

ANÁLISIS DE UN HEAT PIPE CARGADO CON H134A A TRES DISTINTAS PRESIONES OPERANDO EN EL RANGO 30-70°C

Por Prof. Marcell Maldonado, yo3141562@hotmail.com

RESUMEN

Los *heat pipe* constituyen una alternativa viable para la transferencia de calor, como otra opción diferente a los ciclos convencionales de refrigeración, y de allí nace la inquietud de conocer un poco más sobre su construcción y funcionamiento. En este artículo se describe el proyecto para la construcción de un equipo de este tipo, realizado por un estudiante de ingeniería química de la facultad de ingeniería y haciendo uso de materiales reciclados e insumos y servicios del TEC Landívar. En una primera fase se construyó y probó el dispositivo demostrando su adecuado funcionamiento. Se encuentra actualmente en una siguiente etapa mejorando el diseño original.

DESCRIPTORES

Columna de calor, calor transferido, eficiencia, coeficiente total de transferencia, calor Cp

ABSTRACT

A heat pipe constitutes a feasible device for heat transfer, as another option for conventional cycles of cooling; thereafter, it was concerned to know more about its construction and operation. This article describes the construction of a dispositive of this type, made by a student of chemical engineering in a project making use of recycled materials and supplies and services of the TEC Landívar. In a first phase it was built and tested showing its proper functioning. Now, on a next step student is work to improve the original design.

KEYWORDS

Heat pipe, heat transfer, efficiency, total coefficient of heat transfer, Cp heat

PRESENTACIÓN

El tema de refrigeración por columnas de enfriamiento (*heat pipe*) fue abordado el año pasado en CONVERCIENCIA 2009, por el Dr. Chang de Ad Astra Rocket Company de Costa Rica. En su conferencia sobre el motor a Plasma, que esa empresa desarrolla en convenio y cooperación con la NASA, se requiere del uso de dispositivos difusores de calor por el alto contenido de energía que estos motores liberan.

Los *heat pipe* constituyen una alternativa viable para la transferencia de calor, como opción diferente a los ciclos convencionales de refrigeración, y de allí nace la inquietud de conocer un poco más sobre su construcción y funcionamiento. Para ello realizamos una búsqueda bibliográfica relacionada con el tema, especialmente en Internet en donde se encuentra muchísima información al respecto, tanto en los aspectos teóricos como de desarrollo de los equipos y decidimos construir una versión inicial del mismo.

En este sentido el estudiante Marcell Maldonado, de la carrera de Ingeniería Química de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Rafael Landívar, se mostró interesado de participar en el proyecto de construir uno de estos dispositivos. Se contó con el apoyo del personal del TEC Landívar y el apoyo financiero del Director de la Carrera de Ingeniería Mecánica de la facultad.

La propuesta inicial se centró en la construcción de un equipo que utilizara materiales reciclados y se apoyara en los insumos y servicios del TEC Landívar. Se adquirió un radiador usado, se compraron las piezas de cobre y se utilizó refrigerante y otras sustancias como medios de difusión disponibles en el TEC.

El diseño, construcción y funcionamiento ha sido iniciativa de Marcell, quien finalmente produjo un dispositivo de difusión de calor que seguramente lucirá muy elegante en alguno de los aparatos o equipos del Nautilus del Dr. Nemo, por su estilo gótico renacentista, pero que muestra efectivamente la viabilidad de estos equipos.

Esta es la primera etapa. Hace falta mejorar el diseño especialmente en el empaque interior que facilite la condensación del fluido y su retorno a la cámara de evaporación. Y ya se está trabajando en esto, cuyos resultados presentaremos en la siguiente edición de esta revista. No quisiera dejar de agradecer a todas las personas que apoyaron este proyecto estudiantil, tanto en lo logístico como en la construcción física, por sus consejos y recomendaciones. Y felicitar a Maldonado por su inquietud. Esperamos sea de su interés para ustedes.



