

Refrigeración de gabinetes de transmisión de datos por tubos de calor

Cooling data transmission cabinets by pipe heat

Jorge A. Gaitán

Universidad Distrital Francisco José de Caldas
jagaitant@correo.udistrital.edu.co

Jeffersson D. García

Universidad Distrital Francisco José de Caldas
jedgarcia@correo.udistrital.edu.co

Camilo A. Arias

Universidad Distrital Francisco José de Caldas
cariash@correo.udistrital.edu.co

En el presente artículo se realiza el diseño matemático y posterior simulación de un sistema de refrigeración por tubos de calor, para disipar la energía térmica generada por equipos de telecomunicaciones presentes en los gabinetes, evaluando la posible aplicación del modelo matemático en diferentes ambientes de Colombia. Los análisis y conclusiones se realizan a partir de los datos obtenidos del programa TRNSYS, el cual hace un análisis en estado transitorio del sistema.

Palabras clave: disipación, refrigeración, simulación, tubos de calor

This paper makes the mathematical modeling and subsequent simulation of data cabinet heat pipe cooling system, evaluating the possible application of mathematical model in different environments in Colombia. The results and analysis are performed on data from the TRNSYS program, which makes a transient state analysis of the system.

Keywords: cooling, dissipation, heat pipes, simulation

Introducción

Los sistemas electrónicos y de transmisión de datos requieren una adecuada temperatura para lograr un desempeño óptimo y una larga vida. Para esto, se implementan sistemas de refrigeración que utilizan electricidad como fuente de energía conllevando a un aumento en el gasto económico.

La refrigeración por tubos de calor es un sistema que logra conducir grandes cantidades de calor a través de una sección de paso pequeña, ocupando poco espacio y, dependiendo de las condiciones climáticas y de funcionamiento, pueden independizarse de la red eléctrica, debido a que su flujo de energía es producido por el diferencial de temperaturas entre el ambiente y la zona a refrigerar Kang (2012); Natsume et al. (2012); Perpina, Jorda, Vellvehi, Rebollo, y Mermet (2011); Peters et al. (2012).

Estos sistemas de refrigeración logran aportar soluciones a las nuevas políticas ambientales en el mundo, ya que reducen los consumos de electricidad y su fluido de trabajo puede ser agua, alcoholes y fluidos amigables con el medio ambiente, constituyéndose en una opción para los problemas energéticos y de contaminación.

En el presente artículo primero se definen los sistemas termodinámicos, en los cuales se detallan los flujos de energía y el desplazamiento del fluido en sus diferentes fases. Luego se seleccionaran los materiales a utilizar para su posterior diseño matemático. Con el modelo matemático se simula el comportamiento del gabinete y los tubos, para verificar el potencial teórico del sistema de tubos de calor.

Fecha recepción del manuscrito: Octubre 17, 2012

Fecha aceptación del manuscrito: Diciembre 10, 2012

Jorge A. Gaitán, Facultad Tecnológica, Universidad Distrital Francisco José de Caldas; Jeffersson D. García, Facultad Tecnológica, Universidad Distrital Francisco José de Caldas; Camilo A. Arias, Facultad Tecnológica, Universidad Distrital Francisco José de Caldas.

Esta investigación fue financiada por: Universidad Distrital Francisco José de Caldas.

Correspondencia en relación con el artículo debe ser enviada a: Jorge A. Gaitán. Email: jagaitant@correo.udistrital.edu.co

Objetivo general

Determinar el potencial de los tubos de calor para refrigeración en gabinetes de transmisión de datos.

Objetivos específicos

- Determinar el modelo analítico que representa los tubos de calor en refrigeración.
- Determinar las cargas de refrigeración que se presentan en el gabinete.
- Desarrollar un modelo computacional que simule el comportamiento de los tubos de calor.
- Simular el comportamiento del sistema de refrigeración en tres climas de instalación del gabinete.

Marco teórico

Tubo de calor. Los tubos de calor son dispositivos de conductividad térmica muy alta, los cuales permiten un flujo de calor relativamente grande a través de una sección de paso pequeña (Fig. 1). El mecanismo consiste en un sistema de evaporado-condensador, en donde la diferencia de temperaturas entre el evaporador y el condensador generan el flujo de calor.

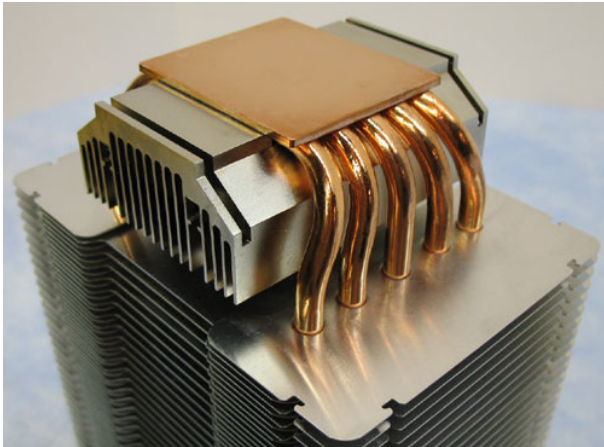


Figura 1. Sistema de tubos de calor (Garbutt, 2006).

Como se aprecia en la Fig. 2(a), este sistema consta de un tubo metálico con revestimiento poroso en su interior (también llamado enmallado o mecha), el cual adopta diferentes formas permitiendo un espacio central vacío llamado área de vapor.

La energía extraída en el evaporador es conducida al fluido de trabajo que se encuentra en fase líquida, logrando así un cambio a fase gaseosa. En este proceso se transmite toda la energía al líquido (Fig. 2(b)).

Cuando el gas llega al evaporador, toda la energía adquirida en el condensador es retirada al exterior, logrando que el fluido pase a fase líquida y regrese por el enmallado al evaporador (Fig. 2(c)).

Capilaridad. La atracción natural que pueda existir entre las moléculas de un líquido se ve desequilibrada en la superficie libre de este en tanto que las moléculas tendrán una compensación lateral, pero no de arriba abajo. Este desequilibrio ocasiona una fuerza que se llama tensión superficial.

En tubos de radio pequeño, la tensión superficial genera que el fluido se desplace a través del tubo incluso en contra de la gravedad.

Presión hidrostática. Junto con la capilaridad, uno de los principios básicos de los tubos de calor es la presión hidrostática la cual dice que *un fluido pesa y ejerce presión sobre las paredes sobre el fondo del recipiente que lo contiene y sobre la superficie de cualquier objeto sumergido en él.* Esta presión, llamada presión hidrostática, provoca, en fluidos en reposo, una fuerza perpendicular a las paredes del recipiente o a la superficie del objeto sumergido sin importar la orientación que adopten las caras. Si el líquido fluyera, las fuerzas resultantes de las presiones ya no serían necesariamente perpendiculares a las superficies. Esta presión depende de la densidad del líquido en cuestión y de la altura a la que esté sumergido el cuerpo y se calcula mediante la siguiente expresión (ecuación 1):

$$P = \rho gh + P_0 \quad (1)$$

Donde, usando unidades del SI:

- P es la presión hidrostática (en pascales).
- ρ es la densidad del líquido (en kilogramos sobre metro cúbico).
- g es la aceleración de la gravedad (en metros sobre segundo al cuadrado).
- h es la altura del fluido (en metros). Un líquido en equilibrio ejerce fuerzas perpendiculares sobre cualquier superficie sumergida en su interior.
- P_0 es la presión atmosférica.

