



## CANALES ONDULANTES, ESTUDIO DEL EFECTO DE LA VELOCIDAD VERSUS TRANSFERENCIA DE CALOR Y CAÍDA DE PRESIÓN

J. ANTONIO RAMÍREZ-VÁZQUEZ<sup>1</sup>, ABEL HERNÁNDEZ-GUERRERO<sup>1</sup>, SERGIO M. HERNÁNDEZ-GONZÁLEZ<sup>1</sup>, RICARDO ROMERO-MÉNDEZ<sup>2</sup>, RAÚL LESSO-ARROYO<sup>3</sup>

<sup>1</sup>Universidad de Guanajuato, Facultad de Ingeniería Mecánica, Eléctrica y Electrónica  
Tampico 912, Col. Bellavista, C.P. 36730, Salamanca, Guanajuato, MEXICO

<sup>2</sup>Universidad Autónoma de San Luis Potosí, Facultad de Ingeniería  
Av. Dr. Manuel Nava 8, Zona Universitaria, C. P. 78290, San Luis Potosí, SLP, MEXICO

<sup>3</sup>Instituto Tecnológico de Celaya, Departamento de Ingeniería Mecánica  
Avenida Tecnológico s/n, Celaya, Gto., MEXICO

*(Recibido 1 de abril de 2004, para publicación 16 de julio de 2004)*

**Resumen** – Los efectos de la amplitud de onda y del ángulo de fase de una placa sinusoidal de un canal combinado (placas plana-sinusoidal) son analizados en este trabajo. Zonas de recirculación en los valles de la placa sinusoidal afectan fuertemente la transferencia de calor y el número de Nusselt. Las crestas de la placa sinusoidal muestran los valores máximos de la transferencia de calor por el estrangulamiento del canal, y por las inestabilidades en el fluido que se crean en ellas. El objetivo de este trabajo es encontrar una relación óptima entre el número de Nusselt global y el factor de fricción, como función de los parámetros geométricos que afectan el flujo.

### 1. INTRODUCCIÓN

La transferencia de calor dentro de los procesos industriales es un campo donde se han hecho varios estudios teóricos y experimentales para mejoras en ahorro de energía, disminución en los equipos de proceso, eficiencia y más control sobre los productos. Un punto medular son los intercambiadores de calor, ya que se ha intentado aumentar la transferencia de calor probando diferentes configuraciones, añadiendo aletas, rugosidad en la superficie de las placas o incluso anexando deflectores los cuales afectan la dirección del flujo. El objetivo es provocar inestabilidad en el flujo para reducir el espesor de la capa límite térmica aumentando los coeficientes convectivos.

Vasudeviah y Balamurugan [1] estudiaron la transferencia de calor por convección forzada en un canal de placas sinusoidales, donde la mayor transferencia de calor ocurre cuando las placas planas se encuentran en fase, para una frecuencia dada. Niceno y Nobile [2] analizaron numéricamente dos canales periódicos para un fluido con número de Prandtl de 0.7 y números de Reynolds pequeños,  $175 \leq Re \leq 200$  para el canal sinusoidal y  $60 \leq Re \leq 80$  para el canal en forma de arco. Ambas geometrías muestran un incremento en la transferencia de calor pero en el canal en forma de arco ocurre una mejor transferencia, sin embargo ambas geometrías no son efectivas ya que los valores del factor de fricción son considerablemente altos en comparación con el canal de placas paralelas en el régimen estable analizado. Muy recientemente Wang y Chen [3] determinaron los efectos de la geometría en el flujo a través de un canal sinusoidal para un rango de Reynolds de  $100 \leq Re \leq 700$ , obteniendo el número de Nusselt y el coeficiente de fricción a varias amplitudes de onda. Su análisis permitió ver que los valores más altos del coeficiente de fricción y del número de Nusselt ocurren en las crestas de las placas sinusoidales donde no se consideró el desfaseamiento entre ellas, notándose también un decremento en el factor de fricción a valores de Reynolds pequeños. Canales ondulatorios bidimensionales fueron considerados por Volkier y Vanka [4], con rugosidad nula. Estos investigadores encontraron el efecto de la forma del canal sobre la transferencia de calor y su perfil hidrodinámico, tomando un régimen laminar de  $175 \leq Re \leq 725$ , y determinando también