Prof. Marcell Maldonado exhibiendo el *heat pipe* durante la Semana de Ciencia y Tecnología 2010 del CONCYT en un hotel ciudadano

Ing. Federico G. Salazar,
Dirección de Investigación Facultad de Ingeniería

ANÁLISIS DE UNA HEAT PIPE CARGADA CON H134A A TRES DISTINTAS PRESIONES OPERANDO EN EL RANGO DE 30 A 70°C.

PRESENTACIÓN

Una columna de calor (*heat pipe*) es un tubo sellado en el cual se encuentra un fluido de trabajo a una presión interna tal que se evapora y condensa a una temperatura deseada. Se puede considerar que trasfiere el calor del colector o parte baja y lo lleva a un punto alto o disipador. Además el colector se puede considerar como un material resistente al calor y con esto se calcula su coeficiente de transferencia térmica.

1. INTRODUCCIÓN

Los sistemas tradicionales de enfriamiento y refrigeración utilizan un fluido de trabajo con el cual toman el calor y lo disipan en otro punto utilizando una bomba y grandes cambios de presión, para lo cual es necesario un alto consumo de energía, al utilizar la columna de calor ya no se utiliza una bomba ya que se utiliza el calor latente de evaporación el cual evapora el fluido, y se traslada el calor, a otro punto.

El fluido de trabajo es la parte más importante ya este es quien realiza el trabajo, por tanto es muy importante identificar el flujo ideal para el trabajo, otros factores como la presión interna también afectan el desempeño pero su aporte se ve en el rango de temperaturas en los que trabaja.

Para identificar al fluido de trabajo se construyó un sistema de prueba que se aplicó a diferentes fluidos. El experimento consiste en medir las temperaturas en cuatro puntos distintos, el primero de ellos es en la fuente de calor el cual llamaremos base, la segunda medición se realiza del otro lado del colector de calor el que llamaremos placa. Estas dos medidas son las más importantes ya que aquí es donde se produce el intercambio de calor y la refrigeración. Debido a que este colector es de cobre se asume que el gradiente de temperatura por el metal es bajo y que casi todo se debe a la evaporación del fluido. Los otros dos puntos son antes y después del condensador a los que se llaman medio y superior, en este caso se mide el calor disipado en forma de temperatura.

En la actualidad, uno de los principales temas a tratar es el calentamiento global y la eficiencia energética y Guatemala no queda excluida de estos temas, ya que por ser un país en vías de desarrollo es importante iniciar con un buen paso, trabajando directamente en sistemas de bajo consumo energético. En este caso el consumo de energía al operar el equipo es muy pequeño comparado con equipos tradicionales.

COLUMNA DE CALOR

Consiste en un tubo cerrado por ambos extremos en cuyo interior hay un fluido a una presión adecuada para que se evapore y condense en un rango determinado de temperatura. Al aplicarle calor en un extremo se evapora el líquido de ese extremo y se desplaza al otro

lado, ligeramente más frío, condensándose y transfiriéndole el calor. En informática se utiliza este tipo de dispositivos para disipar el calor que producen algunos componentes de hardware, como los microprocesadores, chipset, GPU o cualquier otro tipo de componente al cual se le desee aplicar refrigeración silenciosa. Tiene la ventaja que no emite ningún ruido, a diferencia de los ventiladores.

1.1 Breve historia de la columna de calor

Se investigó por primera vez fue estudiado fue por R.S. Gaugler en General Motors en 1942. También fue estudiado por George Grover en Los Alamos National Laboratory en 1963 (WIKIPEDIA, 2010). Entre 1964 y 1966 RCA fue la primera compañía en tomar la investigación para su aplicación comercial. En la misma década en la NASA (National Aeronautics and Space Administration) realizaron una investigación para la aplicación de las columnas de calor para su utilización en los transponders de satélites. Buscando un sistema de consumo nulo de energía para refrigeración. Dado que el lado expuesto al sol se calienta mientras que el otro se congela, buscando regular la temperatura. El reto de NASA consistía en la micro gravedad por lo que dependían únicamente de la capilaridad

Sony en la década de 1980 incorporó columnas de calor en algunos de sus productos así como IBM en la década de 1990 para enfriar procesadores. En la actualidad esta es su mayor aplicación, por el calor generado por los microprocesadores. Pero sus aplicaciones son variadas debido a las publicaciones Feldman, Eastman, & Katzoff en 1967 y 1968 (WIKIPEDIA, 2010).

