

ESTUDIO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO DE LA CONVECCIÓN NATURAL DE AGUA EN UNA CAVIDAD CILÍNDRICA CERRADA

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL STUDY OF NATURAL WATER CONVECTION IN A CLOSED CYLINDRICAL CAVITY

M. R. Laspiur^{*1}, M. Vilte², G. Salazar^{1,2}, C. Martínez^{1,2}, D. Domínguez³ y A. Rovero⁴

¹Instituto de Investigaciones en Energía No Convencional (INENCO, CONICET-UNSa), Avenida Bolivia 5150 – (4400) Salta – Argentina

²Facultad de Ciencias Exactas – Universidad Nacional de Salta (UNSa), Avenida Bolivia 5150 – (4400) Salta – Argentina

³Facultad de Ingeniería – Universidad Nacional de Salta (UNSa), Avenida Bolivia 5150 – (4400) Salta – Argentina

⁴Instituto de Astronomía y Física del Espacio (IAFE, CONICET-UBA)

Recibido: 05/06/2025 ; Aceptado: 12/01/2026

El objetivo de este trabajo es la validación del código computacional desarrollado en OpenFOAM, que posteriormente se empleará en la simulación del comportamiento del prototipo utilizado para la detección de radiación Cherenkov ubicado en la Puna Salteña. La necesidad de contrastar datos experimentales con los obtenidos por el código mencionado motivó a la realización de experiencias a escala de laboratorio. El abordaje experimental consistió en calentar agua contenida en un recinto cilíndrico a través de sus paredes laterales hasta alcanzar el estado cuasi-estacionario, y determinar un intervalo de tiempo en el cual los resultados numéricos mantienen un error relativo dentro de los márgenes aceptables. También se realizaron experiencias de calentamiento con un flujo de calor constante por la pared lateral, seguido del enfriamiento del sistema debido a la interacción con la temperatura ambiente. Durante los ensayos, se registraron medidas de temperatura en el interior del fluido y en la pared del recinto. La configuración del sistema consiste en un recipiente cilíndrico de vidrio, rodeado por un calefactor en la pared lateral con la tapa y base aisladas. El rango del número de Rayleigh estudiado es de 9.26×10^6 - 2.32×10^7 , de Prandtl 4.31 - 7.37 y la relación de aspecto (Altura/Radio) de 2.31 - 2.58. La simulación se realizó con el solucionador transitorio BuoyantPimpleFoam de OpenFOAM v.9, en dos dimensiones. Se consideraron tres tamaños de mallas: 30 y 80, 50 y 130, 70 y 180, divisiones radial y axial, respectivamente; confirmando que la segunda malla es capaz de generar resultados aceptables. Luego, se compararon los datos medidos de temperatura en el interior del fluido y los simulados. Los errores absolutos y cuadrático medio determinados no superan 0,5 °C. De este modo los resultados de las simulaciones obtenidas en las condiciones mencionadas, concuerdan con los datos experimentales obtenidos en las distintas condiciones ensayadas, lo cual permitirá ajustar la herramienta computacional para la descripción del comportamiento térmico de grandes tanques de agua bajo las condiciones meteorológicas reales.

Palabras Clave: convección natural, cavidad cilíndrica, OpenFOAM.

The aim of this work is the validation of a computational code developed in OpenFOAM, which will subsequently be used to simulate the behavior of the prototype employed for Cherenkov radiation detection, located in the Puna Salteña. The need to compare experimental data with numerical results obtained from the computational code motivated the performance of laboratory-scale experiments. The experimental approach consisted of heating water contained in a cylindrical vessel through its lateral walls until a quasi-steady state was reached, and determining the time interval in which the numerical results remain within acceptable relative error margins. Additional experiments involved heating through a constant heat flux applied to the lateral wall, followed by cooling due to ambient temperature. Temperature measurements were recorded during the tests inside the fluid and on the wall of the enclosure. The system configuration consists of a cylindrical glass vessel surrounded by a heater on the side wall, with the top and bottom surfaces thermally insulated. The Rayleigh number range studied is 9.26×10^6 - 2.32×10^7 , Prandtl's 4.31 - 7.37 and the aspect ratio (Height/Radius) of 2.31 - 2.58. The simulation was carried out using the BuoyantPimpleFoam transient solver of OpenFOAM v.9, in two dimensions. Three mesh sizes were considered: 30 and 80, 50 and 130, 70 and 180, radial and axial splits, respectively; confirming that the second mesh is capable of generating acceptable results. In addition, the measured data of temperature inside the fluid and the simulated data were compared. The absolute and root mean square errors determined do not exceed 0,5 °C. Thus, the simulation results obtained under the conditions analyzed are in good agreement with the experimental data for the different test cases, allowing the computational tool to be adjusted for describing the thermal behavior of large water tanks under real meteorological conditions.

