

## Modelo matemático y experimental de un termosifón

*Pedro Rivero Forero\**, *Ricardo Mejía Alvarez\*\**, *Eddie Alexander  
Ospina Guzmán\*\*\** y *Gladys Usuga\*\*\**

(Recibido el 27 de julio de 2001)

### Resumen

En un circuito cerrado de un fluido, ubicado en un plano vertical, se puede generar una circulación permanente al calentar continuamente el fluido que está en la parte inferior o en una parte ascendente, y, simultáneamente enfriando la parte superior o la parte descendente del fluido, esto debido a las fuerzas de empuje arquimedianas generadas sobre la zona caliente al disminuir su densidad. Las ecuaciones que modelan el fenómeno son la de conservación de masa, la del balance de cantidad de movimiento y la del balance de energía, y se pueden aplicar al circuito propuesto para los casos de flujos lentos, laminares o de Hagen-Poiseuille con el fin de determinar la relación entre la velocidad de un fluido newtoniano específico, la geometría del circuito (diámetro, longitudes) y la transferencia de calor en estado estacionario.

Para corroborar el modelo matemático con la realidad, se propone un modelo experimental sencillo, de bajo costo y con un tiempo de respuesta corto que funciona con agua como fluido de trabajo.

----- *Palabras clave:* termosifón, flujo laminar en ductos, convección natural, conservación de la masa, conservación de la energía, conservación del momento.

## Mathematical and experimental model of a thermosiphon

### Abstract

In a vertical fluid loop a steady-state flow can be established by heating continuously at the bottom or at a side and by simultaneous and continuous cooling at the top or loop side, because of archimedian forces on hot lower density fluid zone. The basic

---

\* Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencias Térmicas, DRAGÓN. Universidad Nacional. Profesor asociado. privero@unalmed.edu.co.

\*\* Grupo de Investigaciones Pirometalúrgicas Gipimme, Universidad de Antioquia. Estudiante Maestría en Ingeniería-Universidad de Antioquia. erkidesh777@yahoo.com.

\*\*\* Grupo de Investigación en Ingeniería y Ciencias Térmicas, DRAGÓN. Universidad Nacional. Estudiante Ingeniería Mecánica Universidad Nacional.

equations governing this are: mass conservation , momentum balance and energy balance. They can be applied to our circuit in the case of slow laminar or Hagen-Poiseuille flows in order to establish a relation between velocity of a specific Newtonian circulating fluid, circuit geometry (diameter, lengths) , heat transfer in steady state.

We propose a simple low cost experimental model with little time response and water as the working fluid.

----- *Key words:* thermosiphon, laminar duct flow, natural convection, conservation of mass, conservation of momentum, conservation of energy.

### Circulación del agua por termosifón

La circulación del agua en el circuito cerrado puede ser forzada por una bomba o generada por diferencia de temperaturas (o densidades) en el mismo fluido cuando la región más caliente (menos densa) está más abajo que la menos caliente (más densa), lo cual provoca un efecto de empuje ascensional que puede mover el fluido si vence su inercia inicial y sus fuerzas viscosas, que en algunos estudios se conocen como “avance inercial del tapón líquido frío”. Este fenómeno es llamado termosifón y ha sido utilizado desde el comienzo de la tecnología, la aplicación más típica ha sido en la circulación del agua en las calderas acuotubulares antiguas y en algunas modernas, también suele utilizarse en el enfriamiento de máquinas, por ejemplo en algunos motores diesel estacionarios, sin embargo la energía de los termosifones sólo se inicia con el avance de la ingeniería solar, estimulada por la crisis energética de los años 70. El autor mexicano César Treviño [4] compila cuatro análisis diferentes que la revista Solar Energy publicó entre los años 1960 y 1980.

Este trabajo nace de la investigación interuniversitaria (Universidad Nacional-Universidad de Antioquia) “Optimización de la Planta Piloto Ecoeficiente para horno de cubilote en la Universidad de Antioquia” en la búsqueda de una solución para el transporte de agua caliente desde un intercambiador de calor hasta un recipiente para su almacenamiento.