1.2 Limitaciones para el uso de una columna de calor

En las páginas de Internet se mencionan básicamente cuatro limitaciones para el uso de columnas de calor (ENERTRON, 2006), (BROOKE, 2007):

1. Límite sónico, el rango con que el vapor viaja desde la columna de calor en el evaporador al condensador.
2. Límite de arrastre (*entrainment*), la fricción del fluido de trabajo entre el vapor y el líquido al desplazarse en sentidos opuestos.
3. Límite de la capilaridad que se relaciona con el anterior pero principalmente con la altura y la rugosidad interna del tubo.
4. Límite de ebullición, no exceder de la temperatura y la energía aplicada sin llegar a vapor sobrecalentado.

1.2.1 Capacidad calorífica a presión constante.

Según Smith y Van Ness (1991) el calor siempre fluye de un estado de temperatura mayor a uno de menor. Una de las propiedades más importantes que hay que considerar es las condiciones de operación. Para una columna de calor o tubo calefactor es a presión constante. Cuanto menor es el cambio en la temperatura de un cuerpo, asociado a la

transferencia de una cantidad de calor determinada, mayor es su capacidad que al relacionar con el cambio de temperatura evalúa el calor termodinámico

$$Q = n\Delta H = C_p(T_2 - T_1) \quad (1)$$

donde H, C_p y T son funciones de estado, son aplicables solo donde $P_2 = P_1$

1.2.2 Transferencia de calor

Para Bird, Stewart y Lightfoot (1997) la conducción de calor consiste en el fenómeno en el cual la energía se trasfiere de una molécula a otra mediante un aumento de las colisiones atómicas. En una escala microscópica consiste en la diferencia de temperaturas entre dos puntos en una misma sustancia y obedece a la ley de Fourier:

$$\frac{Q}{A} = k \frac{\Delta T}{Y} \quad (2)$$

Es decir que el flujo de calor por unidad de área es directamente proporcional a la disminución de la temperatura con la distancia Y; la constante de proporcionalidad k es la conductividad calorífica de la placa.

1.2.3 Coeficiente de transporte térmico

Bird, Stewart, Lightfoot (1997) plantean la ley de Fourier que establece una proporción entre el calor por unidad de área y la diferencia entre temperaturas en una distancia. Para hacer esta proporción una igualdad se agrega una constante la cual depende de cada sustancia o mezcla de ellas. Esta constante depende las condiciones de estado, y es llamada coeficiente de transporte térmico. Usualmente es tomada de valores de tablas, datos empíricos, pero esta depende tanto de la temperatura como de otras consideraciones que dependen más del estado de la materia. En el caso de gases monoatómicos se puede calcular mediante la teoría de cinética molecular en la cual se consideran como esferas rígidas las cuales colisionan entre sí, en donde se consideran valores como valor medio de la velocidad molecular, frecuencia de colisiones y recorrido libre y solo aplica a densidades bajas, para moléculas complejas se utilizan otras consideraciones. En el caso de los líquidos se asumen la teoría de Bridgman en la que se asumen que cada molécula se encuentra dispuestas en una red cúbica con una separación entre centros, y emplea la velocidad del sonido en el fluido y el calor específico. En el caso de sólidos se utilizan datos empíricos ya que los factores que afectan son demasiados, tales como la estructura cristalina, la disposición de los cristales, tamaño de los poros, fracción de huecos y la orientación molecular.