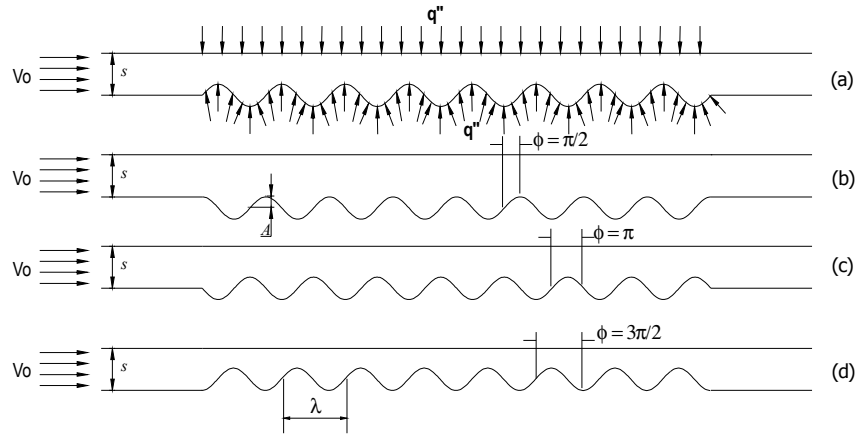


Fig. 1. Diferentes geometrías para el canal analizado.

el número de Nusselt total. Mientras que Jang y Chen [5] investigaron la transferencia de calor y los efectos de la caída de presión variando diferentes parámetros en canales ondulantes aletados (tales como la amplitud de onda, número de tubos y el ángulo de onda). Un aumento en la transferencia de calor de 31% y una caída de presión de 13% en comparación con un canal de placas planas para  $Pr = 0.7$  fueron obtenidos por Min y Webb [6]. Fabbri [7] propuso un modelo matemático para flujo laminar dentro de un canal sinusoidal cambiando varios parámetros, buscando maximizar la transferencia de calor en el canal. El incremento de esta transferencia fue del orden de 30% en comparación con los canales usados comúnmente de placas planas. Yur-Tsai Lin *et al.*[8] reportaron un estudio experimental del comportamiento de un fluido a través de un canal de placas de tipo función rampa a diferentes valores de velocidad de entrada, separación entre placas y varios ángulos de la función rampa, encontrando que a pequeños espaciamientos y grandes ángulos se obtienen coeficientes de transferencia de calor altos y caídas de presión altas.

Debido a que los canales sinusoidales causan un rompimiento y movimiento caótico del flujo (creando zonas de recirculación en los valles de la geometría), incrementando el número de Nusselt pero aumentando el factor de fricción en comparación de los canales planos [9], es importante conocer a detalle los fenómenos ocurrientes a lo largo del canal. Por esta razón el objetivo de este estudio no solamente se enfoca al efecto que tiene el canal de placas plana-sinusoidal sobre la transferencia de calor y el comportamiento hidrodinámico, si no también los efectos que el ángulo de fase y la amplitud de onda tienen sobre las zonas de recirculación. El flujo es variado en un rango de Reynolds de  $100 \leq Re \leq 800$ , la sección sinusoidal tiene una longitud de onda constante, aplicando flujo de calor constante en ambas paredes del canal.

## 2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA

Se pretende mostrar el efecto del ángulo de entrada de la placa sinusoidal, por lo que se estudian los siguientes ángulos de entrada  $\phi$  ( $0, \pi/2, \pi, 3\pi/2$ ), como se muestra en la Fig. 1, con una longitud de onda,  $\lambda$ , espacio entre placas,  $s$ , amplitud de onda,  $A$ , a diferentes velocidades de entrada,  $V_0$ , y un flujo de calor constante  $q''$ . La entrada del canal presenta una sección lo suficientemente larga para garantizar flujo completamente desarrollado al iniciar la sección sinusoidal. El fluido de trabajo fue considerado Newtoniano con propiedades constantes mientras que el flujo se considero laminar e incompresible, sin considerar la disipación viscosa y los efectos de la fuerza gravitatoria. El número de Prandtl característico para el fluido de trabajo es 0.7. Las propiedades del fluido se consideran constantes debido a estudios anteriores, en los cuales mencionan que los cambios de estas son despreciables [3]. El fluido de trabajo es sometido a un flujo constante de calor aplicado en ambas paredes del canal.