Características del relleno. Una de las partes principales del tubo de calor es el relleno (Fig. 2(a)), ya que garantiza el retorno del líquido al evaporador. Para garantizar una presión de bombeo (suma de la presión capilar más la hidrostática) alta es necesario un tamaño de poro pequeño en la región del evaporador. Es importante que el relleno o enmallado tenga una conductividad térmica alta para favorecer el flujo radial de calor que permitirá la evaporación del líquido en el evaporador. El enmallado también protege la interfaz líquido vapor para evitar problemas de arrastre.

Los parámetros fundamentales del enmallado o mecha son la permeabilidad y la porosidad, conceptos que se utilizaran para caracterizar los tipos de tubos de calor.

Los principales tipos de enmallados que se encuentran son:

- Tamiz enrollado, *Wrapped Screen* y *Screen Mesh*.
- Fibras metálicas, *Sintered Felt* y *Metal Fibera*.

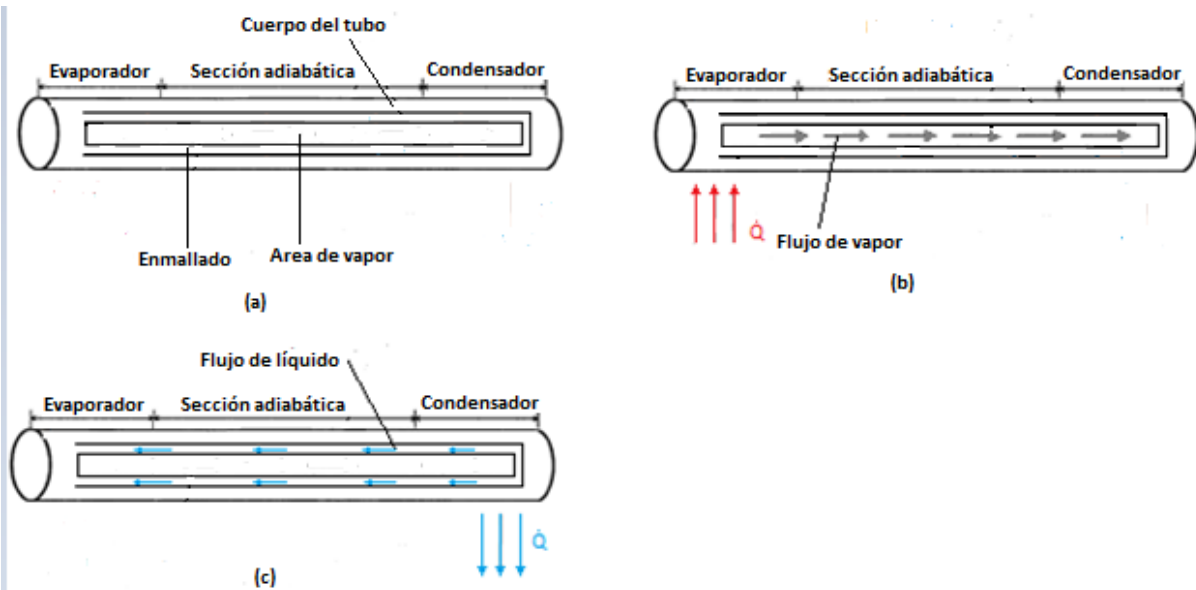


Figura 2. (a) Partes del tubo. (b) Ganancia de energía. (c) Pérdida de energía.

- Polvo sinterizado o esferas empacadas, *Packed Spherical Particles* y *Sintered Metal*.
- Surcos axiales cubiertos o descubiertos, *Axial Groove*.
- De espacio anular, *Concentric Annulus*.
- Arteria transversal.

Metodología

Diseño analítico del tubo de calor

En el diseño del tubo de calor, lo primero que se debe hacer es definir el sistema térmico con las cargas que se desean refrigerar, los flujos energéticos, el ciclo de vapor generado para la refrigeración y el diferencial de temperaturas entre el ambiente y el lugar a refrigerar.

En la Fig. 4 se aprecia un esquema del sistema térmico, en donde se definen los límites, el desplazamiento del fluido en estado líquido y gaseoso; los flujos energéticos que se representan en los extremos del tubo.

En los gabinetes de transmisión de datos, se extraerá energía del aire presente en el sistema por medio del evaporador del tubo de calor, y el condensador estará ubicado al aire libre, con esto se conseguirá refrigerar el gabinete, evitando el consumo de electricidad en otro tipo de sistemas de refrigeración, además al no poseer elementos móviles se evita la adición de decibeles al sistema, ya que para estas aplicaciones se debe tener un máximo de dB en el día de 55 y 50 en la noche.

Determinación del tubo

Para determinar el tubo de calor más indicado para la aplicación en los gabinetes de transmisión de datos, debemos especificar:

- Las temperaturas de operación del sistema.
- La carga energética que se desea disipar.
- El espacio.
- La geometría.
- La orientación del banco de tubos.

Se toma un rango de temperatura de operación de 10 a 60°C (son las temperaturas extremas a las que se verá sometido el fluido de trabajo). Para el diseño de los tubos y la temperatura dentro del gabinete será de aproximadamente 30°C para un óptimo desempeño de los equipos de telecomunicaciones. El flujo de calor que se desea retirar es de 5000 Btu/h (aproximadamente 1465 W).

La geometría del banco de tubos se restringe al espacio en el armario de telecomunicaciones y para la orientación se dejara el evaporador sobre el condensador, lo que requiere que el fluido venza la fuerza de la gravedad.

Después de definir las condiciones de funcionamiento del sistema de tubos de calor, se designara el cobre como material para la construcción de los tubos, ya que posee una conductividad térmica alta y es compatible con varios fluidos de trabajo.

El espacio para la implementación de los tubos de calor se restringe a 5 cm de espesor, lo cual determina el diámetro máximo de los tubos. Se seleccionaran diámetros comerciales para facilitar una posible construcción (ver Fig. 5).

Se selecciona tubería de cobre de $\frac{1}{4}$ de pulgada (para la parte interna), debido a su fácil adquisición y manejo, además por sus dimensiones se adapta al espacio en el gabinete donde se instalará. Esta tubería da un área de sección de vapor de $1,642 \times 10^{-5} m^2$ ($r = 2,286$ mm). La tubería externa será de $\frac{3}{8}$ de pulgada.

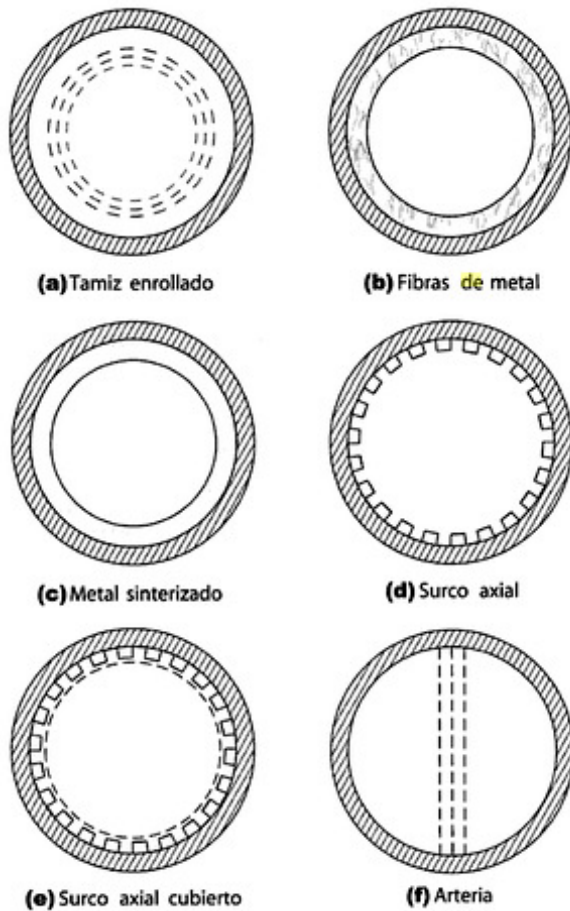


Figura 3. Principales tipos de enmallados (Miranda, 2005).

