

ESTUDIO EXPERIMENTAL DE LA CONVECCIÓN NATURAL EN UNA CAVIDAD CILÍNDRICA

María Vilte¹, Dante Dominguez², Matías Sosa¹, Carlos Martínez¹

¹ Universidad Nacional de Salta, Facultad de Ciencias Exactas, INENCO. Salta, Argentina

² Universidad Nacional de Salta, Facultad de Ingeniería. CP 4400, Salta, Argentina
e-mail: mvilte88@gmail.com

Recibido 08/2024; Aceptado 11/2024

RESUMEN.- Se estudió experimentalmente el flujo que se establece en una cavidad cilíndrica, calentada y enfriada en sus paredes laterales, aislada en las paredes superior e inferior. Empleando un modelo a escala de laboratorio y usando como agua como flujo convectivo se realizaron medidas térmicas y en forma simultánea visualización del flujo que se establece en la cavidad. Se midieron variaciones de temperatura en la dirección axial que generan gradientes térmicos notables en esta dirección. El rango del número de Rayleigh estudiado osciló entre $1,2 \times 10^7$ y $3,2 \times 10^8$, que corresponde al límite superior del régimen laminar. Con las medidas de temperatura se determinó el coeficiente de transferencia convectiva en la superficie interna de la pared lateral. La visualización del flujo se realizó mediante registros fotográficos y videos que muestran la evolución del patrón de circulación. El procesamiento de los registros visuales permitió diferenciar varios regímenes, el de capa límite, las regiones de mezcla y el núcleo central. Se estimaron valores de velocidad y se definió la extensión de estas regiones.

Palabras clave: convección natural, recinto cilíndrico, visualización de flujo

EXPERIMENTAL STUDY OF NATURAL CONVECTION IN A CYLINDRICAL CAVITY

ABSTRACT.- The flow established in a cylindrical cavity heated and cooled on its sidewalls, insulated on the upper and lower walls, was studied experimentally. Using a laboratory scale model and using water as convective flow, thermal measurements were made and simultaneously visualization of the flow established in the cavity was carried out. Temperature variations in the axial direction were measured, which generate significant thermal gradients in this direction. The range of the Rayleigh number studied was between 1.2×10^7 and 3.2×10^8 , which corresponds to the upper limit of the laminar regime. The convective transfer coefficient on the inner surface of the sidewall was determined from temperature measurements. The flow was visualized using photographic records and videos showing the evolution of the circulation pattern. The processing of the visual records allowed the differentiation of several regimes, the boundary layer, the mixing regions and the central core. Velocity values were estimated, and the extension of these regions was defined.

Keywords: natural convection, cylindrical enclosure, flow visualization

1. INTRODUCCIÓN

La convección natural en recintos cilíndricos tiene numerosas y diversas aplicaciones. En el área de la investigación científica, en el uso de grandes tanques de agua pura ubicados en tierra para detectar partículas de rayos cósmicos desde el espacio exterior o en el enfriamiento de reactores nucleares.

En diversas áreas de los sistemas de energía solar se utiliza el almacenamiento térmico para optimizar el funcionamiento de

dichos sistemas (Moreira et al, 2020). Esto requiere un amplio conocimiento del comportamiento térmico de los tanques, y de la relación del fluido con las paredes del tanque y el aislamiento térmico. Tanto en los procesos de calentamiento como de enfriamiento, el calor se transfiere dentro del tanque por efectos difusivos en ciertas regiones y efectos convectivos en otras. Los modelos más simplificados que intentan reproducir el comportamiento térmico de un tanque utilizando únicamente la difusión de calor entre las diferentes capas de fluido, tienen serios problemas cuando es necesario describir en detalle el perfil de temperatura



Esta obra está bajo Creative Commons Reconocimiento-NoComercial-CompartirIgual 4.0 Internacional.
<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

del fluido almacenado. Las diferencias observadas entre los análisis experimentales y los resultados de los modelos simplificados muestran la necesidad de abordajes experimentales detallados de acuerdo a las condiciones iniciales y de contorno que se establecen en cada problema. (Oliveski et al, 2003).

Se han realizado numerosos trabajos de investigación sobre el flujo de convección natural en recintos cilíndricos, por ejemplo, durante el proceso de enfriamiento de los álabes de turbinas (Lighthill M.J., 1953; B.W. Martin, 1955) y reactores nucleares (B.W. Martin, 1967). En estos trabajos se propusieron modelos teóricos para describir el flujo con el fin de determinar la etapa de transición a la turbulencia. Se identificó un flujo de capa límite adyacente a las paredes laterales donde las tasas de transferencia de calor son las más altas; una región de mezcla de los flujos frío y caliente, que abarca todo el ancho del recinto y las tasas de transferencia de calor son más bajas; (Evans et al, 1968) reportaron medidas de temperaturas del fluido y patrones de flujo observados para el flujo de convección natural dentro de un cilindro vertical, calentado lateralmente y abierto a la atmósfera en la región superior. Estos autores observaron un flujo de capa límite, una región de mezcla en la parte superior del cilindro y un flujo central que se mueve hacia abajo. (Hess y Miller, 1979) investigaron la distribución de velocidades dentro de un recinto cilíndrico, calentado lateralmente con un flujo de calor constante, utilizando velocimetría láser Doppler. Los autores también demostraron que el campo de flujo es diferente al de una placa plana vertical debido a la recirculación que se produce dentro del recinto. La distribución de velocidades muestra grandes velocidades axiales que van hacia arriba cerca de la pared y luego cambian de dirección y van hacia abajo a medida que uno se acerca al centro del recinto.