Keywords: natural convection, cylindrical cavity, OpenFOAM

<https://doi.org/10.31527/analesafa.2026.37.1.21-28>



ISSN - 1850-1168 (online)

I. INTRODUCCIÓN

La convección natural de fluidos en cavidades cerradas es de interés en aplicaciones prácticas, como los tanques de almacenamiento de agua [1], de petróleo [2]. Por tal motivo, se han realizado trabajos experimentales y analíticos de la convección natural transitoria en un cilindro vertical, con la pared lateral sometida a distintas condiciones de borde. Evans et al. [3] analizaron un amplio rango de parámetros, con números de Prandtl $2 - 8000$, relaciones de aspecto de $2 - 6$ y números de Rayleigh de $10^3 - 10^{13}$. Hess y Miller [4] estudiaron un rango de número de Rayleigh entre $4.5 \times 10^9 - 6.4 \times 10^{10}$, para el agua. Oliveski et al. [1] estudiaron experimental y numéricamente el fenómeno en un tanque cilíndrico de estructura metálica y con aislamiento térmico, sometido al ambiente, considerando las pérdidas de calor por la pared lateral.

Las simulaciones numéricas permiten describir los fenómenos de convección interna sometida a diversas condiciones de borde y optimizar el tiempo de análisis en comparación con las pruebas empíricas. Corzo et al. [5] evaluaron el desempeño del software OpenFOAM (OF) en la simulación del fenómeno de convección natural interna, considerando los casos bidimensional y tridimensional de una cavidad cúbica. Sus resultados mostraron una buena concordancia con los datos experimentales disponibles en bibliografía.

En este trabajo se estudia experimental y numéricamente la convección natural interna del agua en una cavidad cilíndrica de vidrio borosilicato, con la base y tapa aisladas, y la pared lateral rodeada por un calefactor, que permite calentar el fluido a partir de un flujo de calor constante. Se diferenciaron dos experiencias: 1) calentamiento del fluido hasta alcanzar el estado estacionario, y 2) el calentamiento seguido del apagado del calefactor, permitiendo el enfriamiento del fluido a través de la pared lateral. Los datos de temperatura obtenidos en ambas experiencias se comparan con los resultados obtenidos por las simulaciones numéricas realizadas con OF, permitiendo así validar el modelo.

II. EXPERIENCIA DE LABORATORIO

Un recipiente cilíndrico con agua, de 27 cm de altura, 18 cm de diámetro y 0,4 cm de espesor se ubicó sobre una plataforma regulable que permite nivelar el sistema y tiene adosada una base cuadrangular de 20 cm de lado de poliestireno expandido y melamina, la cual funciona como aislante sobre la base del cilindro. La pared superior es una tapa de poliestireno expandido de 3,5 cm de espesor por la que se introdujeron las termocuplas que registran temperaturas sobre un eje ubicado en el centro del recipiente, el material de la tapa asegura que las termocuplas queden fijas en su posición dentro de la cavidad y funciona como aislante. El calefactor es un devanado de constantan sobre un cilindro de resina preparado para el sistema con una altura de 23,6 cm y un espesor de 0,2 cm, que envuelve lateralmente al recipiente. El calefactor así construido tiene una resistencia de aproximadamente 187Ω , a la que se aplicó un voltaje entre 15 y 80 V, generando una potencia máxima de 34,5 W. (Fig. 1)

Los sensores de temperatura son termocuplas de cobre-

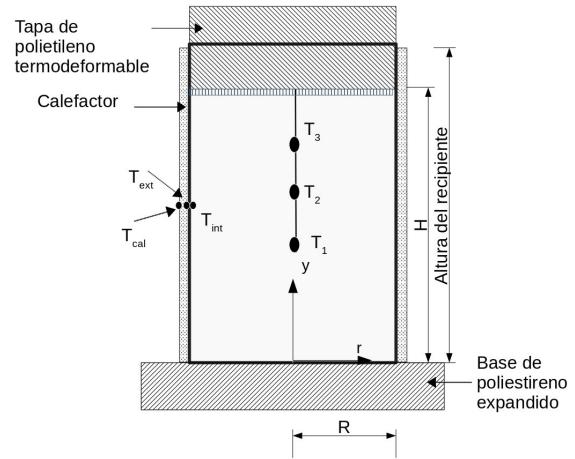


FIG. 1: Esquema del recipiente cilíndrico utilizado en el laboratorio.

constantan (excelentes en el rango de -200°C a 200°C (precisión $\pm 0,1^{\circ}\text{C}$)) de 0,03 cm de diámetro y recubiertas con cinta de teflón, las cuales previo a ensayos, se calibraron en el rango de 30 a 70°C . Como resultado de la calibración, los sensores presentaron errores individuales en el rango de $\pm 0,25^{\circ}\text{C}$ a $\pm 0,40^{\circ}\text{C}$. El error promedio del conjunto fue de $\pm 0,32^{\circ}\text{C}$, con un valor RMSE de $\pm 0,33^{\circ}\text{C}$. Estos errores se determinaron como la desviación estándar de los residuales obtenidos en la regresión lineal respecto al termómetro patrón.

