



UNIVERSIDAD DE SANTIAGO DE CHILE
FACULTAD DE CIENCIA
DEPARTAMENTO DE FÍSICA

**DISEÑO Y CONSTRUCCIÓN DE TUBO DE CALOR APLICADO A
CONCENTRADOR SOLAR**

ALVARO PONCE FLORES

Profesor Guía

CARLOS BALOCCHI CARREÑO

Propósito

Trabajo de graduación presentado a la facultad de Ciencia, en cumplimiento parcial de los requisitos exigidos para optar al grado de Ingeniero Físico.

Santiago-Chile

2012

Tabla de contenido.....	i
Capítulo I. Introducción.....	1
1.1 Motivación del trabajo.....	1
1.2 Estado del arte.....	2
Capítulo II. Descripción del funcionamiento.....	6
2.1 Recurso solar.....	6
2.2 Principios de funcionamiento de tubos de calor y termosifones....	9
Capítulo III. Teoría.....	12
3.1 Pérdidas por fricción – Flujo laminar y turbulento.....	12
3.2 Flujo dentro de estructura capilar homogénea y no homogénea..	16
3.3 Flujo en fase vapor.....	18
3.4 Transferencia de calor y límites operacionales.....	21
Capítulo IV. Construcción de tubos y reflectores solares.....	29
4.1 Procedimiento de construcción de tubos de calor.....	31
4.2 Concentradores solares contruidos.....	35
Capítulo V. Experimento de enfriamiento.....	42
5.1 Procedimiento experimental.....	42

5.2	Resultados experimentales.....	44
5.3	Análisis de resultados.....	46
		48
Capítulo VI.	Experimento con resistencia eléctrica.....	
6.1	Procedimiento experimental.....	51
6.2	Resultados experimentales.....	52
6.3	Análisis de resultados.....	54
Capítulo VII.	Experimento de exposición al sol.....	56
7.1	Experimento de exposición al sol.....	58
7.2	Análisis de resultados.....	63
Capítulo VIII.	Modificaciones constructivas.....	64
8.1	Resultados con modificaciones constructivas.....	65
8.2	Análisis de resultados.....	68
Capítulo XIX	Conclusiones.....	69
Capítulo XX	Referencias.....	71

1.1 Motivación del trabajo

Hoy en día la necesidad de dejar de contaminar el medio ambiente, fomenta la búsqueda de tecnologías que posean menor impacto ambiental, y que además tengan bajos costos a largo plazo.

Como cada vez aumenta el gasto energético a nivel mundial, se hace indispensable optar por tecnologías que permitan la obtención de energías limpias y renovables, tanto en procesos industriales como a nivel domiciliario.

Los tubos de calor en los últimos años han representado una solución a la problemática planteada anteriormente, debido a que estos poseen una elevada eficiencia en la transmisión térmica, presentándose como una fuente de energía limpia y de bajo costo, accesible para la población.

Todo lo anterior representa la motivación para desarrollar el presente trabajo, el cual se enfocó primordialmente en el análisis de estos dispositivos, desde el punto de vista de la descripción de su funcionamiento y de su construcción.

Tras la construcción y las experiencias llevadas a cabo para la descripción de los tubos de calor, se calculó el calor transmitido por éstos para evaluar la factibilidad de utilizarlos, de manera útil y económica, en aplicaciones a usos domiciliarios.

1.2 Acerca del estado del Arte

El funcionamiento de los tubos de calor está descrito por los principios de transferencia de calor, ocupando el ciclo de evaporación y condensación de un fluido localizado en el interior del tubo de calor, tal como lo muestra la Figura 1 - 1.

El líquido, llamado “fluido de trabajo”, situado en un extremo del tubo y localizado en el foco caliente, al evaporarse permite transportar el calor desde un punto a otro, entregando el calor latente al condensarse sobre la pared interior del tubo en el foco frío, mecanismo que mejora ostensiblemente la transmisión térmica. Típicamente, el extremo del tubo desde donde se evapora el fluido de trabajo es denominado evaporador, mientras que el extremo donde se condensa es llamado condensador. El tramo en dichas zonas es llamada zona adiabática.

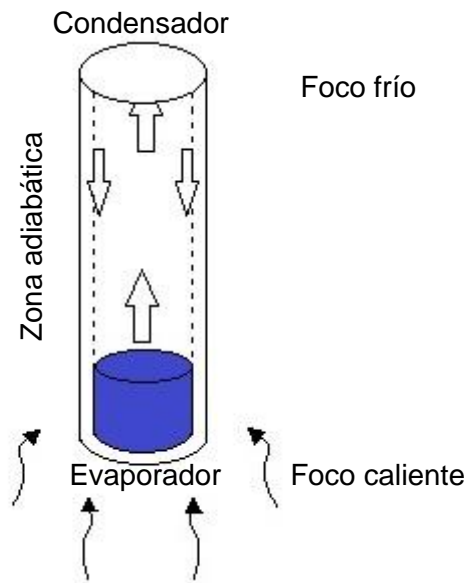


Figura 1 - 1. Funcionamiento general de tubo de calor. La flecha ascendente muestra el flujo de partículas evaporadas del fluido de trabajo y las descendentes las partículas condensadas que viajan de vuelta hacia el evaporador.

Los orígenes del tubo de calor yacen en el trabajo de Perkins, quien construye los primeros tubos de calor aplicados a calderas y hornos que alcanzaron 200°C de temperatura; pero cuya construcción no contenía la estructura capilar.

Luego en 1944 R.S Gaugler de la General Motors construye tubos de calor para la utilización de estos como un dispositivo para refrigeración, además de proponer una malla de acero sinterizada como estructura capilar para devolver el fluido condensado hacia el foco caliente, con el objeto de no ocupar la gravedad como mecanismo de retorno.

En la década de los 60 Grover investigó el comportamiento de los tubos de calor, tanto los límites operacionales como sus variaciones constructivas y de diseño, ocupando malla de alambre como estructura capilar y fluidos de trabajo como sodio, litio y plata, extendiendo el rango de temperaturas de operación y ampliando el campo de aplicaciones de los tubos de calor.

Actualmente, estos son ocupados en un amplio espectro de temperaturas. Desde a mediados del siglo XX ya han sido aplicados en varios campos, no tan solo como sistema de calefacción, sino que también como sistema de refrigeración, aplicados desde la elaboración de hardwares en sistemas computacionales hasta en aeronaves espaciales y satélites. Por lo tanto, las temperaturas cambian dependiendo de la aplicación y, es aquí la importancia de escoger el fluido de trabajo adecuado. En el caso de aeronaves espaciales, se debe trabajar en ausencia de gravedad, y entonces el regreso del agua condensada hacia el sector caliente del tubo se hace dificultoso. En estos casos es muy útil ocupar capilares en las paredes del tubo y mover el agua condensada por presión capilar.

Como ya se mencionó, la buena elección de un fluido de trabajo acorde a la aplicación, es fundamental para un buen diseño de un tubo de calor. Considerar el material del recipiente compatible con el fluido y rango de temperaturas de operación, tal como se muestra en la tabla 1.1.

Temperature Range (°C)	Heat Pipe Working Fluid	Heat Pipe Vessel Material
-200 to -80	Liquid Nitrogen	Stainless Steel
-70 to 60	Liquid Ammonia	Nickel, Aluminum, Stainless Steel
-45 to 120	Methanol	Copper, Nickel, Stainless Steel
+5 to 230	Water	Copper, Nickel
+190 to 550	Mercury 0.02% Magnesium 0.001%	Stainless Steel
+400 to 800	Potassium	Nickel, Stainless Steel
+500 to 900	Sodium	Nickel, Stainless Steel
900 to 1,500	Lithium	Niobium +1% Zirconium
1,500 to 2,000	Silver	Tantalum +5% Tungsten

Tabla 1.1. *Tabla de fluidos de trabajo, compatibilidad con materiales de tubo y rango de temperaturas. [1].*

Hoy se reconoce a los tubos de calor inherentemente con una estructura capilar dentro de ellos, mientras que los que no poseen, son llamados termosifones.

Las estructuras capilares comúnmente utilizadas son las que aparecen en la Figura 1 - 2.

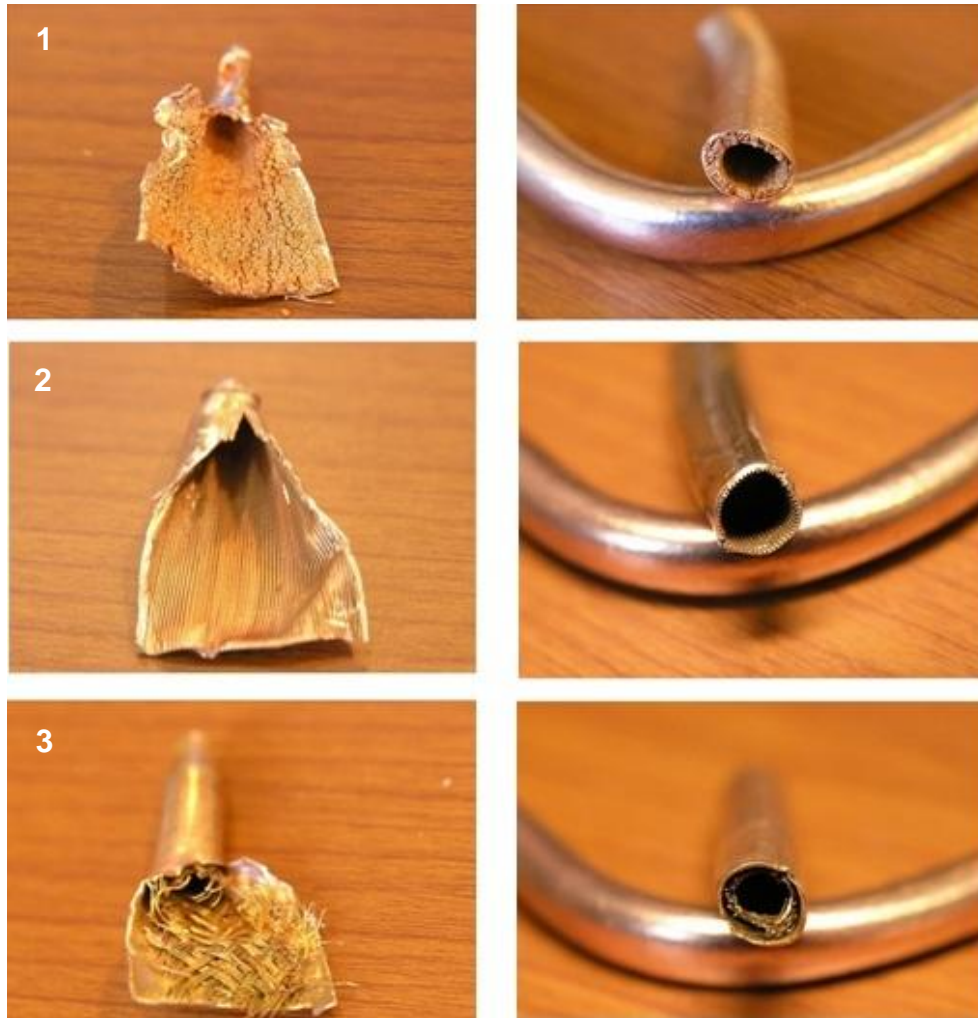


Figura 1 - 2. Tipos de estructuras capilares. (1) Arenilla metálica o Sinterede Powder, (2) Ranura o Grooved, (3) Malla o Mesh.

2.1 Recurso solar

Para la descripción del funcionamiento de los tubos de calor se debe tener en cuenta algunos aspectos esenciales de la radiación solar.

El sol representa una gran fuente energética, ya que éste irradia de forma dispersa 1300 W/m^2 aproximadamente. Esta energía se emite a través de la radiación solar como un conjunto de ondas electromagnéticas desde el infrarrojo hasta el ultravioleta, tal como se observa en la Figura 2 - 1.

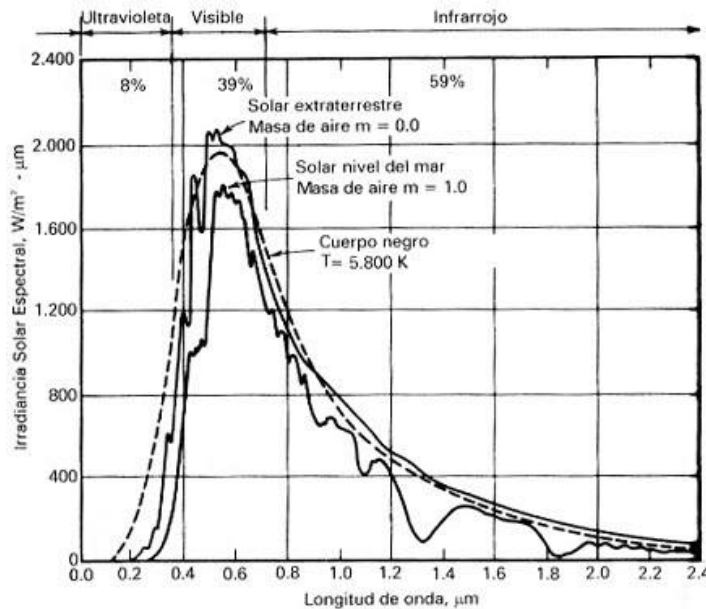


Figura 2 - 1. Gráfico de distribución espectral de la radiación solar. Además se muestra la distribución de un cuerpo negro y para $m=0,1$ con $m=1/\cos \theta$.

Tal como se mostró en la imagen anterior, la intensidad de la radiación solar posee una distribución espectral, con el valor aceptado como radiación integrada para toda longitud de onda ; $I_o = 1372,7 \text{ W / m}^2$.

Se debe tomar en cuenta que esta radiación en su trayecto a la superficie terrestre es absorbida, reflejada y difundida por distintos constituyentes de la atmosfera. Lo anterior da origen a dos componentes de la radiación: radiación directa (I_b) y difusa (I_d). La primera es la que proviene directamente del sol capaz de generar sombra y la segunda es la que llega difundida de todas direcciones del cielo. Ambas suman lo que se denomina radiación global (I_h).

$$I_h = I_b + I_d$$

Para efectos prácticos, de aquí en adelante, el término radiación se empleará para expresar una medición de radiación directa.

Esta radiación directa medida, depende del ángulo, así se tiene que:

$$I_{b,n} = \frac{I_b}{\cos \theta}$$

Donde el subíndice n corresponde a una incidencia normal a los rayos del sol y θ es el ángulo formado por la dirección tierra-sol y la vertical del lugar.

En la figura 2 -2 , se muestra una curva típica de radiación global de un día completo.