### Modelo matemático

#### Consideraciones para un modelo sencillo en coordenadas cilíndricas

- El flujo es unidireccional laminar y lento, en un tubo de sección circular constante de diámetro  $D$ , la velocidad de una partícula es  $u$  en la dirección  $x$  del conducto.
- Se utiliza la aproximación de Boussinesq que linealiza la densidad  $\rho$  con la temperatura:

$$\rho = \rho_0(1 - \beta \cdot \theta) \quad (1)$$

Donde:

$$\theta = T - T_\infty \quad (2)$$

$\beta$ : coeficiente de expansión térmica [ $^{\circ}\text{C}^{-1}$ ].

$\theta$ : temperatura del fluido referida al ambiente [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$\rho$ : densidad del fluido [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

$\rho_0$ : densidad de referencia [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ].

$T$ : temperatura [ $^{\circ}\text{C}$ ].

$T_\infty$ : temperatura ambiente [ $^{\circ}\text{C}$ ].

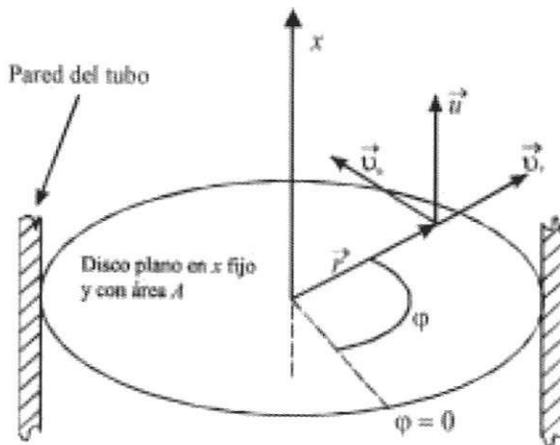


Figura 1 Consideraciones de flujo en coordenadas cilíndricas

#### Ecuación de la conservación de la masa [3]

Caso general:

$$\frac{\partial \rho v_r}{\partial r} + \rho \frac{v_r}{r} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial \rho v_\phi}{\partial \phi} + \frac{\partial \rho u}{\partial x} + \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (3)$$

$v_r$ : velocidad radial [m/s].

$v_\phi$ : velocidad tangencial [m/s].

$\tau$ : tiempo [s].

$\varphi$ : coordenada angular.

$x$ : coordenada axial [m].

$r$ : coordenada radial [m].

Para nuestro caso:

$$v_r = v_\varphi = 0 \quad u = u(t) \quad (4)$$

Nota. Aquí aún no se intuye que  $u = u(r, t)$  puesto que ésta es la velocidad media en una sección transversal del conducto.

### Ecuación del momento [3]

Caso general:

$$\rho \left( \frac{\partial u}{\partial t} + v_r \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \mu \left( \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + f_x \quad (5)$$

Para nuestro caso hay que considerar que:

$$v_r = v_\varphi = 0 \quad f_x = -\rho \cdot g_\alpha(x) \quad (6)$$

Donde:

$g_\alpha(x)$ : aceleración de la gravedad efectiva.

$g_\alpha(x) = g \cdot x \cdot \sin \alpha$  siendo  $\alpha$  la inclinación local del tubo.

Debido a que los cambios de estado son lentos, en un tiempo específico  $t$ , tenemos un flujo similar al de Hagen-Poiseuille, donde, referencia [5].

$$a) \quad u(r) = \frac{r_o}{4\mu} \left( -\frac{dp}{dx} \right) \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \right]$$

Donde:

$r_o$ : radio de referencia [m].

$\mu$ : viscosidad dinámica [kg/ms].

$$\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \quad (7)$$

$$\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} = \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} \quad (8)$$

$$\frac{dp}{dx} = -32\mu \frac{\bar{u}}{D^2} \quad (9)$$

Donde:

$D$ : diámetro del conducto [m].