Según se muestra en la Fig. 1, se instalaron seis sensores: tres en el eje vertical del recipiente (T_1 , T_2 y T_3) y dos en la pared lateral del recipiente, uno en la superficie externa del recipiente (T_{ext}), en contacto con el calefactor y otro en la superficie interior (T_{int}), en contacto con el agua; y un sexto sensor ubicado sobre la superficie externa del calefactor (T_{cal}). La experiencia se desarrolló en tres instancias en las cuales se modificó la altitud del agua y la ubicación de los sensores. En la primera experiencia se registraron mediciones de temperatura cada un minuto, mientras el fluido era calentado por un flujo de calor constante hasta alcanzar el estado estacionario. La altura del agua se fijó en 20,8 cm. Los sensores en el eje del recipiente se colocaron a 10 cm, 15 cm y 20 cm desde la base, mientras que los sensores de la pared lateral (interna y externa) se ubicaron a una altura de 12,5 cm.

En la siguiente experiencia, los sensores ubicados en la pared lateral se mantuvieron en la misma posición, se llenó de agua hasta una altura de 23 cm. Los tres sensores ubicados en el eje del cilindro se ubicaron a una altitud de 9,7 cm, 14,7 cm y 19,7 cm. Luego, se aumentó la altura del agua a 23,2 cm. Los sensores del eje se reubicaron a alturas de 6,7 cm, 11,7 cm y 16,7 cm, y los sensores de la pared lateral se ubicaron a una altitud de 11,7 cm. También se registró la temperatura ambiente T_{∞} .

Durante las experiencias, el fluido es calentado por aproximadamente dos horas (con excepción de la primera), luego se apaga el calefactor y se deja enfriar el sistema a la temperatura ambiente. En todos los casos, se registraron las temperaturas cada un minuto.

roxslaspiur@gmail.com

TABLA 1: Resumen de la configuración experimental y ubicación de los sensores

Exp	P (W)	t_c (min)	H (cm)	Termocuplas en el eje y (cm)	Termocuplas en la pared y (cm)
1	32	1799	20.8	10, 15 y 20	12.5
2	32	123	23	9.7, 14.7 y 19.7	12.5
3	12,5	96	23	9.7, 14.7 y 19.7	12.5
4	15,7	139	23.2	6.7, 11.7 y 16.7	11.7

Hess y Miller [4] observaron un aumento máximo en el volumen de fluido del 0,2 % en 1 hora en condiciones similares a esta experiencia, por lo que se consideró una capa de aire de 4 mm aproximadamente en las experiencias.

III. MODELO MATEMÁTICO Y MÉTODO NUMÉRICO

Se analiza la convección natural transitoria para un fluido incompresible en un recinto cilíndrico vertical. El fenómeno se caracteriza por las ecuaciones de continuidad, momento y energía:

$$\frac{D\rho}{Dt} + \rho \nabla \cdot \mathbf{u} = 0 \quad (1)$$

$$\frac{D\mathbf{u}}{Dt} = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \nu \nabla^2 \mathbf{u} - \beta \mathbf{g}(T - T_0) \quad (2)$$

$$\frac{DT}{Dt} = \alpha \nabla^2 T \quad (3)$$

donde $\mathbf{u}$ es el campo de velocidad, p (Pa) la presión, $\mathbf{g}$ la aceleración de la gravedad ($9.8m/s^2$) en la dirección y , T (K) la temperatura en kelvins, T_0 la temperatura inicial, ρ (kg/m³), ν (m²/s), α (m²/s) y β (1/K) son la densidad, viscosidad cinemática, difusividad térmica y el coeficiente de expansión térmica del fluido. La caracterización del flujo está determinada por los parámetros adimensionales: número de Rayleigh en función del flujo de calor Ra_Φ , el número de Prandtl Pr , la relación de aspecto A y el número de Fourier Fo :

$$Ra_\Phi = \frac{g\beta q'' H^4}{\alpha \nu k} \quad (4)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (5)$$

$$A = \frac{H}{R} \quad (6)$$

$$Fo = \frac{\alpha t}{HR} \quad (7)$$

donde H es la altitud del fluido y R el radio del recipiente.

Condiciones iniciales y de borde

La base y tapa se consideraron paredes adiabáticas y la pared lateral impermeable. Para la resolución de la ecuación de energía, se consideró la pared del recipiente, vidrio borosilicato y el calefactor. Durante el calentamiento se somete la pared lateral a un flujo de calor q'' , proveniente del calefactor. En el proceso de enfriamiento, se apaga el calefactor y la superficie externa del calefactor queda sometida a la acción de la convección externa.

Las características de cada experiencia se detallan en la Tabla 2. En ella, P es la potencia suministrada por el calefactor, T_0 es la temperatura inicial del fluido, t_c representa la duración de la etapa de calentamiento, q'' el flujo de calor suministrado sobre la pared lateral del cilindro (consideran-

do las pérdidas de calor al ambiente), $\bar{T}_\infty$ la temperatura media del ambiente durante el enfriamiento, $\bar{T}_{0e}$ la temperatura media del fluido registrada un minuto después de apagado el calefactor.

La solución numérica de las ecuaciones 1 - 3 se realiza mediante el Método de Volúmenes Finitos, a través del código abierto OpenFOAM®, utilizando el solucionador *buoyantPimpleFoam* [6].

Durante el proceso de enfriamiento del fluido, en todos los casos se asumió que la temperatura ambiente permanece constante, dado que las variaciones registradas son menores a 1°C. La única excepción corresponde al segundo caso, en el cual se empleó la temperatura ambiente medida directamente. Asimismo, se consideraron las pérdidas de calor por radiación desde la superficie del calefactor, revestida con pintura negra.

