



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica
Unidad Azcapotzalco

Sección de Estudios de Posgrado e Investigación

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE CONVECCIÓN MIXTA LAMINAR Y TRANSITORIA EN UN CANAL PARCIALMENTE BLOQUEADO CON COMPONENTES GENERADORES DE CALOR: EFECTO DEL ÁNGULO DE INCLINACIÓN

T E S I S PARA OBTENER EL GRADO DE:
MAESTRO EN CIENCIAS EN TERMOFLUIDOS
PRESENTA:

ING. ENRIQUE ANTONIO BARRETO MARTÍNEZ

DIRECTOR: DR. LORENZO ALBERTO MARTÍNEZ SUÁSTEGUI



MÉXICO D. F. DICIEMBRE 2014



INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL

SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

ACTA DE REVISIÓN DE TESIS

En la Ciudad de México D.F siendo las 14:00 horas del día 3 del mes de Diciembre del 2014 se reunieron los miembros de la Comisión Revisora de la Tesis, designada por el Colegio de Profesores de Estudios de Posgrado e Investigación de ESIME- Unidad Azcapotzalco para examinar la tesis titulada:

Estudio Experimental de Convección Mixta Laminar y transitoria en un Canal Parcialmente Bloqueado con Componentes Generadores de Calor: Efecto del Ángulo de Inclinación.

Presentada por el alumno:

Barreto
Apellido paterno

Martínez
Apellido materno

Enrique Antonio
Nombre(s)

Con registro:	B	1	2	0	0	0	8
---------------	---	---	---	---	---	---	---

aspirante:

al Grado de Maestro en Ciencias en Termofluidos

Después de intercambiar opiniones, los miembros de la Comisión manifestaron **APROBAR LA TESIS**, en virtud de que satisface los requisitos señalados por las disposiciones reglamentarias vigentes.

LA COMISIÓN REVISORA

Director(a) de tesis

Dr. Lorenzo Alberto Martínez Suástegui

Primer vocal

Dr. Eric Gustavo Bautista Godínez

Secretario

Dr. Juan Pablo Escandón Colín

Segundo vocal

Dr. Oscar Eladio Bautista Godínez

Presidente

Dr. René Osvaldo Vargas Aguilar

Tercer vocal

PRESIDENTE DEL COLEGIO DE PROFESORES

Dr. Manuel Faraón Carbajal Romero

UNIDAD AZCAPOTZALCO
SECCIÓN DE ESTUDIOS DE
POSGRADO E INVESTIGACIÓN





INSTITUTO POLITÉCNICO NACIONAL
SECRETARÍA DE INVESTIGACIÓN Y POSGRADO

CARTA CESIÓN DE DERECHOS

En la Ciudad de México, D.F. el día 5 del mes de diciembre del año 2014, el que suscribe **Ing. Enrique Antonio Barreto Martínez** alumno(a) del Programa de la **Maestría en Ciencias en Termofluidos**, con número de registro **B120008**, adscrito(a) a la Sección de Estudios de Posgrado e Investigación, ESIME Unidad Azcapotzalco, manifiesto que es el autor intelectual del presente trabajo de Tesis bajo la dirección del **Dr. Lorenzo Alberto Martínez Suástegui** y cede los derechos del trabajo titulado “**Estudio Experimental de Convección Mixta Laminar y transitoria en un Canal Parcialmente Bloqueado con Componentes Generadores de Calor: Efecto del Ángulo de Inclinación**”, al Instituto Politécnico Nacional para su difusión, con fines académicos y de investigación.

Los usuarios de la información no deben reproducir el contenido textual, gráficas o datos del trabajo sin el permiso expreso del autor y/o director del trabajo. Este puede ser obtenido escribiendo a las siguientes direcciones de correo: antoniobarretom@gmail.com o lamartinezs@ipn.mx. Si el permiso se otorga, el usuario deberá dar el agradecimiento correspondiente y citar la fuente del mismo.

Ing. Enrique Antonio Barreto Martínez

AGRADECIMIENTOS

A mis padres Enrique Arturo Barreto Pastrana y María del Refugio Martínez Sandoval por todo su apoyo recibido a través de los años.

A mi hermana Libertad Estefanía Barreto Martínez.

A las familias Barreto Pastrana y Martínez Sandoval.

A mis amigos y compañeros en la SEPI ESIME UA por todas las vivencias compartidas.

Al Dr. Lorenzo Alberto Martínez Suástegui por su apoyo, guía y consejo.

Al cuerpo académico de la SEPI ESIME UA: Dr. Oscar Bautista, Dr. Erick Bautista, Dr. José Carlos Arcos, Dr. René Vargas y Dr. Juan Pablo Escandón por todas las enseñanzas en sus cursos.