$\bar{u}$ : velocidad media en la sección transversal al flujo.

La ecuación de momento específica la obtenemos reemplazando (1), (4), (6) a (9) en (5):

$$\frac{du}{dt} = -\frac{32\nu u_o}{D^2} - g_\alpha (1 - \beta\theta) \quad (10)$$

$u_o$ : velocidad de flujo en el estado estacionario [m/s].

$\nu$ : viscosidad cinemática [m<sup>2</sup>/s].

### Ecuación de la energía [2]

Primera y segunda leyes de la termodinámica [1].

Caso general:

$$\rho c_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{v_\varphi}{r} \frac{\partial T}{\partial \varphi} + u \frac{\partial T}{\partial x} \right) = K \left[ \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \varphi^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right] + \dot{q} + \mu \Phi$$

Donde:

$q$ : flujo de calor hacia el fluido [W].

$$\Phi = 2 \left[ \left( \frac{\partial v_r}{\partial r} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial v_\varphi}{\partial \varphi} + \frac{v_r}{r} \right)^2 + \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right] + \left( \frac{\partial v_\varphi}{\partial r} - \frac{v_\varphi}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v_r}{\partial \varphi} \right)^2 + \left( \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} + \frac{\partial v_\varphi}{\partial x} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_r}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial r} \right)^2$$

Consideraciones adicionales para nuestro caso:

$T = T(x, t)$ , siendo lineal esta dependencia.

La disipación viscosa  $\mu\Phi = \mu \left( \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2$  aporta muy poco con respecto a los otros aportes y se desprecia. El calor generado por unidad de volumen no existe en este caso.

La transferencia de calor conductiva por unidad de volumen, corresponde al primer término del miembro derecho de la ecuación general, el cual se multiplica por el área transversal  $A$  y se reemplazan por un calor único por unidad de longitud suministrado o generado localmente y de manera uniforme  $q(x, t)$ .

La ecuación particular de la energía queda:

$$\rho_o c_p A \left( \frac{\partial \theta}{\partial t} + u \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) = q(x, t) \quad (11)$$

Donde:

$C_p$ : calor específico del agua a presión constante [J/kgK].

### Estado estacionario

Aplicando las ecuaciones (10) y (11) a un circuito cerrado con transferencia de calor permanente (suministro y extracción)  $q_o(x)$ , velocidad constante  $u_o$ , distribución de temperaturas estable  $\theta_o(x)$ , obtenemos:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial \theta}{\partial t} = 0, \quad y, \quad \int_0^L g_\alpha(x) dx = 0$$

De la ecuación (11), se obtiene:

$$\theta_o(x) = \frac{1}{\rho_o c_p A u_o} \int_0^x q_o(\eta) d\eta \quad (12)$$

Donde:

$\eta$ : variable muda de integración.

La ecuación (10), luego de las consideraciones anteriores se multiplica por  $dx$  y se integra en toda la longitud del circuito así:

$$0 = -32 \frac{\nu u_o}{D^2} \int_0^L dx - \int_0^L g_\alpha(x) dx + \beta \int_0^L g_\alpha(x) \theta_o(x) dx \quad (13)$$

Reemplazando  $\theta_o(x)$ , ecuación (12) en (13) y despejando  $u_o$  se tiene:

$$u_o = \sqrt{\frac{D^2 \beta}{32 \nu L \rho_o c_p A} \int_0^L \left[ g_\alpha(x) \int_0^x q_o(\eta) d\eta \right] dx} \quad (14)$$

Donde:

$q_o(\eta)$ : es un valor de  $q(x, t)$  para  $t = \text{Cte.}$ , es decir, en estado estacionario y  $x = \eta$  cualquier variable muda.

Sean:

$$F(x) = \int_0^x q_o(\eta) d\eta; \quad G(x) = g_\alpha(x) F(x);$$

$$H = \int_0^L G(x) dx$$

Donde:

$H$  dará como resultado un parámetro constante, luego de la integración de línea a lo largo de toda la longitud del circuito del termosifón.