Para una descripción más amplia y completa de los mecanismos de transferencia de energía en un recinto cerrado, por convección natural, es de vital importancia conseguir establecer una correla-

ción entre el patrón de circulación y el perfil de temperaturas que se produce en el mismo local (Vilte M. y De Paul I., 1997). En este marco las experiencias realizadas en este trabajo estuvieron dirigidas a estos propósitos: la visualización y análisis del perfil de velocidades y en simultáneo la realización de medidas térmicas en vista a establecer la distribución de temperaturas dentro del recinto. En la visualización de flujo se empleó PIVlab, una herramienta de código abierto creada por William Thielicke, para el análisis de PIV (velocimetría de partículas por imágenes) que funciona como una aplicación dentro de MATLAB (Thielicke y Sonntag, 2021). Este programa permite por ejemplo a partir de al menos un par de imágenes obtener y analizar el campo de velocidades. En particular la adquisición experimental de la distribución espacial de temperaturas, permite obtener así coeficientes de transferencia térmica más realistas sobre las paredes.

El presente estudio tiene como objetivo investigar experimentalmente, la convección natural por calentamiento y/o enfriamiento de tanques de almacenamiento cilíndricos verticales sometidos a transferencia de calor al ambiente en las paredes laterales del tanque.

2. METODOLOGÍA

2.1. Dispositivo experimental

A escala de laboratorio, se construyó un recipiente cilíndrico de 11,5 cm de diámetro interior (D) con un tubo de vidrio 6 mm de espesor y tapa de acrílico de 3 mm de espesor. La cavidad tiene una altura $H=D$, por lo que la relación de aspecto considerada es 1. El fluido empleado es agua destilada desgasada, se utilizó como trazadores, esferas microscópicas de vidrio, que tienen una densidad próxima a 1 y que son arrastradas por el movimiento. Con un láser de 10 mW de He-Ne y una lente cilíndrica se generó un plano de iluminación que incide normalmente sobre el modelo, como se muestra en la Figura 1. Las esferas de vidrio que se mueven en ese

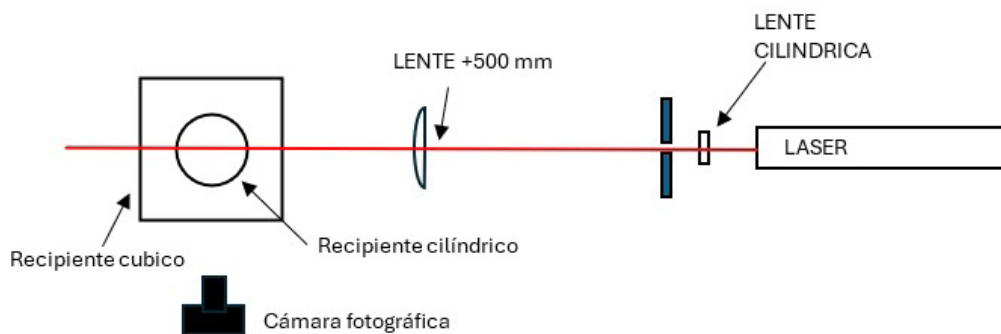


Fig. 1: Vista de planta del dispositivo óptico.

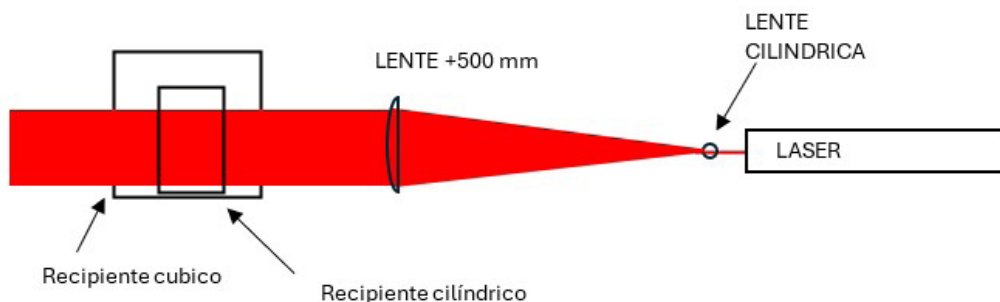


Fig. 2: Vista de frente del dispositivo óptico.

plano reflejan la luz y su movimiento puede registrarse mediante videos, toma de fotografías de largas exposición y fotografías en intervalos controlados. Las imágenes fueron tomadas por una cámara Nikon D7100 con un objetivo macro de 105mm colocada de forma perpendicular al plano iluminado como se muestra en la Figura 1. Posteriormente se aplicó el software PIVlab para determinar los valores de velocidad en regiones que definen regímenes característicos del flujo. En las Figuras 1 y 2 se muestra el esquema del dispositivo óptico visto de planta y de frente.

Una de las dificultades que plantea la visualización del flujo en un envase cilíndrico es el efecto lupa, que puede visualizarse en las fotos de la Figura 3. En la Figura 3 (a) se observa con luz natural como se agrandan y deforman los objetos y en la Figura 3 (b) la deformación del plano de iluminación. A fin de superar este problema se introdujo el cilindro en una cavidad cuadrangular de vidrio, de 0.22 m de arista, llena de agua destilada. En la misma Figura 3 (a) en la región inferior que corresponde al cilindro inmerso en la cavidad cuadrangular llena de agua puede notarse como se elimina el efecto mencionado.