Para determinar el coeficiente medio de convección externa, se emplearon los valores de temperatura medidos en la etapa de enfriamiento cuando el fluido alcanza el estado cuasi-estacionario.

Análisis de malla

Se generaron tres mallas hexahédricas en 2-dimensiones para verificar la independencia de las soluciones. Las divisiones consideradas fueron 30 y 80, 50 y 130, 70 y 180 en la dirección radial y axial, con 2400, 6500 y 12600 celdas respectivamente. Para apreciar los efectos de la capa límite, se afinó la malla en las proximidades de la pared lateral, la base y la pared superior opuesta. El orden de convergencia alcanzado por el campo de velocidad es de 10^{-5} , por la presión 10^{-7} y la temperatura 10^{-9} .

En la Fig.2 se representan los datos medidos de temperatura media normalizada en función del tiempo adimensionalizado, de la segunda experiencia (durante el calentamiento del fluido) y se comparan con las curvas obtenidas por las mallas en tres altitudes $Y = y/H$ sobre el eje del recipiente. T_B es la temperatura media aparente del fluido y se determina a partir de $T_B = \frac{4}{\rho C_p D} \int_0^t q'' dt + T_0$, donde C_p corresponde a la capacidad calorífica del fluido y D el diámetro del recipiente.

En términos generales, las curvas muestran una buena aproximación con los datos obtenidos en la experiencia. Las discrepancias son más evidentes en los primeros instantes, donde la malla menos densa presenta diferencias de aproximadamente 0,7 entre los datos medidos y los simulados, mientras que en las otras dos mallas dichas diferencias no superan los 0,5. Para tiempos más grandes, tanto las curvas simuladas como los datos medidos se aproximan a 1, la diferencia entre estos aumenta al aproximarse a la tapa del cilindro y no supera el 0,1 en los tres mallados. Por tal motivo, se optó por trabajar con la malla 50×130 .

TABLA 2: Condiciones iniciales y parámetros adimensionales de los ensayos

A	Calentamiento					Enfriamiento	
	P (W)	$T_0(^{\circ}C)$	$t_c(min)$	$q''(W/m^2)$	Ra_{ϕ}	$\bar{T}_{\infty}(^{\circ}C)$	$\bar{T}_{0e}(^{\circ}C)$
2,31	32	18,6	1799	238,9	9.75×10^6	-	-
2,55	32	26,3	123	233,5	2.32×10^7	26,5	35,9
2,55	12,5	26,9	96	91,1	9.26×10^6	27,3	29,9
2,58	15,7	23,0	139	114,5	9.87×10^6	23,9	28,2

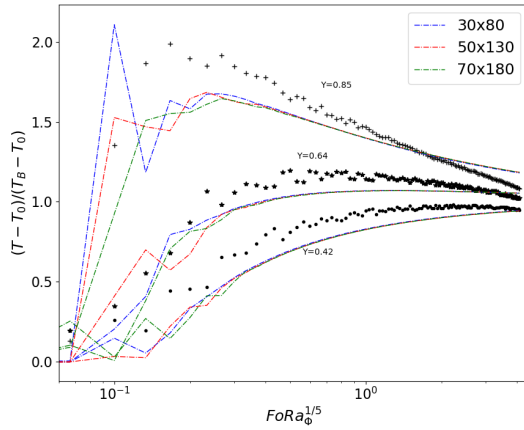


FIG. 2: Temperaturas medias adimensionalizadas en función del tiempo adimensionalizado para las alturas 0.42, 0.64 y 0.85. Comparación de los resultados obtenidos con las tres mallas.

Determinación del coeficiente de convección externo

Oliveski [1], propone considerar valores del coeficiente de convección externo $\bar{h}_{externo}$ en el intervalo de 9 a $12W/m^2K$, los cuales describen situaciones comunes ensayadas en laboratorio. En el caso analizado de este trabajo, para este rango de valores, la diferencia entre los datos medidos y simulados aumenta.

Se determina el coeficiente de convección externo a partir de consideraciones sobre la transferencia de calor en la dirección radial en el estado cuasi-estacionario: convección natural desde el fluido hacia la pared interna del recipiente, conducción por la pared lateral, además de pérdidas por convección natural desde la superficie del calefactor al ambiente exterior. La Fig. 3 muestra las resistencias de conducción, convección interna y externa del circuito térmico planteado, a fin de considerar las pérdidas de energía térmica mencionadas.

