

# ANÁLISIS TÉRMICO DE UN FLUIDO EN CONVECCIÓN NATURAL MEDIANTE DSPI, UTILIZANDO PHASE STEPPING.

## THERMAL ANALYSIS OF A FLUID IN NATURAL CONVECTION BY DSPI USING PHASE STEPPING

**Alvarez L.<sup>1</sup>, Romero G.<sup>2</sup>, Alanís E.<sup>2</sup>, Domínguez D.<sup>2</sup>, Curkovic G.<sup>2</sup>**

<sup>1</sup>Facultad de Ciencias Ingeniería - <sup>2</sup>Facultad de Ciencias Exactas  
Consejo de Investigación - Universidad Nacional de Salta  
Buenos Aires 177- 4400- Salta - Argentina  
*e-mail: alvarezl@unsa.edu.ar*

En este trabajo se plantea el uso de la técnica de Interferometría Speckle Digital (DSPI) a tiempo real para obtener información cuantitativa del campo de temperaturas en el interior de un fluido en convección natural, en modelos a escala reducida. El dispositivo experimental es un interferómetro de Mach-Zehnder clásico y los campos de temperatura se obtienen a partir de los mapas de fase bidimensionales utilizando el método de escalonado de fase (phase stepping, PS). Se presentan los resultados obtenidos para las distribuciones de temperatura de un fluido, contenido en una cavidad cerrada, al que se entrega energía en forma directa o través de un sistema colector-acumulador, tipo muro Trombe.

Palabras Clave: DSPI, escalonado de fase, convección natural, distribución de temperatura, modelo a escala.

Real time Digital Speckle Pattern Interferometry (DSPI) is used for the quantitative measurement of temperature distribution within a fluid in natural convection using a reduced scale model. The experimental set-up is a Mach-Zehnder interferometer and the temperature fields are obtained from the 2-D phase maps using phase stepping methods. The results obtained for temperature distributions of a fluid inside an enclosure when energy is supplied to the system directly or through a collector-storage device (a Trombe-wall type) are presented.

Key Words: DSPI, phase stepping, natural convection, temperature distribution.

### I. INTRODUCCIÓN

Las técnicas ópticas interferométricas han demostrado ser una poderosa herramienta no invasiva, muy utilizada tanto para el análisis cualitativo (visualización) como para evaluaciones cuantitativas en diversas aplicaciones en las que se requiere obtener información instantánea del campo completo en medios transparentes como flujos de fluidos, transferencia de calor<sup>(1,2)</sup>, procesos difusivos<sup>(3)</sup>, etc.

En particular, en estudios de transferencia de calor por convección, las técnicas de interferometría clásica y holográfica han sido muy utilizadas en una gran variedad de aplicaciones, tanto para mediciones del campo completo de temperatura como para la evaluación de la tasa de transferencia de calor local<sup>(4,5,6)</sup>. El interés por las técnicas interferométricas en los últimos años, parece haber tenido un significativo resurgimiento, permitiendo la visualización y determinación de los datos característicos en problemas de transferencia de calor que resultan complementarios para diversas simulaciones, dando lugar a un rápido desarrollo del modelado en transferencia de calor.

En particular, las técnicas interferométricas basadas en métodos de speckle son adecuadas y de fácil implementación ya que simplemente consisten en la medida de cambios en la correlación de patrones de speckle. En esta técnica, los cambios se obtienen por comparación de los patrones de speckle de dos estados del

sistema. La comparación se ha desarrollado de muy diversas maneras pero sin embargo, si los patrones de speckle son capturados y procesados digitalmente (Interferometría Speckle Digital, DSPI), es posible llevar a cabo y repetir mediciones a tiempo real con relativa facilidad y efectuar el análisis computacional de las franjas de correlación. En estas técnicas la fase de los interferogramas del objeto bajo estudio en diferentes estados está relacionada con la información de los cambios producidos en el índice de refracción del objeto por acción de diversos procesos tales como gradientes de temperatura, gradientes de concentración, etc.