Además:  $A = \pi D^2/4$ , entonces:

$$u_o = \sqrt{\frac{\beta H}{8\pi\nu L\rho_o c_p}} \quad (15)$$

Para el caso de un circuito rectangular vertical 012345 como el mostrado en la figura 2.

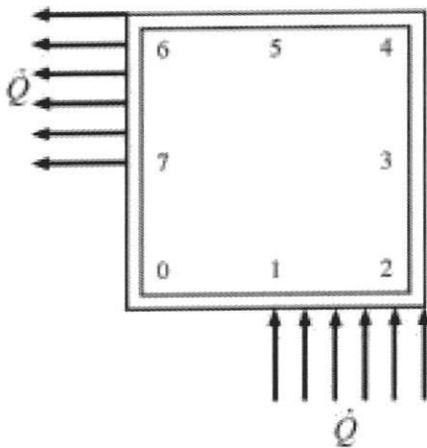


Figura 2 Circuito termosifónico cerrado

Se tiene las siguientes gráficas para las funciones  $q_o(x)$ ,  $F(x)$ ,  $G(x)$  en la figura 3.

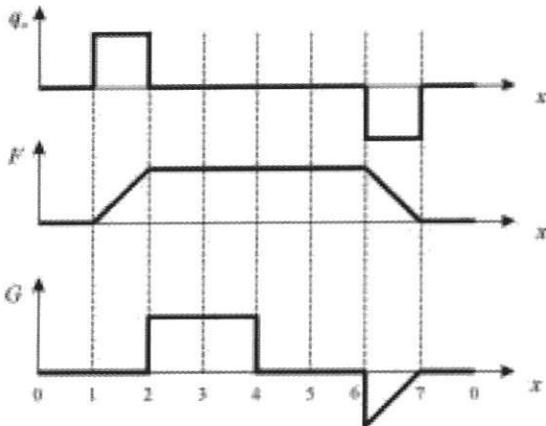


Figura 3 Gráficas de  $q_o(x)$ ,  $F(x)$ ,  $G(x)$  para el circuito termosifónico con suministro de calor en la sección 1-2 y extracción en 6-7

Sea  $\dot{Q}$  el flujo de calor que atraviesa el circuito, entonces,

$$\dot{Q} = q_{entra} \Delta x_{1-2} = -q_{sale} \Delta x_{6-7} \quad y$$

$$q \Delta x_{1-2} = -q \Delta x_{6-7} = \dot{Q}$$

$$G(x) = g_\alpha(x) F(x) = g \dot{Q}$$

$$H = \int_0^L G(x) dx = g \dot{Q} \left( \Delta x_{2-4} - \frac{\Delta x_{6-7}}{2} \right)$$

$$u_o = \sqrt{\frac{\beta g \dot{Q}}{8\pi\nu L\rho_o c_p} \left( \Delta x_{2-4} - \frac{\Delta x_{6-7}}{2} \right)}$$

(16)

Donde:

$\Delta x_{2-4}$ : longitud vertical del circuito (0,98 m).