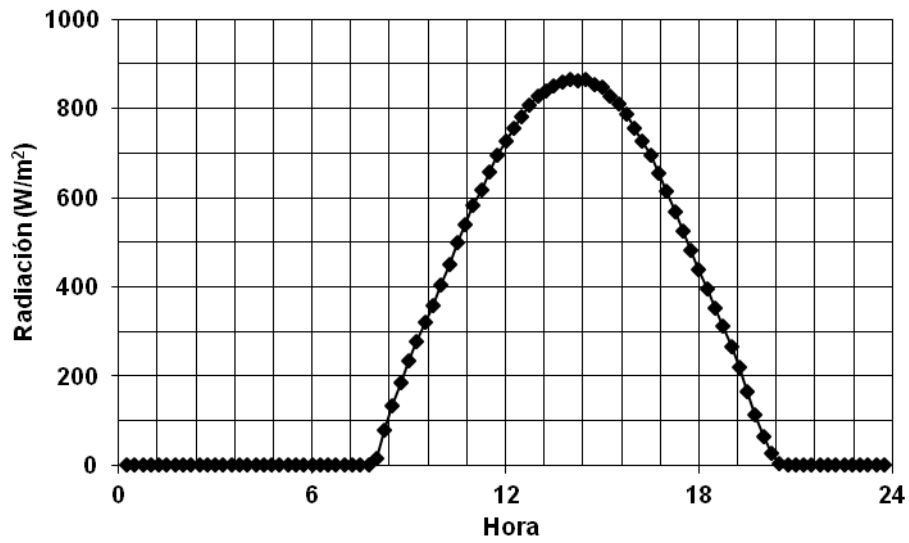


Figura 2 - 2. Gráfico de radiación del 13 de Febrero 2011, Estación meteorológica USACH.

2.2 Principios del funcionamiento de los tubos de calor y termosifones

En primera instancia, el cuerpo de estos dispositivos consta de un tubo cerrado de un material con una alta conductividad térmica, tal como cobre o aluminio entre otros materiales que aseguren una buena conducción de calor desde el exterior hacia el interior del tubo.

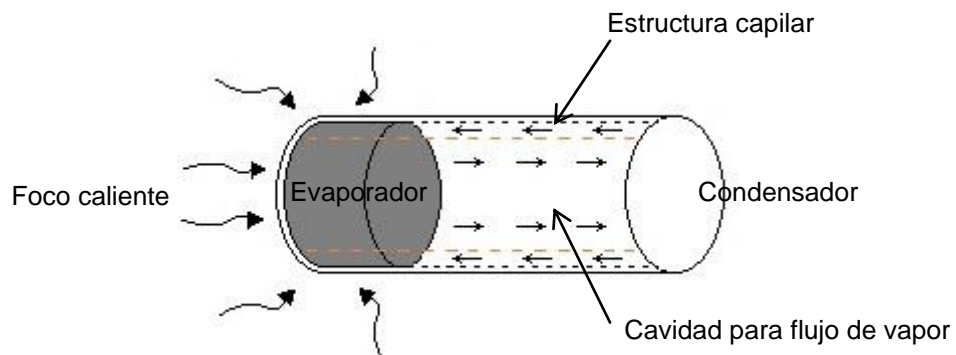


Figura 2- 3. Funcionamiento de tubo de calor.

En el interior hay un “fluido de trabajo” que se acumula en uno de los extremos sólo por acción de la gravedad. Esta modalidad de ocupar solamente la gravedad como mecanismo de acumulación del fluido de trabajo se asocia a los dispositivos llamados termosifones. Por el contrario, cuando se utiliza una estructura capilar en la pared interior del tubo como mecanismo de transporte del fluido de trabajo, se habla de tubos de calor, tal como indica la Figura 2 - 3.

Se debe entender que la presencia de un foco caliente y otro frío es esencial para funcionamiento de estos dispositivos. Lo anterior toma sentido ya que, tal como se había mencionado, estos dispositivos se destacan por transportar o recoger la energía desde un punto (foco caliente) y llevarlo a otro (foco frío).

Así, una vez calentado el fluido de trabajo con la energía del foco caliente, las partículas se evaporan y se trasladan hacia el extremo opuesto del tubo (foco

frío), condensándose y entregando su calor latente, volviendo al estado líquido devuelta al extremo inicial por medio de los capilares de la pared interior, o sólo deslizándose por la pared interior por acción de la gravedad en el caso de los termosifones, repitiéndose una y otra vez el mismo circuito.

Frecuentemente en la fabricación se hace un vacío parcial extrayendo el aire contenido en el tubo, así, se eliminan las partículas gaseosas no condensables y la evaporación del fluido se efectúa con mayor facilidad.

Cabe recordar que en un recipiente cerrado, tal como los tubos de calor, la velocidad de evaporación disminuirá hasta igualar la velocidad de condensación llegando a un equilibrio a la presión de vapor o de saturación.

Lo anterior se explica, porque el vapor ya no admite más partículas evaporadas. La presión de vapor depende de dos factores a saber: la temperatura y la naturaleza del líquido. Entonces, cuando un líquido tiene una presión de vapor alta, éste permitirá que más partículas se evaporen antes de llegar al equilibrio. Estos líquidos son llamados volátiles, tales como gasolina, acetona, etc. Así mismo, un líquido aumentará su presión de vapor a medida que aumente su temperatura. Es importante mencionar que la relación de temperatura y presión de vapor de un líquido no es lineal. En el gráfico de la figura 2- 4, se muestra la presión de vapor para distintos líquidos a diferentes temperaturas en una escala logarítmica.

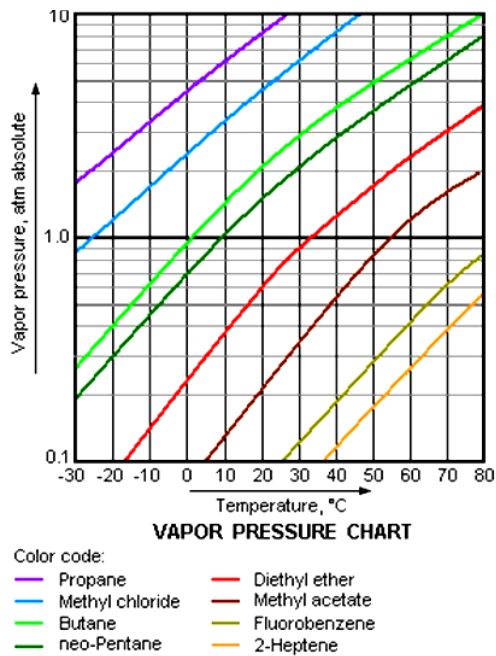


Figura 2 - 4. Gráfico de presión de vapor para distintos fluidos.

Entonces, en un fluido contenido en un recipiente cerrado, a medida que la temperatura aumenta, la presión de vapor también lo hará y la cantidad de partículas que puedan escapar a estado gaseoso será mayor.

Por lo tanto, el fluido de trabajo debe ser escogido según la temperatura de funcionamiento, ya que las capacidades caloríficas de cada fluido son distintas.

Generalmente, si las temperaturas son bajas, entre 273 y 400 K, se puede ocupar un fluido de trabajo como el alcohol, agua, metanol, amoníaco o en combinaciones con agua.

3.1 Pérdidas por fricción - Flujo laminar y turbulento

En los tubos de calor son muy importantes las pérdidas de presión por fricción del fluido en la fase vapor y líquido, ya que estas finalmente determinan el flujo de calor en el condensador.

Para describir lo anteriormente dicho, es necesario explicar sobre los tipos de flujos.

Fundamentalmente existen dos tipos de flujos en los fluidos – Laminar y Turbulento. El flujo laminar principalmente se caracteriza por un flujo por laminas que no se mezclan entre si. Ocurre a bajas velocidades, dentro de contenedores pequeños y donde la viscosidad es alta.

Por el contrario, en el caso del flujo turbulento, las láminas se mezclan dando un traspaso de momentum entre la masa del fluido y las paredes del contenedor, es decir hay pérdidas de energía en el transporte de masa.

Una forma práctica para definir si un flujo es laminar o turbulento es evaluar el número de Reynolds, R_e .

$$R_e = \frac{\rho v d}{\mu}$$

Donde ρ es la densidad del fluido, v la velocidad, μ la viscosidad dinámica y d_e es una longitud representativa del flujo, también conocido como diámetro hidráulico. La forma correcta de calcular d_e se muestra a continuación:

$$d_e = \frac{4 \text{ sección transversal}}{\text{perímetro}}$$

Así, para un tubo circular de diámetro d sería:

$$d_e = \frac{4\pi d^2 / 4}{\pi d} = d$$

Reordenando los factores de la expresión de R_e , se obtiene que

$$R_e = \frac{\rho v^2 d}{\mu v / d}$$

La ecuación anterior representa la razón entre las fuerzas inerciales y la viscosa o visto de otra manera, el cociente entre la energía utilizada inercialmente y la energía utilizada en ejercer corte en el flujo.

De lo anterior, se establece que cuando $R_e > 10^5$ corresponde a un flujo turbulento, mientras que cuando $R_e < 10^5$ es laminar. Cabe señalar, que ambos flujos tienen una zona de transición, es decir, un flujo se puede encontrar en estado laminar y paulatinamente pasando por una transición llega a un estado turbulento. Esta zona de transición depende del contenedor del flujo en su forma y en la superficie (rugosidad), ocurriendo para tubos y canales, aproximadamente cuando $R_e = 2100$.

En los tubos de calor, principalmente se tienen flujos laminares, sin embargo, no es un factor a no tomar en cuenta, debido a que un flujo turbulento podría disminuir notablemente la transmisión térmica. Por lo tanto, al momento de

diseñar un tubo de calor, son importantes las características del contenedor y las dimensiones de éste.

Debido a que generalmente se desarrollan flujos laminares dentro de los tubos de calor, trabajaremos principalmente con formas geométricas cilíndricas y flujos tipo laminares.

Estableciendo las condiciones de incompresibilidad, flujo laminar, viscosidad constante y estado estacionario, el flujo de un fluido dentro de un tubo queda descrito por la ecuación de Hagen – Poiseville, la cual a su vez surge desarrollando la ecuación de Navier Stokes.

$$v_r = \frac{a^2}{4\mu} \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right] \left(-\frac{dP}{dl} \right)$$

La ecuación de Hagen – Poiseville muestra el perfil radial de velocidades del fluido que existe en estado estacionario dentro de un tubo (de radio a), con eje de coordenadas en el centro de este último. Por lo tanto, queda demostrado que la velocidad máxima v_{\max} ocurre cuando $r=0$, es decir, en el centro del tubo.

$$v_{\max} = \frac{a^2}{4\mu} \left(-\frac{dP}{dl} \right)$$

También, podemos calcular la velocidad promedio del perfil, tal como sigue:

$$v_{prom} = \frac{a^2}{4\mu} \left(-\frac{dP}{dl} \right) \frac{1}{2a} \int_{-a}^a \left[1 - \left(\frac{r}{a} \right)^2 \right] dr$$

Obteniendo como resultado

$$v_{prom} = \frac{a^2}{8\mu} \left(-\frac{dP}{dl} \right)$$

Tal como habíamos mencionado en un comienzo, se había considerado un fluido incompresible, por lo tanto el gradiente de la presión a lo largo del tubo es constante.

Si despejamos el gradiente de presión de la ecuación anterior, queda:

$$\left(-\frac{dP}{dl} \right) = \frac{\Delta P_f}{l} = \frac{8\mu v_{prom}}{a^2}$$

El gradiente de presión lleva un signo negativo puesto que se entiende como una caída de presión a lo largo del tubo, y además, tal como se muestra en la expresión anterior, esta diferencia de presión queda en función de la viscosidad dinámica. En virtud de lo anterior, ΔP_f hace mención a la caída de presión debido a la fricción del fluido a lo largo del tubo, o visto de otra forma, las pérdidas de energía por unidad de volumen de fluido generadas por la viscosidad.

Entonces, es de interés comparar ΔP_f , con la caída de presión cinética o inercial ΔP_K , la cual básicamente corresponde a la diferencia de presión necesaria para mover la masa de fluido de un punto a otro (Bernoulli).

Para analizar esta comparación se hace lo siguiente:

$$\frac{\Delta P_K}{\Delta P_f} = \frac{\frac{1}{2} \rho v^2}{l 8\mu v / a^2}$$

Si se desarrolla la expresión se encuentra lo siguiente:

$$\frac{\Delta P_k}{\Delta P_f} = \frac{1}{16} \left[\frac{\rho v a}{\mu} \right] \frac{a}{l} = \frac{1}{64} \left[\frac{\rho v d}{\mu} \right] \frac{d}{l} = \frac{1}{64} R_e \frac{d}{l}$$

La ecuación anterior, toma vital importancia ya que permite averiguar el largo necesario del tubo l , a partir del cual las pérdidas de presión por fricción dominarían por sobre las inerciales. Lo anterior ocurre cuando $l = \frac{R_e}{64} d$.

3.2 Flujo dentro de estructura capilar homogénea y no homogénea

Un aspecto importante a definir en el funcionamiento de los tubos de calor (tubo con estructura capilar), es el flujo de líquido condensado que viaja desde el condensador hasta el evaporador, a través de la estructura capilar, ya que dependiendo de esto se obtendrán buenos resultados en la transferencia de calor.

En primera instancia se debe hacer la distinción entre las estructuras capilares homogéneas y no homogéneas.

En las homogéneas se puede decir que el flujo se mueve a través de una fracción del área transversal total de la estructura. Por lo tanto, podemos definir el flujo de masa de líquido a través esta como:

$$\dot{m} = \rho A v$$

Donde A corresponde a la fracción del área transversal total de la estructura que está vacío y v la velocidad del líquido dentro de ella. Si definimos, dicha

fracción como ε y pensamos que el líquido fluye dentro de pequeños tubos capilares dentro de la estructura capilar, podemos ocupar la expresión de Hagen Posiville de la velocidad promedio para reordenar la expresión anterior.

$$\dot{m} = \frac{\pi(r_w^2 - r_v^2)\varepsilon\rho r_e^2 \Delta P_l}{8\mu l_e}$$

Es importante mencionar que l_e corresponde a la longitud efectiva del tubo de calor. Se hace necesario expresar esta variable, puesto que la longitud del evaporador y el condensador varían en la medida que el fluido se aloja y desaloja de la zona (evaporación y condensación). Por lo tanto, se define esta variable como $l_e = l_a + \frac{l_{ev} + l_c}{2}$. Además notar que la diferencia de presión, pasa del subíndice f , tal como se designó en la sección anterior para las caídas de presión por fricción de un fluido laminar general, a l , para designar la caída de presión específicamente en la fase líquida.

Es común escribir la expresión del flujo de masa, en términos de \dot{Q} , el calor transmitido al fluido por unidad de tiempo, entendiendo que $\dot{m} = \dot{Q} / L$, donde L es el calor latente de evaporización.

$$\Delta P_l = \frac{8\mu\dot{Q}l_e}{\pi(r_w^2 - r_v^2)\varepsilon\rho r_e^2 L}$$

Así, una vez escogidas las características geométricas de la estructura capilar, la caída de presión queda en función del calor necesario a entregar en el evaporador. Posterior a esto, tal como se menciona en la sección anterior, es

importante comparar esta caída de presión con las diferencias de presión inerciales para asegurar un funcionamiento óptimo.

Otra ecuación muy utilizada para describir el flujo dentro de una estructura homogénea es la de Darcy's Law, la cual posee mucha similitud con la ecuación anterior, salvo por una corrección que contabiliza el tamaño, la distribución y la tortuosidad de los poros.

$$\Delta P_l = \frac{\mu \dot{Q}_e}{\rho k A L}$$

Donde A es el área de la sección transversal de la estructura capilar y k la permeabilidad de esta.