En este trabajo se propone la utilización de la técnica de DSPI a tiempo real, con la implementación de escalonamiento de fase (phase stepping, PS) para la determinación del campo de temperatura de un fluido en convección natural, en una cavidad cerrada, cuando se suministra energía a través de una de sus paredes verticales. El sistema experimental es un modelo a escala reducida de un sistema de calefacción pasiva, por medio de energía solar, compuesto por un único ambiente. En el sistema real, la energía es transferida al recinto a través de una de sus paredes, cuya función es la de colector la energía solar, acumularla en su masa y transferirla por conducción y convección, con un cierto retardo de tiempo. Este tipo de muro colector-acumulador se conoce como Trombe-Michell. Este trabajo es complementario de anteriores<sup>(2,7)</sup> donde se ha utilizado la misma técnica interferométrica propuesta aquí para estudiar la

propagación de calor en el interior del muro colector-acumulador. En el caso presente se analiza la transferencia de energía desde el muro a la habitación adyacente.

En primer lugar se analiza el comportamiento térmico del sistema, cuando el suministro de energía al mismo es en forma directa, estando la fuente térmica en contacto con el fluido contenido en el recinto a través de una pared diatérmica. Luego se interpone un elemento acumulador entre la fuente térmica y el fluido y se comparan los resultados con los obtenidos anteriormente.

## II. DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

### Dispositivo Óptico

El dispositivo experimental utilizado para la obtención de los patrones de franja de correlación de speckle es un interferómetro de Mach-Zehnder, como el que se esquematiza en la Figura 1, en uno de cuyos brazos se coloca el sistema a analizar. Como se mencionó en la sección anterior se implementa la técnica PS por lo que, para producir los saltos de fase correspondientes en el haz de referencia, se introduce un sistema escalonador de fase previamente calibrado. Este elemento consiste en un dispositivo con un gradiente de espesor que se desplaza en forma perpendicular al haz mediante un microposicionador<sup>(8,9)</sup>.

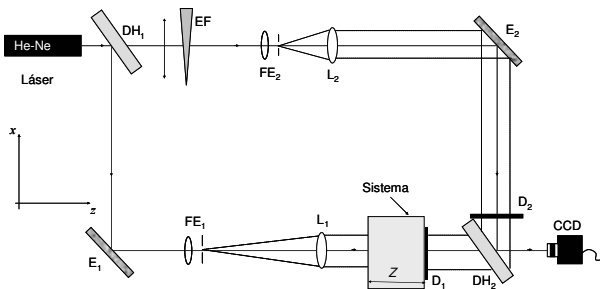


Figura 1. Dispositivo experimental. E: espejo, DH: divisor de haz, FE: filtro espacial, D: difusor, L: lente, EF: escalador de fase, Z: distancia de integración.

El haz objeto es expandido y colimado a un diámetro suficiente (aproximadamente 0,2 m,) para iluminar toda la sección del modelo. Las imágenes de los patrones de speckle se registran con una cámara CCD, 768 x 572 pix<sup>2</sup> y una plaqueta digitalizadora de imágenes. El diafragma del objetivo de la cámara se ajusta a f/4 para obtener un grano de speckle adecuado y la relación de intensidades de los haces referencia/objeto es aproximadamente 3:1, con lo que se logra una buena definición y contraste de las franjas de correlación.

### Descripción del sistema térmico analizado

El fenómeno de convección natural de un fluido es analizado en el interior de una cavidad rectangular, de dimensiones 0,0974 m de altura (H), 0,0798 m de largo (L) y 0,1211 m de ancho (W). Las caras laterales que son atravesadas por la luz láser se construyen con vidrio de buena calidad como el utilizado en las placas holográficas. El resto de las caras se construyen de acrílico, salvo aquella a través de la cual se entrega la

energía que es de aluminio a fin de garantizar una transferencia uniforme de energía.