Al consejo Nacional de Ciencia y Tecnología (CONACyT) por otorgarme la beca con número de registro 353687 para la realización de mis estudios de Maestría.

A la Secretaría de Investigación y Posgrado del IPN, por otorgarme beca BEIFI correspondiente al proyecto con número de clave SIP 20141309.

Al proyecto de investigación financiado por el CONACyT, No. de proyecto 167474, Convocatoria de Investigación Científica Básica 2011.

A la memoria de

José Barreto Amaro,

Cliceria Pastrana Puente,

Rafael Martínez García,

Josefina Sandoval Colín

Índice general

Nomenclatura	X
Abstract	XI
Resumen	XII
1. Introducción	1
1.1. Antecedentes	1
1.2. Motivación	9
1.3. Objetivos	10
2. Materiales y métodos	13
2.1. Diseño experimental	13
2.2. Construcción del calentador	16
2.3. Parámetros	19
2.4. Reducción de datos	20
2.5. Análisis de incertidumbre	22
3. Resultados	23
3.1. Canal vertical, $Re = 700$, $\gamma = 90^\circ$	23
3.2. $Re = 700$, $\gamma = 60^\circ$	26
3.3. $Re = 700$, $\gamma = 45^\circ$	30
3.4. $Re = 700$, $\gamma = 30^\circ$	33
3.5. Canal horizontal, $Re = 700$, $\gamma = 0^\circ$	36
3.6. Efecto del número de Reynolds	39
4. Conclusiones	43
A. Cálculo de pérdidas por conducción y radiación	53

Índice de figuras

2.1.	Diagrama esquemático del diseño experimental: a) Depósito secundario. b) Tubo de rebosadero. c) Manguera flexible. d) Correctores de flujo con reducción. e) Control de temperatura con refrigeración. f) Recipiente graduado. g) Válvulas reguladoras del flujo volumétrico. h) Tanque de almacenamiento. i) Bomba centrífuga. j) Estructura de metal.	14
2.2.	Diagrama esquemático de la parte posterior de las placas de aluminio ilustrando las ubicaciones en el plano de medición para las distribuciones adimensionales por columna Z_i y por fila X_i	15
2.3.	Esquema y dimensiones de la sección de pruebas usado para las mediciones locales de transferencia de calor con (a) y (b) mostrando la vista lateral y posterior, respectivamente.	16
2.4.	(a) Despiece de una placa caliente (imagen superior izquierda) con todos sus componentes: 1) Aislamiento de espuma de poliestireno con barrenos para los termopares. 2) Tapa de acrílico con barrenos para los termopares. 3) Resina epóxica de alta conductividad térmica. 4) Resistencia eléctrica de aleación de níquel cromo. 5) Pasta de alta conductividad térmica. 6) Placa de aluminio. La imagen superior derecha muestra el elemento generador de calor ensamblado formando dos paredes opuestas del bloqueo parcial. (b) Dimensiones de cada calentador discreto. Imagen izquierda: vista frontal en contacto con el fluido. Los círculos ilustran la distribución de termopares para las mediciones de transferencia de calor local. Imagen derecha: vista lateral	18

- 3.1. $Re = 700$, $\gamma = 90^\circ$ y $Ri^* = 29.9$ y 76.2 : (a) y (b) Valor promedio y desviación \pm estándar de la diferencia de temperatura promedio por columna (Z_i) entre la superficie local y la temperatura de referencia $\Delta T = (T_{wj} - T_0)$ sobre la distancia adimensional a lo largo de la profundidad del canal durante la transferencia de calor en estado estacionario en el calentador izquierdo (ΔT_L) y derecho (ΔT_R), respectivamente. (c) y (d) Valor promedio y desviación \pm estándar promedio de la diferencia de temperatura promedio por fila (X_i) a lo largo de la distancia adimensional axial durante el estado estacionario de transferencia de calor en el calentador izquierdo y derecho, respectivamente. 25
- 3.2. $Re = 700$, $Ri^* = 29.9$ y 53.1 y $\gamma = 60^\circ$: (a) y (b) Evolución temporal de la distribución de diferencias de temperatura promedio y de los números de Nusselt promedio de cada placa, respectivamente. (c) y (d) Espectro de potencia normalizado de los números de Nusselt promedio en la placa izquierda para $Ri^* = 29.9$ y 53.1 , respectivamente. (e) Diagramas de fase del \overline{Nu}_L como una función del \overline{Nu}_R para $Ri^* = 29.9$ y 53.1 , respectivamente. 28
- 3.3. Variaciones temporales de la diferencia de temperatura promedio por columna (Z_i) y por fila (X_i) entre la temperatura local superficial y la temperatura de referencia $\Delta T = (T_{wj} - T_0)$ a lo largo de la distancia adimensional a lo ancho y axial para la placa izquierda (ΔT_L) y derecha (ΔT_R) con $Re = 700$, $\gamma = 60^\circ$ y $Ri^* = 53.1$ 29
- 3.4. Para ambas placas, $Re = 700$, $Ri^* = 76.2$ y $\gamma = 45^\circ$: (a) Evolución temporal de la distribución de diferencias de temperatura entre la temperatura superficial promedio y la temperatura de referencia $\Delta T = (\overline{T}_{wj} - T_0)$. (b) Evolución temporal de los números de Nusselt promedio. (c) Espectro de potencia normalizado de los números de Nusselt promedio. (d) Diagramas de fase del número de Nusselt promedio en la placa izquierda (\overline{Nu}_L) como una función del número de Nusselt promedio en la placa derecha (\overline{Nu}_R). 31