Fluido de trabajo

Para determinar los posibles fluidos de trabajo se debe considerar que estos sean compatibles con el material del tubo, ya que se podrían presentar problemas de oxidación, generación de burbujas por reacciones químicas y degradación del tubo. En la tabla de compatibilidad se muestra que refrigerantes pueden ser usados con el cobre (ver tabla 1).

- Acetona
- Amoniaco
- Agua
- Dow-A
- Dow-E

Se seleccionara el agua debido a su mayor conductividad térmica.

En los tubos de calor encontramos diferentes tipos de limitaciones, las cuales delimitan la cantidad de energía que puede retirar el sistema. En la Fig. 6 se aprecian las curvas de límites.

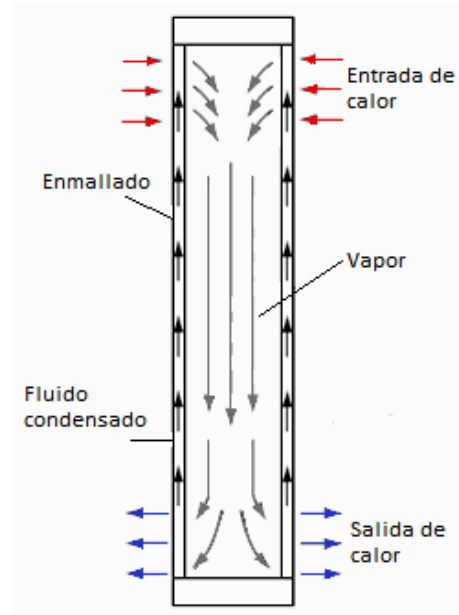


Figura 4. Esquema térmico.

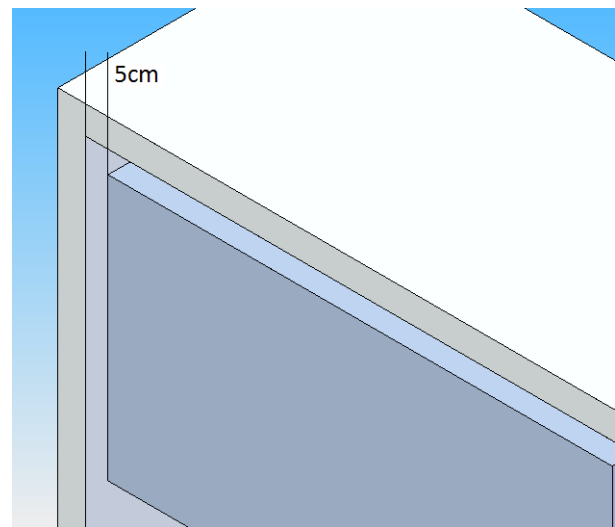


Figura 5. Esquema del espacio donde se instalarán los tubos.

La limitación viscosa ocurre cuando el gradiente de presiones por fricción en el evaporador es más alto que la presión neta disponible. La limitación sónica se da cuando el vapor alcanza la velocidad sónica. Cuando la capilaridad no es suficiente para el bombeo del líquido, se presenta la limitación por capilaridad. En el momento en el que el vapor comienza a arrastrar al líquido presente en el enmallado se produce limitación por arrastre. Por último, la presencia de burbujas en el líquido genera la limitación por ebullición.

Para la temperatura más baja ($T_l = 10^\circ\text{C}$) la limitación sónica determina el menor flujo de calor axial, el cual viene representado por la siguiente expresión (ecuación 2):

Tabla 1

Compatibilidad entre materiales y fluidos (a baja temperatura) (Ready y Kew, 2006).

Wick material	Working fluids					
	Water	Acetone	Ammonia	Methanol	Dow-A	Dow-E
Copper	RU	RU	NU	RU	RU	RU
Aluminium	GNC	RL	RU	NR	UK	NR
Stainless steel	GNT	PC	RU	GNT	RU	RU
Nickel	PC	PC	RU	RL	RU	RL
Refrasil fibre	RU	RU	RU	RU	RU	RU

RU, recommended by past successful usage; RL, recommended by literature; PC, probably compatible; NR, not recommended; UK, unknown; GNC, generation of gas at all temperatures; GNT, generation of gas at elevated temperatures, when oxide present.

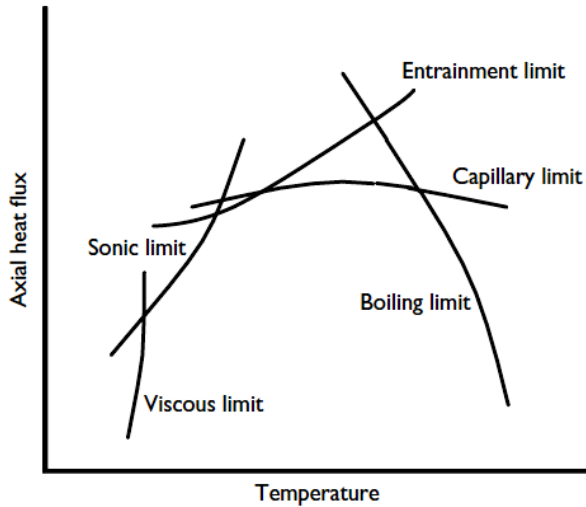


Figura 6. Límites en el flujo de calor (Ready y Kew, 2006).

$$\dot{q}_S = \rho_v h_{fg} \sqrt{\frac{\gamma R T_v}{2(\gamma + 1)}} \quad (2)$$

Donde:

- \dot{q}_S = Límite sónico (W/m^2).
- ρ_v = Densidad del vapor (Kg/m^3).
- R = Constante del gas (KJ/KgK).
- T_v = Temperatura de vapor (K).
- γ = Cociente de los calores específicos.
- h_{fg} = Calor latente (KJ/Kg).

El valor de R es $0,462$ KJ/KgK . Se calcula el límite sónico con las propiedades del agua (ecuaciones 3 y 4):

$$\dot{q}_S = 0,008 \times 2486000 \sqrt{\frac{1,32 \times 0,462 \times 273 \times 1000}{2(1,32 + 1)}} \quad (3)$$

$$\dot{q}_S = 3,767 \times 10^6 \text{ W/m}^2 \quad (4)$$

Determinado el potencial del tubo en la temperatura más baja de operación, ahora se calcula el máximo flujo de energía posible a la temperatura más alta (T_h) para el amoniaco, que es determinado por el límite de arrastre. Para calcular este parámetro se debe hacer referencia al número de Weber (W_e), el cual establece la relación entre las fuerzas de inercia y las de tensión superficial (ecuación 5):

$$W_e = \frac{\rho_v c_v^2 L}{2\pi\sigma} \quad (5)$$

Donde:

- ρ_v = densidad del vapor.
- c_v = velocidad del vapor.
- σ = tensión superficial de la interface liquido-vapor.
- L = longitud característica.