1.2.4 Fluido de trabajo

Es aquel fluido que se utiliza para el intercambio de calor en un sistema termodinámico.

La selección de este material depende de las especificaciones del proceso, pero lo más importante es que debe poseer una alta estabilidad térmica, gran capacidad térmica y una energía latente de evaporación alta. Esta última característica es tal vez la más importante característica para un fluido que trabaje en una columna de calor (Narayanan, 2009).

La elección de del material depende de la condiciones de trabajo en especial de la temperatura a la que debe trabajar. Para condiciones extremadamente baja se utiliza helio líquido (2-4K) en aplicaciones de altas temperaturas se suele utilizar mercurio (523-923K) y sodio (873-1473K). Pero para proceso a temperatura relativamente normales se utiliza amoníaco (213-373K), metanol (283-403K), etanol (273-403K) e incluso agua (303-473K) siempre modificando las condiciones interiores (WIKIPEDIA, 2010).

2. CONSTRUCCIÓN

El primer paso fue el diseño del sistema el que se ve ajustado la compra de algunos materiales como el radiador que se ajusto a la platina. Los materiales para la construcción del sistema consisten en:

- Platina de cobre 4 x 4 x ½ plg (0.1016 x 0.1016 x 0.0127 m)
- Radiador de una recámara de congelación usado de 18 pasos en un con disipadores de aluminio separados 5mm.
- 4.5 m de tubería de cobre de ½ plg
- barra de material de aporte hierro-plata.
- Manómetro 0-120 kg/m²
- Válvula de llenado de ¼ plg soldable.
- Unión de rosca y soldable de ¼ plg.
- ¼ libra de estaño para soldadura blanda.

Figura No.1. Platina de cobre



Fuente propia

No todos los materiales se compraron ya que algunos se encontraban en existencia en la Universidad Rafael Landívar tales como el estaño para soldadura blanda y la tubería de cobre.

Figura No.2. Perforando la platina de cobre



Fuente propia

El segundo paso fue la fabricación que inicio con la perforación de 6 orificios en la platina sobre un 70% (7 cm.) de la longitud de ¼ plg de diámetro separados uniformemente dentro de la platina. Concluido esto, se realizó la perforación concéntrica de la platina con una broca de diámetro ½ de plg con una profundidad del 30 % (3 cm.). Transversalmente en la base de los primeros orificios se realiza otro donde se intercomunican 5 de los 6 orificios. Con una profundidad de un 70% (7 cm.). Luego se limpia el radiador. A continuación se elimina los elementos que no son necesarios tales como antiguas

alzas para sujeción y 4 codos sobrantes. Se define un lado como el inferior y se perfora a la mitad los codos un agujero con una broca de 1/8 plg y se pule la superficie con un cepillo de alambre.

La tubería se dobla para que coincidan los orificios de

Figura No.4. Platina y Tubería Ensambladas



Fuente propia

la platina con los agujeros en los codos del radiador. Para esto se utiliza un cobla tubos y una plantilla a escala 1:1. Además también se dobla la unión de rosca y soldable de 1/4 plg formando una vuelta completa, esto para estabilizar la lectura de la presión interna. Con la tubería ya doblada se procede a soldar cada tubo con su respectivo codo. Se inicia por los del centro. Para esto se utiliza un soplete de acetileno-oxígeno y todo el equipo de seguridad necesario, gabacha de cuero, guantes, mascarera para soldar esto se realiza en el laboratorio de soldadura de la Universidad Rafael Landívar bajo la guía e instrucciones del encargado Sr Arturo Espinosa.