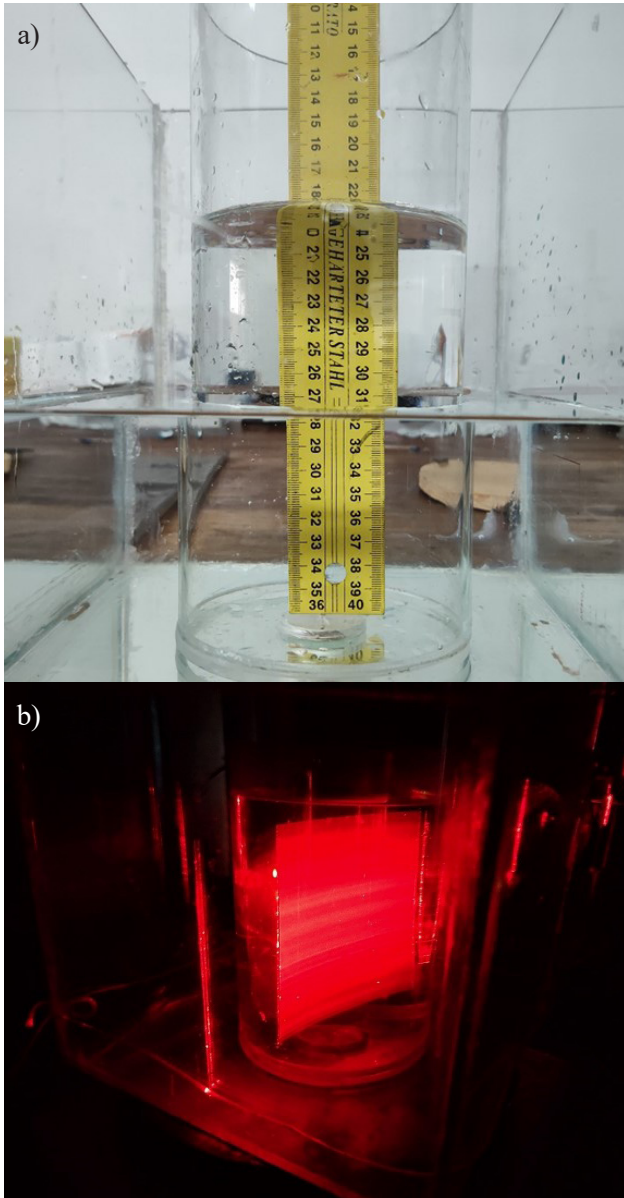


Fig. 3: Deformaciones del efecto lupa, (a) de objetos iluminados con luz natural., (b) del plano de iluminación.

3. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

3.1. Medidas térmicas

Las medidas térmicas se efectuaron con termocuplas tipo T que consisten en un devanado de cobre y de constantan de 0,3 mm de diámetro, aisladas con una envoltura de teflón y la soldadura con aislante eléctrico de acrílico. Una vez contruidos los sensores y previo a los ensayos se calibran empleando un baño térmico de aire y un termómetro patrón. El registro de las medidas térmicas se realiza con los pares termoelectrónicos ensamblados a un datalogger CR23X que luego conectado a una PC permite guardar y realizar el procesamiento posterior de las medidas térmicas obtenidas durante el proceso de calentamiento y enfriamiento en cada una de las experiencias. En la Figura 4 se indica la ubicación de los sensores de temperatura en cada recinto.

En los ensayos realizados, se partió de un fluido dentro de una cavidad cilíndrica a una temperatura uniforme inicial T_F , el cual fue sometido a una temperatura ambiente T_0 . El laboratorio se mantuvo calefaccionado a la temperatura constante T_0 durante toda la experiencia. La temperatura del agua en la cavidad cúbica inicialmente era T_0 . El agua de la cavidad cilíndrica se acondicionó previamente a la temperatura T_F y, una vez alcanzada la condición térmica deseada, se colocó en el centro de la cavidad cúbica. En todos los casos $|T_F - T_0| \geq 10^\circ\text{C}$. Se analizaron dos situaciones:

1. Fluido que se enfría: $T_F > T_0$
2. Fluido que se calienta: $T_F < T_0$

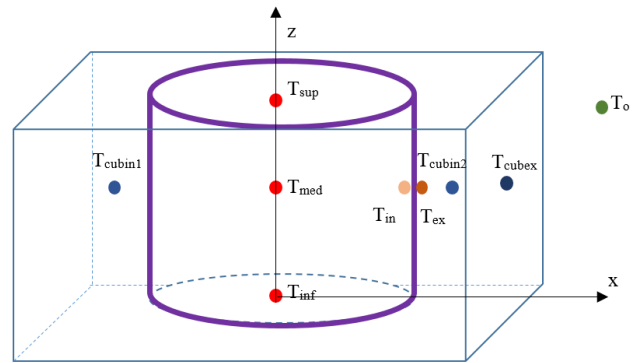


Fig. 4: Ubicación de los sensores de temperatura en dispositivo experimental.