Para poder calcular el máximo flujo de calor, se considera que ocurre cuando las fuerzas de inercia se igualan a las de tensión superficial, entonces $W_e = 1$. De acuerdo con la anterior suposición, el límite se calcula (ecuación 6):

$$\dot{Q}_{ent} = \pi r_v^2 h_{fg} \sqrt{\frac{2\pi\rho_v\sigma}{z}} \quad (6)$$

Se hace referencia a z como la dimensión característica de la interface liquido-vapor y puede ser tomado como $0,036$ mm. El límite de arrastre se evalúa con la temperatura más alta.

$h_{fg} \rightarrow \left[\frac{J}{Kg}\right]$, $\sigma \rightarrow \left[\frac{N}{m}\right]$, $\rho_v = \left[\frac{Kg}{m^3}\right]$, $r_v \rightarrow [m]$, y $z \rightarrow [m]$.

$$\dot{Q}_{ent} = \pi (2,3 \times 10^{-3})^2 \times 2365000 \sqrt{\frac{2\pi \cdot 0,113 \times 0,0666}{0,036 \times 10^{-3}}} \quad (7)$$

$$\dot{Q}_{ent} = 1424,5 \text{ W} \quad (8)$$

El mayor flujo de calor del fluido a máxima temperatura es de $1424,5$ W.

Se determina usar agua como fluido de trabajo, ya que de los posibles fluidos es el de mejor comportamiento.

Enmallado del tubo de calor

Para la selección del enmallado, se escogerá esferas empacadas, que es un tipo de enmallado compuesto por esferas sinterizadas, el cual posee el mayor flujo de calor de los enmallados homogéneos, además logra vencer fuerzas gravitacionales.

Se utilizarán esferas sinterizadas de 0,458 mm de diámetro con una conductividad térmica de 31 W/mK y una porosidad $\varepsilon = 0,63$ (Patiño y Figueroa, 2004).

La conductividad efectiva (k_{ef}), representa la capacidad de transferencia de calor del conjunto relleno-fluido. Para esto se utiliza la siguiente expresión (ecuación 9):

$$k_{ef} = \frac{k_1 [(2k_1 + k_w) - 2(1 - \varepsilon)(k_1 - k_w)]}{[2k_1 + k_w + (1 - \varepsilon)(k_1 - k_w)]} \quad (9)$$

Donde:

- k_1 = conductividad del fluido agua (0,611 W/mK)
- k_w = conductividad del material del relleno aluminio (31 W/mK)

$$k_{ef} = \frac{0,611 [(1,222 + 31) - 2(1 - 0,63)(0,611 - 31)]}{[1,222 + 31 + (1 - 0,63)(0,611 - 31)]} \quad (10)$$

$$k_{ef} = 1,593 \text{ W/mK} \quad (11)$$

Modelo matemático

El tubo de calor es un dispositivo que transfiere energía de una temperatura más alta a una más baja, por este motivo se representa con una ecuación de transferencia de calor, donde el coeficiente global de transferencia de calor se calcula con la sumatoria de las inversas de las resistencias térmicas de cada sección por donde circula el flujo energético. En la Fig. 7 se aprecia un esquema de las resistencias térmicas que representan al tubo.

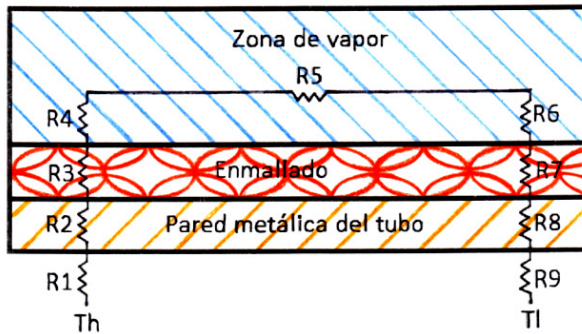


Figura 7. Esquema de resistencias térmicas.

Donde:

- R_1 resistencia por convección entre el aire caliente y el tubo en el evaporador.

- R_2 conducción por la pared metálica por el lado del evaporador.

- R_3 conducción por el relleno por el lado del evaporador.
- R_4 convección entre relleno y vapor en el evaporador.
- R_5 flujo axial por el vapor.
- R_6 convección entre vapor y relleno en el condensador.
- R_7 conducción por el relleno en el evaporador.
- R_8 conducción por la pared del tubo en el condensador.
- R_9 convección en el exterior entre la pared y un flujo frío.

Para simplificar los cálculos las resistencias térmicas se multiplicarán por el área transversal para manejar resistencias específicas. Además se supondrá que las resistencias convectivas son muy pequeñas y se omitirán en los cálculos. De forma que los cálculos se reducen a:

- A través de la pared del evaporador (ecuación 12):

$$r_{we} = \frac{r_0 \varepsilon_w}{2k_w L_e} \quad (12)$$

- A través del relleno del lado del evaporador (ecuación 13):

$$r_{re} = \frac{r_0^2 \varepsilon_r}{2k_r r_i L_e} \quad (13)$$

- La resistencia específica axial (ecuación 14):

$$r_v = \frac{\pi r_0^2 F_v T_v L_{ef}}{\rho_v h_{fg}} \quad (14)$$

- A través del relleno del lado del condensador (ecuación 15):

$$r_{rc} = \frac{r_0 \varepsilon_r}{2k_r L_c} \quad (15)$$

- A través de la pared del condensador (ecuación 16):

$$r_{wc} = \frac{r_0^2 \varepsilon_w}{2k_w r_i L_c} \quad (16)$$

- La resistencia total (ecuación 17):

$$r_{TC} = \frac{1}{U_{TC}} = r_{we} + r_{re} + r_v + r_{rc} + r_{wc} \quad (17)$$

Para el cálculo de las resistencias se debe tener en cuenta:

- r_0 = radio exterior 0,0048 m.
- r_i = radio interior del tubo 0,0039 m.
- ε_w = grosor de la pared del tubo 9×10^{-4} m.
- ε_r = grosor del relleno 0,00069 m.
- k_w = conductividad de la pared del tubo 401 W/mK.
- $k_r = k_{ef} = 1,593$ W/mK.
- L_e = longitud del evaporador 0,05 m.
- L_c = longitud del condensador 0,2 m.
- L_a = longitud zona adiabática 1 m.
- L_{ef} = longitud efectiva 1,0417 m.
- F_v = coeficiente de fricción $13,6 \text{ s/m}^4$.

- T_v = temperatura de vapor 300,15 K.
- ρ_v = densidad del vapor 0,025 Kg/m³.
- h_{fg} = calor latente 2437 KJ/Kg.

Se calculan las resistencias específicas con los valores anteriormente mencionados, utilizando el programa HEATPIPE:

- $r_{we} = 1,0773 \times 10^{-7} \text{ m}^2\text{K/W}$.
- $r_{re} = 9,347 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{K/W}$.
- $r_v = 2,643 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{K/W}$.
- $r_{rc} = 2,336 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{K/W}$.
- $r_{wc} = 0,345 \times 10^{-6} \text{ m}^2\text{K/W}$.
- $r_{TC} = r_{we} + r_{re} + r_v + r_{rc} + r_{wc}$.
- $r_{TC} = 1,6048 \times 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$.
- $U_{TC} = 1/r_{TC} = 62313 \text{ W/m}^2\text{K}$.