La Figura 2 a) muestra una fotografía del sistema, donde puede observarse la placa calefactora consistente en una resistencia eléctrica que se pone en contacto térmico con la cara lateral de aluminio, transfiriéndose la energía directamente al fluido.

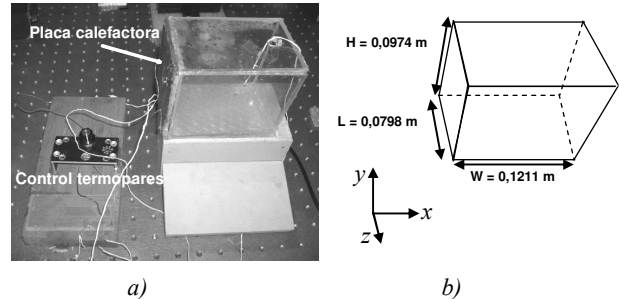


Figura 2. Transferencia de energía en forma directa. a) fotografía del modelo, b) esquema.

En la Figura 2 b) se muestra un esquema de la cavidad y se indica también el sistema de referencia utilizado para las mediciones. Las condiciones de contorno son tales que en el plano  $x = 0$  el flujo de energía es constante.

## III. PRINCIPIOS

### Ópticos

Las técnicas interferométricas son sensibles a las variaciones de fase entre los haces objeto y de referencia, y para objetos de fase sometidos al fenómeno de convección natural dichas variaciones se correlacionan con las fluctuaciones de índice de refracción ante un cambio de temperatura. La relación entre la variación de fase y los cambios de índice de refracción se expresa mediante:

$$\frac{\Phi(x, y, z)}{2\pi} = \frac{1}{\lambda} \int_{z_0}^{z_1} [n(x, y, z) - n_0] dz \quad (1)$$

donde  $n_0$  es el índice de refracción constante al inicio de la experiencia y  $z$  representa la dirección de propagación de la luz láser. De esta manera se produce una integración en esta dirección obteniéndose información sobre la distribución bidimensional de la fase en el plano  $(x, y)$ , la que viene dada por:

$$\Phi(x, y) = 2\pi \frac{L [n(xy) - n_0]}{\lambda} = 2\pi m(x, y) \quad (2)$$

en la cual  $m(x, y)$  corresponde al orden de interferencia que caracteriza a cada franja de correlación y donde se ha supuesto al integrar (1) que  $n$  es independiente de la coordenada  $z$ . En trabajos previos<sup>(2, 9, 10)</sup> se ha realizado un relevamiento exhaustivo del comportamiento térmico de los sistemas estudiados, con lo cual se ha demostrado que la hipótesis de bidimensionalidad del fenómeno en el plano  $(x, y)$  resulta válida.

Los sistemas considerados se analizan como objetos de fase, para los cuales las variaciones de índice de refracción locales están correlacionadas con las variaciones de temperatura generadas en el interior de los recintos debido a la transferencia de energía. En este caso el elemento convectivo es agua destilada, para la cual

existen relaciones empíricas de la dependencia del índice de refracción con la temperatura como las formuladas por Tilton y Taylor<sup>(11)</sup>. Una forma relativamente sencilla y bastante exacta para el agua, determinada por Dobbins y Peck a partir de un ajuste cuadrático de los datos experimentales de Tilton y Taylor (para  $\lambda = 632,8$  nm) es la siguiente:

$$n - 1.3331733 = -(1.936 T + 0.1699 T^2) \times 10^{-5} \quad (3)$$

donde  $T$  se expresa en grados Celsius.