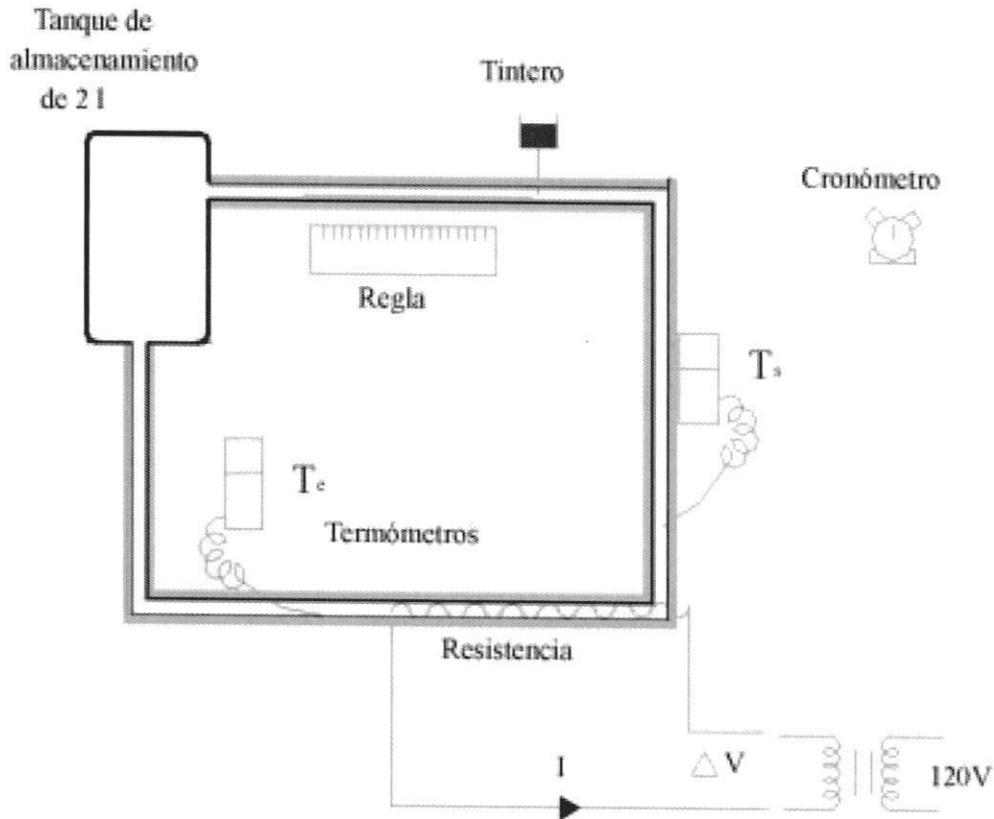
$\Delta x_{6-7}$ : distancia en la cual se le extrae calor al sistema (0,39 m).

$g$ : aceleración de la gravedad (9,8 m/s<sup>2</sup>).

$L$ : longitud del circuito (2,45 m).

### Modelo experimental

El modelo físico para validar el modelo termo-fluidico se elaboró con una manguera plástica de longitud  $L = 2,45$  m y diámetro  $D = 0,0125$  m, de pared gruesa como se muestra en la figura 4, un recipiente plástico transparente de 2 l, una resistencia calefactora de acero cromo-níquel ubicada en la parte inferior del circuito, dos termopares, una aguas abajo y otra aguas arriba de la fuente de energía, una jeringa con tinta para visualizar el flujo, una regla, un cronómetro y una fuente de voltaje variable.



**Figura 4** Esquema general de montaje de experimentación

El circuito está aislado térmicamente con excepción del recipiente de dos litros y el tramo de tubería que se utiliza para la visualización de flujo con tinta. Este recipiente reemplaza un sumidero de calor tipo intercambiador de calor y se logra mayor exactitud, pues absorbe toda la energía que le llega durante un intervalo de tiempo amplio para tomar muchas medidas sin alterar la temperatura de salida del mismo. Para cada punto experimental se procede de la siguiente manera:

- Se suministra potencia eléctrica constante a la resistencia.
- Se da al sistema un tiempo prudencial de estabilización (por experiencia se vio que entre 7 y 10 minutos es suficiente).
- Se arroja un pequeño chorro de tinta y se mide el tiempo que tarda en recorrer los 10 cm marcados por la regla (figura 4). Para cada valor de la potencia eléctrica suministrada, se toman cuatro medidas de tiempo.
- Se toman las temperaturas del agua a la entrada y a la salida del circuito.
- Se incrementa el suministro de potencia y se repite el proceso anterior.