3.5. Variaciones temporales de la diferencia de temperatura promedio por columna (Z_i) y por fila (X_i) entre la temperatura local superficial y la temperatura de referencia $\Delta T = (T_{wj} - T_0)$ a lo largo de la distancia adimensional a lo ancho y axial para la placa izquierda (ΔT_L) y derecha (ΔT_R) en $Re = 700$, $\gamma = 45^\circ$ y $Ri^* = 76.2$ 32

3.6. Para ambas placas, $Re = 700$, $Ri^* = 128.6$ y $\gamma = 30^\circ$: (a) Evolución temporal de la distribución de diferencias de temperatura promedio entre la temperatura promedio superficial y la temperatura de referencia $\Delta T = (\bar{T}_{wj} - T_0)$. (b) Evolución temporal de los números de Nusselt promedio. (c) Espectro de potencia normalizado de los números de Nusselt promedio. (d) Diagrama de fase del número de Nusselt promedio en la placa izquierda (\bar{Nu}_L) como una función del número de Nusselt promedio en la placa derecha (\bar{Nu}_R). 34

3.7. Variaciones temporales de la diferencia de temperatura promedio por columna (Z_i) y por fila (X_i) entre la temperatura local superficial y la temperatura de referencia $\Delta T = (T_{wj} - T_0)$ a lo largo de la distancia adimensional a lo ancho y axial para la placa izquierda (ΔT_L) y derecha (ΔT_R) en $Re = 700$, $\gamma = 30^\circ$ y $Ri^* = 128.6$ 36

3.8. Efecto de la orientación del canal (γ) en la respuesta térmica para $Re = 700$ y varios valores del número de Richardson modificado. Aquí, tanto el número de Nusselt promedio espacial temporal y el coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio de cada placa son graficados. Los símbolos cerrados/abiertos corresponden a la placa izquierda(inferior)/derecha (superior), respectivamente. 38

3.9. (a) Diferencia de temperatura medida entre la temperatura promedio superficial de cada placa y la temperatura de referencia $\Delta T = (\bar{T}_{wj} - T_0)$ para varios valores de los números de Re y Ri^* . (b) Flujo convectivo de calor neto promedio por unidad de área transferido hacia el fluido para varios valores de los números de Re y Ri^* 40

3.10. Efecto de los números de Reynolds y Richardson modificados en la transferencia de calor global. Aquí, tanto el número de Nusselt promedio espacial temporal y el coeficiente convectivo de transferencia de calor promedio en cada placa son graficados como una función del número de Reynolds para $Re = 300, 500, 700$ y 900 y varios valores del número de Richardson modificado.	41
-------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Índice de cuadros

3.1. Flujo de calor convectivo neto promedio por unidad de área transferido hacia el fluido como una función del número de Richardson modificado para $Re = 700$	39
----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------	----

Nomenclatura

A_c	área de la superficie de cada placa [m ²]
D_H	diámetro hidráulico (longitud característica) [m]
f	frecuencia [Hz]
g	aceleración de la gravedad [m/s ²]
Gr^*	número de Grashof modificado, $Gr^* = g\beta(T_w - T_0)D_H^4/k\nu^2$
h	coeficiente convectivo de transferencia de calor [W/m ² K]
k	conductividad térmica [W/mK]
Nu	número de Nusselt local basado en el diámetro hidráulico
\overline{Nu}	número de Nusselt promedio basado en el diámetro hidráulico
\widetilde{Nu}	número de Nusselt promedio en el espacio y tiempo
Pr	número de Prandtl, $Pr = \nu/\alpha$
\dot{q}	flujo de calor neto convectivo transferido al fluido [W/m ²]
Re	número de Reynolds basado en D_H , $Re = u_0 D_H / \nu$
Ri^*	número de Richardson modificado, $Ri^* = Gr^* / Re^2$
St	número de Strouhal basado en D_H , $St = f D_H / u_0$
t	tiempo [s]
T_{amb}	temperatura ambiental [K]
T_0	temperatura del flujo a la entrada del canal [K]
T_w	temperatura local en la superficie de las placa calientes [K]
$\overline{T_w}$	temperatura promedio en la superficie de cada placa caliente [K]
u_0	velocidad del fluido a la entrada del canal [m/s]
x, y, z	coordenadas Cartesianas rectangulares [m]
X	coordenada axial adimensional, $X = x / D_H$
Y	coordenada transversal adimensional, $Y = y / D_H$
Z	coordenada a lo ancho adimensional, $Z = z / D_H$