### 3. ANÁLISIS MATEMÁTICO

Las ecuaciones gobernantes para este modelo considerando condiciones de estado estable y flujo laminar 2-D, se pueden tratar en forma adimensional por medio de los siguientes parámetros:

$$X = \frac{x}{s}; Y = \frac{y}{s}; U = \frac{u}{V_0}; V = \frac{v}{V_0}; \theta = \frac{T - T_w}{T_b - T_w}; P = \frac{p - P_{in}}{\rho V_0^2}$$

donde  $X, Y$  son coordenadas cartesianas adimensionales,  $u$  velocidad promedio en el eje  $x$ ,  $v$  velocidad promedio en el eje  $y$ ,  $V_0$  velocidad de entrada al canal,  $U$  velocidad adimensional en el eje  $x$ ,  $V$  la velocidad adimensional en el eje  $y$ ,  $T_w$  temperatura superior e inferior de las placas,  $T_b$  temperatura del fluido a la entrada,  $\theta$  temperatura adimensional,  $P$  presión adimensional y  $P_{in}$  presión a la entrada del dominio computacional.

Las ecuaciones gobernantes escritas en forma adimensional, y despreciando los efectos de las fuerzas viscosas y de cuerpo, son:

(i) Ecuación de continuidad:

$$\frac{\partial U}{\partial X} + \frac{\partial V}{\partial Y} = 0 \quad (1)$$

(ii) Ecuaciones de Momentum:

$$U \frac{\partial U}{\partial X} + V \frac{\partial U}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial X} + \frac{2}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 U}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 U}{\partial Y^2} \right) \quad (2)$$

$$U \frac{\partial V}{\partial X} + V \frac{\partial V}{\partial Y} = -\frac{\partial P}{\partial Y} + \frac{2}{\text{Re}} \left( \frac{\partial^2 V}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 V}{\partial Y^2} \right)$$

(iii) Ecuación de Energía:

$$\left( U \frac{\partial \theta}{\partial X} + V \frac{\partial \theta}{\partial Y} \right) = \frac{2}{\text{Re Pr}} \left( \frac{\partial^2 \theta}{\partial X^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial Y^2} \right) \quad (3)$$

donde  $\text{Re}$  es el número de Reynolds basado en el diámetro hidráulico,  $V_0 \cdot D_h / \nu$ ,  $\text{Pr}$  número de Prandtl y  $\nu$  es la viscosidad cinemática del fluido.

Estas ecuaciones son resueltas numéricamente para un rango de Reynolds de 100 a 800 y un Prandtl de 0.7. Los números de Reynolds y de Nusselt se basan en el diámetro hidráulico,  $D_h = 2s$ , donde  $s$  representa el espaciamento entre placas. Para lograr resultados generales se comparan a diferentes números de Reynolds, el número de  $\text{Nu}$  global y el coeficiente de fricción los cuales son determinados por:

$$\overline{\text{Nu}} = \frac{2 \cdot \bar{h} \cdot s}{k}; f = \frac{\Delta P \cdot s}{2 \cdot \rho \cdot V_0^2}; \bar{h} = \frac{1}{A_s} \int h \cdot dA_s$$

donde  $h$  es el coeficiente convectivo local,  $A_s$  es el área superficial,  $k$  es la conductividad térmica del fluido,  $\rho$  es la densidad del fluido,  $\Delta P$  es la caída de presión entre la entrada y la salida del canal.

### 4. CONDICIONES DE FRONTERA

Para asegurar flujo completamente desarrollado a la entrada del canal combinado, se tomó una sección plana lo suficientemente larga a la entrada del canal [10]. Este criterio se establece por medio de las correlaciones para conductos planos. Las condiciones de frontera de esta sección quedan definidas como:

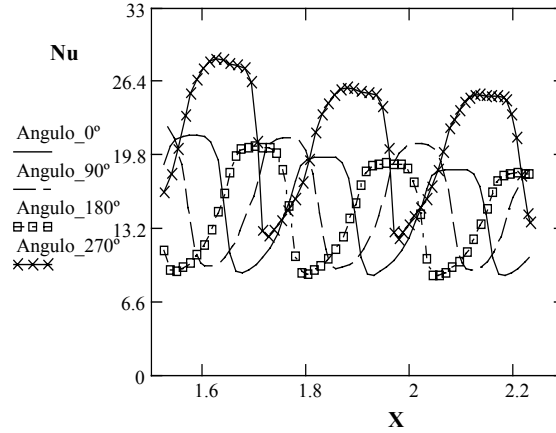


Fig. 2. Número de Nusselt local para  $Re = 800$  y diferentes ángulos de entrada.