Como la temperatura del objeto de fase está relacionada con el índice de refracción de acuerdo a la ec. (3), se ve entonces que cada franja de correlación representa una isoterma. Así, mediante la determinación de las posiciones de dichas franjas es posible obtener la distribución local de temperatura del objeto de fase. En particular para el estudio de la convección, la magnitud física de interés relacionada con la tasa de transferencia de energía es la variación de temperatura por franja de interferencia, la que se calcula como:

$$\Delta T_\varepsilon = \frac{\lambda/L}{dn/dT} \quad (4)$$

La discusión precedente, supone que las variaciones de índice de refracción se deben exclusivamente a las variaciones de temperatura y que el fluido se comporta como un objeto de fase. Esto conduce a la introducción de dos hipótesis simplificatorias: tanto las variaciones de presión en el recinto como los efectos de curvatura de los rayos debido a la refracción deben ser despreciables. Para garantizar la primera, el recinto se mantiene a presión constante (la atmosférica) por medio de la colocación de un sistema de venteo en la cara superior del mismo. Por otro lado para minimizar los errores de refracción se coloca un difusor en la ventana de salida del espacio de prueba donde es enfocada la cámara CCD. Allí se localizan entonces las franjas de correlación.

En estas condiciones, un rayo típico de prueba que ingresa normalmente en el recinto en una posición  $x_0$  de la ventana de entrada ( $z = 0$ ) incidirá en el difusor de la ventana de salida ( $z = L$ ) en la posición  $x$ , de manera que la deflexión vendrá dada por la cantidad:

$$\delta = (x - x_0) = \frac{L}{2} \left( \frac{n'}{n_0} \right) L^2 \quad (5)$$

donde  $n_0$  es el índice de refracción en la posición  $x_0$ ,  $n'$  es el gradiente de índice de refracción y  $L$  es la longitud de la sección de prueba (Fig. 2). Se han supuesto variaciones de índice de refracción lineales con  $T$  y pequeños gradientes. Para el presente estudio, y a la temperatura de trabajo,  $\delta \approx 4.1 \times 10^{-5}$  m y para una distancia entre franjas de correlación  $d_f = 6.7 \times 10^{-4}$  m en un experimento típico, la desviación de los rayos es del orden de  $0,06d_f$ , lo que corrobora la segunda hipótesis.

La codificación y extracción de la fase de interferencia para cada estado del sistema, se lleva a cabo utilizando la técnica de PS<sup>(8, 10)</sup> a partir de cuatro interferogramas registrados cuando la fase del haz de referencia varía en saltos de  $\pi/2$  radianes. De esta manera se obtiene la fase módulo  $2\pi$  que da cuenta de los cambios de fase introducidos en el sistema respecto del estado de

equilibrio. En nuestro caso, las variaciones de fase se corresponden con las variaciones de temperatura del fluido convectivo a medida que se produce la transferencia de calor.

### Térmicos

La estimación del coeficiente de transferencia de energía entre una pared sólida y el fluido reviste especial interés en el análisis del proceso de transferencia de energía por convección natural. Dicho coeficiente de transferencia de energía,  $h$ , se define como:

$$h = -k_f \frac{(\partial T/\partial n)_w}{(T_w - T_R)} \quad (6)$$

donde,  $T_w$  es la temperatura de pared,  $T_R$  es la temperatura ambiente por donde pasa el haz de referencia,  $(\partial T/\partial n)_w$  es el gradiente térmico en el fluido, normal a la pared y evaluado en la interfaz pared/fluido y  $k_f$  es la conductividad térmica del fluido evaluado a la temperatura de pared. El gradiente de temperatura en la dirección normal a superficie de la pared, se obtiene en este caso a partir de las distribuciones de temperatura determinadas por la evaluación de los mapas de fase módulo  $2\pi$  correspondientes a cada estado. De esta manera, es posible evaluar el coeficiente  $h$ .

## IV. RESULTADOS EXPERIMENTALES

### a) Entrega directa de calor

Al inicio de la experiencia el sistema se encuentra en equilibrio térmico a la temperatura ambiente, en estas condiciones se realiza un primer registro del estado del sistema. Luego se procede a la entrega de calor al sistema y se registran los interferogramas correspondientes a los diferentes estados en función del tiempo.