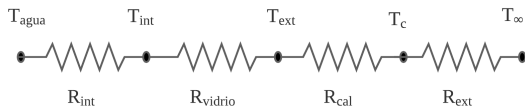


FIG. 3: Circuito térmico

Se trabaja con los datos medidos de temperatura en la superficie interna y externa del recipiente, la superficie externa del calefactor y la temperatura ambiente registrada en los últimos minutos, considerando el estado cuasi-estacionario. La temperatura medida del fluido no se impone como dato, se considera inicialmente desconocida y se obtiene a partir de aplicar un método iterativo como resul-

tado del balance térmico. Para iniciar el método se adopta $T_f = T_{interna} + 10^{\circ}C$, verificando que la solución es independiente de esta imposición. Luego se calcula la resistencia térmica del recipiente [7]:

$$R_{vidrio} = \frac{\ln\left(1 + \frac{e_v}{R}\right)}{2\pi H k_{vidrio}} \quad (8)$$

donde e_v es el espesor del cilindro de vidrio, R el radio del recipiente, H la altura del fluido y k_{vidrio} el coeficiente de conductividad del cilindro. Se procede a calcular el flujo de calor a través del recipiente, la resistencia térmica del calefactor, y los coeficientes de convección para la superficie externa del calefactor a partir del número de Nusselt local proporcionado por la expresión empírica de Churchill y Chu [7]:

$$\overline{Nu} = 0.68 + \frac{0.67Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \quad (9)$$

donde Ra depende de la diferencia de temperatura local, el Pr y las propiedades físicas son evaluadas a la temperatura de film $(T_{cal} + T_{\infty})/2$.

En la Tabla 3 se muestran los coeficientes de convección interna y externa, y el valor de conductividad del calefactor obtenidos para cada una de las experiencias.

TABLA 3: Coeficientes de convección interna, externa local y conductividad del calefactor

P (W)	$\bar{h}_{interno}$ (W/m^2K)	$\bar{h}_{externo}$ (W/m^2K)	$\bar{k}_{calefactor}$ (W/mK)
32	10,9	1,1	0,2
12,5	12,2	1,4	0,1
15,7	10,2	1,5	0,3

El coeficiente de conductividad del calefactor se encuentra en el rango $0.1 - 0.3W/mK$ y el coeficiente de convección externo medio, $\bar{h}_{externo}$, varía entre $1.1 - 1.5W/(m^2K)$, que difiere significativamente del valor de referencia reportado en la bibliografía.

IV. RESULTADOS Y DISCUSIONES

En la Fig. 4, se muestran los registros de temperatura de la primera experiencia sobre el eje de simetría del cilindro a tres alturas distintas, representados cada 7 minutos para una mejor visualización. Se observa la estratificación del fluido y cómo el sistema alcanza el estado cuasi-estacionario.

Se visualizan las diferencias de temperatura medidas en el eje del recipiente en la Fig. 5, estas aumentan hasta alcanzar un máximo y luego decaen para aproximarse al estado cuasi-estacionario. También se observa que a los 420 mi-

nutos la temperatura T_3 se iguala con T_2 hasta decaer por debajo de esta, y a los 810 minutos T_3 se iguala con T_1 y luego se ubica por debajo de T_1 . El sistema alcanza el estado cuasi-estacionario aproximadamente a los 620 minutos, cuando todas las diferencias de temperaturas se mantienen en el rango $\pm 0.27^\circ\text{C}$.

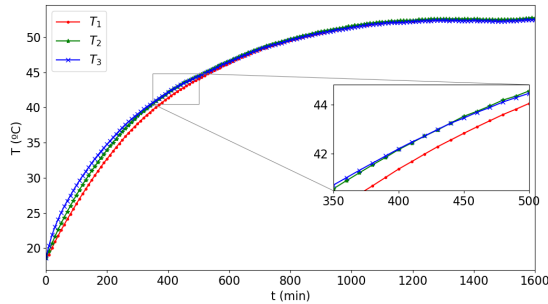


FIG. 4: Evolución temporal de la temperatura sobre el eje de simetría del recipiente a las alturas $y_1=10$ cm, $y_2=15$ cm y $y_3=20$ cm, hasta alcanzar el estado estacionario.

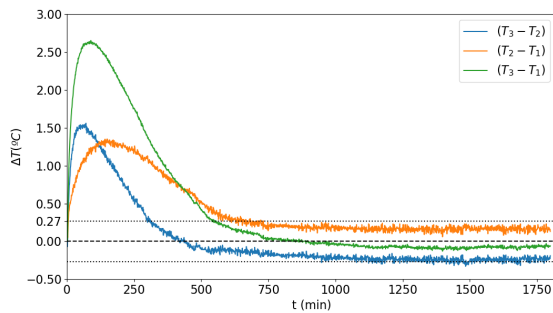
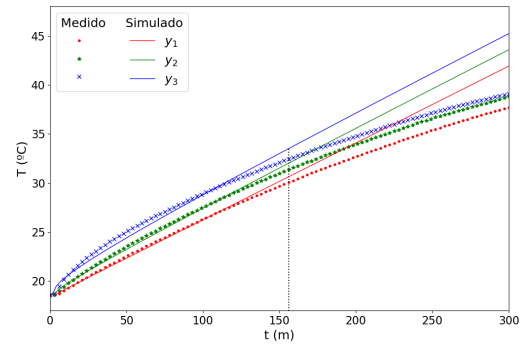


FIG. 5: Diferencias de temperatura medidas en el eje del recipiente en función del tiempo.