Se calcula el área de transferencia de calor (ecuaciones 18 y 19):

$$A_t = \pi r_0^2 \tag{18}$$

$$\pi (0,0048 \text{ m})^2 = 7,238 \times 10^{-5} \text{ m}^2 \tag{19}$$

Por último la ecuación de transferencia de calor con la cual se simula el tubo de calor es (ecuación 20).

$$\dot{Q} = A_t U_{TC} (T_{we} - T_{wc}) \tag{20}$$

- T_{we} = temperatura de la pared en el evaporador.
- T_{wc} = temperatura de la pared en el condensador.

$$\dot{Q} = (7,238 \times 10^{-5} \text{ m}^2) \left(62313 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right) (30^\circ\text{C} - T_{wc}) \tag{21}$$

Para determinar la máxima cantidad de energía que puede retirar el tubo de calor, se calculan las diferentes limitaciones, en la siguiente tabla (tabla 2) se resumen los resultados obtenidos en el programa HEATPIPE, el cual hace un cálculo iterativo.

Tabla 2
Resumen de limitaciones.

Tipo de limitación	Limitación [W]
Capilar	531
Viscosa	4831
Sónica	248,43
Arrastre	143,16
Ebullición	Mayor que 10000

Desarrollo del modelo computacional

La simulación del sistema de tubos de calor se efectúa en el software TRNSYS, el cual permite hacer un análisis en estado transitorio, visualizando temperaturas y flujos de calor, que son los datos representativos del sistema.

Para representar el gabinete en TRNSYS se utiliza la unidad 56 (Fig. 8), en la cual se introducen las dimensiones, se define el material de las paredes, las infiltraciones de aire, las ganancias energéticas y entradas para refrigeración. En la Fig. 9 se aprecia el montaje de las unidades.

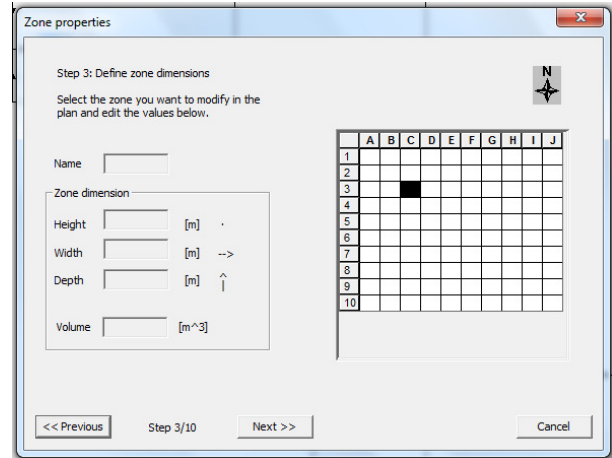


Figura 8. Type 56, determinación de medidas del gabinete.

Para introducir los tubos de calor, primero se programa la ecuación de transferencia de calor que representa el sistema en Microsoft Office Excel 2007, limitando el flujo máximo de calor (143,16 W) y la temperatura a 30°C. Después de esto se introduce al entorno de TRNSYS por medio de la unidad type 62.

Se programa el archivo para que represente el flujo de calor de 40 tubos de las mismas características (insertando una nueva ecuación), dando como resultado la refrigeración del gabinete de transmisión de datos.

Simulación y resultados

El diseño del sistema de refrigeración por tubos de calor se evaluara en tres ciudades diferentes que son Bogotá, Cali y Leticia, pues cada una de ellas presenta diferencias climáticas; de esta forma se podrá apreciar el potencial de los tubos de calor.

Simulación para Bogotá

La primera simulación se realizó para Bogotá, ciudad para la cual fue diseñado el sistema, como fue el requerimiento de la empresa fabricante de los gabinetes. El sistema calculado para Bogotá requiere un banco de 40 tubos para lograr mantener una temperatura de 30°C, lo cual se puede apreciar en la Fig. 10, en donde la línea de temperatura se mantiene a 30°C (con algunos saltos de temperaturas) gracias al control de temperatura programado en el type 56.

En la Fig. 11 se aprecia la refrigeración generada por los tubos para mantener la temperatura constante en un año tipo, en donde apreciamos que el pico máximo esta en 4756 KJ/h

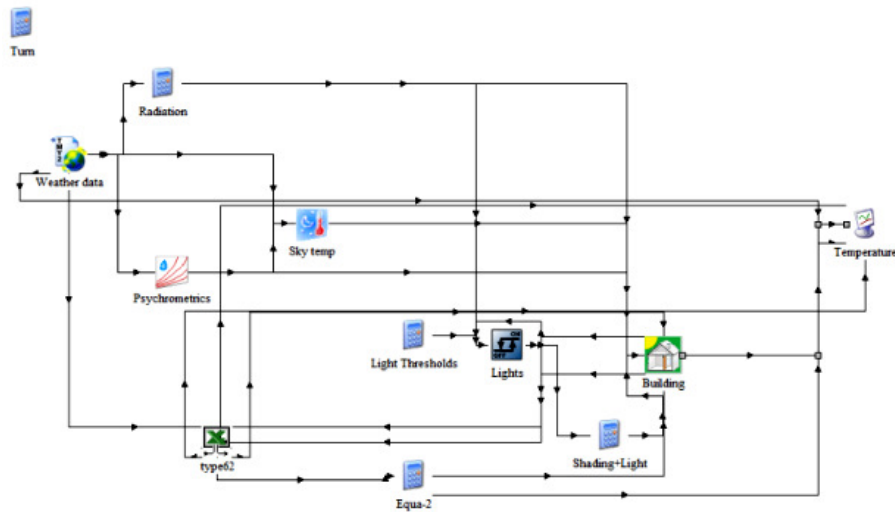


Figura 9. Montaje de las unidades en TRNSYS.

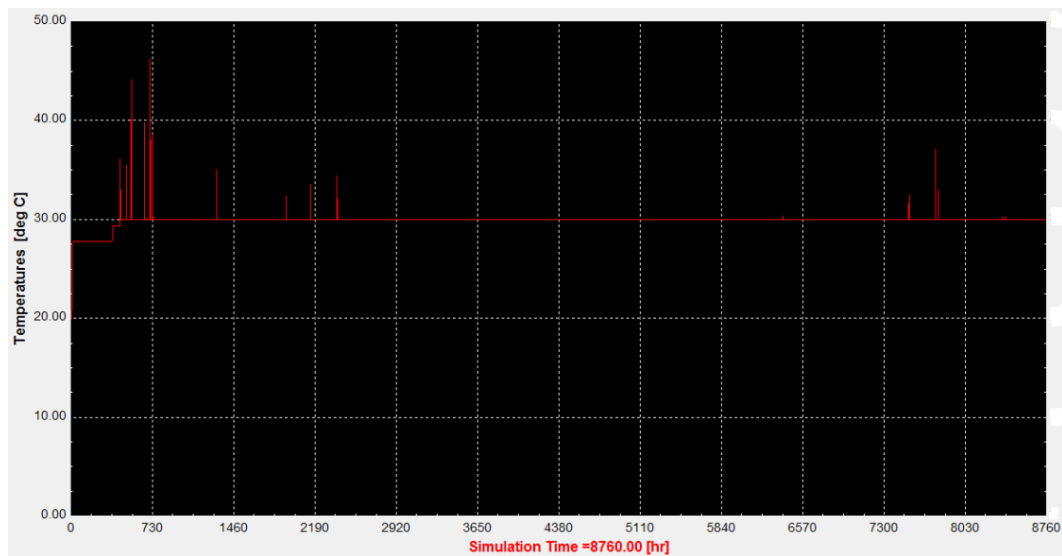


Figura 10. Temperatura dentro del gabinete con el sistema de tubos, control de temperatura 30°C.