$$U = 1; V = 0; \theta = 0; P = 0$$

Después de garantizar el flujo completamente desarrollado, el flujo entra al canal combinado el cual se encuentra afectado por un flujo de calor constante elevando así la temperatura del fluido. Las condiciones de frontera en las placas combinadas son:

$$U = 0; V = 0; \dot{Q} = 1$$

No se consideran en este trabajo condiciones de rugosidad en las paredes y  $\dot{Q}$  es el flujo de calor adimensional. En la salida se considera un canal de sección plana solo para desarrollar un perfil uniforme de velocidad.

## 5. ANÁLISIS NUMÉRICO

Las simulaciones numéricas fueron probadas variando el número de elementos computacionales. De igual manera se realizó un análisis de estabilidad en el mallado (probando diferentes configuraciones) para poder incrementar la estabilidad y la confiabilidad en los resultados [10]. Se determinó que la convergencia del elemento finito es más estable para un mallado que consta de entre 9000 y 11000 elementos. Para cada uno de los cuatro ángulos de fase ( $0$ ,  $\pi/2$ ,  $\pi$ ,  $3\pi/2$ ) y tres valores de  $\Xi$  (2.0, 2.5, 3.0) se tomó un rango del número de Reynolds de  $100 \leq Re \leq 800$ . Experimentalmente Rush *et al.*[11] encontraron que a un Reynolds de 280 el flujo presenta inestabilidades cerca del inicio del canal combinado, esto debido al cambio de geometría. Basados en dicho resultado, en este trabajo la onda tomada para los resultados se encuentra más allá del principio del canal combinado para anular o disminuir los efectos de entrada.

## 6. RESULTADOS

### 6.1. Número de Nusselt Local y Global

La Fig. 2 muestra una comparación entre los números de Nusselt locales para los diferentes ángulos de entrada a un mismo número de Reynolds. Se ve que el comportamiento de la variable analizada es fuertemente influenciada por la geometría del canal, ya que es muy considerable la diferencia del Nu local entre un ángulo de entrada y otro, siendo el más óptimo cuando  $\phi = 3\pi/2$ . De ésta figura se puede ver el mismo comportamiento para los dos ángulos de entrada  $\phi = 0$  y  $\phi = \pi/2$  donde los valores máximos y mínimos no varían en más de un 2%. Además, el comportamiento del Nu local a lo largo del canal disminuye entre cresta y cresta, por el choque de las partículas del flujo en estas zonas, concordando este com-

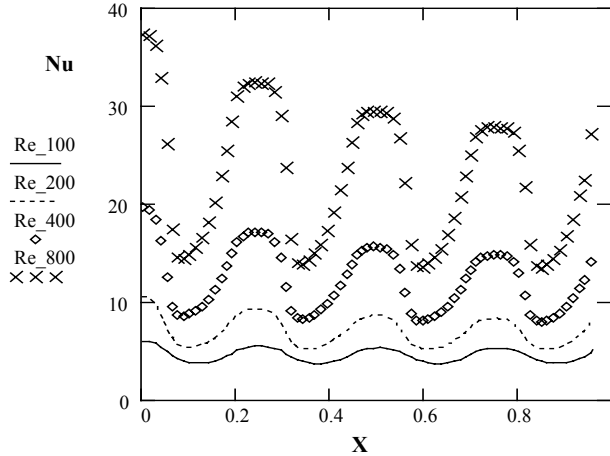


Fig. 3. Número de Nusselt local para un ángulo de entrada de  $\phi = 270^\circ$  y diferentes números de Reynolds.