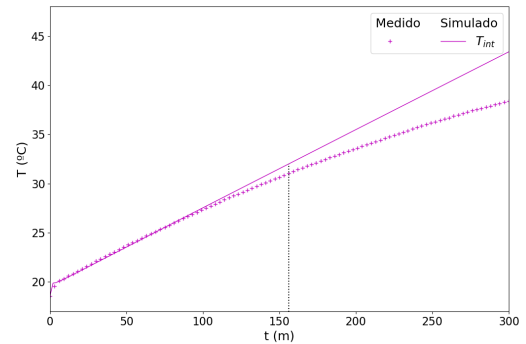
La Fig. 6 muestra la temperatura medida y simulada durante los primeros 300 minutos de la etapa de calentamiento en la primera experiencia. Se observa que los datos simulados no alcanzan el estado estacionario y la temperatura en el fluido continúa incrementando. Los resultados numéricos no tienen en cuenta que el sistema experimental no está perfectamente aislado y disipa calor al ambiente. Como consecuencia, las temperaturas simuladas sobrestiman los datos medidos y muestran un crecimiento lineal. No obstante, durante la etapa inicial del proceso, el modelo reproduce adecuadamente la evolución inicial de la temperatura del fluido.

Se estima que la mayor pérdida de calor se produce en la superficie superior del recinto y es menor comparada con la proporción de calor suministrada por la pared lateral durante el calentamiento inicial, se vuelve relevante a tiempos mayores y explica el alcance al estado cuasi-estacionario del sistema (Fig. 4). En la región superior, a la altura y_3 , el valor de la temperatura disminuye ubicándose por debajo de la temperatura medida en y_1 ; indicando que la temperatura sobre el eje central del recipiente aumenta, hasta alcanzar un máximo y luego la temperatura disminuye.

Para determinar el intervalo de tiempo donde los resultados numéricos son aceptables, se calculó el error relativo



(a)



(b)

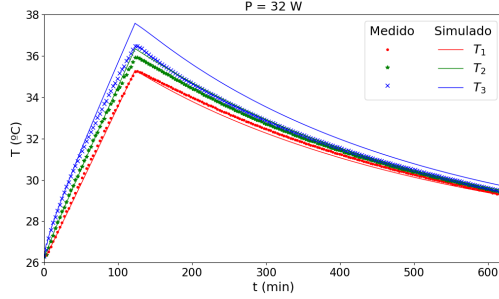
FIG. 6: Temperatura medida y simulada en a) tres alturas $y=10$, 15 y 20 cm sobre el eje de simetría del recipiente; b) en la pared interna $y=12.5$ cm durante el calentamiento del fluido. La línea sólida corresponde a los valores simulados. Se resalta en $t=152$ min, donde RMSE no supera el 0.5°C

porcentual en función del tiempo, con un umbral del 3%, el cual se establece a partir de experiencias realizadas en el laboratorio como una propuesta empírica. Se obtuvo un intervalo máximo de 152 minutos desde el inicio del calentamiento. Definido dicho intervalo, se determinó el error cuadrático medio (RMSE) entre los valores simulados y medidos, demostrando que ninguna de las temperaturas presenta diferencias mayores a 0.5°C . La etapa de calentamiento de las siguientes experiencias no supera este intervalo de tiempo máximo. Los errores para cada temperatura se presentan en la Tabla 5.

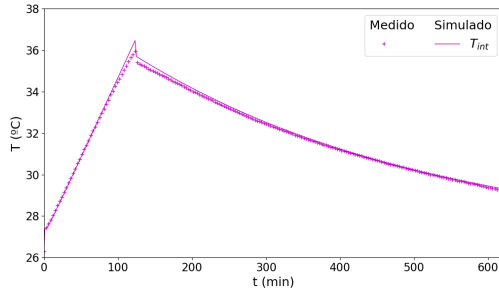
En cuanto a las simulaciones realizadas, la simulación 1 corresponde a la primera experiencia, donde se calentó el fluido hasta alcanzar el estado estacionario. Las simulaciones 2, 3 y 5 corresponden al segundo, tercer y cuarto caso experimental respectivamente, en los que, durante la etapa del enfriamiento, se impuso una condición de borde con temperatura ambiente media constante en la pared lateral del recipiente. Por otro lado, la simulación 4 representa el tercer caso experimental, en el que, durante la etapa del enfriamiento, se impuso como condición de borde la temperatura ambiente medida.

En las Fig. 7 y 8 se comparan los datos medidos y simulados de las experiencias para diferentes valores de flujo de calor suministrado, considerando la temperatura ambiente

media constante. Se observa una fuerte concordancia, con excepción de la temperatura ubicada en la parte superior del recipiente al finalizar el calentamiento del fluido, correspondiente a las primeras experiencias realizadas.



(a)



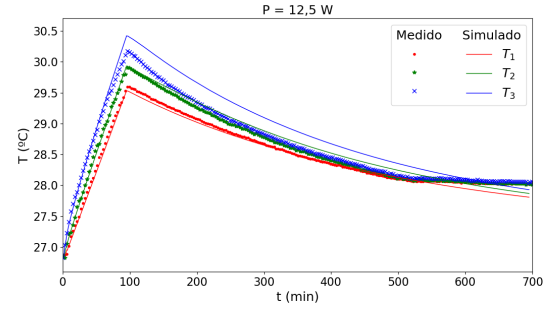
(b)

FIG. 7: Temperatura medida y simulada en a) tres altitudes $y = 9, 7, 14.7$ y 19.7 cm sobre el eje de simetría del recipiente; b) en la pared interna $y = 12.5$ cm para $P = 32$ W. La línea sólida corresponde a los valores simulados.