Simultáneamente con el registro de los interferogramas, se miden y registran las temperaturas de pared y del fluido, mediante termopares que se ubican en el centro de la placa calefactora ( $T_w$ ) y en el centro de la cara opuesta ( $T_f$ ). A partir de estas mediciones se realiza una evaluación de los números adimensionales Prandtl y Rayleigh,  $Pr$  y  $Ra$  respectivamente, que caracterizan al sistema y al tipo de flujo. Estos parámetros se determinan a partir de las siguientes expresiones:

$$Pr = 10,717 e^{-0,0196 T} \quad (7)$$

$$Ra(T) = \Omega(T) l_c^3 (T_w - T_f) \quad (8)$$

donde  $\Omega(T)$  depende de la temperatura de acuerdo a la siguiente expresión<sup>(12)</sup>,

$$\Omega(T) = 1,08 \times 10^8 T^2 + 4,52 \times 10^8 T + 3,89 \times 10^8 \quad (9)$$

A continuación se presentan los resultados obtenidos. Se muestran los mapas de fase módulo  $2\pi$  correspondientes a las distribuciones de temperatura en el interior del recinto para distintos estados del sistema. Se incluyen además los valores de  $Pr$  y  $Ra$ . El orden de magnitud de este último indica que la transferencia de calor en el sistema estudiado se realiza en régimen laminar.

En la Figura 3 se observa el interferograma (franjas de correlación) obtenido a los 2058 s de iniciada la entrega

de calor. Allí se muestra la distribución de temperatura correspondiente a todo el recinto (la placa calefactora está a la derecha).

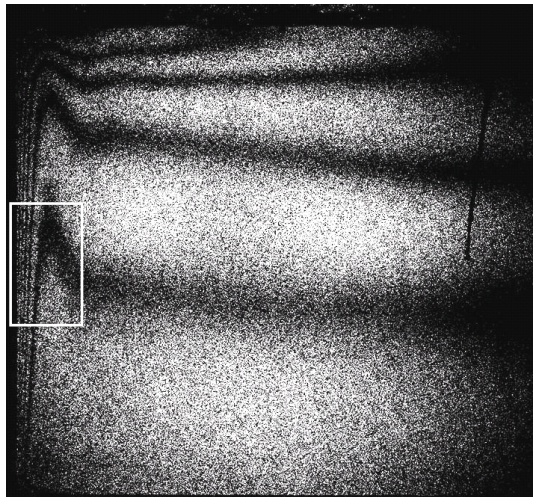


Figura 3. Interferograma obtenido a los 2058 s de iniciada la entrega de energía. Las franjas de correlación corresponden a isotermas.

A fin de medir el gradiente de temperatura en la región adyacente a la placa calefactora, tal como la que se indica en la Figura 3, es conveniente lograr la mayor resolución posible de las franjas de correlación, por lo que se han tomado imágenes con un aumento mayor realizándose un zoom óptico de la zona de interés. En la Figura 4 se muestran los mapas de fase módulo  $2\pi$  de esta zona, para distintos tiempos.

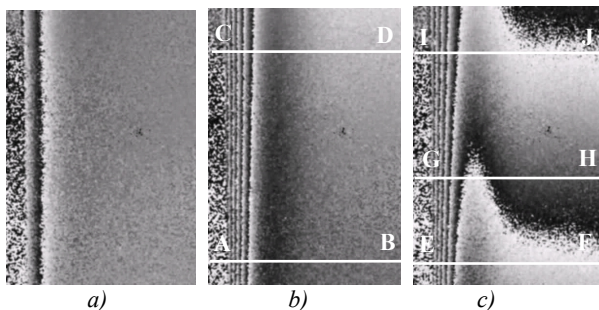


Figura 4. Mapas de fase módulo  $2\pi$  correspondientes a la distribución de temperatura en la región adyacente a la placa, para distintos tiempos. a)  $t_1 = 90$  s;  $Pr = 7.22$ ;  $Ra = 5.55 \times 10^5$ ; b)  $t_2 = 710$  s;  $Pr = 7.18$ ;  $Ra = 2.82 \times 10^6$ ; c)  $t_3 = 2058$  s;  $Pr = 7.14$ ;  $Ra = 2.02 \times 10^6$

