared de aluminio obtenemos un valor de 12K mientras que para el acero inoxidable el valor es de 86K. Este valor de diferencia de temperatura es inconveniente ya que una pequeña diferencia en la ubicación de la medición de temperatura (p.e. 0,1mm) puede generar un gran error en el valor medido (2,5K). Por otro lado esta diferencia de temperatura genera tensiones térmicas  $\sigma$  en las caras de la placa según la Ecuación (3)

$$\sigma = E D \frac{\Delta T}{2}, \quad (3)$$

donde  $E$  es el módulo elástico y  $D$  es el coeficiente de expansión térmica. En el caso del acero inoxidable 304 las tensiones térmicas alcanzan un valor de 155MPa, cercano a la resistencia a la tracción, lo cual no lo hace apropiado para este uso. El aluminio 6061 por su parte posee mayor conductividad térmica  $k$  y está por lo tanto exento de este tipo de problemas. Este fue el material adoptado para las paredes del canal.

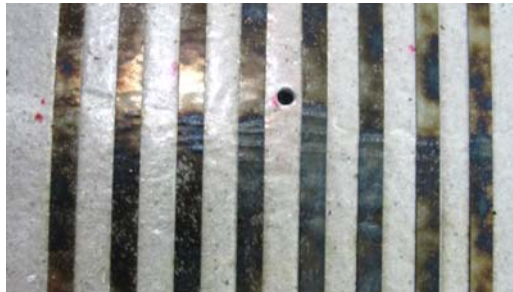
### **2.2.2 Material aislante eléctrico**

Como podemos ver en la Tabla 1 la resistencia dieléctrica de todos los materiales considerados supera ampliamente las tensiones que provee la fuente de potencia, aproximadamente 50V. Igualmente si calculamos la diferencia de temperatura a través de los diferentes materiales (Ecuación (2)), podemos ver que estos valores son de 200K para el PTFE reforzado en fibra de vidrio, 160K para la Micanita y 167K para el Kapton. Partiendo de una temperatura de pared de 100°C las temperaturas máximas de los materiales aislantes resultan entonces de 312°C, 272°C, y 279°C respectivamente. Esto descarta el uso de PTFE. Las pruebas realizadas demostraron que si bien la Micanita y el Kapton poseen un desempeño térmico similar, la primera sufre de delaminación luego de un uso prolongado. Por su parte el Kapton demuestra ser sumamente resistente y durable, razón por la cual se lo ha seleccionado como aislante eléctrico.

### **2.2.3 Cintas calefactoras**

La diferencia de temperatura entre la pared de la sección de prueba y las cintas calefactoras, debida a la presencia del aislante eléctrico, es como se mencionó anteriormente de

aproximadamente 167K. Esta diferencia de temperatura entre la pared de la sección de prueba y las cintas calefactoras genera tensiones de compresión en la cinta calefactora debido a la expansión térmica de las mismas en sentido longitudinal. Podemos ver de la Tabla 1 que si bien el coeficiente de dilatación térmica del aluminio es mayor que el del Nikrothal 40, la diferencia de temperaturas lleva a una mayor dilatación de este último. Las primeras pruebas con cintas de Nikrothal 40 dieron muestras de pandeo de las mismas, posiblemente debido a estas tensiones de compresión, como se puede apreciar en la Figura 2. El pandeo de las cintas ocasiona un efecto adicional que es la pérdida de contacto térmico con la pared del canal con el correspondiente aumento de la temperatura de la cinta. Se puede observar en la Figura 2 que los puntos en que la cinta presenta marcas de pandeo muestran también signos de haber alcanzado altas temperaturas (oxidación superficial).



*Figura 2 Efecto de pandeo en las cintas calefactoras por dilatación térmica (ondulación)*

Como medida para evitar el pandeo de las cintas calefactoras, se reemplazó el Nikrothal 40 por Invar. Este último posee un coeficiente de dilatación térmica sensiblemente inferior y asegura un funcionamiento de las cintas con tensiones de tracción incluso para temperaturas de las cintas sensiblemente superiores a las de la pared de aluminio.

### 3. RESULTADOS PRELIMINARES

La Figura 3 muestra las temperaturas de pared medidas en función del tiempo, a una potencia total de 18kW, es decir 9kW en cada cara de la sección de prueba, y con un caudal de agua de 0,16l/s. En la Figura 4 se muestra la medición correspondiente a una potencia de 24kW, es decir 12kW por cara, y un caudal de 0,20l/s.