(1321 W). El comportamiento de la Fig. 11 es muy similar a la de la temperatura, debido a que el funcionamiento del sistema es por diferencias de temperaturas y tenemos una temperatura constante, así que fluctuará de acuerdo al dato climático. Se debe observar que la energía por unidad de tiempo refrigerada no supere los 5275 KJ/h, ya que si sucediera, el sistema estaría disminuyendo la temperatura del equipo respecto a la ambiental que es la limitante.

En la simulación se realizaron dos gráficas para el flujo de calor por unidad de tiempo por tubo, mostrando los valores de refrigeración en un tubo sin control de flujo (ver Fig. 12(a)) y otro con control (ver Fig. 12(b)). Al comparar estas dos gráficas se aprecia que los valores de las dos son iguales, lo que representa que el sistema está en un rango de operación adecuado y no se supera el límite de arrastre, que

nos delimita la cantidad de energía retirada por tubo. Si los valores de la Fig. 12(a) fueran mayores a los de la Fig. 12(b), significaría que cada tubo está retirando más energía de la posible, y que la diferencia de temperaturas es muy alta para ser refrigerada con esa cantidad de tubos.

Simulación para Cali

La segunda simulación se realizó para la ciudad de Cali, la cual tiene un clima más cálido que el de Bogotá. En la Fig. 13 se observan las curvas de temperatura del gabinete con el banco de tubos (roja) y la temperatura ambiental (azul). En esta gráfica se aprecia que el diferencial de temperaturas entre la requerida (30°C) y la ambiental es muy pequeña (en los puntos donde se alcanza la temperatura objetivo), lo que

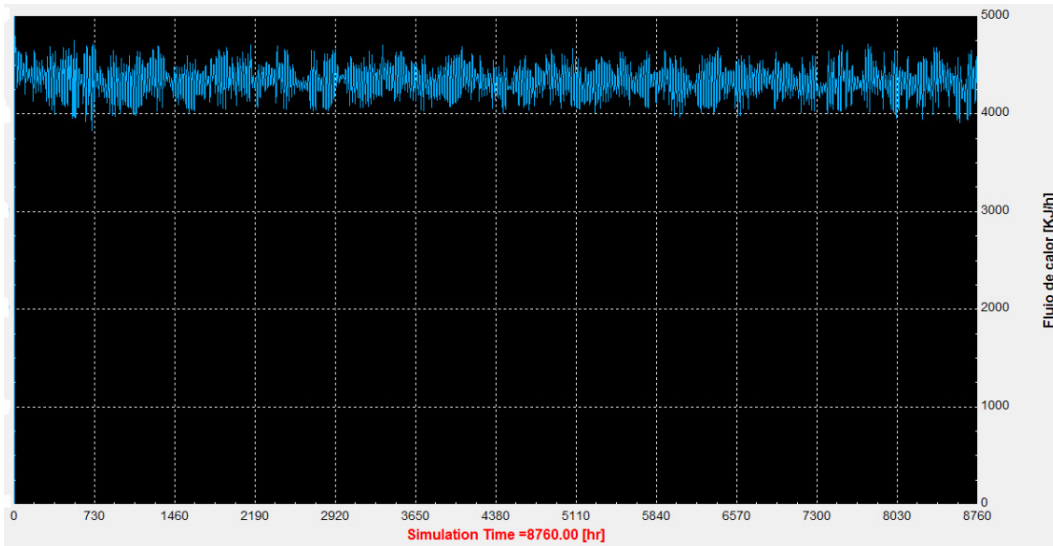


Figura 11. Energía por unidad de tiempo disipada por el banco de tubos en Bogotá.

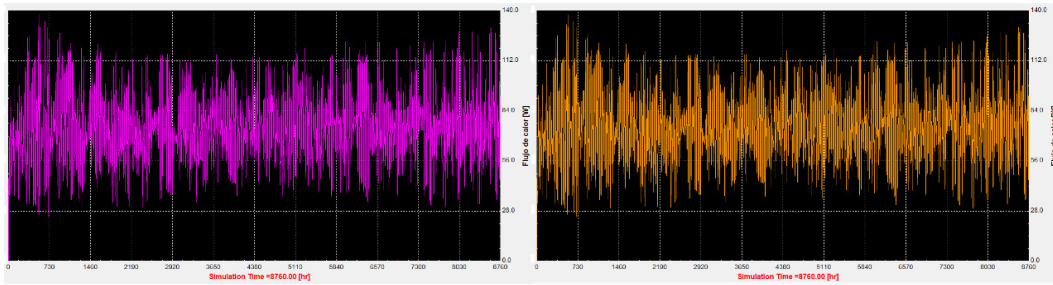


Figura 12. (a) Energía por unidad de tiempo disipada por cada tubo sin control de flujo. (b) Energía disipada por cada tubo con control de flujo a 143 W.

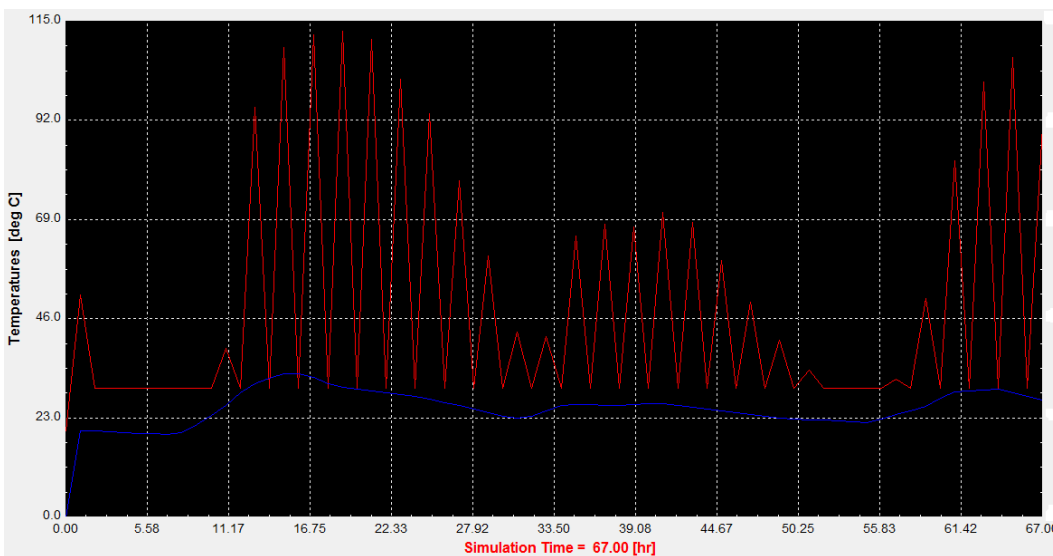


Figura 13. Diferencia de temperaturas entre el gabinete con el sistema de refrigeración (de color rojo) y la temperatura ambiental para la ciudad de Cali (de color azul).

ocasiona una refrigeración baja en estos instantes de tiempo (ver Fig. 14).