**Tabla 1** Datos obtenidos en la experimentación

Dato	Temperaturas			Tiempos [s]				
	$T_e$ (°C)	$T_s$ (°C)	$T_p$ (°C)	1	2	3	4	$t_p$ [s]
1	23,3	25,2	24,25	19,94	20,12	19,88	19,98	19,98
2	23,3	25,6	24,45	14,56	14,80	14,55	14,49	14,60
3	23,3	26,4	24,85	11,24	11,31	11,05	11,18	11,20
4	22,3	26,1	24,20	9,31	9,20	9,58	9,42	9,38
5	22,5	26,9	24,70	7,85	8,07	7,96	8,12	8,00
6	22,7	28,0	25,35	7,00	7,00	7,46	7,15	7,15
7	23,5	28,9	26,20	5,48	5,47	5,43	5,54	5,48
8	23,7	29,8	26,75	5,34	5,27	5,34	5,24	5,30
9	24,4	31,5	27,95	4,88	5,05	4,82	5,10	4,96
10	22,2	29,1	25,65	4,50	4,49	4,60	4,40	4,50
11	22,4	28,7	25,55	4,81	4,88	4,88	4,92	4,87
12	22,8	29,1	25,95	5,74	5,86	5,82	5,84	5,82
13	22,3	28,7	25,50	7,26	7,26	7,24	7,27	7,26
14	22,8	25,2	24,00	9,02	8,97	8,98	9,03	9,00

### Resultados

Los datos obtenidos se presentan en la tabla 1.

Donde:

$T_e$ : temperatura de entrada (°C).

$T_s$ : temperatura de salida (°C).

$T_p$ : temperatura promedio (°C).

$t$ : tiempo (s).

$t_p$ : tiempo promedio de avance de la tinta a lo largo de la línea media del conducto (s).

Las propiedades físicas del agua se toman a la temperatura promedio, tal como se lista en la tabla 2.

### Cálculos

Para realizar los cálculos de la velocidad experimental se utilizó la siguiente ecuación:

$$V_p = d/2 \cdot t_p \quad (17)$$

Esta ecuación no es más que la mitad de la velocidad en la línea media del conducto. Por tratarse de un flujo laminar, (17) es una expresión para hallar la velocidad media de flujo  $V_p$ . Los valores del número de Reynolds que se listan en la tabla 3 demuestran que el régimen de flujo es laminar.

El flujo de calor que se adiciona al agua se calcula con la siguiente ecuación:

$$\dot{Q} = \rho \cdot V_p \cdot A \cdot C_p \cdot (T_s - T_e) \quad (18)$$

que es el calor absorbido por el agua.

**Tabla 2** Propiedades físicas del agua saturada a temperatura promedio

<i>Dato</i>	$C_p$ (J/kg•K)	$\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	$\beta$ (K <sup>-1</sup> )	$\nu \times 10^7$ (m <sup>2</sup> /s)
1	4179,45	996,50	0,0002525	9,0765
2	4179,33	996,44	0,0002545	9,0321
3	4179,09	996,32	0,0002585	8,9433
4	4179,48	996,51	0,0002520	9,0876
5	4179,18	996,37	0,0002570	8,9766
6	4178,93	996,18	0,0002628	8,8756
7	4178,76	995,94	0,0002696	8,7192
8	4178,65	995,80	0,0002740	8,6180
9	4178,41	995,80	0,0002836	8,3972
10	4179,00	996,09	0,0002628	8,8756
11	4179,00	996,12	0,0002628	8,8756
12	4179,00	996,00	0,0002696	8,7192
13	4179,00	996,14	0,0002628	8,8756
14	4179,00	996,57	0,0002520	9,0876