3.3 Flujo en fase de vapor

Analizando el flujo de la fase vapor del tubo de calor, es necesario indagar en las pérdidas de presión a lo largo del tubo, tal como se hizo en el caso del flujo dentro de la estructura capilar en fase líquida. Para tal efecto, se deben adicionar las pérdidas de presión del flujo de vapor en el evaporador, en la zona adiabática y condensador.

En este caso (flujo de vapor), se agrega el hecho que existe un flujo de partículas en forma radial, generado en la medida que partículas se evaporan desde las paredes del evaporador y partículas que se condensan hacia las paredes del condensador.

Por lo tanto, se hace necesario definir el número de Reynolds radial, tal como sigue.

$$\text{Re}_r = \frac{\rho_v v_r r}{\mu_v}$$

Por otro lado, Re_r se puede escribir en función del gradiente de flujo de masa a lo largo del evaporador o condensador. Esta equivalencia toma sentido al entender que el flujo inercial de forma radial ya descrito anteriormente, repercutirá en un aumento o disminución de \dot{m} a lo largo del evaporador y condensador.

$$\text{Re}_v = \frac{1}{2\pi\mu_v} \frac{d}{dx} \left(\frac{dm}{dt} \right) = \frac{1}{2\pi\mu_v} \frac{d\dot{m}}{dz}$$

Desarrollando la expresión anterior y considerando el gradiente de \dot{m} de forma lineal, el número de Reynolds axial Re se puede relacionar con Re_r de la siguiente manera:

$$\text{Re}_v = \frac{\text{Re}_r}{4} \frac{r}{z}$$

Donde z es el largo del evaporador o el condensador y r el radio del tubo.

Tal como se mencionó en la sección anterior, es importante establecer la condición de $l = \frac{R_e}{64} d$ para que las caídas de presión cinéticas o inerciales se

equipararan a las debido a fricción ($\frac{\Delta P_K}{\Delta P_f} = 1$). Esta condición al introducirla en la

expresión anterior de Re_r se tiene:

$$l \rightarrow z$$

$$z = \frac{Re_e}{64} d = \frac{Re_e}{32} r$$

Introduciendo en la Re_v se tiene:

$$Re_v = \frac{32 Re_e}{4} \frac{r}{r Re_e} = 8$$

Así, la condición expuesta da la relación de la longitud de las zonas de evaporador y condensador para asegurar que las pérdidas inerciales y de fricción se igualen. En la literatura se establece que Re_v varía en un rango de 0,1 – 100.

Existen dos posibilidades para analizar el flujo de vapor dentro del tubo de calor; la primera como un flujo incompresible o tomando las leyes de un fluido compresible.

A pesar de lo anterior, la compresibilidad del vapor es importante en la puesta en marcha y en fluidos de trabajo para altas temperaturas.

Tomando el fluido como incompresible podemos definir que la diferencia de presión necesaria para mover el fluido es

$$\Delta P_v = \Delta P_{ve} + \Delta P_{vc} + \Delta P_{va}$$

Donde cada término corresponde a la caída de presión en las zonas del tubo de calor (evaporador condensador y adiabática).

En la práctica, en el evaporador la diferencia de presión tiene la función de acelerar el vapor a la sección superior con velocidad axial v . Al comienzo el vapor sólo tiene velocidad radial y no axial, siendo fundamental y necesario un término inercial $\Delta P'_v$. Por otra parte, se deben tomar en cuenta las fuerzas de arrastre sobre la estructura capilar, por lo tanto la diferencia de presión en esta zona además debe contabilizar un término viscoso $\Delta P''_v$. En el caso de las otras zonas, sólo preponderan las fuerzas de arrastre, debiendo despreciar el término inercial en estas zonas.

Así, la diferencia de presión total se puede escribir de la siguiente manera.

$$\Delta P_v = \Delta P_{ve} + \Delta P_{vc} + \Delta P_{va}$$

$$\Delta P_v = \rho v^2 + \frac{8\mu_v \dot{m}}{\rho \pi r_v^4} \left[\frac{l_e}{2} + \frac{l_c}{2} + l_a \right]$$

3.4 Transferencia de calor y límites operacionales

En el funcionamiento de los tubos de calor y termosifones existen condiciones que limitan su funcionamiento. A continuación se listan los límites mencionados:

a) El límite por presión de vapor

Cuando la operación del tubo de calor se lleva acabo a bajas temperaturas, las caídas de presión por viscosidad predominan, tal como se había mencionado en el análisis de la fase vapor (sección 3.3), que en el evaporador se hace crítico esta variable.

Por lo tanto, el flujo energético no podrá superar cierto umbral debido a que en este rango de operación (bajas temperaturas), el flujo de masa se ve limitado por las diferencias de presión a lo largo del tubo.

Por medio del análisis de la fase vapor en dos dimensiones, Busse establece que el mayor transporte energético ocurre cuando la presión en el evaporador es nula obteniendo la siguiente expresión.

$$\dot{q} = \frac{r_v L \rho_v P_v}{16 \mu_v l_{eff}}$$

b) Límite sónico

En el desarrollo de flujos de vapor, tomándolo como un flujo incompresible se establece que el número Mach no puede superar a 0,3. Esto es:

$$\frac{v}{c} \leq 0,3$$

Siendo v la velocidad del flujo y c la velocidad del sonido.

Este límite ocurre a mayores temperaturas, generando un decaimiento en la diferencia de presión en el tubo, comparado con la presión promedio, observando el límite mencionado, el cual puede ser correlacionado por la siguiente ecuación:

$$\dot{q} = 0,474L(\rho_v P_v)^{0,5}$$

c) Límite de arrastre

Existe una tendencia del fluido de vapor a generar esfuerzos de corte sobre el fluido líquido que viaja a través de la estructura capilar, mas comúnmente en los casos de estructuras abiertas, o sobre el líquido que fluye libre sobre la superficie del tubo en el caso de los termosifones.

El fenómeno que ocurre específicamente, es que el flujo de vapor, dependiendo de su velocidad, arrastra en mayor o menor cantidad pequeñas gotas de líquido (líquido que viaja hacia el evaporador), llevándolas hacia el condensador, situación que hace disminuir la eficiencia del tubo de calor.

Para evaluar la factibilidad de que ocurra el arrastre de líquido, se debe calcular el número de Webber, expresión que compara las fuerzas inerciales del vapor con las fuerzas debido a la tensión superficial del líquido.

$$We = \frac{\rho_v v^2 z}{2\pi\sigma_l}$$

Donde ρ_v es la densidad del vapor, v la velocidad del flujo de vapor, z la longitud característica entre el la superficie vapor- líquido generalmente el espaciamento de la estructura capilar y σ_l la tensión superficial del líquido.

Muchos autores han estudiado este límite experimentalmente, llegando a concluir que el arrastre comienza a ocurrir cuando We es del orden de 1. Así, se puede despejar la velocidad crítica del vapor para que ocurra el fenómeno de arrastre:

$$v = \sqrt{\frac{2\pi\sigma_l}{\rho_v z}}$$

De lo anterior, se puede calcular el transporte de calor crítico para este límite, ya que $\dot{q} = \rho_v Lv$, donde \dot{q} es el flujo de calor a través del tiempo y L corresponde al calor latente de evaporación.

$$\dot{q} = \sqrt{\frac{2\pi\rho_v L^2 \sigma_l}{z}}$$

d) Límite de capilaridad

El límite de capilaridad se refiere a que las caídas de presión inerciales del líquido y vapor, añadiendo la caída de presión gravitacional, no deben superar la presión de bombeo capilar, ya que si ocurre lo contrario, el evaporador se secaría cesando el funcionamiento del tubo de calor.

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_v + \Delta P_g$$

Donde ΔP_c es la presión de bombeo capilar, ΔP_v y ΔP_l la caída de presión de vapor y el líquido respectivamente. La caída de presión gravitacional ΔP_g se calcula dependiendo.

$$\Delta P_g = \rho_l g l \sin \phi$$

Donde ϕ es el ángulo de inclinación del tubo con la horizontal y l el largo total.

Se puede deducir una expresión para el flujo de masa máximo en el tiempo de partículas de vapor, y por lo tanto para el flujo de calor máximo para este límite.

$$\dot{q} = \dot{m}L = \left[\frac{\rho_l \sigma_l L}{\mu_l} \right] \left[\frac{KA}{l} \right] \left[\frac{2}{r_e} - \frac{\rho_l g l}{\sigma_l} \sin \phi \right]$$

La ecuación anterior desprecia la caída de presión inercial del vapor, si embargo representa una buena aproximación.

Todos los límites operacionales señalados, se resumen en la Figura 3 - 1.

De acuerdo a investigaciones realizadas, se han resuelto estos modelos para obtener las curvas respectivas a estos límites operacionales.

Así, para el caso de un tubo de calor de cobre y agua como fluido de trabajo, una estructura de malla (100 Mesh/inch Wire Screen, 3 lay), una longitud de 75cm y 2cm de diámetro, se obtienen los límites operacionales expuestos en Figura 3 - 1.

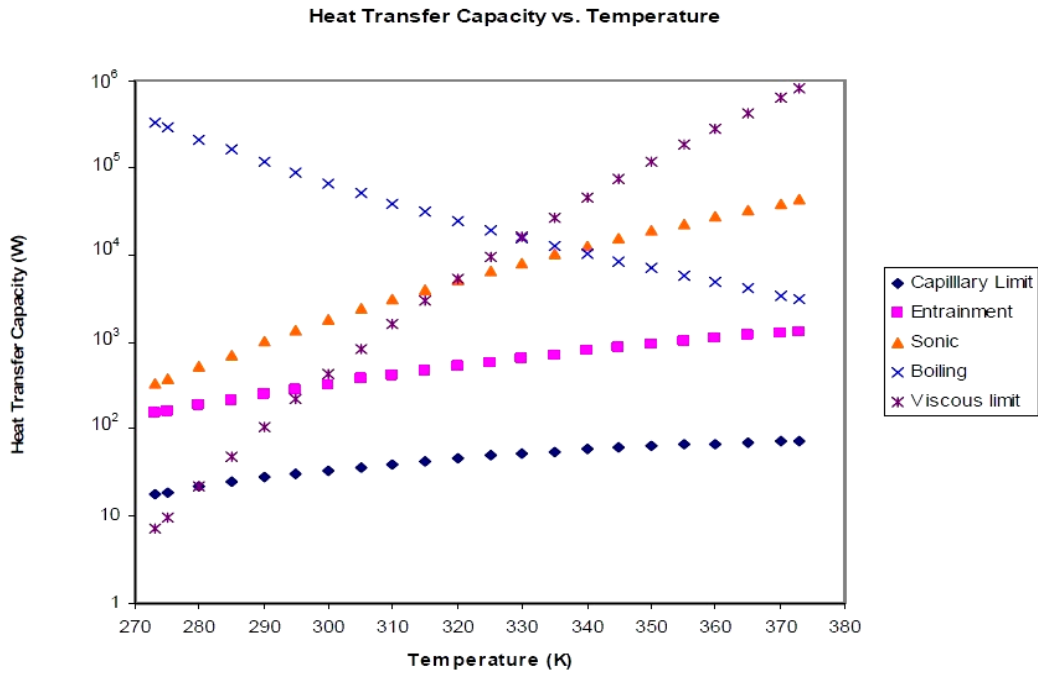


Figura 3 - 1. Gráfico Límites operacionales. Simulación tubo de calor en sentido horizontal a distintas temperaturas, fluido de trabajo=agua, wick=100 Mesh/inch Wire Screen, 3 lay ,L=0,75m, r=0,01m. [2]

En general, por literatura y por estos modelos en particular, se infiere que el límite operacional con más incidencia dentro de los rangos de temperatura intermedios (270 – 370K), para el agua como fluido de trabajo, es el límite capilar.

En la medida que se varía otro parámetro, que en el gráfico anterior se dejó fijo, los límites cambian, sin embargo, tal como se mencionó, para el caso del agua como fluido de trabajo es preponderante el límite capilar. La Figura 3 - 2, muestra el cambio de los límites operacionales pero esta vez variando el número de mallas de la estructura capilar.

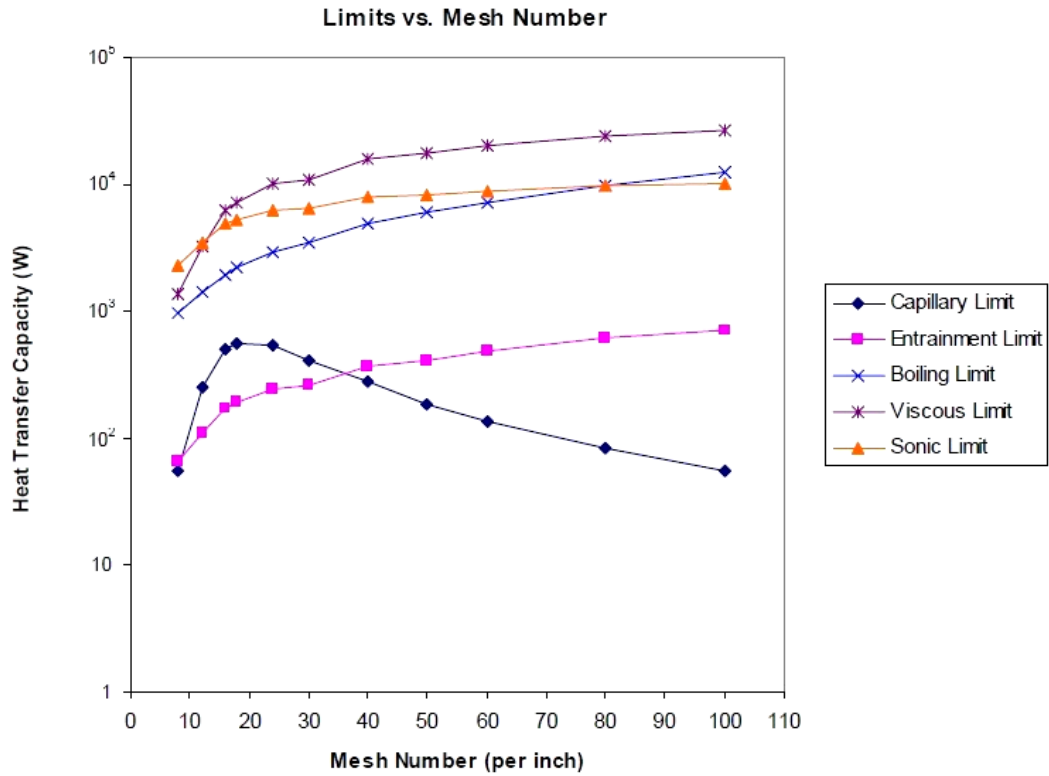


Figura 3 - 2. Gráfico Límites operacionales. Simulación tubo de calor en sentido horizontal a distintas temperaturas, fluido de trabajo=agua, a 65°C, L=0,75m, r=0,01m. [2]

Por otra parte, en la Figura 3 - 3 se muestra la transferencia de calor generada en función del ángulo de inclinación.