Con los valores de temperatura medidos en las superficies interna (T_{in}) y externa (T_{ex}) de la pared cilíndrica y los valores medidos en el interior del fluido (T_{inf} , T_{med} , T_{sup}), se pueden evaluar los números de Prantl (Pr) y Rayleigh (Ra). En particular este último permite determinar si el régimen flujo es laminar o turbulento. Por definición:

$$Ra(T_L, T_F) = \frac{g\beta(T_L - T_F)H^3}{\alpha\nu} \quad (1)$$

Donde g es la aceleración de la gravedad y β es el coeficiente de expansión volumétrica de la sustancia, α la viscosidad cinemática y ν la difusividad térmica. H es la altura del recinto cilíndrico y ΔT es la diferencia entre la temperatura del fluido T_F (se asume como la temperatura medida T_{med}) y la temperatura en la superficie interna de la pared lateral calentada T_L (se asume el valor medido T_{in}). Se puede definir $K(T_F)$, un factor adimensional que

combina diferentes propiedades físicas de un fluido (la expansión volumétrica, la difusividad térmica y la viscosidad cinemática) y un factor gravitacional (la aceleración de la gravedad):

$$K(T_F) = g \frac{\beta(T_F)}{\alpha(T_F)\nu(T_F)} \quad (2)$$

Se extrajeron de tablas (Bejan A, 2013), los valores de esta cantidad en un rango discreto 0 y 100°C, luego se realizó un ajuste polinómico en función de la temperatura que permite evaluar $K(T_F)$ en el rango continuo del mismo intervalo. El ajuste tiene la siguiente forma:

$$K(T_F) = 7,39 \times 10^6 \cdot T_F^2 + 7,15 \times 10^8 T_F - 2,95 \times 10^9 \quad (3)$$

Este factor interviene en el cálculo del número de Rayleigh, por lo que el número de Ra queda como:

$$Ra(T_F, T_L) = K(T_F) \cdot \Delta T \cdot H^3 \quad (4)$$

El número de Pr se define como el cociente entre la velocidad de difusión de la cantidad de momento (viscosidad cinemática ν) y la difusividad térmica (α). Considerando que estas propiedades dependen de la temperatura (Bejan A, 2013), se realizó para el cómputo del valor de Pr el siguiente ajuste polinómico:

$$\begin{aligned} Pr(T_F) = & 3 \times 10^{-7} \cdot T_F^4 - 8 \times 10^{-5} \cdot T_F^3 + \\ & 8,4 \times 10^{-3} \cdot T_F^2 + 0,4521 \cdot T_F - 13,309 \end{aligned} \quad (5)$$

Finalmente se determinó el coeficiente de transferencia convectiva local (h_z) en la superficie interna del recipiente, que puede obtenerse de la Ec. (6) que sigue el trabajo de Olivesky (Olivesky et al, 2003):

$$Nu_z = \frac{h_z \cdot z}{k} \quad (6)$$

Donde Nu_z es el número de Nusselt local, y k la conductividad del agua, para la que también se realizó un ajuste polinómico en el rango de 0 a 100°C. Nu_z se determinó para $z=0,5H$, los valores de temperatura considerados son: $T(x=0, z=0,5H)$ y $T(x=D/2, z=0,5H)$, que se corresponden con las temperaturas medidas T_{in} y T_{med} . El número de Nusselt de la Ec. (7) fue proporcionado por la expresión de Churchill y Chu (Incropera F. P., 1999) para una pared vertical, válido según el mismo autor para cilindros verticales de altura H en régimen laminar ($Ra \leq 109$), siempre y cuando el espesor de la capa límite sea mucho menor que el diámetro del recipiente

$$Nu = 0.68 + \frac{0.670 Ra^{1/4}}{[1 + (0.402/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (7)$$

El mismo autor (Incropera F. P., 1999) asegura que dicha condición se cumple cuando:

$$\frac{D}{H} \geq \frac{35}{Gr^{1/4}} \quad (8)$$

En el caso particular estudiado $D/H=1$ y esta condición se satisface hasta las dos horas de iniciada la experiencia, lo que indicaría que el crecimiento de la capa límite después de las dos horas ya no satisface la condición expresada anteriormente.

La Figura 5 muestra la evolución de las temperaturas en el interior de la cavidad cilíndrica, cerca de la pared superior T_{sup} , en el centro del recinto T_{med} y cerca de la pared inferior T_{inf} , para el caso del enfriamiento. Se puede observar que entre las dos y cuatro horas de iniciada la experiencia, los valores de temperatura en el interior del fluido tienden a uniformizarse y a alcanzar a la temperatura ambiente, que durante las experiencias se mantuvo alrededor de los 17°C.

En la segunda columna de la Tabla 1 se muestra para diferentes tiempos de la evolución del flujo, los valores de temperatura del