Con estas mediciones se calcularon los coeficientes de convección para cada posición axial según la Ecuación (1). La temperatura media del agua en cada posición axial se calcula por balance de energía como se mencionó anteriormente. Los resultados se presentan en su forma adimensional, el número de Nusselt, definido según la Ecuación (4),

$$Nu = \frac{h D_h}{k_f}, \quad (4)$$

donde  $D_h$  es el diámetro hidráulico de la sección de prueba, en nuestro caso 7,6mm, y  $k_f$  es la conductividad térmica del agua. Los números de Nusselt calculados a partir de las mediciones

de la Figura 3 y la Figura 4 se muestran en la Figura 5. En particular se han realizado dos mediciones para cada caso que se muestran con símbolo lleno y vacío respectivamente. Como podemos apreciar la repetibilidad de las mediciones es sumamente satisfactoria.

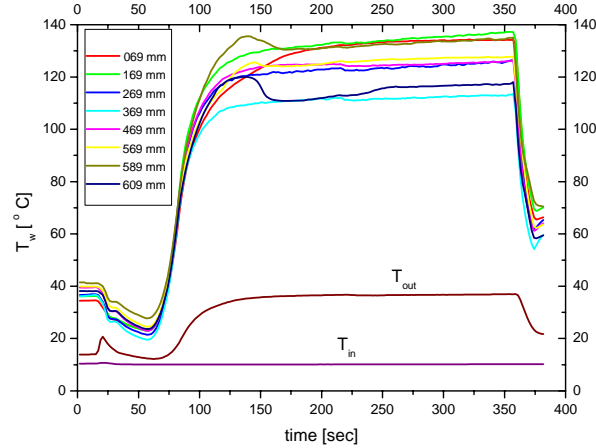


Figura 3 Evolución de las temperaturas de pared para diferentes posiciones axiales para una potencia de 9kW por cara, temperature de entrada de 10°C y un flujo refrigerante de 0,16l/s.

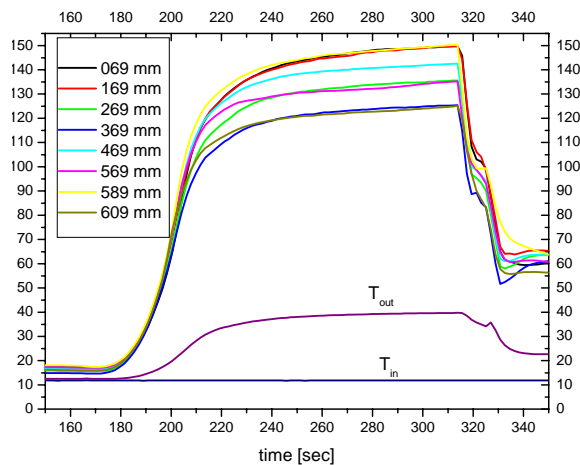


Figura 4 Evolución de las temperaturas de pared para diferentes posiciones axiales para una potencia de 12kW por cara, temperature de entrada de 10°C y un flujo refrigerante de 0,20l/s.

Podemos apreciar en la Figura 5 que los últimos puntos muestran un valor elevado de Nusselt. Esto se debe a que en el límite de la zona calefaccionada toman importancia las pérdidas de calor en sentido axial a través de la pared de aluminio de la sección de prueba. Esto hace que la temperatura en estos puntos sea mas baja, dando valores erróneos (altos) del coeficiente de transferencia de calor y por ende de Nusselt.

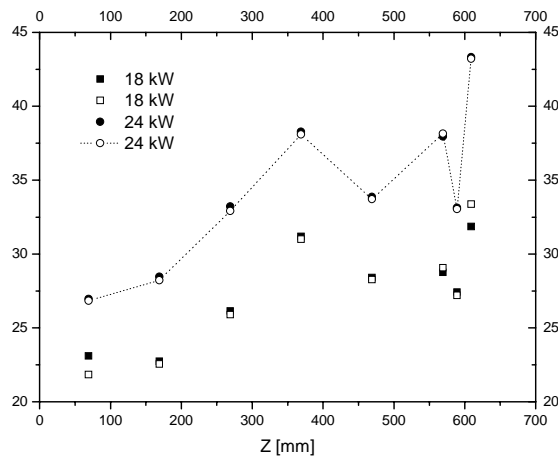


Figura 5 Número de Nusselt para diferentes posiciones axiales para potencias de 9 kW (0,16 l/s) y 12 kW (0,2 l/s) por cara.