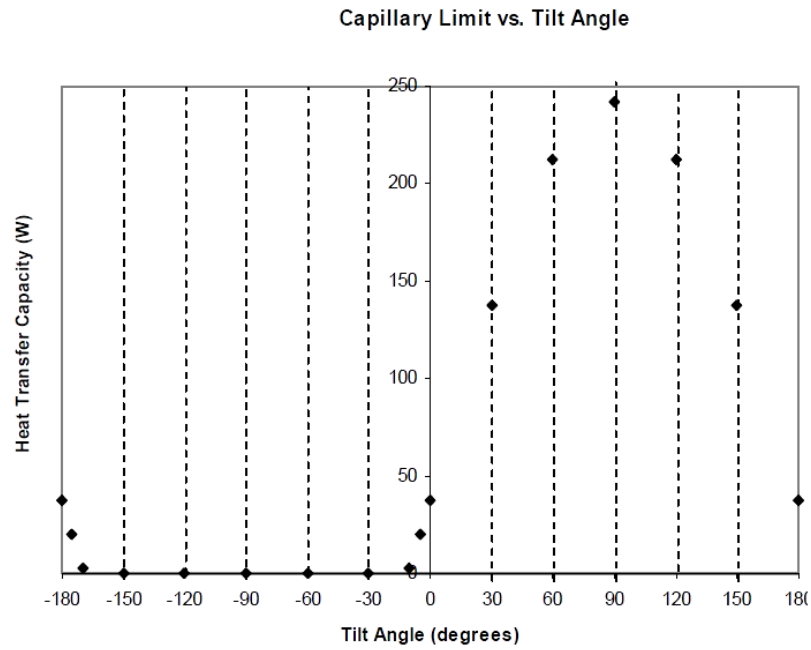


Figura 3 - 3. Gráfico Límites operacionales. Simulación tubo de calor, fluido de trabajo=agua, a 65°C, L=0,75m, r=0,01m, Wick=100 Mesh/inch Wire Screen, 3 lay. [2].

Del gráfico anterior se calcula que teóricamente el flujo de calor del tubo de calor en las condiciones que se indican en la Figura 3 - 3, sería equivalente a 13 W/cm².

Capítulo IV Construcción de tubos y reflectores solares

Se hace indispensable a la hora de construir un tubo de calor los considerar aspectos como la intensidad y la geometría de la fuente de calor, la geometría del tubo de calor y las condiciones ambientales.

Además de seleccionar el fluido de trabajo según la aplicación del tubo de calor, seleccionar el material apropiado compatible con el fluido escogido y seleccionar una estructura capilar adecuada.

Mediante la tabla 4.1, se observa la compatibilidad de materiales.

Compatibilidad de materiales				
Material de la estructura capilar	Fluidos de trabajo			
	Agua	Acetona	Amoniaco	Metanol
Cobre	R	R	NR	--
Aluminio	GGT	RL	R	NR
Acero Inoxidable	GGA	PC	R	GA
Níquel	PC	PC	R	RL
Fibra	R	R	R	R

Tabla 4.1. Compatibilidad de materiales. R:Recomendado, NR:No recomendado, RL:Recomendado por literatura, PC:Probablemente compatible, GGT:Generación de gas a todas temperaturas, GGA:Generación de gas a altas temperaturas. [3]

En el diseño de los tubos de calor existen diferentes variables que dependerán de la aplicación que se desea desarrollar, y que inciden en su construcción, tales como, el rango de temperaturas de operación, los materiales empleados y la geometría constructiva.

Una vez determinado el rango de temperatura que se desea alcanzar, se debe escoger un fluido de trabajo capaz de operar en dicha temperatura. Finalmente se debe seleccionar un material para la construcción del tubo que sea compatible con el fluido escogido, debido a que algunos al interactuar generan corrosión o incluso liberan gases que disminuyen la eficiencia del tubo.

En el presente trabajo, las cualidades que se esperan del tubo de calor a construir, son básicamente que opere por medio de la radiación solar como foco caliente, y que sea capaz de operar a 100°C generando $13\text{W}/\text{cm}^2$ de transferencia de calor aproximadamente.

Tomando en cuenta los puntos mencionados, y la tabla 4.1, se construyeron dos tubos de cobre, ocupando agua en uno de ellos y alcohol en el otro, al tubo con agua se le añadió una estructura capilar de malla para estudiar sus resultados y compararlos según datos bibliográficos.

En el punto 4.1, se muestra en detalle procedimiento de construcción.

Las dimensiones que se deben tomar en cuenta para la construcción del tubo de calor se ejemplifican en el esquema de la Figura 4 - 3; mientras que las dimensiones reales y materiales utilizados para construir los tubos se resumen en la tabla 4 - 2.

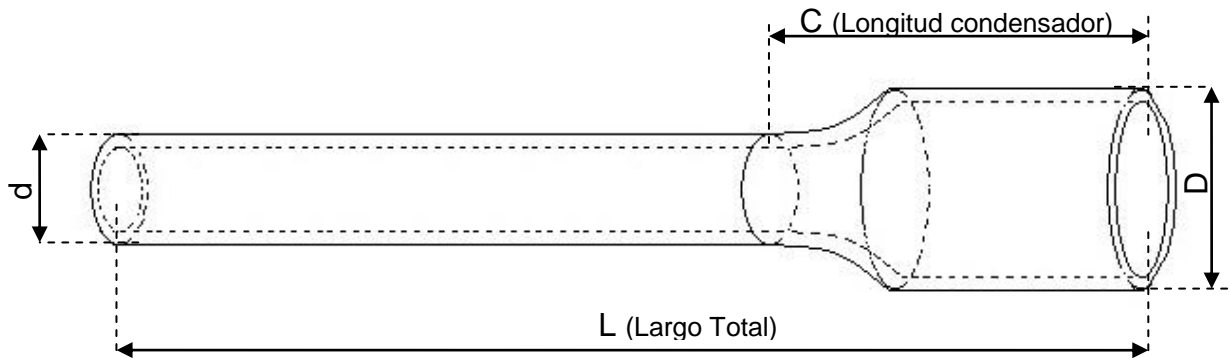


Figura 4 - 1. Esquema dimensional de tubo de calor.

4.1 Procedimiento de construcción de tubos de calor

La construcción de los tubos se lleva a cabo de la siguiente manera:

1.- Como recipiente se ocupa un trozo de cañería de cobre de $\frac{1}{2}$ " plg y 180 cm de largo, aproximadamente. En uno de los extremos se suelda un cabezal y en el otro una tapa para sellar el tubo, ocupando Ag como material de aporte. Cabe mencionar que previo a sellarlo, se introducen 20cc aprox. de fluido de trabajo.

2.- Posteriormente, en un sector cercano al cabezal se hace una perforación de 4 mm de diámetro.

3.- Se calienta el recipiente en el extremo donde está contenido el fluido de trabajo y al momento de observar que el vapor comienza a salir por la

perforación realizada, se procede a soldar esta zona con soldadura de Ag. Esta técnica se utiliza para eliminar partículas de gas no condensable y formar un vacío parcial dentro del tubo, luego que las partículas del vapor del fluido vuelvan a estado líquido. En figura 4 - 2, se aprecia el termosifón construido y la tapa de teflón para acoplar cabezal al vidrio.



Figura 4 - 2. Termosifón construido. Se observa en la imagen el resultado final de la construcción del tubo.

Anterior a realizar este procedimiento se ocupó estaño como material de aporte, sin embargo, ésta soldadura no era resistente a las temperaturas de operación del tubo, soltándose las uniones, dejando salir el fluido de trabajo y perdiendo el vacío parcial del tubo.

4.- Al tubo que se le introdujo agua como fluido de trabajo, se le añade además en su interior una funda de material de teflón, el cual posee una construcción en forma de malla con aproximadamente 400 celdas por pulgada cuadrada, tal como se observa en la Figura 4 – 3.

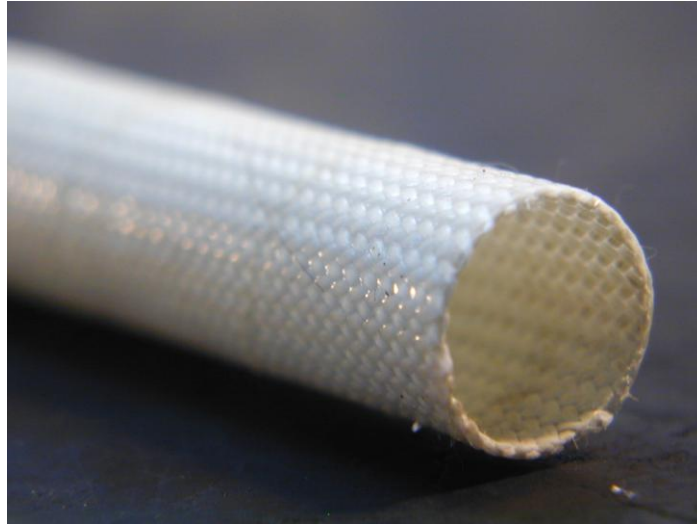


Figura 4 - 3. Malla de fibra. El diámetro de la funda es de ½ pulgada.

La tabla 4.2 resume los materiales y dimensiones utilizadas para la construcción de los tubos.

N°	Tubo	Material del tubo	Fluido de trabajo	Soldadura	L (cm)	C (mm)	d (mm)	D (mm)
1	Termosifón comercial	Cobre	Agua	Ag	140	95	10	15
2	Termosifón construido	Cobre	Alcohol	Ag	166	155	24	30
3	Tubo de calor construido	Cobre	Agua	Ag	196	180	15	15

Tabla 4.2. Tabla de dimensionado de tubos construidos y comercial. Simbología detallada en Figura 4 - 1.

La cantidad de agua añadida a los tubos construidos (20cc), se basó principalmente en datos bibliográficos, verificándolos a partir de un experimento en el cual se construyó un termosifón con un tubo de vidrio (transparente) y una boquilla para hacer vacío en la parte superior. Colocando un foco caliente de 100°C en contacto con el evaporador, específicamente en el tramo de tubo

dónde se acumula el agua, observándose que la evaporación se genera de manera espontánea cercano a los 20cc. Observar figura 4 – 4.

Cuando se dice “evaporación espontánea” se refiere a una explosión de todo el volumen del fluido hacia la parte superior, transfiriendo rápidamente calor hacia las paredes del tubo, luego volviendo a estado líquido al cabo de pocos segundos (1 a 2), para que nuevamente suceda una explosión del volumen del líquido, entregando el calor de manera pulsada.



Figura 4 - 4. Termosifón de vidrio. Largo=80cm, diámetro=10mm. Se observa cómo se genera la evaporación del volumen de agua.

4.2 Concentradores solares construidos

Para generar una temperatura de 80°-100°C en la pared del tubo de calor, es infactible por medio de la radiación solar directa, ya que éste irradia a una tasa de 800 W/cm² aproximadamente, proyectando que se llegaría a una

temperatura aproximada de 40°C sobre la pared del tubo. Es por ello que se fabricaron dos reflectores solares cilíndricos.- parabólicos, los cuales fueron diagramados en las Figuras 4 - 5 y 4 - 6.

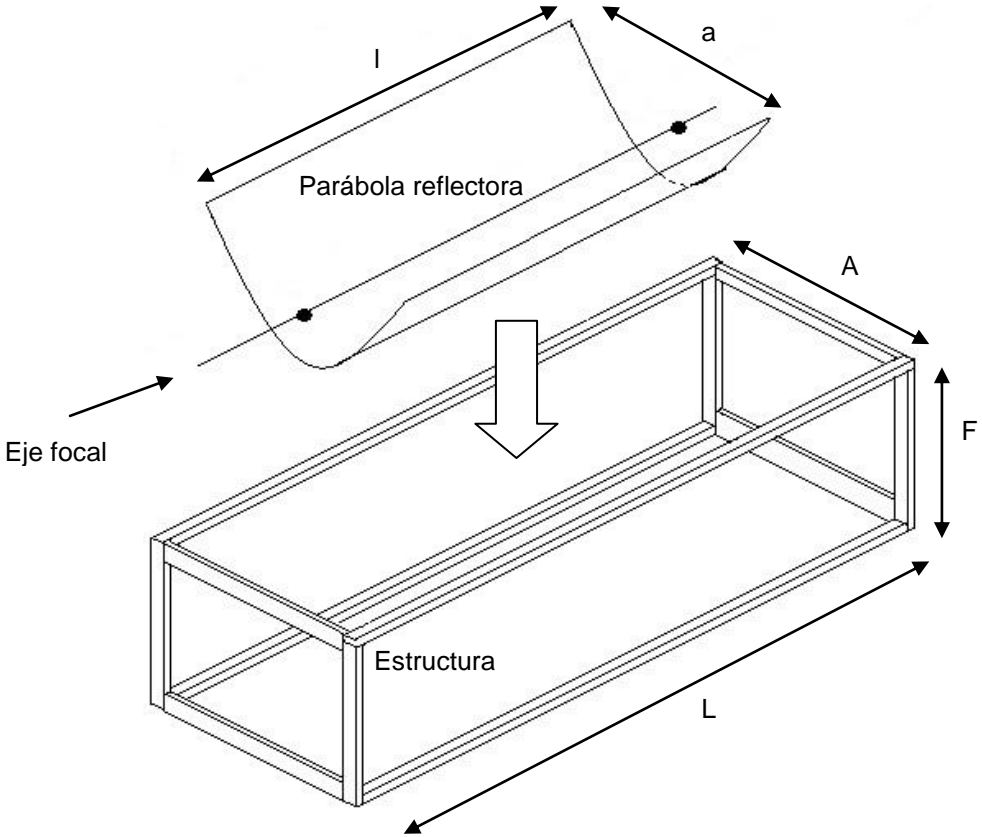


Figura 4 - 5. Concentrador solar N°1 con estructura de madera y latón como reflector.

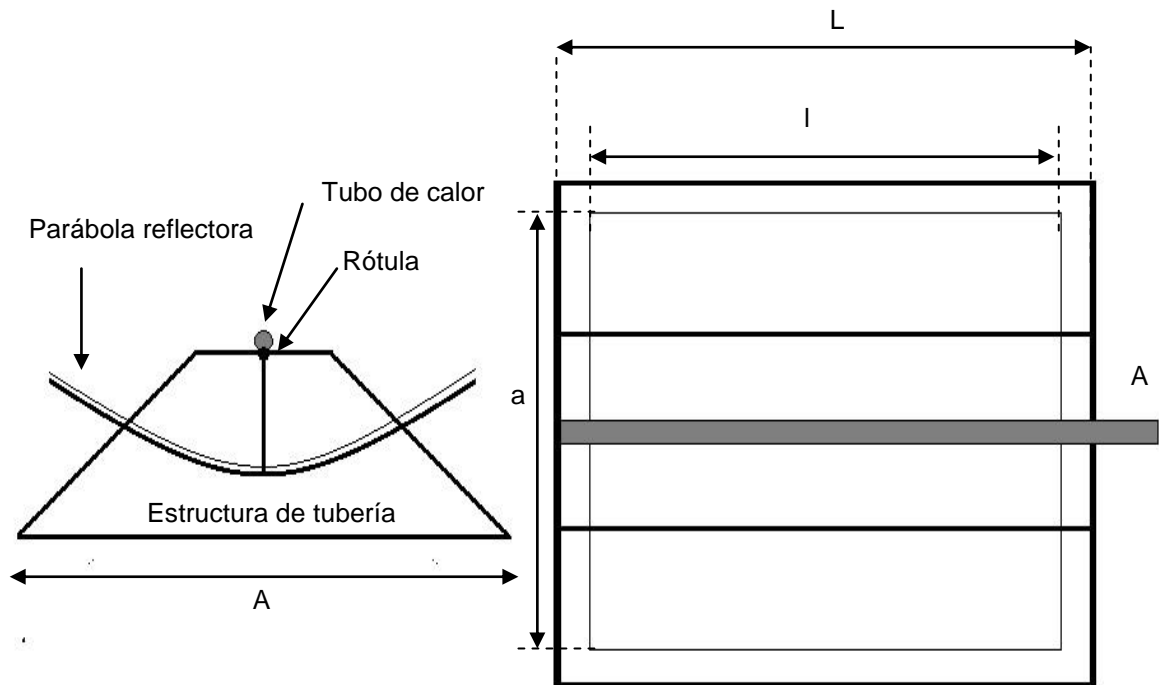


Figura 4 - 6. Concentrador solar N°2 con estructura de cañería y papel metálico como reflector.