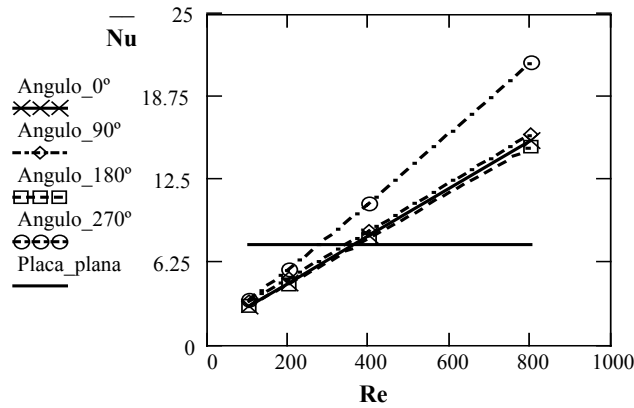


Fig. 4. Número de Nusselt global vs número de Reynolds para las diferentes entradas analizadas comparados con el canal de placas planas.

portamiento con el estudio experimental reportado por Saniei y Dini [12] y el análisis numérico realizado por Hernández-González *et al.* [10], garantizando que el comportamiento de los resultados obtenidos son congruentes con la literatura consultada. El número de Reynolds influye fuertemente en el comportamiento de la transferencia de calor del fluido; la Fig. 3 muestra que existe una gran diferencia del Nu local para los números de Reynolds analizados siendo aproximadamente 8 veces mayor el número de Nu local cuando  $Re = 800$  comparado con  $Re = 100$ . Sin embargo, las diferencias del número de Nusselt local entre las crestas y valles de la Fig. 3 son grandes por el estancamiento que ocurre en este tipo de configuraciones.

En la Fig. 4 se muestra que el incremento del número de Nusselt global para los ángulos de entrada  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  y  $180^\circ$  a un número de  $Re = 800$  es 200% mayor en comparación con un canal de placas planas y un 280% para un ángulo de entrada de  $270^\circ$ ; es de notarse que a un número de Reynolds de entre 300 y 400 existe un cruce que delimita la zona de ésta gráfica donde el tipo de canal propuesto es más eficiente en la transferencia de calor, la cuál sucede porque a números bajos de Re el fluido se estanca en los valles de la placa sinusoidal durante tiempos de residencia altos lo cual afecta la transferencia de calor. Para números de Re altos el fluido comienza a recircular en los valles de la placa sinusoidal, sin embargo, a pesar de que no se puede conocer con certeza el tiempo de residencia de las partículas de fluido en estas zonas, el tiempo es menor que para números de Re bajos, por lo que hay una mejor mezcla del fluido a lo largo del

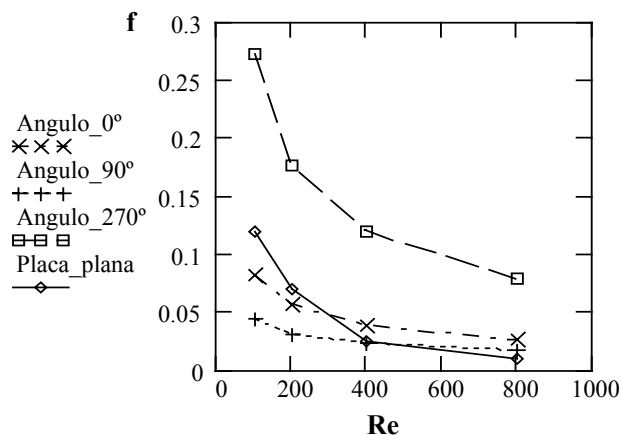


Fig. 5. Factor de fricción vs número de Reynolds comparado con el canal de placas planas.

canal y por ende un adelgazamiento de la capa límite térmica que termina por aumentar los valores del número de Nusselt global.

## 6.2. Coeficiente de Fricción

La Fig. 5 muestra la comparación del factor de fricción variando la geometría del canal contra los valores de un canal de placas planas, notándose que cuando el ángulo de entrada es  $\phi = 270^\circ$  el factor de fricción es aproximadamente 5 veces mayor que en el canal de placas planas. El comportamiento del coeficiente de fricción en los ángulos de entrada  $0^\circ$ ,  $90^\circ$  y  $180^\circ$  es semejante a números de Reynolds mayores que 400.