La refrigeración que se genera por el sistema de tubos de calor para la ciudad de Cali es poco práctica, debido a la

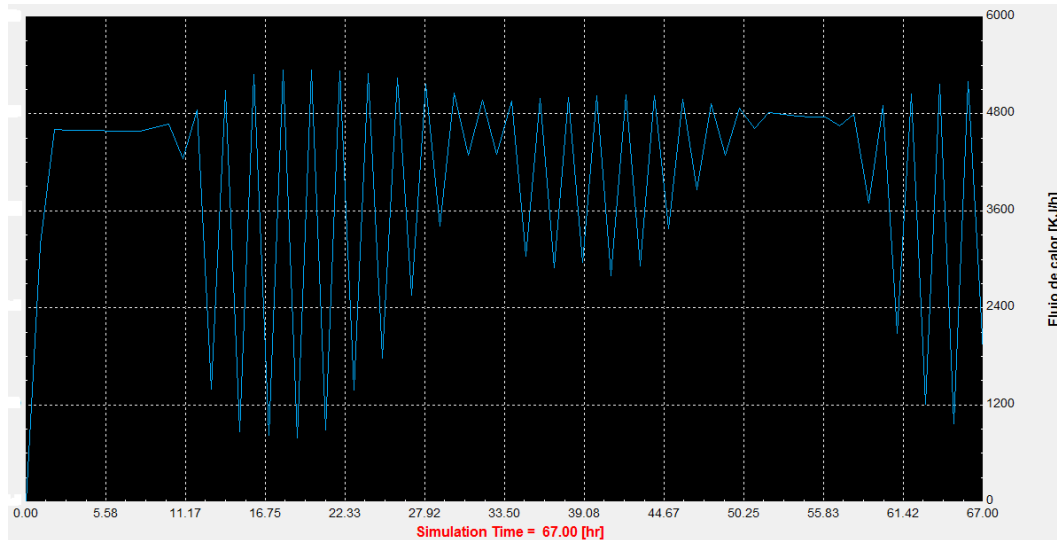


Figura 14. Energía por unidad de tiempo disipada por el banco de tubos en Cali.

fluctuación de la energía retirada (Fig. 14) que genera una temperatura interior muy inestable con picos muy altos como son 110°C, 111°C y 112°C, lo que conlleva a el daño de los equipos de transmisión de datos presentes en los gabinetes.

La simulación para la ciudad de Cali se efectuó solo para 67 horas, debido a que se produce un error al hacer la gráfica para todo el año. Este error se genera porque en un instante de tiempo la temperatura del lugar es muy alta, lo que genera una diferencia de temperatura elevada y por consiguiente una refrigeración alta, pero en el instante siguiente la diferencia de temperaturas es mínima, lo que da un refrigeración baja. Este proceso genera un error de iteración, como se aprecia en la Fig. 15.

```

0 TRNSYS Message 203 : A convergence problem was encountered. Modification of the TOLERANCES control c
0 TRNSYS Message 441 : The inputs to the listed units have not converged at this timestep. The values at the
last iteration will be used and the simulation will proceed.
Reported information : UNITS: 56 14
0 TRNSYS Message 450 : The maximum number of warnings allowed per simulation has been exceeded. Please

```

Figura 15. Error 441 en la iteración para Cali.

Simulación para Leticia

La ciudad de Leticia tiene un clima un poco más cálido que el de Cali, lo que ocasiona un problema similar. La Fig. 16 se muestran las curvas de temperatura entre el gabinete (rojo) y el ambiente (azul). Para esta ciudad la diferencia de temperaturas es mínima en los instantes de tiempo donde se logra la temperatura objetivo (siendo igual en varios puntos de la simulación), lo que genera una refrigeración baja (para ese momento), como se observa en la Fig. 17.

Al comparar la temperatura del sistema (ver Fig. 16) y la refrigeración (ver Fig. 17) los puntos de temperatura bajos se logran cuando el flujo de calor esta al máximo y viceversa. Esta variación de temperaturas y flujos generan un error en la iteración (error 441, Fig. 18), al no lograr convergencia en los datos para la simulación. Por este motivo solo se corrió el programa para 60 horas (datos de las primeras 60 horas de enero).

```

0 TRNSYS Message 441 : The inputs to the listed units have not converged at this timestep. The values at the
last iteration will be used and the simulation will proceed.
Reported information : UNITS: 56 14

```

Figura 18. Error 441 en la iteración para Leticia.

Al igual que en la ciudad de Cali, la variación tan abrupta de temperaturas cada hora, hace que este sistema de refrigeración no sea aplicable debido a que provocaría daños en los equipos de transmisión de datos.

Para poder utilizar el sistema de tubos de calor en Cali y Leticia se debe aumentar la temperatura objetivo de operación de los equipos para poder generar un diferencial de temperaturas adecuado que permita retirar calor.

Otra opción es utilizar los tubos de calor como un sistema de respaldo para refrigerar poca energía y reducir en algo los costos de operación de los equipos.

El mejoramiento del sistema de tubos de calor y su adecuación para Cali y Leticia son temas de trabajo abierto, además de la construcción de un sistema de tubos de pruebas con el cual se pueda probar el modelo matemático desarrollado en este artículo.

La empresa QUEST INTERNATIONAL S.A., encargada de la construcción de los gabinetes de transmisión de

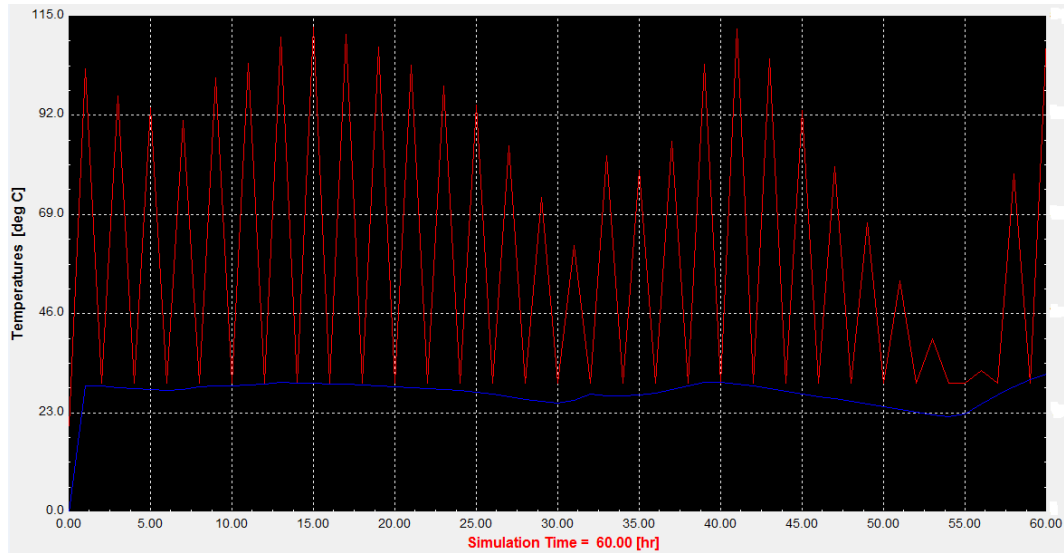


Figura 16. Diferencia de temperaturas entre el gabinete con el sistema de refrigeración (de color rojo) y la temperatura ambiental para la ciudad de Leticia (de color azul).