El siguiente paso es soldar los tubos a la platina, para esto es recomendable utilizar un soplete de propano, pero al no poseer este se utiliza mecheros bunsen. Esta soldadura consiste en calentar la platina hasta alcanzar el punto de fusión del estaño para soldadura blanda, cercana a los 300°C y se agrega el estaño cubriendo todos los espacios entre los orificios y los tubos, finalmente se suelda la válvula de llenado en orificio trasversal en la base. Al revisar la estructura se procede a la instalación del manómetro. El manómetro comprado es de rosca de 1/4 y además

Figura No.6. Llenado de gas en el laboratorio de refrigeración

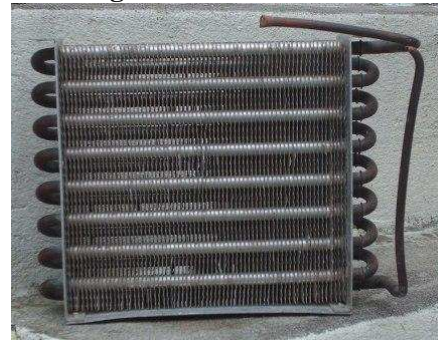


Fuente propia

posee una válvula lo que facilita el cambio del fluido de trabajo. Se realiza un agujero en el codo central superior y se procede a soldar la unión de rosca y soldable de 1/4 plg y a colocar el manómetro.

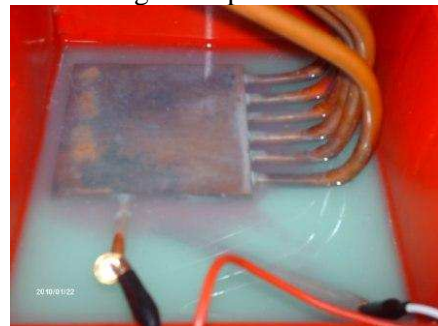
Una vez terminada la construcción se llena hasta una presión de 200 kPa con aire y se le agrega agua jabonosa por el exterior buscando formación de burbujas las que aparecen en las soldaduras blandas entre la tubería y la platina para sellarlas se realiza una electro deposición en la cual el equipo se conecta al cátodo y un alambre de cobre al ánodo y se sumergen ambos en una solución de cloruro de cobre y se hace

Figura No.3. Radiador



Fuente propia

Figura No.5. Sellado por electro galvanoplastia



Fuente propia

pasar una corriente eléctrica 12Voltios por 30 minutos lo que deposita 1 g de cobre en el área en contacto. Se realiza nuevamente la prueba esta vez con refrigerante 134a a 220kPa y se mide la masa al cargar y después de 4 días nuevamente dando una diferencia de 0.2 grs. Lo que indica que no hay fugas pero si filtraciones, se revisan nuevamente todas las soldaduras y no se encuentra ninguna filtración, para esto se sumerge en agua y se buscan burbujas. Finalmente se localiza la filtración y esta es la unión roscada del manómetro, para resolver esto se agrega un empaque de caucho, o-ring, y se instala nuevamente el manómetro y se tiene un sello perfecto.

Figura No.7. Carga en frío, con hielo 0°C

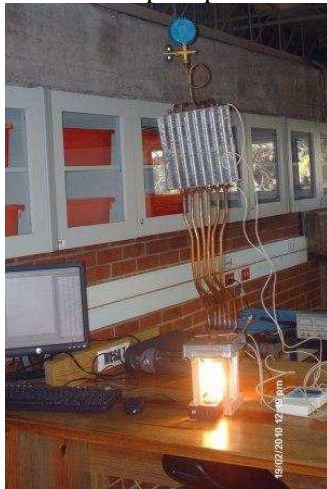


Fuente propia

3. PROCEDIMIENTO EXPERIMENTAL

Como fuente de calor se buscó utilizar una estufa eléctrica del laboratorio de química pero se pasan del rango de temperatura deseado. De esta forma, se construyó una fuente de calor que consiste en una armazón de madera y paredes de poliestireno como aislante recubiertas en el interior de papel de aluminio como reflector y dos focos de 40 W y en la parte superior una lámina de metal. Con este dispositivo se logró una temperatura de 70 a 75°C.