## 7. CONCLUSIONES

- (1) La geometría del canal afecta directamente el comportamiento térmico e hidráulico del fluido.
- (2) Los resultados muestran que el flujo a través del canal de placas plana-sinusoidal forma un patrón altamente complejo, dado que no se puede conocer con certeza el tiempo de estancia de las partículas del flujo secundario en los valles de la placa sinusoidal.
- (3) El incremento de la velocidad en la zona de estrangulamiento entre las placas (parte superior de la cresta de la onda sinusoidal) aumenta el número de Nusselt local.
- (4) En los valles de las ondas sinusoidales la recirculación presente en estas zonas es a consecuencia de un cambio de signo en el gradiente de presión, siendo influenciada grandemente por el número de Reynolds, ya que a números bajos se presentan los mayores estancamientos de fluido a cualquier ángulo de entrada.
- (5) El orden de magnitud de los valores de las caídas de presión para las configuraciones analizadas se encuentran dentro del mismo orden de esos valores obtenidos para placa plana (ver Fig. 5).
- (6) Analizando los números de Nusselt mostrados en la Fig. 4 y Fig. 5, se concluye que el perfil que reúne una mejor transferencia de calor y por ende un mejor perfil de temperatura (considerando que las caídas de presión no son significativas), es cuando el ángulo de entrada es de  $3\pi/2$  y teniendo números de Reynolds mayores de 400.

## REFERENCIAS

- [1] M. Vasudeviah, K. Balamurugan, 2001, "On Forced Convective Heat Transfer for a Stokes Flow in a Wavy Channel". International Comm. Heat Mass Transfer, Vol. 28, No. 2, pp. 289-297.
- [2] B. Niceno, E. Nobile, 2001, "Numerical Analysis of Fluid Flow and Heat Transfer in Periodic Wavy Channels", International Journal of Heat and Fluid Flow Vol. 22, pp. 156-167.

- [3] C. C. Wang, C. K. Chen, 2002, "Forced Convection in a Wavy-Wall Channel", International Journal of Heat and Mass Transfer Vol. 45, pp. 2587-2595.
- [4] S. Volker, S. P. Vanka, 1997, "Fluid Flow and Heat Transfer in Serpentine Channels at Low Reynolds Numbers", Urban, ACRC-University of Illinois, pp. 1-23.
- [5] J.-Y. Jang, L.-K. Chen, 1997, "Numerical Analysis of Heat Transfer and Fluid Flow in a Three-Dimensional Wavy-Fin and Tube Heat Exchanger", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 40, No.16, pp. 3981-3990.
- [6] J. Min, R. L. Webb, 1999, "Numerical Predictions of Wavy Fin Coil Performance", 33<sup>rd</sup> National Heat Transfer Conference, Albuquerque, New Mexico, ASME.
- [7] G. Fabbri, 2000, "Heat Transfer Optimization on Corrugated Wall Channels", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 43, pp. 4299-4310.
- [8] Y.-T. Lin, Y.-M. Hwang, C.-C. Wang, 2002, "Performance of the Herringbone Wavy under Dehumidifying Conditions", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 45, pp. 5035-5044.
- [9] G. Wang, S. P. Vanka, 1995, "Convective Heat Transfer in Periodic Wavy Passages", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 38, No. 17, pp. 3219-3230.
- [10] S. M. Hernández-González, A. Hernández-Guerrero, R. Romero-Méndez, 2001, "Efecto del Desfasamiento entre Placas en la Transferencia de Calor de un Intercambiador de Placas Periódicas", VII Annual Congress of the Mexican Society of Mechanical Engineering (SOMIM), October 17-19, pp. 160-168.
- [11] T. A. Rush, T. A. Newell, A. M. Jacobi, 1999, "An Experimental Study of Flow and Heat Transfer in Sinusoidal Wavy Passages", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 42, No. 9, pp 1541-1553.
- [12] N. Saniei, S. Dini, 1993, "Heat Transfer Characteristics in a Wavy-Walled Channel", International Journal of Heat and Mass Transfer, Vol. 115, pp. 788-792.

### **COMBINED CHANNEL, STUDY OF THE VELOCITY EFFECT VERSUS HEAT TRANSFER AND PRESSURE DROP**

**Abstract** – The effects of wave amplitude and phase angle of a sinusoidal plate in a combined channel (flat-sinusoidal plates) are analysed in this work. Recirculation zones produced in the valleys of the sinusoidal plate drastically affect the Nusselt number, thence the heat transfer. Due to the flow constraint and instabilities present at the peak of the sinusoidal plates the largest heat transfer values are found there. The objective of this work is to find an optimal relationship between the global Nusselt number and the friction factor, as function of the geometric parameters that affect the flow.