A medida que transcurre el tiempo se observa un incremento de temperatura del fluido limitada a una región muy próxima a la pared en comparación con el resto del campo visual. Por otro lado es de esperar que el gradiente evolucione de tal manera que en la parte inferior presente valores distintos respecto de la región superior. Esto se evidencia en la separación que presentan las franjas de correlación en ambas regiones.

En la Tabla 1 se indican los valores medidos de la variación de temperatura por franja,  $\Delta T_\varepsilon$ , del gradiente de

temperatura normal a la placa  $(\partial T / \partial n)_w$ , y del coeficiente de transferencia de energía,  $h$ , a lo largo de las líneas mostradas en Figura 4.

TABLA I. PARÁMETROS OBTENIDOS PARA TRANSFERENCIA DIRECTA DE ENERGÍA

línea	$\Delta T_\varepsilon$ [°C]	$(\partial T / \partial n)_w$ [°C/m]	$h$ [W/m <sup>2</sup> °C]
AB	0,09	-95.40	129.89
CD		-74.20	101.03
EF		-218.90	432.24
GH		-164.17	324.55
IJ		-131.34	227.75

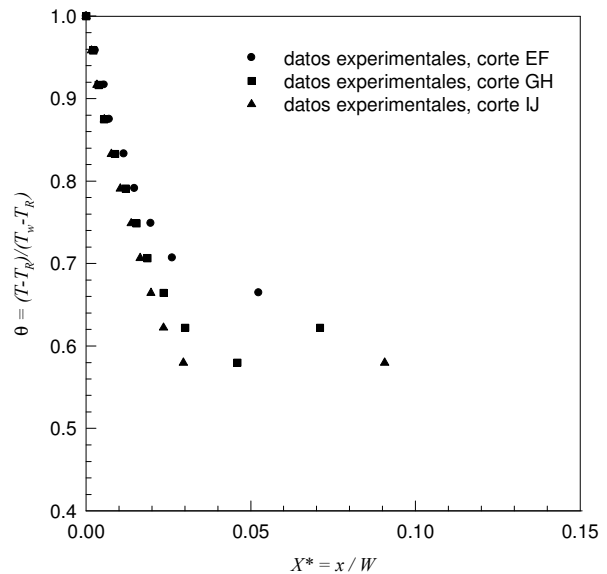


Figura 5. Distribuciones de temperatura adimensional, para  $t = 2058$  s.

En la Figura 5 se muestra la distribución de temperatura adimensional a lo largo de las líneas indicadas. La temperatura y la variable espacial adimensional se calculan usando las expresiones:

$$\theta = \frac{(T - T_f)}{(T_w - T_f)} \quad \text{y} \quad X^* = \frac{x}{W} \quad (9)$$

donde  $W$  es la longitud característica a lo largo de la dirección  $x$ , como se muestra en el esquema de la Figura 2 b).

### b) Entrega de calor a través de un elemento acumulador

Como experiencia adicional, y a los efectos de realizar una evaluación cualitativa, se presentan los resultados obtenidos cuando la transferencia de calor se realiza interponiendo un elemento acumulador entre la placa calefactora y el fluido. El sistema es similar al descrito anteriormente, con el agregado de una placa de acrílico de 30 mm de espesor entre la placa calefactora y la pared de aluminio del modelo. En la Figura 6 se muestra una fotografía del mismo.