Figura No.8. Equipo montado para pruebas



Fuente propia

Para identificar los puntos de lectura más significativas se realizan varias pruebas preliminares. En la primera se utilizó el refrigerante 134a cargado para la prueba de sellado y se midió la temperatura con un termómetro de mercurio. De esta forma se obtuvieron las temperaturas locales pero no se pudo realizar una medida continua de los datos.

Se optó entonces por utilizar el equipo Furier System Data Acquisition® el cual con 4 termocoplas puede medir la temperatura en intervalos de tiempo definido desde 1000 muestras por segundo hasta 1 muestra por hora. En este caso se practicaron mediciones cada 10 segundos ya que permite obtener muestras casi continuas en un intervalo de tiempo manejable para cada corrida.

La siguiente prueba fue con agua a presión atmosférica. Se selló el equipo y se realizó una prueba base en la que solo se midieron tres puntos: placa, medio y superior, observándose que es necesario además, tener información de la temperatura de la placa o fuente de calor, lo que la hace inválida como prueba base. Luego se agrega agua y se sella tomando las medidas en cuatro lugares agregando la base. Se consideró como variante aislar la tubería antes del disipador y se realizó otra prueba. No se observó ninguna diferencia sensible entre uno y otro procedimiento, por lo que solo se utilizó como variación entre la convección natural y forzada utilizando un ventilador. Se descartó el agua y se realizó otra prueba con

134a que resulta exitosa, en cuanto a las toma de datos y a la fuente de calor.

El fluido utilizado es el 134a el que se carga por el manómetro utilizando el equipo de llenado de equipos de refrigeración del laboratorio de refrigeración de la Universidad Rafael Landívar. El procedimiento consta de 2 etapas dado que el aire y en especial la humedad es la que reacciona con los refrigerantes se busca reducir lo más posibles estos para ello se utiliza una bomba de vacío mencionada anteriormente para las condiciones del metanol. Luego se deja correr el refrigerante y se regula la presión mediante varias válvulas. Primero se carga hasta 560 kPa y se realizan 12 corridas 6 de convección forzada y 6 de natural. Luego se realiza una carga en frío para esto se utiliza hielo con lo que se obtiene una temperatura de 0°C esto es para realizar una compresión isobárica del gas al reducir la temperatura. Cuando se nivelaron las temperaturas se obtiene una presión de 710 kPa en una expansión isométrica sellando el material. Ya que no es la presión que se busca se realiza otra carga pero en esta ocasión enfriado en hielo seco. Se carga en hielo seco, el cual teóricamente se encuentra a $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ con lo que se logra licuar el gas, descendiendo la presión interna hasta los 100 kPa. En este punto se realiza nuevamente una carga, vaciando el aire de las mangueras y luego haciendo fluir el refrigerante. Se agrega hielo, agua congelada, en la parte superior como aislante.

Figura No.9. Carga de refrigerante en frío, con hielo seco



Fuente propia

Como una adición ilustrativa, se calculó la transferencia de calor a dos medios idénticos dos beaker de 100 ml con 80 ml de agua. El primero directo a la fuente de calor y el segundo por encima de la placa. Dado que las condiciones son iguales y midiendo simultáneamente las temperaturas se pudo definir por gradiente de temperatura cuanto calor disipa el equipo.

4. RESULTADOS Y SU DISCUSIÓN

Se aplicó un análisis estadístico de hipótesis a los datos originales obtenidos con R134a en donde se consideraron las 6 variables medidas en el equipo, relacionando tres presiones de operación con dos condiciones de disipación de calor, con convección natural y con convección forzada por el uso del ventilador.