**Tabla 3** Cálculos para los datos de la experimentación

<i>Dato</i>	<i>Re</i>	$V_p$ (m/s) $\times 10^2$	$\dot{m}$ (kg/s) $\times 10^4$	$\dot{Q}$ (W)	$u_o$ (m/s) $\times 10^2$
1	11,37	0,08	1,009	0,802	0,14
2	24,19	0,17	2,137	2,054	0,23
3	38,99	0,28	3,410	4,418	0,34
4	50,27	0,37	4,470	7,099	0,42
5	63,68	0,46	5,592	10,282	0,51
6	74,83	0,53	6,496	14,387	0,62
7	106,76	0,74	9,102	20,539	0,75
8	112,58	0,78	9,485	24,176	0,82
9	125,02	0,84	1,026	30,448	0,95
10	132,95	0,94	1,154	33,275	0,92
11	120,90	0,86	1,049	27,629	0,84
12	99,23	0,69	8,460	22,273	0,78
13	73,41	0,52	6,372	17,042	0,67
14	53,35	0,39	4,743	4,757	0,34

Adicionalmente, se introdujeron las siguientes correcciones para la longitud efectiva del circuito como longitudes equivalentes:

- Codos 0, 2 y 4 (figura 2).
- Entrada desde el tanque de almacenamiento al racor que lo une a la entrada del conducto.
- Salida desde el conducto al tanque de almacenamiento.
- Expansión en el “racor” que une la entrada del conducto con el tanque de almacenamiento.
- Contracción en el “racor” que une la salida del conducto con el tanque de almacenamiento.
- Oposición al flujo que ofrece la resistencia eléctrica sumergida en la sección 1-2.

La geometría del montaje presenta una relación  $R_c/D = 12$  para los tres codos. Donde  $R_c$  es el radio del codo y  $D$  el diámetro del conducto. El coeficiente de resistencia al flujo local para esta relación es de  $K_{Rc} = 0,922$ . Para la entrada se tiene  $K_{Re} = 0,5$  y para la salida  $K_{Rs} = 1$ . Para la expansión y la contracción se pueden utilizar las siguientes relaciones:

siendo  $D_e = 0,0064$  m y  $D_c = 0,008$  m los diámetros menores de la expansión y la contracción

$$K_{Rcn} = \frac{\left[1 - \left(\frac{D_e}{D}\right)^2\right]^2}{\left(\frac{D_e}{D}\right)^4} \quad (19)$$

$$K_{Rcx} = 0,5 \cdot \frac{\left[1 - \left(\frac{D_c}{D}\right)^2\right]^2}{\left(\frac{D_c}{D}\right)^4} \quad (20)$$

respectivamente. La longitud equivalente teniendo en cuenta las restricciones mencionadas está dada por la expresión (21).

$$L_{eq} = \frac{D}{f} \cdot \sum K_{R,i} = \frac{V_p \cdot D^2}{64 \cdot v} \cdot \left\{ 4,266 + \frac{\left[1 - \left(\frac{D_e}{D}\right)^2\right]^2}{\left(\frac{D_e}{D}\right)^4} + 0,5 \cdot \frac{\left[1 - \left(\frac{D_c}{D}\right)^2\right]^2}{\left(\frac{D_c}{D}\right)^4} \right\} \quad (21)$$

Donde:

$f$ : Factor de fricción para flujo laminar.

$\sum K_{R,i}$ : Sumatoria de los coeficientes de resistencia al flujo.

Estas expresiones se han tomado de acuerdo con [5].