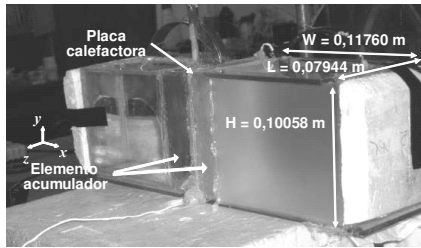


Figura 6. Transferencia de energía a través de un elemento acumulador.

En la Figura 7 se muestran los mapas de fase módulo  $2\pi$  correspondientes y en la Tabla 2 se muestran los valores de los parámetros obtenidos según los cortes indicados.

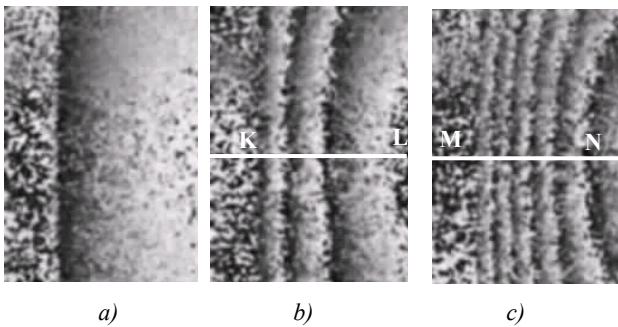


Figura 7. Mapas de fase módulo  $2\pi$  correspondientes a la distribución de temperatura para un sistema de colección-acumulación. a)  $t_1 = 923$  s;  $Pr = 7.35$ ;  $Ra = 2.65 \times 10^6$ ; b)  $t_2 = 1943$  s;  $Pr = 7.30$ ;  $Ra = 1.35 \times 10^6$ ; c)  $t_3 = 2783$  s;  $Pr = 7.28$ ;  $Ra = 2.71 \times 10^6$ .

Cabe destacar que las imágenes de la Figura 7 se obtuvieron de una ampliación digital de la imagen a campo completo (de ahí el tamaño del grano de speckle) dado que, al ser el gradiente de temperatura pequeño, la resolución de las franjas de correlación resulta suficiente para su medición. En la figura 8 se muestra la distribución de temperatura a lo largo de las líneas indicadas en la Figura 7, en regiones adyacentes a la placa calefactora.

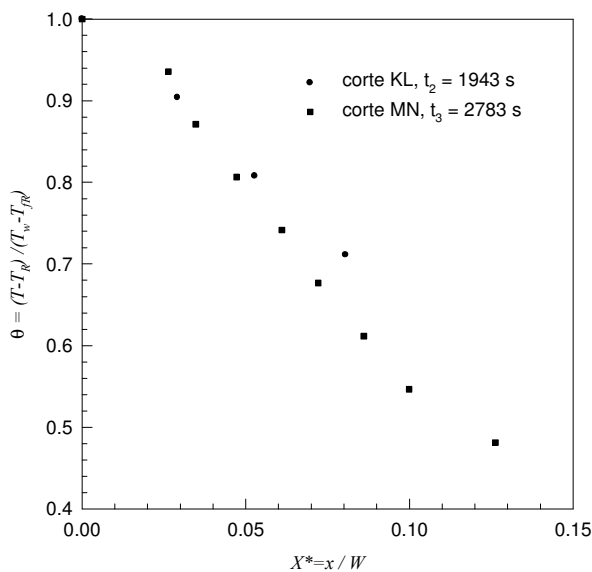


Figura 8. Distribución de temperatura adimensional a lo largo de las líneas indicadas en la Figura 7 b) y c).