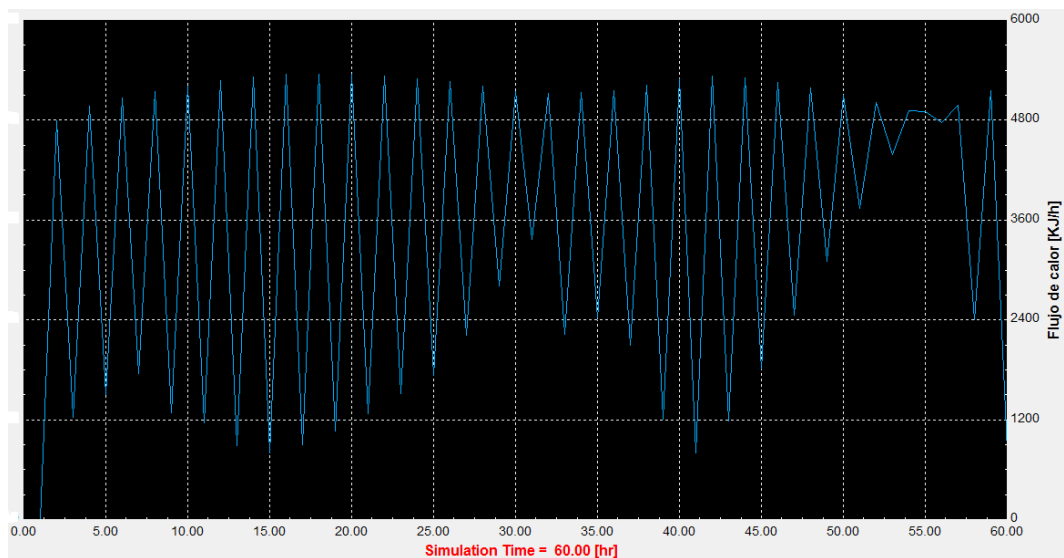


Figura 17. Energía por unidad de tiempo disipada por el banco de tubos en Cali.

datos, está al tanto del diseño de tubos de calor para la refrigeración de equipos de telecomunicaciones, ya que el modelo matemático desarrollado en este artículo se hizo de acuerdo con las especificaciones de la empresa.

Recomendaciones y trabajo futuro

Los tubos de calor son una buena opción para sistemas de refrigeración, por lo cual es importante realizar un prototipo con el fin de sustentar el análisis computacional, y así poder hallar de manera real la capacidad del sistema.

Se deben hacer diseños de tubos específicos para cada ciudad de aplicación, teniendo en cuenta los factores ambientales a los que se someterá el sistema.

Conclusiones

Los tubos de calor son una buena opción para refrigeración, ya que se logran disipar cargas relativamente grandes sin consumo de energía externa. Como se puede ver en la ciudad de Bogotá se logró un máximo (Fig. 11) de disipación de 4756 KJ/h (1321 W) y un mínimo de 3896 KJ/h (1082 W). Para la ciudad de Cali (Fig. 14), a pesar que el modelo no es adecuado para este ambiente, se logró un mínimo de 795,8 KJ/h (221 W), y para Leticia (Fig. 17) el mínimo es de 802,6 KJ/h (223 W).

Con la simulación se demuestra que el modelo es adecuado para Bogotá, que fue el ambiente para el cual se diseñó, ya que se logró mantener la temperatura objetivo de

Tabla 3

Propiedades del agua (Ready y Kew, 2006).

Water									
Temp °C	Latent heat kJ/kg	Liquid density kg/m ³	Vapour density kg/m ³	Liquid thermal conductivity W/m °C	Liquid viscos. cP	Vapour viscos. cP × 10 ²	Vapour press. Bar	Vapour specific heat kJ/kg °C	Liquid surface tension N/m × 10 ²
20	2448	998.2	0.02	0.603	1.00	0.96	0.02	1.81	7.28
40	2402	992.3	0.05	0.630	0.65	1.04	0.07	1.89	6.96
60	2359	983.0	0.13	0.649	0.47	1.12	0.20	1.91	6.62
80	2309	972.0	0.29	0.668	0.36	1.19	0.47	1.95	6.26
100	2258	958.0	0.60	0.680	0.28	1.27	1.01	2.01	5.89
120	2200	945.0	1.12	0.682	0.23	1.34	2.02	2.09	5.50
140	2139	928.0	1.99	0.683	0.20	1.41	3.90	2.21	5.06
160	2074	909.0	3.27	0.679	0.17	1.49	6.44	2.38	4.66
180	2003	888.0	5.16	0.669	0.15	1.57	10.04	2.62	4.29
200	1967	865.0	7.87	0.659	0.14	1.65	16.19	2.91	3.89

30°C (con algunos saltos) como se ve en la Fig. 10, los cuales eran los datos esperados.

El diseño de tubos de calor realizado para Bogotá no es apto para implementar lo en Leticia y Cali, debido a que no se puede mantener la temperatura objetivo constante, como muestran las Fig. 16 y Fig. 13 respectivamente. Para estas ciudades se deben hacer diseños específicos para cada aplicación.

Al aumentar la longitud del evaporador y la del condensador, y reducir la longitud de la zona adiabática, se obtendrán mejores resultados, porque al realizar el cálculo de las resistencias térmicas, la longitud del evaporador y del condensador son inversamente proporcionales a la resistencia, aumentando la conductividad térmica del tubo. Por el contrario, la longitud de la zona adiabática es directamente proporcional a la resistencia específica axial, lo que genera que la conductividad térmica disminuya.

El fluido de trabajo es uno de los parámetros más importantes del diseño, ya que es el que realiza el proceso, por esto se debe tener en cuenta que su temperatura de operación sea la correcta (tabla 3). Además, entre mayor sea la conductividad del fluido, mayor será la conductividad efectiva en el relleno del tubo.

Referencias

- Garbutt, L. (2006). *Scythe infinity scinf-1000 cpu heat pipe cooler review*. Descargado de <http://pcper.com/images/reviews/298/3-BaseHeatPipes.jpg>
- Kang, S. S. (2012). Advanced cooling for power electronics. En *2012 7th international conference on integrated power electronics systems (cips)* (p. 1-8).
- Miranda, A. (2005). *Tubos de calor. una tecnología para el siglo XXI*. CEAC.
- Natsume, K., Mito, T., Yanagi, N., Tamura, H., Tamada, T., Shikimachi, K., ... Nagaya, S. (2012). Development of cryogenic oscillating heat pipe as a new device for indirect/conduction cooled superconducting magnets. , 22(3). doi: 10.1109/TASC.2012.2185029
- Patiño, L., y Figueroa, R. (2004). Convección de calor en el flujo de fluidos a través de un lecho de empaque de bauxita activada. *Revista Facultad de Ingeniería UTA Chile*, 12(2), 27-34.
- Perpina, Jorda, X., Vellvehi, M., Rebollo, J., y Mermet, M. (2011). Long-term reliability of railway power inverters cooled by heat-pipe-based systems. , 58(7), 2662-2672. doi: 10.1109/TIE.2010.2087298
- Peters, McCarthy, M., Allison, J., Dominguez-Espinosa, F. A., Jenicek, D., Kariya, H. A., ... Wang, E. N. (2012). Design of an integrated loop heat pipe air-cooled heat exchanger for high performance electronics. *IEEE Transactions on Components, Packaging and Manufacturing Technology*, 2(10), 1637-1648. doi: 10.1109/TCPMT.2012.2207902
- Ready, D., y Kew, P. (2006). *Heat pipes. theory, design and applications*. Butterworth-Heinemann imprint of Elsevier.