La construcción del primer tubo cilíndrico parabólico se realizó con una estructura de madera utilizada como soporte y dos planchas de latón unidas utilizadas como reflector.

Las planchas de latón, cuyas medidas son de 71 cm x 127 cm, tuvieron que ser pulidas por una de sus caras, con el objetivo de aumentar su reflexión a los rayos del sol. El latón no es un buen reflector, ya que posee una capa de Zinc que disminuye el brillo, sin embargo es considerablemente menor en costo que las planchas de acero o aluminio.

El proceso de pulido, en primera instancia consta de un lijado al agua, con lijas de 100, 200, 800 y 1000, en el orden anteriormente descrito, de la mas gruesa a la mas fina, haciéndolo de forma perpendicular cada vez que se hace el cambio de lija, para evitar que queden rayas; realizándose todo este proceso a mano.

Posterior al lijado, se procede al pulido, el cual se efectúa con paños para pulir pegados a una máquina lijadora, pasándola sobre las planchas ya lijadas, agregando cada cierto tiempo aceite abrasivo para eliminar con mayor facilidad las rayas finas.

Finalmente, una vez pulidas ambas planchas, son unida una a la otra con remaches y fijadas a la estructura de madera con pasadores metálicos para formar la parábola, tal como se observa en la Figura 4 - 7 y 4 - 8.



Figura 4 -7. Planchas lijadas y unidas. Se observa en la imagen la unión de dos planchas de latón ya pulidas, por medio de remaches.



Figura 4 - 8. *Concentrador solar N°1 construido. Estructura del concentrador solar y en el foco el tubo al vacío de doble pared.*

El segundo concentrador solar, mostrado en la Figura 4 - 9, se efectuó por medio de una estructura construida con tubos de cañería plásticos y papel metálico como reflector sobre una mica para darle rigidez. En este concentrador, se le agregaron dos pivotes que sirven como rótula para ajustar el foco de la parábola.



Figura 4 - 9. Concentrador solar N°2 construido. Estructura del concentrador solar y en su foco un tubo de calor dentro de tubo de doble pared de vidrio al vacío.

En la tabla 4.3, se resumen las características generales de los concentradores solares según la simbología expuesta en las Figuras 4 - 5 y 4 - 6.

Concentrador	l (m)	a (m)	Área efectiva (m ²)	Potencia Concentrada (kW)	Material de parábola reflectora
N°1	1,4	1,2	1,7	1,7	Latón
N°2	1,0	1,2	1,2	1,2	Papel aluminio

Concentrador	L (m)	A (m)	F (m)	Distancia focal (m)	Material de estructura
N°1	1,6	1,4	0,6	0,30	Madera
N°2	1,2	1,4	0,8	0,45	Plástico

Tabla 4.3. Características generales de concentradores solares construidos. Potencia concentrada calculada a partir de una radiación directa ($\theta = 90^\circ$) de 1000 W/m^2

En tanto, como segundo método de concentración solar, se ocuparon dos tubos de doble pared de vidrio, con una capa selectora que permite atrapar el calor dentro de él. Así, los tubos de calor construidos (tubos de calor y termosifón) pueden ser introducidos dentro del tubo de doble pared de vidrio para aumentar la eficiencia.

Estos tubos de doble pared (ver Figura 4 - 10), principalmente son construidos en China y son adquiridos comercialmente en el mercado local a bajo precio, a pesar de que también pueden ser adquiridos por importación.



Figura 4 - 10. Tubo al vacío N°1. Sobre soportes se aprecia el tubo al vacío apuntando a 45° hacia el Norte (derecha) y detalle de doble pared y capa selectora (izquierda).

La tabla 4.4 expone las características geométricas de los tubos al vacío ocupados.

Tubo	Diámetro externo (mm)	Diámetro interno (mm)	Largo (mm)
Nº1	45	35	1500
Nº2	55	45	1800
Nº3	45	35	1500

Tabla 4.4. Características geométricas de tubos al vacío utilizados. Mediciones acorde a dimensiones comerciales.

En este experimento se intentó medir el calor absorbido y transmitido por los termosifones (construido y comercial), en condiciones de un foco caliente a temperatura variable.

Se comparó el funcionamiento entre termosifones ocupándolos para extraer el calor de un baño de agua caliente a 100°C dentro del tubo al vacío N°1.

El calor absorbido se mide mediante la disminución de temperatura del baño de agua caliente, mientras que el calor transmitido se mide mediante el aumento de temperatura de un baño de agua a temperatura ambiente instalado en el condensador de los termosifones.

5.1 Procedimiento experimental

El procedimiento se describe en las siguientes etapas:

- 1.- Montar el tubo de doble pared de forma vertical con fijador mecánico.
- 2.- Llenar el tubo de doble pared con agua hirviendo e introducir termosifón dentro de tubo de doble pared, previo haber instalado un contenedor de agua en el condensador del termosifón.
- 3.- Introducir termocupla para medir el enfriamiento del agua y sellar tubo de doble pared con tapón aislante.
- 4.- Llenar contenedor de agua del termosifón con 1.7 Lt. de agua fría e introducir termocupla dentro del contenedor para medir calentamiento del agua, tal como lo indica la Figura 5 - 1.
- 5.- Echar a andar cronómetro anotando las variaciones de temperatura del agua del tubo de doble pared y contenedor en relación al tiempo transcurrido.

6.- El procedimiento se repite para un trozo de cañería de cobre con dimensiones similares a los termosifones, con el fin de comparar sus resultados.

7.- Para medir las pérdidas a través del tubo de doble pared, se llenó con agua hirviendo y se midió el enfriamiento del agua a través del tiempo.

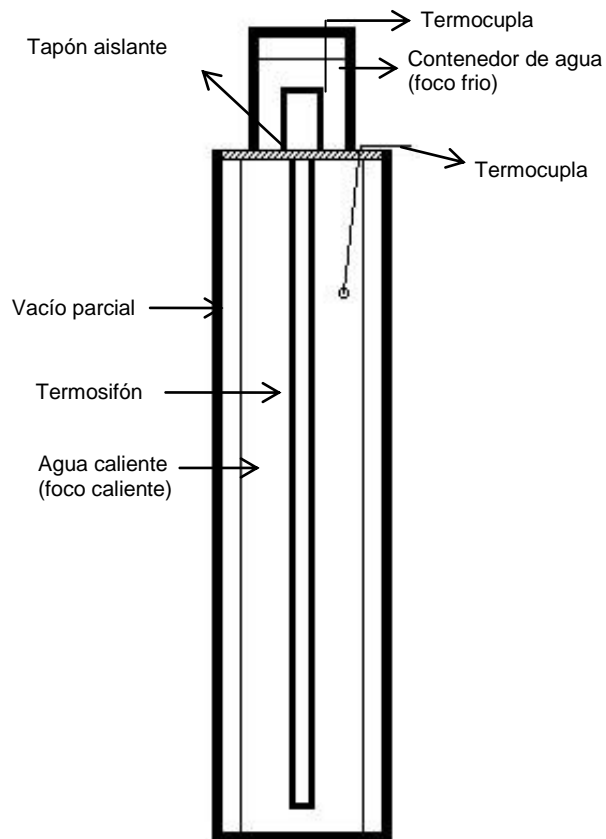


Figura 5 - 1. Montaje experimento de enfriamiento.

5.2 Resultados experimentales

La figura 5 - 2 muestra los resultados de las pérdidas de temperatura del tubo al vacío N°1, mientras que en la figura 5 - 3 se entrega el enfriamiento del baño caliente y el calentamiento del baño situado en el condensador, para termosifones y trozo de cañería de cobre.

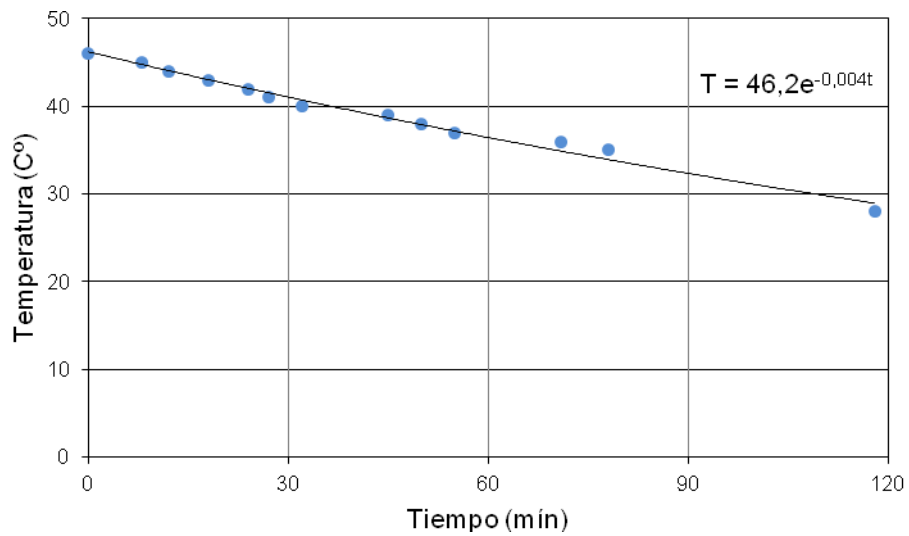


Figura 5 - 2. Gráfico de resultados de experimento de pérdida de temperatura de tubo al vacío N°1. Se observa el enfriamiento del agua dentro del tubo al vacío sin componentes en su interior y aislado del ambiente.

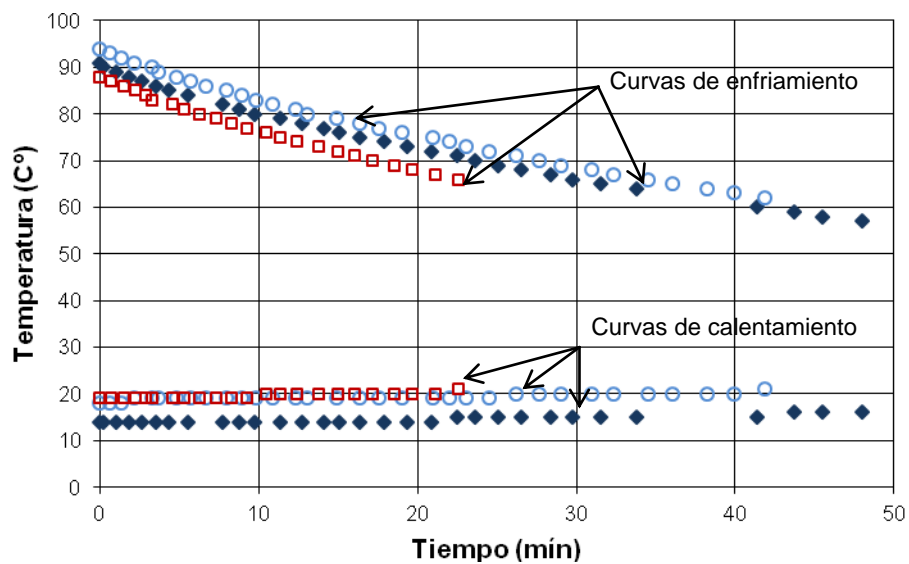


Figura 5 - 3. Gráfico de resultados comparativos entre tubos. Se observa el decaimiento de la temperatura del foco caliente y el aumento de la temperatura del foco frío para los tres componentes analizados: \blacklozenge termosifón comercial, \circ trozo de cañería y \square termosifón construido.

Las líneas de tendencia de temperatura v/s tiempo de la Figura 5 - 3 se muestran en Tabla 5.1.

Tubo		Tendencia enfriamiento foco caliente (°C)	Tendencia calentamiento foco frío (°C)
\blacklozenge	Termosifón comercial	$T = 92,1e^{-0,01t}$	$T = 0,04t$
\circ	Trozo de cañería	$T = 88,7e^{-0,01t}$	$T = 0,04t$
\square	Termosifón construido	$T = 87,3e^{-0,01t}$	$T = 0,04t$

Tabla 5.1. Tabla de líneas de tendencia para enfriamiento de foco caliente y calentamiento de foco frío para termosifón comercial, trozo de cañería y termosifón construido.

5.3 Análisis de resultados

La Figura 5 - 3 muestra que el agua del foco caliente, en los tres casos ensayados (termosifón comercial, construido y cañería de cobre), se enfrió de manera muy similar. Al Analizar sus líneas de tendencia y comparándolas con la ecuación de enfriamiento de Newton $T(t) = Ae^{-kt}$, se observa que los tiempos característicos $\tau = 1/k$ son iguales.

Además, si se calcula la variación de temperatura de dos puntos consecutivos dividido en el tiempo transcurrido (P), se observa que el promedio de todas estas variaciones consecutivas, es similar en los tres casos.

$$P = \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta t}$$
$$P_{construido} = 1,0 \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min}} \right)$$
$$P_{comercial} = 0,9 \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min}} \right)$$
$$P_{cobre} = 0,9 \left(\frac{^{\circ}\text{C}}{\text{min}} \right)$$

Comparando estos resultados con las pérdidas de temperatura del tubo al vacío N°1 mostrados en la Figura 5 - 2, se tiene que en ambos casos la velocidad de enfriamiento es aproximadamente la misma, por lo tanto, la energía absorbida es muy baja.

De igual forma, analizando el gráfico de la Figura 5 - 3 correspondiente al calentamiento del foco frío, se tiene que los tres tubos transmiten la misma energía a una tasa de 4,7 W aproximadamente.

Todo lo anterior, contradice la tesis que los termosifones trasmiten mayor flujo energético que un trozo de cañería de cobre, sin embargo esto se puede explicar principalmente porque la temperatura de operación está por debajo de lo necesario para que los termosifones entren en funcionamiento.

Con el propósito de explorar mayores rangos de temperatura, se hizo el experimento de calentar el tubo de calor construido, el termosifón construido y el termosifón comercial, a partir de la disipación de calor de un conductor energizado y embobinado alrededor de los tubos, dejando libre el condensador de éstos.