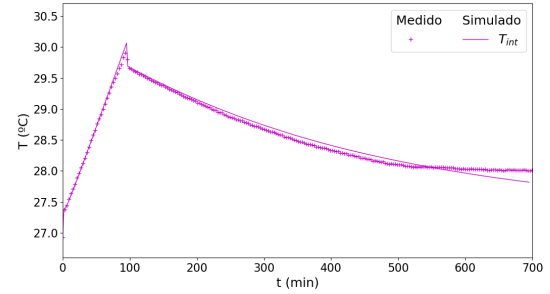
En la Fig. 9 se representan los datos medidos en la tercera experiencia. En este caso se consideró la temperatura ambiente medida durante el enfriamiento como condición de borde de la pared lateral en la simulación, ya que presentaba variaciones de 1°C . Cuando se asumió un valor de temperatura ambiente constante, los datos simulados coinciden inicialmente con los medidos, pero luego decaen por debajo de estos y la diferencia entre ambos aumenta. Por otra parte, cuando se considera valores de temperatura ambiente registrados experimentalmente, se observa que los resultados numéricos obtenidos se asemejan a los datos experimentales, manteniéndose muy levemente por arriba, reduciendo la diferencia entre ambos.

Las diferencias en los resultados numéricos de las etapas de calentamiento y enfriamiento se explican por las condiciones de borde impuestas en la pared lateral. En el calentamiento, se impuso un flujo de calor constante, mientras que en el enfriamiento, se consideró la disipación de calor por convección y radiación de la superficie externa del calefactor hacia el ambiente, empleando la temperatura ambiente medida.

Se cuantifica el error cometido por el modelo, durante las etapas del calentamiento y enfriamiento del fluido, mediante dos indicadores: el error absoluto medio (MAE) y el error cuadrático medio (RMSE). Estos se definen según las



(a)



(b)

FIG. 8: Temperatura medida y simulada en a) tres altitudes $y = 9.7, 14.7$ y 19.7 cm sobre el eje de simetría del recipiente; b) en la pared interna $y = 12.5$ cm para $P = 12.5$ W. La línea sólida corresponde a los resultados simulados, obtenidos a partir de considerar la condición de borde en la pared lateral T_∞ constante.

siguientes expresiones:

$$MAE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N |T_i^{sim} - T_i^{med}| \quad (10)$$

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (T_i^{sim} - T_i^{med})^2} \quad (11)$$

N es el número de medidas (o resultados numéricos) comparados en cada simulación, mientras que i representa a la ubicación de las termocupas en el interior del recipiente. La temperatura simulada T_i^{sim} se compara con la temperatura medida T_i^{med} a la misma altitud en el recipiente. En las Tablas 4 y 5 se presentan los MAE y los RMSE calculados para todas las experiencias.

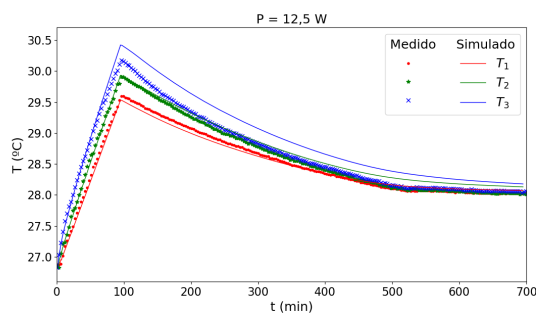
En la mayoría de los casos, para T_1, T_2, T_3 y T_{int} el MAE se mantiene por debajo de 0.3°C lo cual es un error aceptable, porque es del mismo orden que la incertidumbre de medida asociada a la calibración de las termocupas. Sin embargo, el MAE es mayor a 0.3°C en la temperatura ubicada cerca de la tapa del recipiente para las simulaciones 1 y 2, tanto en la etapa del calentamiento como en la de enfriamiento. El RMSE en todos los casos se mantiene por debajo del 0.5°C , con excepción en la experiencia 2, específicamente la temperatura cercana a la tapa durante el enfriamiento del agua. Tal desviación se explica por la diferencia que alcanza la temperatura medida y simulada al finalizar el calentamiento del fluido, como se observa en la Fig. 7.