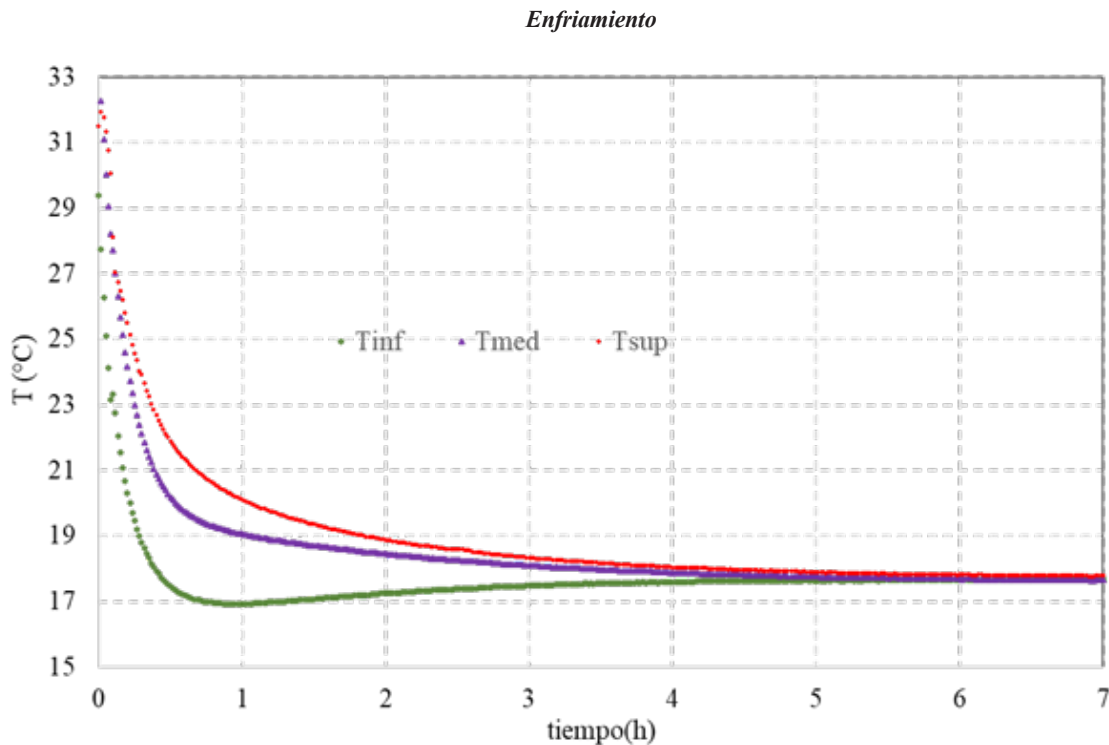


Fig. 5: Evolución de temperaturas medidas en el interior del recinto cilíndrico en la experiencia de enfriamiento.

Tabla 1: Valores obtenidos de los números de Ra, Pr, Nu y coeficiente de transferencia convectiva h.

Tiempo (h)	T _F	ΔT (°C)	Ra	Pr	Nu	h(W/m ² K)
0	33,6	7,2	$3,2 \times 10^8$	4,9	81,4	872,5
0,25	22,3	2,9	$7,7 \times 10^7$	6,5	57,9	604,4
0,5	20,2	1,7	$3,7 \times 10^8$	6,6	48,3	499,9
0,75	19,4	1,3	$2,6 \times 10^7$	7,1	44,6	460,8
1	19,1	1	$2,2 \times 10^7$	7,2	42,6	440
1,25	18,9	0,9	$1,9 \times 10^7$	7,3	41,1	423,5
1,5	18,7	0,8	$1,65 \times 10^7$	7,3	39,7	409,6
1,75	18,6	0,7	$1,43 \times 10^7$	7,3	38,4	395,7
2	18,5	0,6	$1,2 \times 10^7$	7,4	37,1	382,2

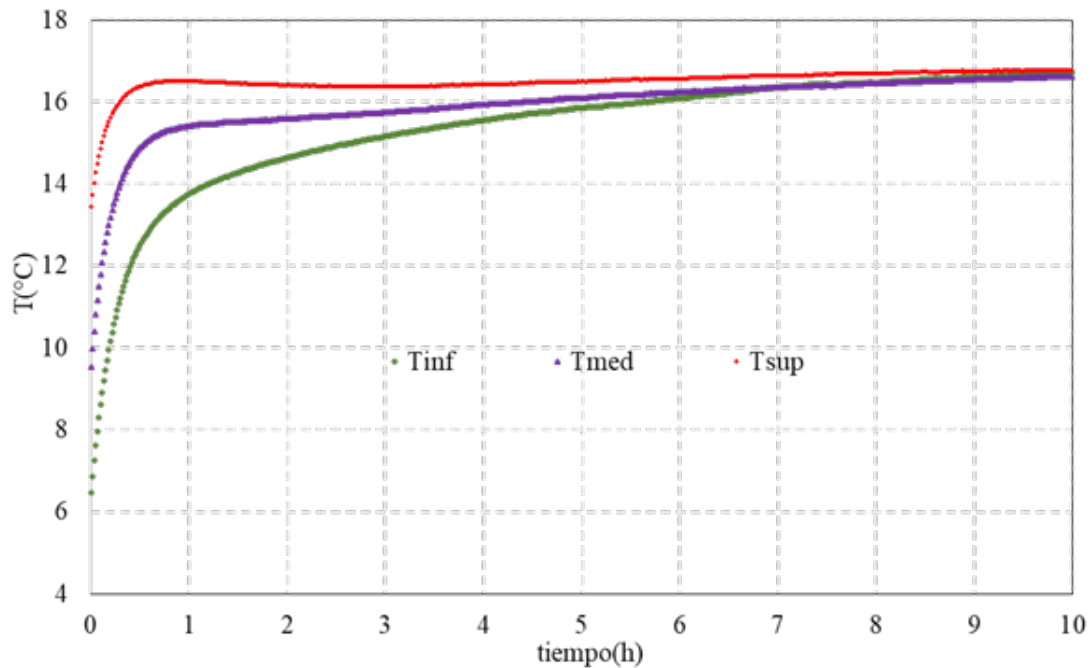
Calentamiento

Fig. 6: Evolución de temperaturas medidas en el interior del recinto cilíndrico en la experiencia de calentamiento.