El conductor ocupado como resistencia eléctrica es denominado kanthal, material óptimo para disipar energía térmica en grandes cantidades, generalmente aplicado a dispositivos de calefacción y hornos eléctricos. Este conductor eléctrico posee una resistividad eléctrica aproximada de $0,5 \text{ Ohmm}^2\text{m}^{-1}$ a una temperatura entre 100 y 150°C (ver Figura 6 - 1), esperando que a una diferencia de potencial equivalente de 20 V , se obtenga una disipación de 100 W , a lo largo de un conductor de kanthal de 1 mm de diámetro y 4 metros de largo.

$$R = \rho \frac{L}{A} = 0,5 (\text{Ohmm}^2\text{m}^{-1}) \frac{4(\text{m})}{0,79(\text{mm}^2)} = 3,98(\Omega)$$

$$P = \frac{V^2}{R} = \frac{[20(\text{V})]^2}{3,98(\Omega)} = 100(\text{W})$$

Donde R es la resistencia, ρ la resistividad, L el largo del conductor y A su sección transversal. Por otro lado, P es la potencia disipada, V la diferencia de potencial colocado en los extremos del conductor.

Resistividad

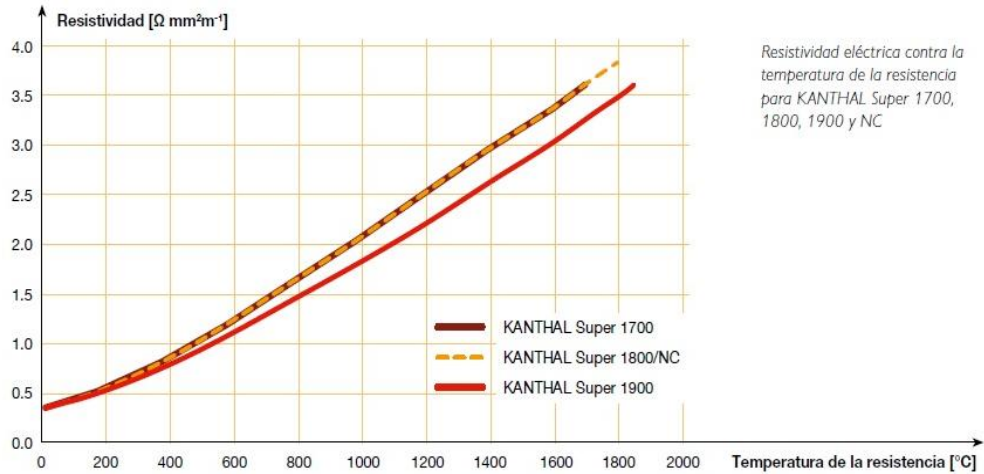


Figura 6 - 1. Gráfico resistividad v/s temperatura del kanthal.

El largo de la resistencia embobinada en cada tubo ensayo, se indica en la tabla 6.1.

Nº	Tubo	Cantidad espiras	Largo total de la resistencia (m)
1	Termosifón comercial	140	4,4
2	Termosifón construido	88	6,6
3	Tubo de calor construido	103	4,9

Tabla 6.1. Cantidad de espiras utilizadas.

Otra variable a controlar es la temperatura de equilibrio en la pared de los tubos en análisis y el aumento de temperatura en el cabezal del condensador.

La etapa inicial del experimento se llevó a cabo aislando el cuerpo de los tubos mediante una funda de material sintético (teflón), capaz de resistir la temperatura disipada por el kantal y además, aislar el arco eléctrico que se produciría entre el kantal y el material de los tubos (cobre), tal como se observa en la Figura 6 - 2.



Figura 6 - 2. Embobinado de los tubos construidos. Se observa el recubrimiento con la funda de material sintético (color blanco) y el conductor de kanthal.

El condensador por su parte, se aisló térmicamente con la misma funda de teflón, recubierto además por aislapol para evitar pérdidas de calor, así al medir el aumento de su temperatura se tiene una buena aproximación del calor transportado por el tubo de calor.

La Figura 6 - 3 esquematiza la medición de temperatura, la cual se hizo con 3 termocuplas en contacto con el cobre, una sobre el cabezal del condensador (T1) y 2 termocuplas en el cuerpo del tubo (T2 y T3).

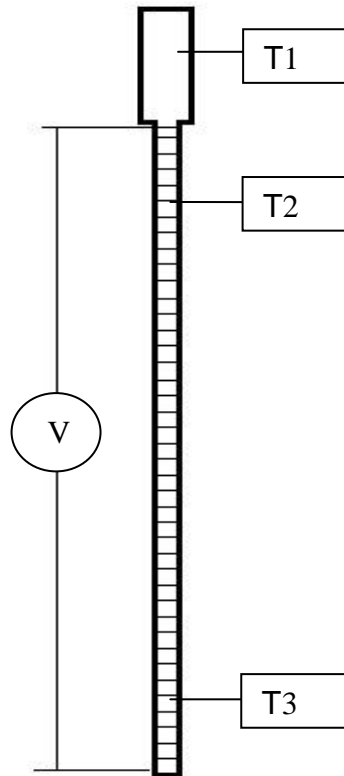


Figura 6 - 3. Montaje de experimento de resistencia eléctrica.

6.1 Procedimiento experimental

El procedimiento experimental se inició realizando el montaje de la Figura 6 - 3.

La diferencia de potencial conectada en los extremos del conductor varió entre 10 y 80 V dependiendo de cada caso, anotando la temperatura de las cinco termocuplas a través del tiempo transcurrido. El tiempo y la temperatura se adquieren mediante una grabadora de voz que guarda las lecturas habladas al momento del experimento.

El procedimiento repitió para el termosifón construido, termosifón comercial y tubo de calor construido en distintos ángulo de inclinación

6.2 Resultados experimentales

La Figura 6 - 4 muestra la temperatura medida en el condensador del termosifón a distintos ángulos de inclinación con respecto a la horizontal y voltajes aplicados a la resistencia eléctrica.

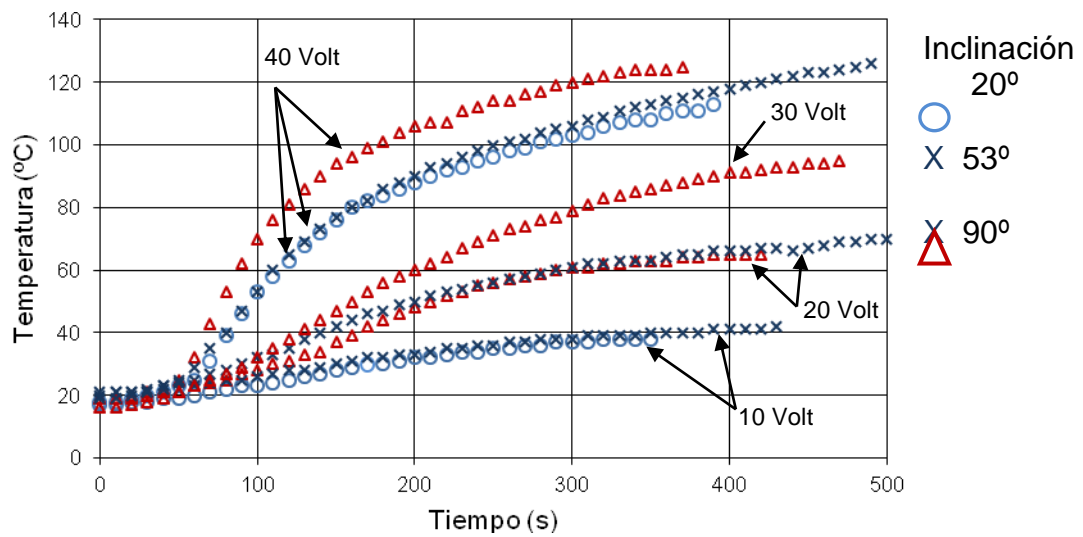


Figura 6 - 4. Gráfico de calentamiento de condensador de termosifón comercial dependiendo de ángulo de inclinación. Se muestran curvas para 10, 20, 30 y 40 Volt aplicados a la resistencia e inclinaciones de 20°, 53° y 90°.

Análogamente, la respuesta de la temperatura en el condensador del termosifón construido y el tubo de calor construido se muestra la Figura 6 - 6.

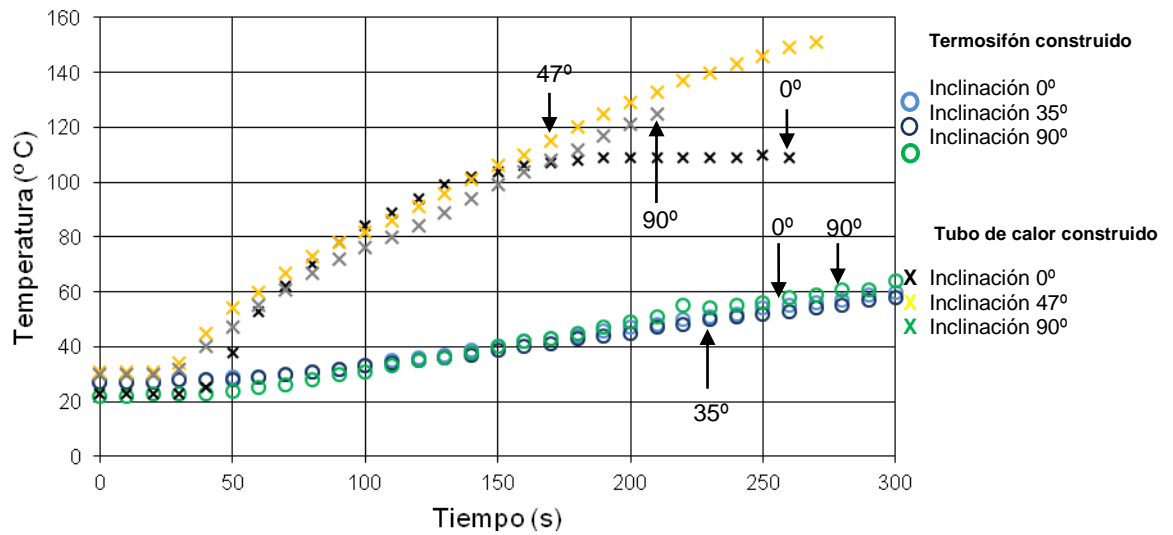


Figura 6 - 5. Gráfico de calentamiento de condensador de termosifón y tubo de calor construido aplicando un voltaje de 80V y 60V respectivamente. El termosifón se ensayo a 0°, 35° y 90° de inclinación, mientras que el tubo de calor construido a 0°, 47° y 90°.

El calentamiento del cuerpo de los tubos ensayados a un voltaje y una inclinación dada, característicamente siguió una distribución de temperatura como la mostrada en el gráfico de la Figura 6 - 6.

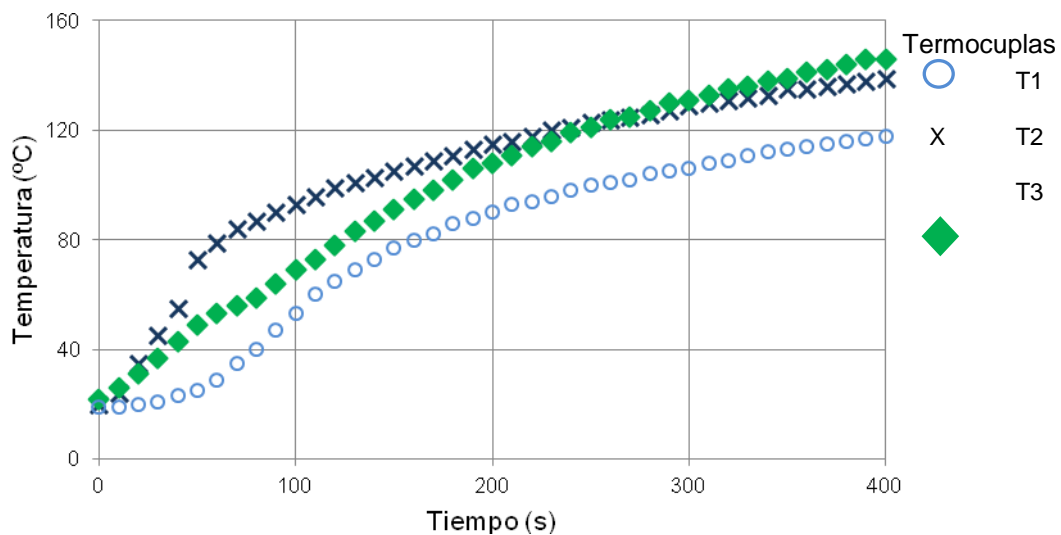


Figura 6 - 6. Gráfico de calentamiento del cuerpo de termosifón comercial para un voltaje de 40V y montaje en sentido vertical. Se muestran la temperatura v/s el tiempo de 3 termocuplas en contacto con el cuerpo del termosifón: T1, T2 y T3, tal como lo muestra la Figura 6 - 3.

6.3 Análisis de resultados

Para el caso del termosifón comercial, el ángulo de operación que generó un temperaturas máximas en el condensador fue a 53° respecto a la horizontal, mientras que para el termosifón y el tubo de calor construido fue de 47° y 90° respectivamente

Los resultados para el termosifón construido fueron los de peor rendimiento, ya que no se observó una respuesta de temperatura rápida en el condensador, incluso llegando hasta 80V en la resistencia eléctrica.

De la Figura 6 - 4, se observa que sólo a partir de los 40 V aplicados en la resistencia, se genera un cambio notorio en el aumento de la temperatura en el condensador del termosifón comercial, alcanzando $1,1 \text{ (}^\circ\text{C/s)}$ aproximadamente entre los 85 y 100°C en la pared del tubo. Para el tubo de calor construido, este aumento llega a $1,5 \text{ (}^\circ\text{C/s)}$ entre 75 y 90° en posición horizontal. Los rangos de

temperaturas mencionados, dan cuenta de la temperatura en la cual los tubos entran en operación.

La tabla 6.2 señala la potencia máxima generada en el condensador del tubo (\dot{Q}_{\max} foco frío) y la correspondiente potencia inyectada en el cuerpo del tubo (\dot{Q}_{in} foco caliente)

N°	Tubo	\dot{Q}_{\max} (W)	Angulo	\dot{Q}_{in} (W)
1	Termosifón comercial	16,9	Vertical	241
2	Termosifón construido	6,3	Vertical	1455
3	Tubo de calor construido	46,2	Horizontal	741

Tabla 6.2. Tabla resumen de calor máximo generado en cabeza. El calor es calculado como

$$\dot{Q} = \rho V c \frac{\Delta T}{\Delta t}$$

Antes de comenzar la experiencia de exposición de tubos al sol, se verificó el funcionamiento del termosifón comercial y construido, introduciendo el evaporador de ambos tubos dentro de un recipiente con agua hirviendo constantemente (hervidor).

Se midió la temperatura de 500 cc de agua en contacto con el condensador, tal como lo indica la figura 7 - 1.

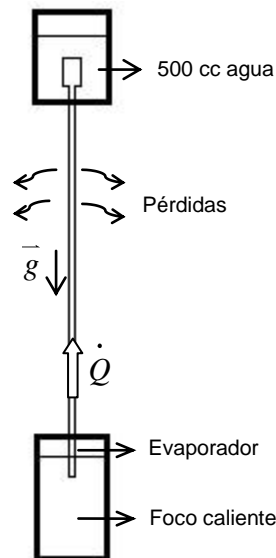


Figura 7 - 1. Montaje de verificación de funcionamiento de tubos termosifones. Nótese que el cuerpo de los tubos no está aislado, por lo tanto se asumen pérdidas de calor en ese sector.