TABLA 4: Error absoluto medio (MAE) para cada temperatura en las distintas simulaciones

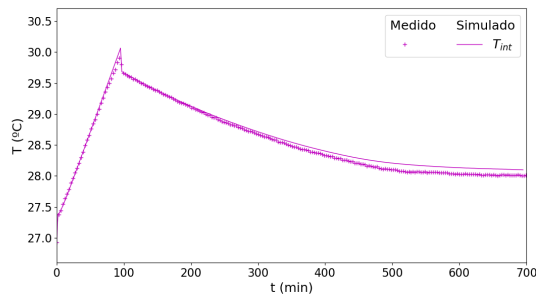
	Calentamiento				Enfriamiento			
T	Sim. 1	Sim. 2	Sim. 3-4	Sim. 5	Sim. 2	Sim. 3	Sim. 4	Sim. 5
T_1 (°C)	0,16	0,14	0,07	0,24	0,17	0,06	0,06	0,04
T_2 (°C)	0,20	0,12	0,05	0,16	0,13	0,08	0,08	0,04
T_3 (°C)	0,42	0,33	0,08	0,12	0,53	0,20	0,21	0,17
T_{int} (°C)	0,24	0,12	0,03	0,12	0,05	0,06	0,06	0,08

TABLA 5: Error cuadrático medio (RMSE) para cada temperatura en las distintas simulaciones

	Calentamiento				Enfriamiento			
T	Sim. 1	Sim. 2	Sim. 3-4	Sim. 5	Sim. 2	Sim. 3	Sim. 4	Sim. 5
T_1 (°C)	0,20	0,16	0,07	0,26	0,18	0,08	0,06	0,05
T_2 (°C)	0,24	0,15	0,06	0,17	0,15	0,09	0,09	0,04
T_3 (°C)	0,47	0,46	0,10	0,14	0,59	0,22	0,22	0,19
T_{int} (°C)	0,34	0,17	0,04	0,14	0,07	0,07	0,07	0,09



(a)



(b)

FIG. 9: Temperatura medida y simulada en a) tres altitudes $y = 9.7, 14.7$ y 19.7 cm sobre el eje de simetría del recipiente; b) en la pared interna $y = 12.5$ cm para $P = 12.5$ W. La línea sólida representa los valores simulados, obtenidos al considerar como condición de borde en la pared lateral la temperatura ambiente medida $T_{\infty}(t)$.

V. CONCLUSIONES

En este trabajo se realizó un estudio experimental y numérico de la convección natural en el interior de un recipiente cilíndrico vertical a partir de la transferencia de calor por la pared lateral, con la base y la pared superior opuesta aisladas. Se consideraron diferentes condiciones de borde en la pared lateral y distintas relaciones de aspecto. Los resultados numéricos se obtuvieron a partir del software OpenFOAM y la evaluación se centró en la comparación de las temperaturas medidas y simuladas en el eje y la pared lateral interna del recipiente. Se identificó un rango de 152 minutos durante la etapa de calentamiento en el cual

el modelo mostró una excelente concordancia con los datos experimentales.

Como el calefactor consiste en resina y un devanado de constantán, no se encontraron reportados valores de su coeficiente de conductividad térmica. Por tal motivo, se determinó experimentalmente un rango de este coeficiente y el coeficiente de convección externo del ambiente de laboratorio, para las experiencias que se realizaron. Si bien la teoría propone un rango de valor del coeficiente de convección externo, este no resultó adecuado para representar la transferencia de calor por la pared lateral. En contraste, los coeficientes determinados experimentalmente permitieron un buen ajuste entre las simulaciones y los datos medidos durante la etapa de enfriamiento.

Finalmente, se realizó un análisis de errores para las etapas de calentamiento y enfriamiento, cuyos valores se mantuvieron dentro de un margen aceptable para el estudio planteado.

Con proyección a futuro, la herramienta utilizada podría adaptarse para describir el comportamiento térmico de grandes tanques de agua bajo condiciones meteorológicas reales.

REFERENCIAS

- [1] R. De Césaro Oliveski, A. Krenzinger y H. A. Vielmo. Cooling of cylindrical vertical tanks submitted to natural internal convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer* **46**, 2015-2026 (2003). ISSN: 00179310. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(02\)00508-2](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(02)00508-2).
- [2] M. A. Cotter y M. E. Charles. Transient cooling of petroleum by natural convection in cylindrical storage tanks-I. Development and testing of a numerical simulator. *International Journal of Heat and Mass Transfer* **36**, 2165-2174 (1993). ISSN: 00179310. [https://doi.org/10.1016/S0017-9310\(05\)80147-4](https://doi.org/10.1016/S0017-9310(05)80147-4).
- [3] L. B. Evans, R. C. Reid y E. M. Drake. Transient natural convection in a vertical cylinder. *AIChE Journal* **14**, 251-259 (1968). ISSN: 15475905. <https://doi.org/10.1002/aic.690140210>.
- [4] C. F. Hess y C. W. Miller. Natural convection in a vertical cylinder subject to constant heat flux. *International Journal of Heat and Mass Transfer* **22**, 421-430 (1979). ISSN: 00179310. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(79\)90008-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(79)90008-5).

- [5] S. F. Corzo, S. M. Damián, D. Ramajo y M. N. Norberto. Numerical Simulation of Natural Convection Phenomena. *Mecánica Computacional* **XXX**, 277-296 (2011). https://www.researchgate.net/publication/304996195_Numerical_simulation_of_natural_convection_phenomena.
- [6] C. Greenshields. *OpenFOAM v9 User Guide* <https://doc.cfd.direct/openfoam/user-guide-v9> (The OpenFOAM Foundation, London, UK, 2021).
- [7] A. Bejan. *Convection heat transfer* ISBN: 9781118671627. <http://dx.doi.org/10.1002/9781118671627> (John Wiley & sons, 2013).