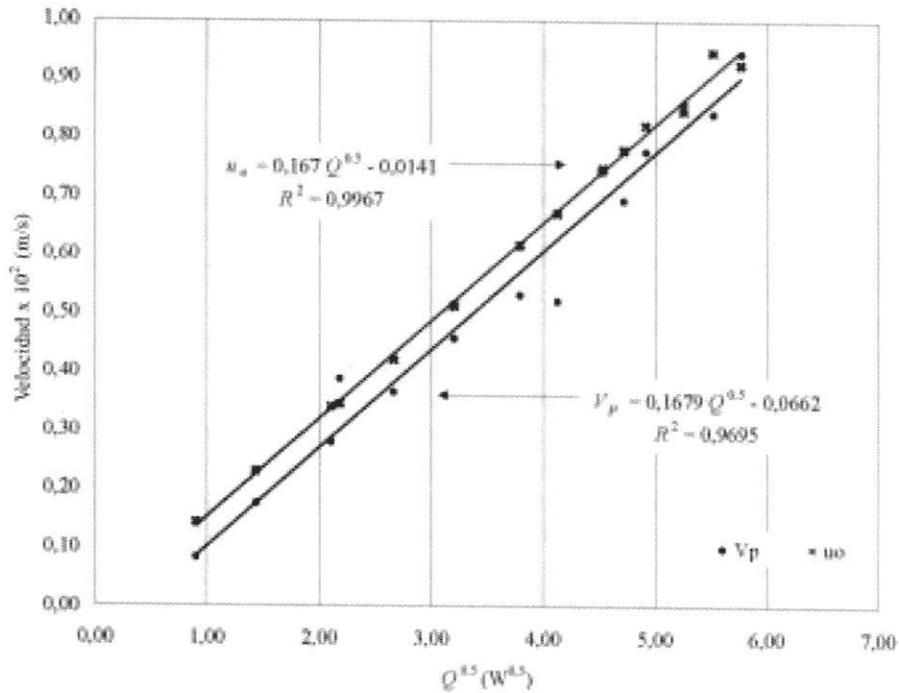
La longitud equivalente correspondiente a la resistencia eléctrica se calculó con observaciones experimentales y dio como resultado  $L_{Res} = 3,5$  m.

Finalmente, para el cálculo de la ecuación (16) se toma la longitud del circuito como  $L_t = L + L_{eq} + L_{Res}$  y el calor dado por (18). Los resultados obtenidos se muestran en la tabla 3.

En la figura 5 se comparan las nubes de puntos de los cálculos teóricos y los valores experimentales. A cada nube se ajusta una recta tomando como variable la raíz del flujo de calor. Las respectivas ecuaciones de ajuste con sus factores de relación se muestran también en la figura.

### Análisis de resultados

- Por medio de los experimentos se pudo verificar la teoría de circulación natural y se observó que los resultados experimentales se acercan a los teóricos. Esto está sustentado en que el ajuste lineal entrega valores del coeficiente de relación muy cercanos a 1 y la nube de los cálculos teóricos se traslapa con la de los experimentales, esto sugiere que el modelo es muy coherente con el comportamiento real. Se observó que los resultados arrojados por la teoría fueron ligeramente superiores a los resultados obtenidos experimentalmente. Esto es



**Figura 5** Comparación de velocidad experimental ( $V_p$ ) y velocidad teórica ( $u_o$ ). Funciones de ajuste para cada nube de puntos

debido a que en el modelo teórico no se contempla la pérdida de calor hacia el entorno. En el montaje experimental se buscó acercarse en la medida de lo posible a esa condición, pero como eso es técnicamente imposible, siempre habrá una pequeña pérdida de calor que disminuirá la velocidad final de flujo.

- En el proceso de análisis del problema, se evidenció una fuerte influencia de los elementos que restrinjan el flujo sobre el resultado final. Por ello es importante que en un montaje real de sistemas donde el flujo sea gobernado por la convección libre, se reduzcan al máximo los elementos que se opongan al flujo, como accesorios de tuberías, cambios bruscos de dirección, obstáculos, entre otros. Esta precaución disminuirá los costos de montaje y

hará más eficiente el sistema. En aplicaciones como el calentamiento de agua por energía solar o aprovechamiento de calor residual en plantas industriales, podrá obviarse la instalación de sistemas de bombeo.

### Referencias

1. Wark, Kenneth y Richards, Donald. Termodinámica. McGraw-Hill. Sexta edición. Madrid, 2001.
2. Bejan, Adrian. Heat Transfer. Editorial Wiley John. Segunda edición. 1993.
3. \_\_\_\_\_. Convection Heat Transfer. Editorial Wiley John. Segunda edición. 1995.
4. Revista Latinoamericana de Transferencia de Calor, artículo "Análisis unidimensional de termosifón". 1983.
5. Streeter, Víctor y Wylie E. Benjamín. Mecánica de Fluidos. McGraw-Hill. Novena edición.