Se repitió el mismo procedimiento para un trozo de cañería de cobre de dimensiones similares a los tubos a analizar para comparar los resultados obtenidos.

En el gráfico de la figura 7 - 2, se resumen los resultados obtenidos.

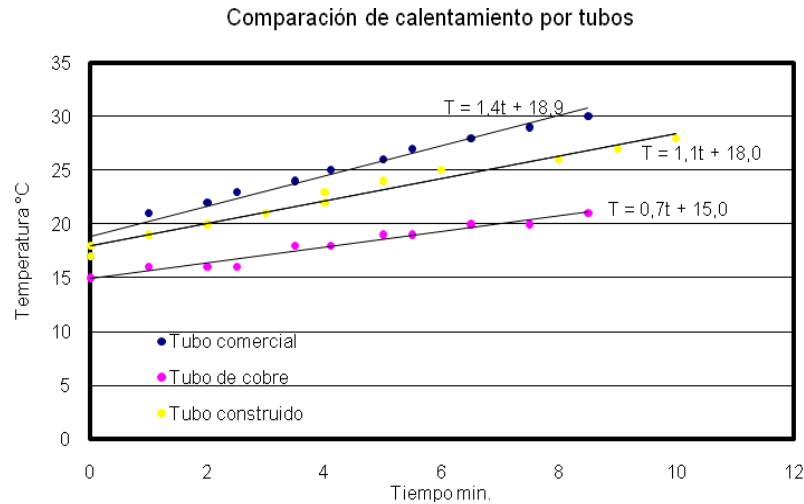


Figura 7 - 2. Gráfico de comprobación de funcionamiento. Se aprecia como el termosifón comercial y el construido superan la transferencia de calor en comparación al tubo de cobre sólo.

Si bien las curvas siguen una tendencia exponencial, en un comienzo pueden ser comparadas mediante una tendencia lineal.

Tomando en cuenta que las condiciones experimentales para los tres ensayos fueron similares, tales como la temperatura de agua hirviendo, temperatura ambiental, cantidad de agua en condensador y pérdidas de calor a lo largo del tubo, las pendientes de las líneas de tendencias indican que los flujos de calor de los tubos siguen el siguiente orden:

$$\dot{Q}_{cobre} < \dot{Q}_{construido} < \dot{Q}_{comercial}$$

7.1 Experimento de exposición al sol

7.1.1 Prueba de tubos al vacío de doble pared

La experiencia consistió en la medición de la temperatura interior de los tubos de doble pared al vacío en exposición al sol a una inclinación de 45° respecto a la horizontal y en dirección norte. Todas las experiencias se hicieron en días soleados.

Los tubos ensayados fueron los tubos N°1, 2 y 3, los cuales están descritos en la tabla 4.4.

Adicionalmente a los ensayos de los tubos N°1, 2 y 3, se midió la temperatura interior de un tubo de vidrio con dimensiones semejantes para contrastar sus resultados. De la Figura 7 - 3 a la Figura 7 - 6, se muestran los resultados de este experimento.

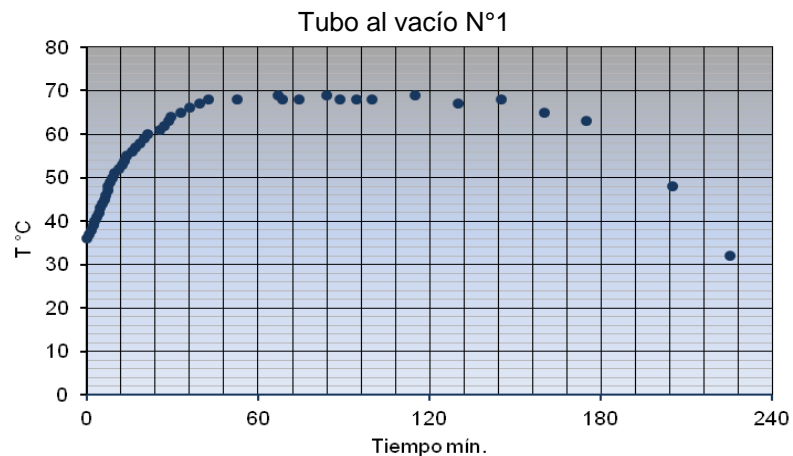


Figura 7 - 3. Gráfico de temperatura interior de tubo al vacío N°1 v/s tiempo de exposición al sol.

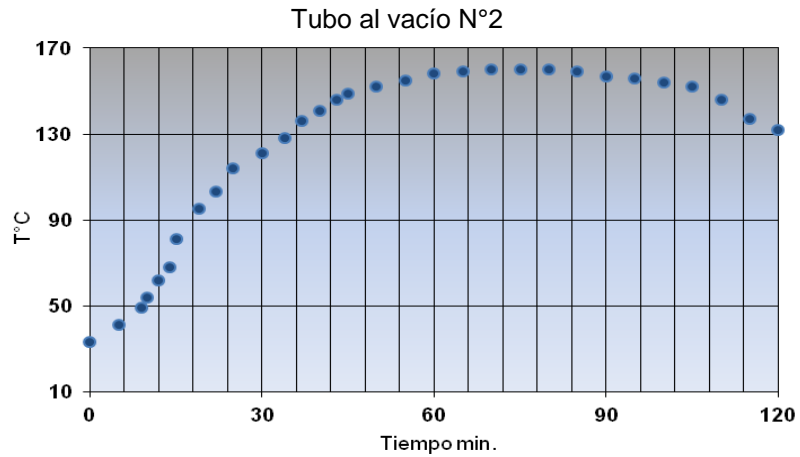


Figura 7 - 4. Gráfico de temperatura interior de tubo al vacío N°2 v/s tiempo de exposición al sol.

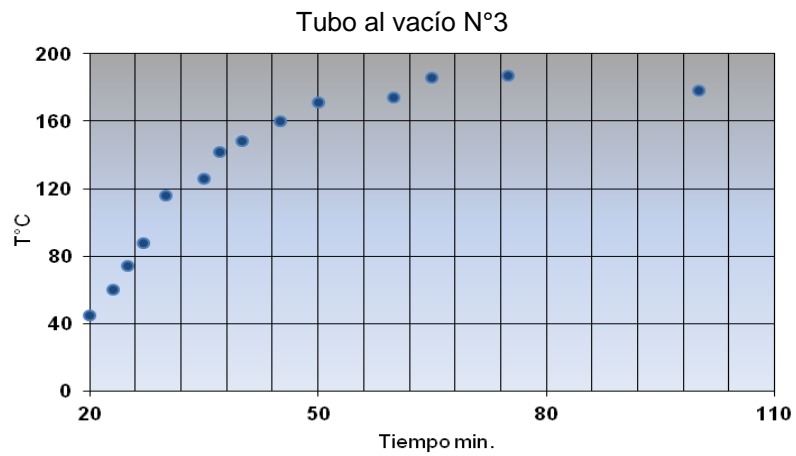


Figura 7 - 4. Gráfico de temperatura interior de tubo al vacío N°3 v/s tiempo de exposición al sol.

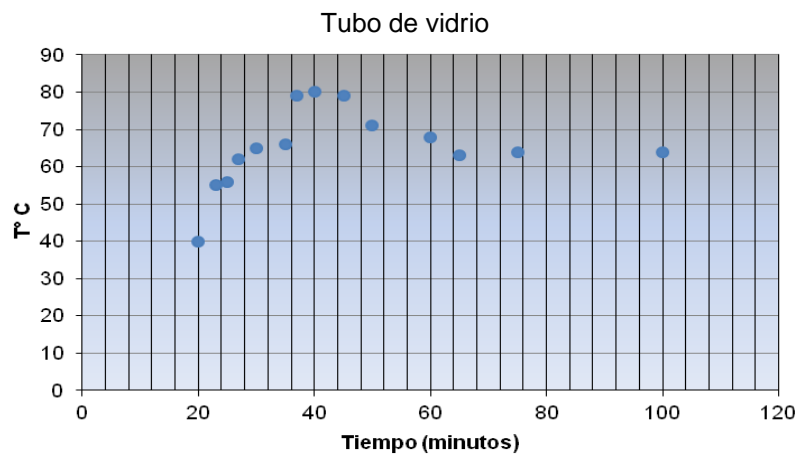


Figura 7 - 6. Gráfico de temperatura interior de tubo de vidrio simple. Largo del tubo=1500mm, Diámetro=45mm.

Las mediciones se resumen en la tabla 4.6.

Tubo	Fecha de medición	Hora	Temperatura máxima °C
N°1	29/05/2011	12:30-17:00	69
N°2	30/05/2011	12:55-13:55	189
N°3	25/01/2012	12:55-13:55	187
Tubo simple	27/01/2012	12:00-13:00	80

Tabla 4.6. Resumen de resultados de tubos al vacío.

7.1.2 Prueba de exposición al sol de tubos contruidos

Se monto el dispositivo reflector solar y tubo al vacío de doble pared N°2 en eje focal, de modo horizontal y con inclinación, tal como lo indican las Figuras 7 - 7 y 7 - 8.

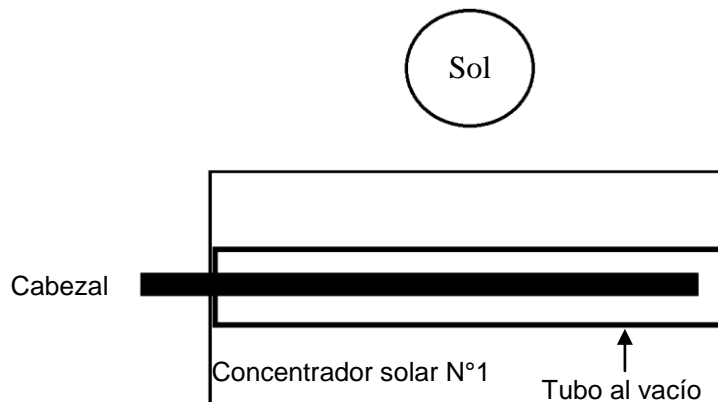


Figura 7 - 7. Esquema de experimento al sol. Se prueban los tubos contruidos con el reflector solar N°1 y el tubo al vacío N°2.

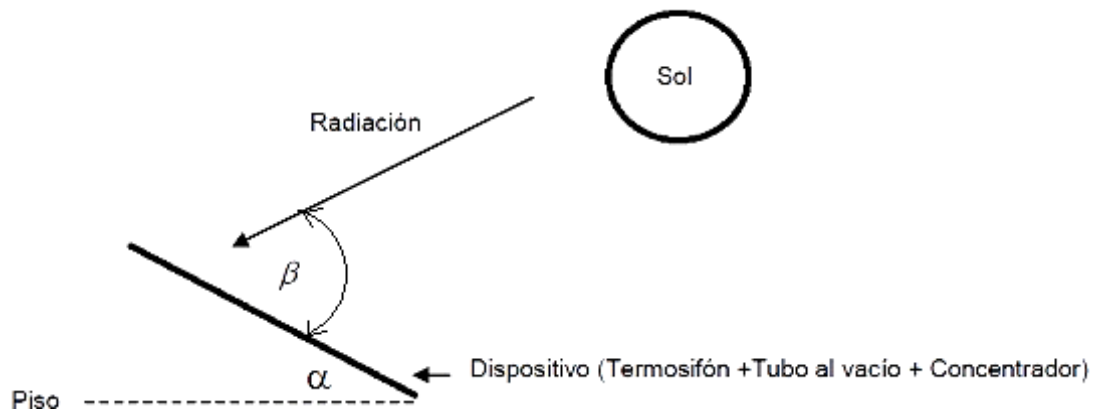


Figura 7 - 8. Esquema de experimento al sol con inclinación respecto a la horizontal.

Se ocupó el calor concentrado dentro del tubo al vacío, como foco caliente para el termosifón comercial y el tubo de calor construido, midiendo la temperatura con termocuplas colocadas en el condensador (foco frío), cuerpo de los tubos y dentro del tubo al vacío (foco caliente).

La Figura 7 - 9, muestra las temperaturas medidas en experimento realizado con el termosifón comercial en disposición horizontal. La misma experiencia se realizó con el tubo de calor construido, mostrando los resultados obtenidos en la Figura 7 - 10.

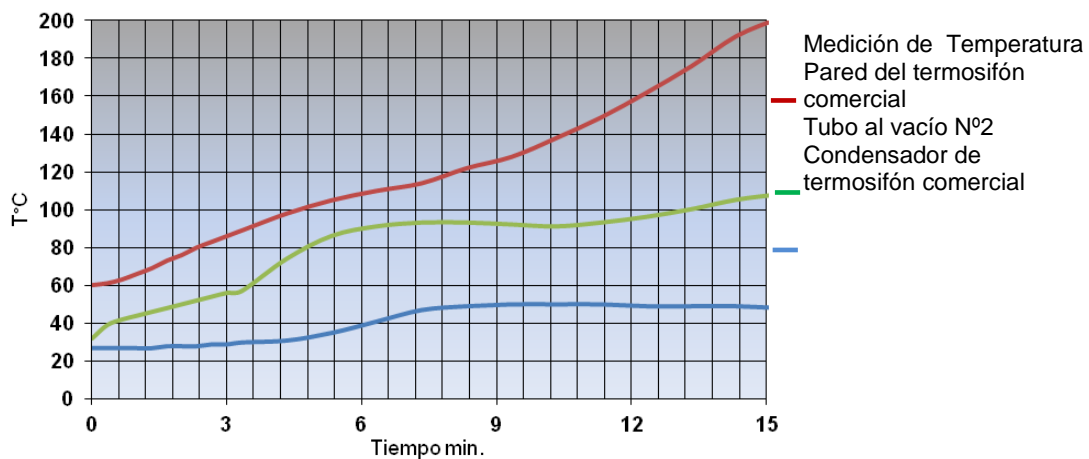


Figura 7 - 9. Medición de temperatura. Resultados en sentido horizontal (0 – 5°) ocupando tubo al vacío N°2. Hora de ensayo 10:35 am.

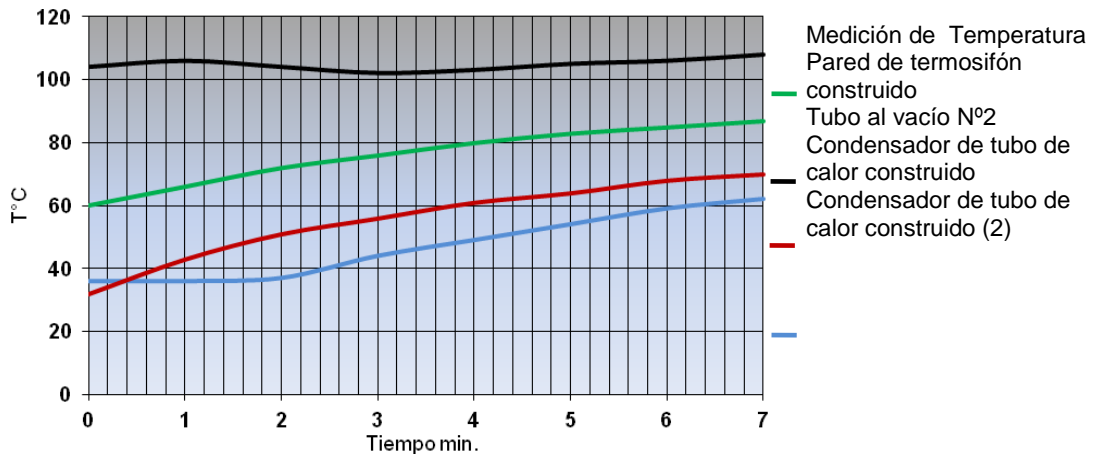


Figura 7 - 10. Medición de temperatura. Resultado en sentido horizontal (0 – 5°), ocupando tubo al vacío N°2. Hora de ensayo 12:35 am.