TABLA 2. PARÁMETROS OBTENIDOS PARA TRANSFERENCIA DE ENERGÍA A TRAVÉS DE UN ELEMENTO ACUMULADOR

Corte	$\Delta T_e$ [°C]	$(\partial T / \partial n)_w$ [°C/m]	$h$ [W/m <sup>2</sup> °C]
KL	0,09	-12.99	34.23
MN		-14.23	18.83

En la Figura 4a) se observa que, cuando la transferencia de calor es directa, antes de los 90 s comienza a apreciarse una elevación de la temperatura en las adyacencias de la pared (hecho que se manifiesta por la presencia de las franjas de correlación: en la figura se aprecian dos franjas de correlación formadas). Comparando con la Figura 7 a), caso de transferencia de calor a través de un elemento acumulador, recién a los 900 s comienza a insinuarse la primera franja de correlación. O sea, el sistema acumulador impone un desfase temporal de más de 12 minutos desde la entrega de potencia hasta la llegada de la onda térmica al fluido.

Por otro lado, se observa en las Figuras 4 c) y 7 b), correspondientes a tiempos muy próximos ( $t_3 = 2058$  s y  $t_2 = 1943$  s, respectivamente) que los valores de los gradientes de temperatura difieren en un orden de magnitud para similares regiones de análisis. Así mismo esta marcada diferencia también se observa en los valores de los coeficientes de transferencia de energía, correspondientes a un caso y otro, como se indica en las Tablas 1 y 2.

#### IV. CONCLUSIONES

A partir de la aplicación de la técnica DSPI con la implementación de PS se ha caracterizado la distribución de temperatura en el interior de recintos en convección natural. Se han analizado los casos de de transferencia de energía en forma directa y a través de un elemento acumulador. Los resultados indican para este último caso, que los gradientes de temperatura adyacentes a dicho elemento resultan considerablemente más pequeños que para el caso de la transferencia directa. Por otro lado también se verifica un retardo en la transferencia energética. Estas dos características son las que precisamente se requieren en el caso de sistemas de aprovechamiento energético del tipo simulado en este trabajo, por lo que se considera que la técnica propuesta resulta aplicable al análisis de modelos a escala reducida de este tipo de sistemas.

#### Agradecimientos

Este trabajo ha sido financiado por el Consejo de Investigación (Proy. N° 1571), la Facultad de Ciencias Exactas y la Facultad de Ingeniería de la Universidad Nacional de Salta

#### Referencias

1. Srivastava, A.; Phukan, A.; Panigrahi P.K.; Muralidhar, K. Optics and Lasers in Engineering 42 pp 469–485 (2004)
2. Alvarez, L.; Alanís, E., Romero, G., Lesino, G. Energías Renovables y Medio Ambiente. 15, pp 19-23 (2004)
3. Alanís E., Romero G. y Martínez C. Opt. Eng. 7, 31-35 (2000)
4. Kwak, C.E., Song, T.H. International Journal of Heat and Mass Transfer 43, pp 825–838. (2000)

5. Naylor, D. International Journal of Heat and Fluid Flow 24 pp 345–355 (2003)
6. Alanís E., Romero G. y Martínez C. Anales AFA Vol 7 pp 32-35 (1995)
7. Alvarez, L.; Alanís, E.; Romero, G. and Martínez, Proc. SPIE 5622, 681-685 (2004).
8. Malacara, D., Servin, M.; Malacara, J. Interferogram analysis for optical testing. Centro de Investigaciones en Óptica A. C. León Mexico, Ed. Marcel Dekker, Inc. New Cork. (1998)
9. Alvarez, L.; Romero, G.; Alanís, E. y Martínez, C. AFA, 17 (2005)
10. Alvarez, Liliana. Desarrollo de técnicas interferométricas opto-electrónicas con aplicación a mediciones térmicas. Tesis de Doctorado en Ciencias, Universidad Nacional de Salta (2008).
11. Charles M. Vest. Chapter 6 en Holographic Interferometry. John Wiley & Sons. USA (1979).
12. Vilte, María. Estudios de procesos de convección natural producidos en una cavidad cúbica. Tesis de Licenciatura en Física, Universidad Nacional de Salta (2005).