Símbolos griegos

α	difusividad térmica [m ² /s]
β	coeficiente térmico de expansión volumétrica [1/K]
ε	emisividad superficial del aluminio
γ	ángulo de inclinación con respecto a la horizontal
ν	viscosidad cinemática [m ² /s]
ρ	densidad del fluido [kg/m ³]
σ	constante de Stefan-Boltzmann, $5.670373(21)10^{-8}$ [W/m ² K ⁴]
τ	tiempo adimensional

Abstract

In this work, transient laminar opposing mixed convection is studied experimentally in an open vertical rectangular channel configuration with plane symmetric forward-backward facing steps located at the middle of the test section with uniform heat flux imposed to the lateral walls of each step while the other bounding walls are treated as adiabatic surfaces. The effect of opposing buoyancy and the geometrical configuration of partial blockage on the heat transfer behavior for the double stepped wall is analyzed for a Reynolds number of $300 \leq Re \leq 900$, channel inclination of $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$, and different values of buoyancy strength or modified Richardson number, $Ri^* = Gr^*/Re^2$. From experimental measurements, space-averaged surface temperatures, convective heat fluxes per unit area, convective heat transfer coefficients, and Nusselt number of each simulated electronic chip are obtained for a wide range in the parametric space. Also, phase-space plots of the self-oscillatory system, characteristic times of temperature oscillations and spectral distribution of the fluctuating energy are presented. Results show that for relatively large values of buoyancy strength, strong three-dimensional secondary flow oscillations develop in the axial and spanwise directions. The temperature measurements show that for a fixed value of the modified Richardson number, there is not a linear dependence between the duct orientation and the heat transfer rate achieved. Also, when the duct is inclined with respect to the horizontal, the left and right oscillating vortical structures present large and small amplitude thermal fluctuations, respectively. In addition, it is pointed out that the highest flow reversal takes place at the channel corners of the right (upper) heater block, and that higher surface temperatures are reached at the centerline of the latter. The analysis brings out the significance of the three-dimensional configuration of the vortical structure and how the buoyancy induced secondary flow is affected by the partial blockage.

Resumen

En este trabajo se estudia experimentalmente la convección mixta laminar opuesta y transitoria en un canal rectangular vertical y abierto con escalones planos simétricos hacia adelante y hacia atrás ubicados a la mitad de la sección de prueba con flujo de calor uniforme impuesto a las paredes laterales de cada escalón, mientras las demás paredes del canal son tratadas como superficies adiabáticas. El efecto de la flotación opuesta y la configuración geométrica del bloqueo parcial en el comportamiento de la transferencia de calor para la pared con doble escalón es analizado para un número de Reynolds de $300 \leq Re \leq 900$, ángulos de inclinación del canal de $0^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ y diferentes valores de la fuerza de flotación o número de Richardson modificado, $Ri^* = Gr^*/Re^2$. A partir de las mediciones experimentales, las temperaturas superficiales promedio, flujos convectivos de calor por unidad de área, coeficientes convectivos de transferencia de calor y números de Nusselt de cada chip electrónico simulado son obtenidos para un intervalo amplio en el espacio paramétrico. Adicionalmente, se presentan diagramas de fase del sistema autooscilante, los tiempos característicos de las oscilaciones de temperatura y la distribución espectral de la energía fluctuante. Los resultados muestran que para valores relativamente altos del parámetro de flotación, se presentan fuertes oscilaciones de flujo secundario tridimensional en las direcciones axial y a lo ancho del canal. Las mediciones de temperatura muestran que para un valor fijo del número de Richardson modificado no hay una dependencia lineal entre la orientación del ducto y la rapidez de transferencia de calor alcanzada. También, cuando el ducto es inclinado con respecto a la horizontal, las estructuras vorticales oscilantes izquierda (inferior) y derecha (superior) presentan fluctuaciones de pequeña y gran amplitud, respectivamente. Adicionalmente, se señala que la reversión de flujo más alta se lleva a cabo en las esquinas del canal de la placa caliente derecha, y que las temperaturas superficiales más altas se presentan en la parte central de ésta. El análisis permite elucidar la importancia de la configuración tridimensional de la estructura vortical y cómo el flujo secundario inducido por la flotación es afectado por el bloqueo parcial del ducto.