#### 4. CONCLUSIONES

La transferencia de calor en canales rectangulares con altos flujos de calor y en régimen cercano a transición no es cubierta satisfactoriamente por las correlaciones de uso más difundido. Por esta razón, y debido a la aplicación en el análisis de reactores de investigación, es sumamente útil contar con un dispositivo experimental que permita realizar mediciones experimentales en las condiciones no cubiertas por las correlaciones establecidas.

Para esto se ha diseñado y construido un dispositivo experimental que permite reproducir con buena aproximación las condiciones de transferencia de calor encontradas en los reactores experimentales de combustibles tipo placa. Para ello se han analizado y probado diferentes combinaciones de materiales, obteniendo un sistema de calentamiento indirecto de las paredes de la sección de prueba confiable y durable.

El principal problema encontrado es el pandeo de las cintas calefactoras por tensiones de compresión de origen térmico. Este pandeo causa además el aumento puntual de la temperatura y el deterioro de las cintas calefactoras así como del material que provee la aislación eléctrica. Este problema fue resuelto utilizando cintas de Invar, de muy baja dilatación térmica y Kapton como aislante eléctrico, que posee excelentes propiedades termo-mecánicas.

Las primeras mediciones realizadas han demostrado el buen funcionamiento de la sección de prueba y del circuito experimental en general, obteniendo mediciones con potencias de  $32\text{W}/\text{cm}^2$  y temperaturas de pared de hasta  $150^\circ\text{C}$ . Sin embargo se han realizado algunas pruebas con potencias aún mayores, llegando a  $40\text{W}/\text{cm}^2$ .

Como trabajo a futuro queda la realización de más mediciones cubriendo un rango amplio de condiciones de transferencia de calor con el fin de obtener una mayor comprensión de los múltiples fenómenos que intervienen en la convección bajo altos flujos de calor.

## 5. REFERENCIAS

- [1] Q. Wang, Q. Chen, L. Wang, M. Zeng, Y. Huang, Z. Xiao, Experimental study of heat transfer enhancement in narrow rectangular channel with longitudinal vortex generators, *Nuc. Eng. Des.*, Vol. 237, Issue 7, pp. 686-693, 2007
- [2] H. Schlichting, *Boundary layer theory*, 7<sup>a</sup> ed. Mc Graw –Hill, Nueva York, 1979.
- [3] F.M. White, *Viscous fluid flow*, 2<sup>a</sup> ed. Mc Graw –Hill, Nueva York, 1991.
- [4] W. Wibel, P. Ehrhard, Proceedings of ICNMM2006 Fourth International Conference on Nanochannels, Microchannels and Minichannels, Experiments on Liquid Pressure-Drop in Rectangular Microchannels, Subject to Non-Unity Aspect Ratio and Finite Roughness, Ireland (2006).
- [5] G.P. Celata, M. Cumo, M. Guglielmi, G. Zummo, *Experimental investigation of hydraulic and single-phase heat transfer in 0.130-mm capillary tube*; *Microscale Thermophysical Eng.*, Vol 6, pp.85–97, (2002).
- [6] S.G. Kandlikar, W.J. Grande, Evaluation of single phase flow in microchannels for high flux chip cooling-thermohydraulic performance enhancement and fabrication technology, *Heat Trans. Eng.* 28, n<sup>o</sup> 8, pp.5-16, 2004.
- [7] H. Schlichting, *Entstehung der turbulenz. Handbuch der Physik 8/1*, Springer-Verlag, 1959, pp. 351-450.
- [8] W. Tollmien, D. Grohne, *Boundary layer and flow control*, Pergamon Press, London, 1961, Vol. 2, pp. 602-636.
- [9] S. Ozgen, Effect of heat transfer on stability and transition characteristics of boundary-layers, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol. 47, pp.4697–4712, 2004.
- [10] D. Delmastro, A. F. Chasseur, J. C. García, N. Silin, V.P. Masson, XXXIV Reunión Anual AATN, Estudio de la influencia de la dependencia de las propiedades del agua con la temperatura en un flujo laminar descendente entre placas paralelas, 2007.
- [11] M.E. Steinke, S.G. Kandlikar, Control and effect of dissolved air in water during flow *boiling in microchannels*, *Int. J. of Heat and Mass Transfer*, Vol.47, pp.1925–1935, 2004.
- [12] J.M. Gere, *Mecánica de Materiales*, Thomson Editores, México, pp.93-104, 2006.

## Agradecimientos

Los autores de este trabajo desean agradecer al CONICET y a la CNEA por el financiamiento de este trabajo.