fluido T_F, para los que fueron evaluados las expresiones de K(T) y Pr(T), en la tercera columna la diferencia ΔT, involucrada en cálculo del Ra. En las columnas siguientes los valores de los números de Pr, Ra, Nu. Finalmente, en la última columna se indica el coeficiente de transferencia convectiva, en la superficie interna de la pared lateral. Se observa que a medida que la diferencia de temperatura disminuye, los números de Ra y Nu también decrecen, lo mismo que el coeficiente de transferencia convectiva h.

La Figura 6 muestra la evolución de las temperaturas en el interior de la cavidad cilíndrica, cerca de la pared superior T_{sup}, en el centro del recinto T_{med} y cerca de la pared inferior T_{inf}, para el caso de la experiencia de calentamiento. El tiempo necesario para que se uniformice la temperatura es mayor que en el caso del enfriamiento. La Tabla 2 para la experiencia de calentamiento muestra los valores de temperatura del fluido T_F, la diferencia ΔT, involucrada en cálculo del Ra, los valores de los números de Pr, Ra, Nu y en la última columna el coeficiente de transferencia convectiva,

h, en la superficie interna de la pared lateral. Se observa que a medida que la diferencia de temperatura disminuye, los números de Ra y Nu también decrecen, lo mismo que el coeficiente de transferencia convectiva h. Los valores finales del número de Nusselt y el coeficiente h, para ambas experiencias son muy próximos.

Una vez obtenidos los registros fotográficos del flujo, se empleó el software PIVlab que aplica la técnica PIV a dos fotografías consecutivas con una diferencia de tiempo de 2 segundos. Para la experiencia de enfriamiento, en la Figura 7 se presenta el análisis realizado en 5 regiones de interés, en las que se esbozó el campo de velocidades obtenido y se indicaron los valores de velocidad de algunas partículas en dichas regiones. Los registros fotográficos corresponden a 15 minutos de iniciada la experiencia. La zona de mezcla se da en la región inferior del cilindro, donde el líquido más frío desciende hacia abajo para mezclarse con líquido más caliente. En la región central el fluido más caliente asciende, luego al llegar a la región superior se dirige hacia las paredes laterales más frías y desciende por estas.

Tabla 2: Valores obtenidos de los números de Ra, Pr, y coeficiente de transferencia convectiva h.

Tiempo (h)	TF	ΔT (°C)	Ra	Pr	Nu	$h(W/m^2K)$
0	11,61	3,9	$3,75 \times 10^7$	9,1	49,1	495,3
0,25	15,14	1,8	$2,56 \times 10^7$	7,9	44,5	453,6
0,5	16,39	1,2	$1,91 \times 10^7$	7,8	41,4	423,4
0,75	16,83	1	$1,65 \times 10^7$	7,7	39,8	408,6
1	17,18	0,9	$1,5 \times 10^7$	7,6	38,9	399,9
1,25	17,32	0,8	$1,38 \times 10^7$	7,6	38,2	391,6
1,5	17,45	0,8	$1,38 \times 10^7$	7,6	38,1	391,5
1,75	17,58	0,7	$1,36 \times 10^7$	7,6	37,9	390,2
2	17,71	0,7	$1,34 \times 10^7$	7,5	37,8	388,7

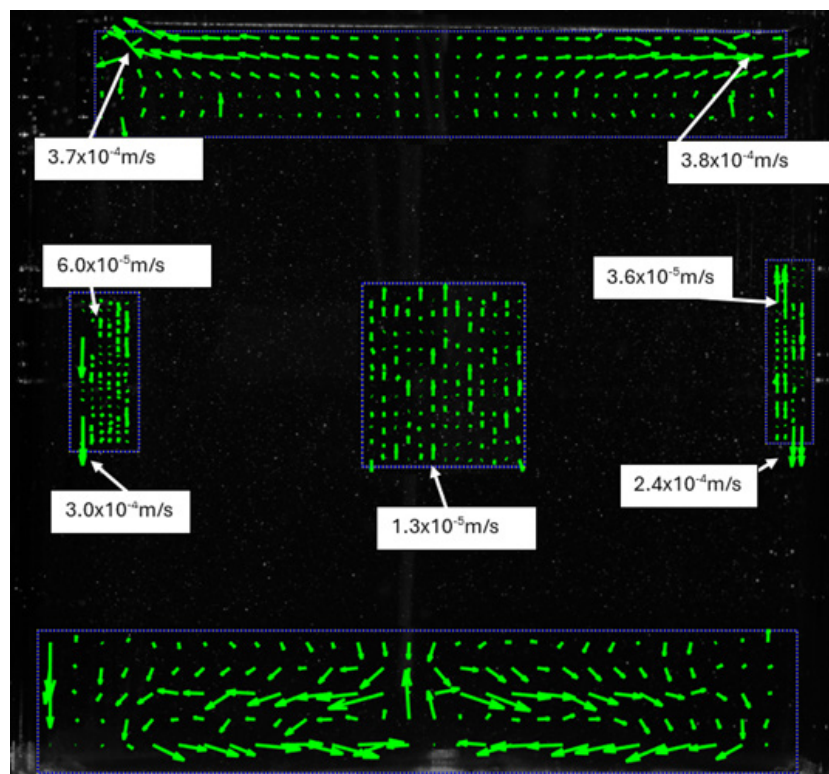
Visualización del flujo

Fig. 7: Campo de velocidades y valores de velocidad en regiones de interés, para el enfriamiento.