Las mediciones hechas como lo indica la Figura 7 - 8 (con inclinación), arrojan los resultados en la Figura 7 -11.

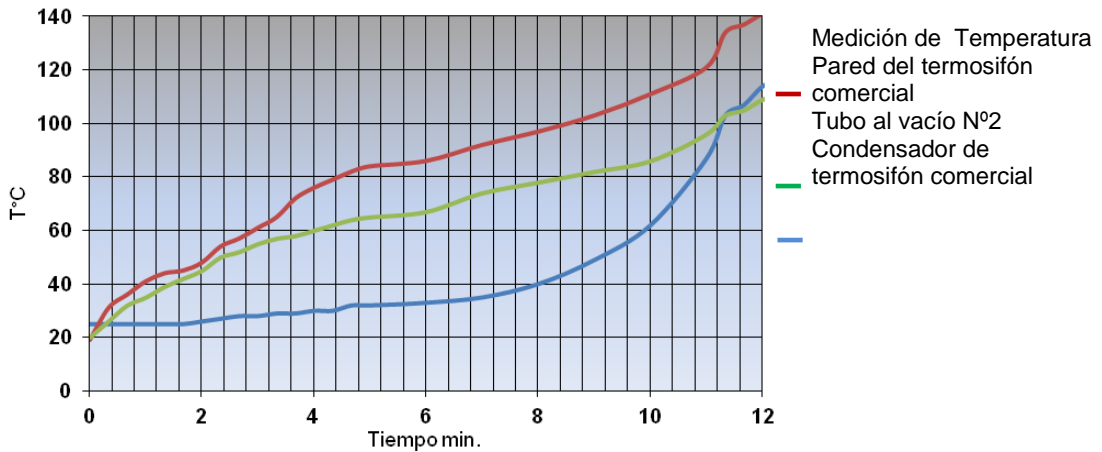


Figura 7 - 11. Medición de temperatura. Resultado en ángulo 42°, ocupando tubo al vacío N°2. Hora de ensayo 10:35 am.

7.2 Análisis de resultados

El tubo al vacío N°3 alcanzó la temperatura más alta de los tres tubos analizados, por lo tanto, éste posee la mayor capacidad de concentración de calor.

Además, el tubo de vidrio simple alcanzó una temperatura mayor que el tubo al vacío N°1, lo que indica que probablemente éste último posea alguna falla relacionada con la pérdida de vacío.

Por otra parte, el ensayo con el termosifón comercial a 42° de inclinación, fue el único que mostró resultados óptimos. Aquí, el condensador aumentó su temperatura desde 20 a 110°C aproximadamente en 12 minutos y se observó un cambio acelerado de la temperatura cuando la pared del tubo alcanzó aproximadamente 85°C, corroborando la temperatura de operación mencionada en punto 6.3.

Tal como indica la Figura 7 – 9, en condición de horizontalidad, a pesar que la pared del termosifón comercial alcanzó más 180°C, no se logró entrar en operación.

El tubo de calor construido no logró entrar en operación, lo cual es atribuible a que el largo de éste sobrepasa en gran medida al dispositivo de concentración, aumentando las pérdidas de calor a través del condensador.

Debido a que los resultados del ensayo con el tubo de calor, no fueron los óptimos en las pruebas hechas en el capítulo VII, esta vez se ensaya con el concentrador N°2, teniendo que realizar modificaciones dimensionales, puesto que la longitud del tubo era mayor a la del concentrador.

Con la intención de ensayar el tubo de calor en forma horizontal y calcular su potencia mediante calentamiento de agua, se modificó el cabezal con un codo de cobre para dejarlo a 90° respecto del eje longitudinal del eje, y así poder colocar sin problemas el contenedor de agua en el condensador para medir la transferencia de calor, tal como se observa en la figura 8 - 1.

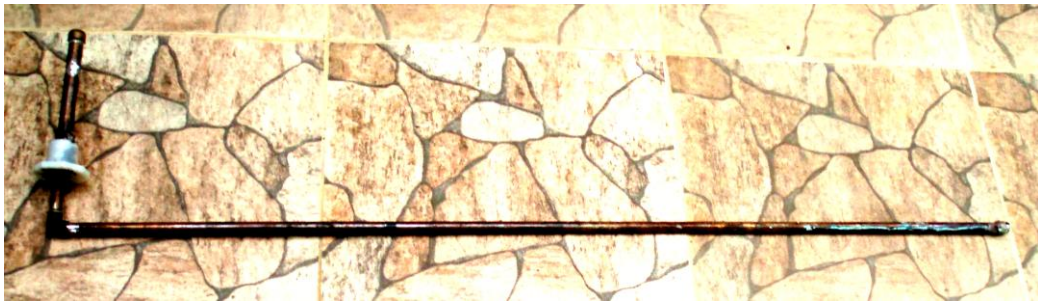


Figura 8 - 1. Resultado modificación del tubo de calor, adaptado para reflector N°2. Se observa el codo para instalar contenedor de agua cómodamente.

A pesar de la modificación realizada, se presentaron dificultades con la soldadura de Ag en dicho codo, teniendo que soldar con estaño, lo que generó un problema de filtración por la temperatura generada.

Para mejorar aquel detalle constructivo, se efectúa una curvatura del tubo en la misma zona, tal como se muestra en la figura 8-2.



Figura 8 - 2. Resultado modificación de condensador. La imagen muestra la curvatura del tubo, el contenedor de agua y el sello epóxico utilizado para filtraciones.

El montaje se realizó con la disposición del reflector de modo horizontal con eje este - oeste sin seguimiento observándose preliminarmente que la temperatura del tubo al vacío N°3, sin tubo de calor alcanzó 360°C. Una vez instalado el tubo de calor, el condensador en el interior de la botella al poco tiempo comenzó a disipar una gran potencia calórica, efecto que se manifestó por el burbujeo en sus paredes y en el ruido semejante a los calefactores de inmersión.

8.1 Resultados con modificaciones constructivas

La Figura 8 - 3, muestra temporalmente el aumento de temperatura de 500cc de agua colocados en el foco frío del tubo de calor modificado, en condiciones de horizontalidad y utilizando dispositivo de concentración solar correspondiente a reflector N°2 y tubo al vacío N°3 en eje focal.

Además, en dicho experimento se midió la radiación en el plano perpendicular a los rayos del sol ($\theta = 90^\circ$)

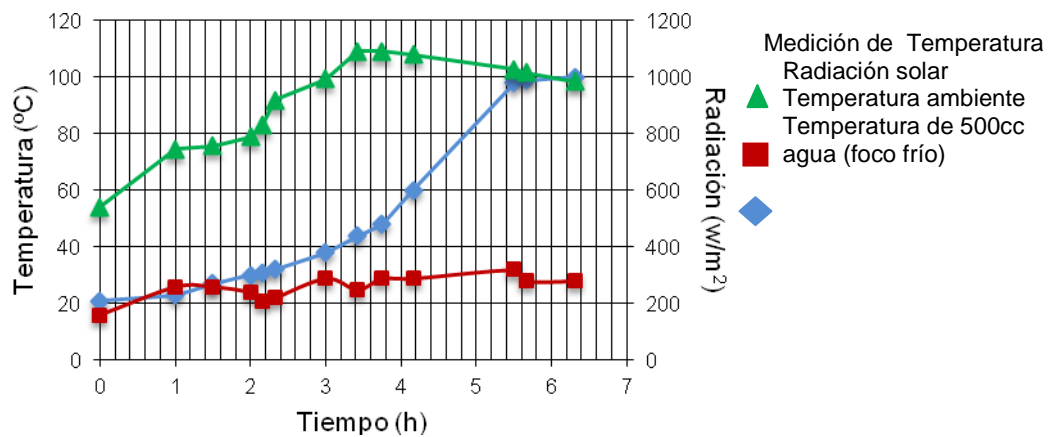


Figura 8 - 3. Resultados 24/12/2011 a las 9:00, ocupando reflector N°2, Tubo de doble pared de vidrio N°3 y tubo de calor construido modificado. El foco frío corresponde a 500cc de agua a temperatura inicial de 20°C.

Como resultado del experimento descrito en la Figura 8 - 3, se alcanzó la ebullición del los 500cc agua colocada en el foco frío, tal como se muestra en la figura 8 - 4.



Figura 8 - 4. Contenedor de agua al momento de alcanzar 100°C aproximadamente.

El experimento se repitió, pero esta vez replicando el tubo modificado y colocando ambos dentro del tubo de doble pared de vidrio (ver imagen de la Figura 8 - 6) para calentar igualmente 500cc de agua. Los resultados se observan observables por medio de la Figura 8 - 5.

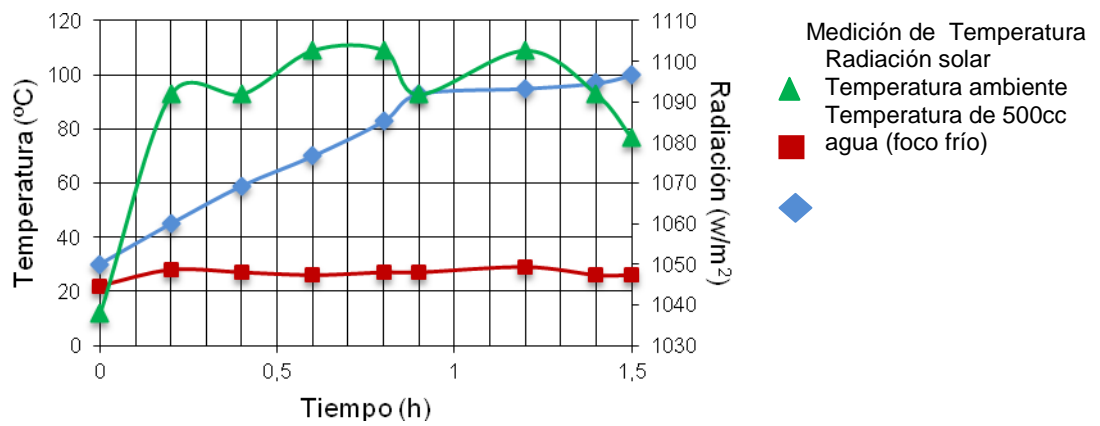


Figura 8 - 5. Resultados 17/01/2012 a las 13:30, ocupando reflector N°2, Tubo de doble pared de vidrio N°3 y dos tubos de calor construidos con configuración modificada. El foco frío corresponde a 500cc de agua a temperatura inicial de 20°C.



Figura 8 - 6. Contenedor con dos tubos de calor construidos. Se observa el agujero donde se introduce el agua.

8.2 Análisis de resultados.

Utilizando 2 tubos de calor para calentar 500cc de agua, la velocidad de calentamiento aumento considerablemente respecto al resultado con 1 sólo tubo de calor, en condiciones ambientales aproximadamente semejantes.

En ambos casos analizados, el calor transmitido hacia el foco frío se calcula mediante $\dot{Q} = \rho V c \frac{\Delta T}{\Delta t}$, y el flujo por unidad de área dividiendo dicho valor por la sección transversal del tubo A.

Los cálculos se resumen en la tabla 6 - 2.

Cantidad de tubos	Calor transmitido \dot{Q} (W)	Calor por unidad de área $\frac{\dot{Q}}{A}$ (W/cm ²)	Angulo
1	9	8,0	horizontal
2	39	17,2	horizontal

Tabla 6.2. Tabla resumen de calor generado en foco frío. El calor es calculado como $\dot{Q} = \rho V c \frac{\Delta T}{\Delta t}$.en el agua.

El presente trabajo consistió en evaluar la factibilidad de utilizar los tubos de calor, de manera útil y económica, en aplicaciones a usos domiciliarios, tales como un horno solar, cuya transferencia necesaria debe ser mayor a 200 W.

De acuerdo a lo anterior, se construyeron dos reflectores solares capaces de concentrar 1,7 kW y 1,2 kW dentro de un tubo de doble pared al vacío con capa selectora, que alcanzó unos 360°C dentro de ellos. De acuerdo a los resultados de exposición al sol, los tubos de doble pared son capaces de concentrar calor de forma mucho más efectiva que un contenedor de vidrio simple (ver tabla 4.6), sin embargo, las dimensiones comerciales de estos tubos son muy pequeñas, impidiendo su utilización individual como horno solar.

El calor concentrado dentro de los tubos de doble pared al vacío con capa selectora es extraído por medio de los tubos de calor construidos, entregando el detalle constructivo de éstos y también de los reflectores solares.

Al describir el funcionamiento del tubo de calor construido y termosifón por medio del experimento de resistencia eléctrica, se observa que el tubo de calor construido posee muy buen rendimiento respecto a los demás tubos analizados, obteniendo 46,2 W (26 W/cm^2), mientras que el termosifón construido, posee el peor rendimiento (6,3W). Además, se percibió que el mejor rendimiento se obtiene en posición horizontal, dejando en evidencia la efectividad del funcionamiento de la estructura capilar.

Por otra parte, respecto a los ensayos realizados en exposición al sol, se concluye que no se obtienen buenos resultados utilizando el reflector solar N°1, lo cual se explica principalmente por las dimensiones del tubo de calor, las

cuales quedan fuera de las dimensiones del reflector. Al ejecutar las modificaciones constructivas necesarias para que el tubo de calor quedara dentro del dimensionado de la parábola del reflector número 2, el rendimiento aumento notablemente respecto a los primeros ensayos realizados al sol. El resultado de un tubo de calor ocupando el reflector N°2 y el tubo de doble pared al vacío en sentido horizontal es 9 W ($8,0 \text{ W/cm}^2$), mientras que al utilizar dos tubos de calor al mismo tiempo, se generan 39 W ($17,2 \text{ W/cm}^2$). Lo anterior indica, que el dispositivo reflector + tubo de doble pared (horno solar), ofrece demasiada energía para mantener en funcionamiento un solo tubo de calor, ya que al ocupar dos tubos de calor, el flujo de energía individualmente por tubo aumenta. En comparación a la literatura teórica (Ver gráfico Figura 3 - 3), los resultados obtenidos con dos tubos de calor son incluso algo mayores.

Por ende, es concluyente que es factible generar alrededor de 200W a partir de una mayor cantidad de tubos de calor dentro del dispositivo. Se propone como experimento, construir e introducir varios tubos de calor dentro del volumen completo del tubo de doble pared para obtener la transferencia máxima de energía hacia el foco frío.

[1] J. P. Holman, Heat Transfer, 5^{ta}.Edición.

[2] Sinam Kucuk, A Comparative Investigation of Heat Transfer Capacity, Middle East Technical University, 2007

[3]D. Reay y Peter Kew, Heat Pipes, Theory design and Applications, 5^{ta} Edición, 2006.