Se observa que en la región cercana a las paredes laterales o en las zonas de vórtices cercana a las esquinas superiores del recinto, los valores de velocidad son del orden 10^{-4} m/s, mientras que en el centro del recinto los valores de velocidad son de un orden inferior, 10^{-5} m/s.

Para la experiencia de calentamiento también se seleccionaron 2 fotografías consecutivas con una diferencia de tiempo de 2 segundos entre ambas. Estos registros corresponden a los 30 minutos de iniciado el calentamiento. En la Figura 8 se muestra en 5 regiones de interés, el campo de velocidades obtenido y se indican valores de velocidad de algunas partículas representativas de dichas regiones.

En este caso se observa un flujo más ordenado, lo que puede deberse a que los registros se tomaron a un tiempo mayor que en la etapa de enfriamiento y las diferencias entre los valores de

temperatura del fluido en el interior del recinto y los valores de temperatura ambiente son menores. De igual manera, en la región de flujo de capa límite, los valores de velocidad son de un orden superior a los que corresponden al centro de la cavidad, donde el fluido desciende. En este caso la zona de mezcla se da en la región superior, donde líquido caliente que asciende por las paredes y a llegar a la región superior se dirige hacia el centro del cilindro donde se mezcla con líquido más frío que se hunde y baja por el centro del recinto.

Mediante el análisis de las imágenes procesadas se puede inferir para el caso de la experiencia de calentamiento la extensión de la región de flujo de capa límite (entre 2 y 3 mm), y la región de mezcla (20 mm), en la región inferior se delimita una región de aproximadamente 12 mm donde el fluido que desciende cambia

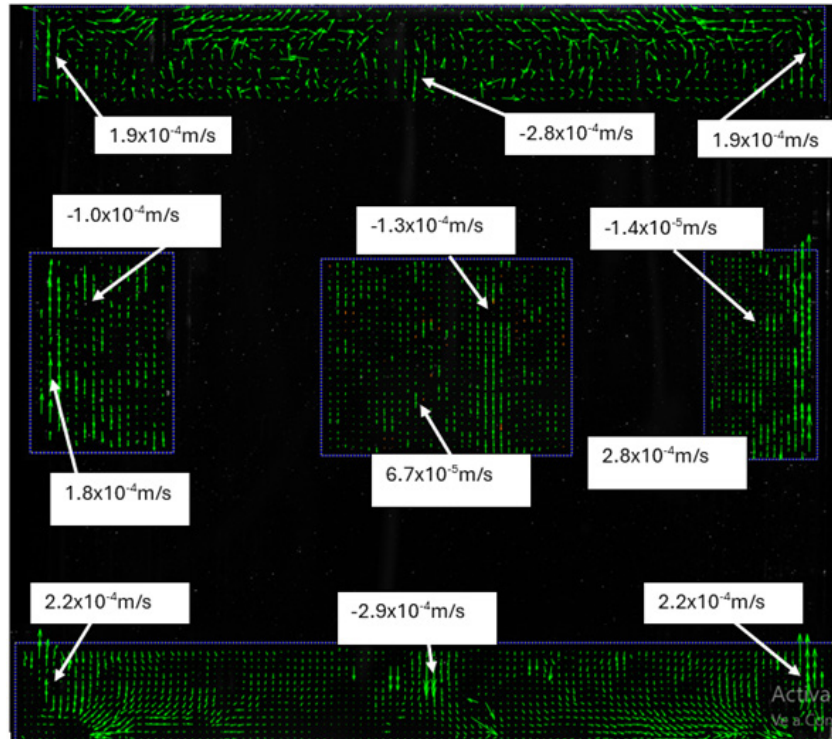


Fig. 8: Campo de velocidades y valores de velocidad representativos en regiones de interés, para la experiencia de calentamiento.

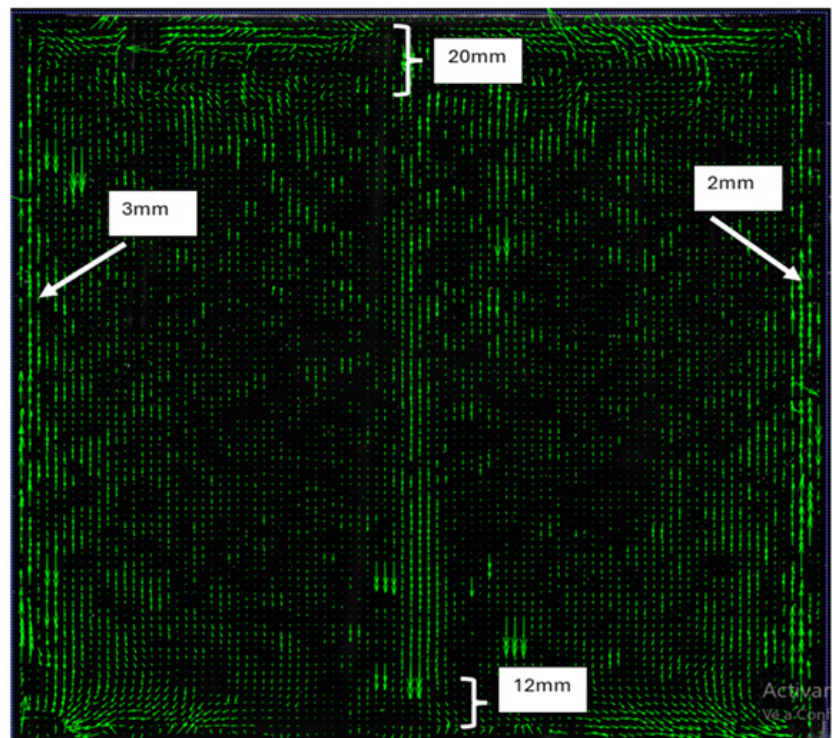


Fig. 9: Campo de velocidades y definición de la extensión regiones de interés, para la experiencia de calentamiento.

de dirección para acercarse a las paredes laterales. Esto se muestra en la Figura 9.

Considerando que las dimensiones características de la cavidad ensayada experimentalmente eran $H=D=0,115m$, se puede afirmar que el flujo de capa límite se desarrolla a lo largo de las paredes calentadas y su espesor varía entre $0,017D$ y $0,026D$, la región de mezcla que desarrolla para la experiencia de calentamiento adyacente a la pared superior tiene un espesor de $0,17H$.

3. CONCLUSIONES

Desde el punto de vista cuantitativo, las medidas térmicas permitieron encontrar ajustes polinómicos en función de la temperatura, para evaluar en forma más precisa los números de Rayleigh, Prandtl involucrados en las experiencias de calentamiento y enfriamiento.

Una vez determinados los números de Prandtl y Rayleigh, que definen que el flujo observado y que sus valores corresponden al

régimen laminar, se determinaron con expresiones válidas para ese régimen, el número de Nusselt y el coeficiente de transferencia convectiva h , en la superficie interna de la pared calentada. Los valores finales del coeficiente h son de mismo orden y muy próximos para las experiencias de enfriamiento y calentamiento.

La visualización del flujo mediante registros fotográficos y video permitió reconocer el patrón de circulación en el plano central de la cavidad cilíndrica, identificar los diferentes tipos de flujo que se establecen: flujo de capa límite, región de mezcla y flujo lento de ascenso o descenso en la región central.

Mediante la aplicación del software PIVLAB a los registros fotográficos, se determinaron valores de velocidad en las regiones de interés; región central, capa límite y región de mezcla. Se observa que en la región cercana a las paredes laterales o en las zonas de vórtices cercana a las esquinas superiores del recinto, los valores de velocidad son del orden 10^{-4} m/s, mientras que en centro del recinto los valores de velocidad son de un orden inferior, 10^{-5} m/s.

Los campos de velocidad obtenidos con la técnica PIV, hizo posible delimitar la extensión de las regiones de interés. La extensión de la región de flujo de capa límite (entre 2 y 3 mm) y la región de mezcla (20 mm). En la región inferior se delimita una región de aproximadamente 12 mm donde el fluido que desciende cambia de dirección para acercarse a las paredes laterales.

AGRADECIMIENTOS

El presente trabajo se desarrolló en el marco del Proyecto de Investigación N° 2924 del Consejo de Investigaciones de la Universidad Nacional de Salta, a quien se agradece su financiamiento.

REFERENCIAS

Bejan A. (2013). Convection Heat Transfer. Fourth Edition. Jon Wiley and Sons, Inc.

Evans L. B., Reid R.C., Drake E.M. (1968). Transient natural convection in a vertical cylinder, *AIChE J.* 14 (2). Pg 251–259.

Hess C. F., Miller C.W. (1979). Natural convection in a vertical cylinder subject to constant heat flux, *Int. J. Heat Mass Transf.* Pg 22 421–430.

Incropera F. P. Fundamentos de transferencia del calor, 4a Edición. PRENTICE HALL, México, 1999. ISBN: 970-17-0170-4.

Lighthill M. J. (1953). Theoretical considerations on free convection in tubes, *Quart. J. Mech. Appl. Math.* 6 (4). Pag. 398–439.

Martin B. W. (1955). Free convection in an open thermosyphon, with special reference to turbulent flow, *Roy. Soc.* 230 (1183) 502–530.

Martin B. W. (1967). Free convection in a vertical cylinder with internal heat generation, in: *Proceedings of the Royal Society of London. Series A, Mathematical and Physical Sciences*, Vol. 301, No. 1466, pp. 327–341.

Moreira G. A. A., Barbosa A., Viana A. L., Valle R. M. (2020). Three-Dimensional Numerical Simulation of a Vertical Thermal Tank. *Revista de Engenharia Térmica*, 19(1):97.

Oliveski R., Krenzinger A., Vielmo H. A. (2003). Cooling of cylindrical vertical tanks submitted to natural internal convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 46(11). Pg 2015–2026.

Thielicke W., Sonntag R. (2021). Particle image velocimetry for MATLAB: accuracy and enhanced algorithms in PIVLAB. *Journal of Open Research Software*. <https://doi.org/10.5334/jors.334>.

Vilte M., De Paul I. (1997). Análisis de la interacción térmica e hidrodinámica en un recinto cerrado producida por convección natural. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 1, N° 2, pp: 69-72.