Datos calculados. Si $H_a P_1 - P_2 > 0$
 si $H_o P_1 - P_2 \leq 0$

Prueba de hipótesis con 95% de certeza

$$Z_{\alpha/2} = \frac{\hat{P}_2 - \hat{P}_1}{\sqrt{\left(\frac{\sigma_1}{n_1}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_2}{n_2}\right)^2}} \quad (3)$$

Se puede concluir que el uso del ventilador, a condiciones de operación abajo de los 810 kPa, no es significativo. Esto se explica porque el fenómeno de transporte de calor en la columna depende de la presión interna de operación, para el rango de temperatura entre 30-70°C, el refrigerante se encuentra en fase gaseosa únicamente. Esto indica que el gas en el interior está sobre calentado con lo cual no ocurre condensación aunque el ventilador esté funcionando. En síntesis, el efecto *heat pipe* no se está dando.

Una vez determinado que el fenómeno *heat pipe* ocurre arriba de 810 kPa, se prosiguió a realizar un análisis de calor trasferido. Para esto se asumieron varias situaciones. Primero que los beaker son idéntico en todas sus medidas incluyendo el espesor de pared y el área de contacto (ambos son fabricados por la misma casa). Segunda, el volumen de agua que contiene cada beaker es exactamente igual. Tercero, se asumen densidades constantes sin importar las diferencias de temperatura.

Para esto se coloca un beaker directamente en la fuente de calor y otro en el colector. Y se miden las temperaturas, con lo que se obtiene un perfil de temperatura de cada uno de ellos. El análisis numérico de los datos obtenidos realizó de la siguiente manera. Se calcula el calor trasferido a cada uno de los beaker mediante la ecuación del Calor Cp

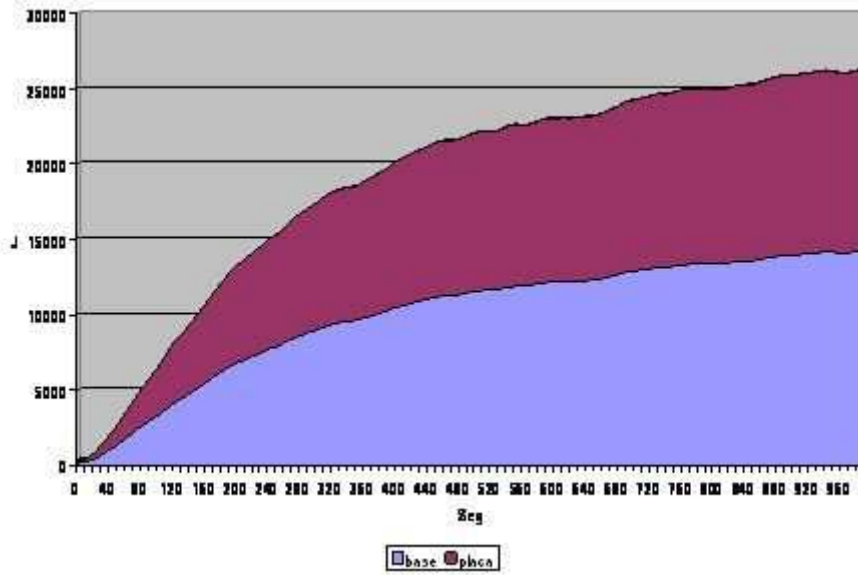
$$Q = mC_p\Delta T \quad (4)$$

donde m es la masa que para ambos casos es la misma 80 ml de agua que asumiendo densidad constante de 1 g/ml da una masa de 80 g. El C_p se considera también constante ya que el rango es pequeño y se asume de 4.18 J/g·K que según Cengel (2006) no varía significativamente en el rango 25-75°C. Pero para ΔT existe una simplificación matemática: primero se calcula para el beaker directo a la placa y luego se calcula para el que se encuentra sobre el colector con esto se obtienen dos calores y la diferencia entre ellos es la cantidad de calor que disipa el equipo pero en este punto se considera que el beaker se calienta desde temperatura ambiente y la temperatura medida es al que llega el equipo. Ahora bien al realizar la matemática se observa que existen varios factores comunes que para este cálculo se utiliza solo la temperatura inicial que es la misma, por tanto la ΔT es la diferencia entre el beaker caliente y el frío. Con esto se construye un grafico (ver gráfico no. 1 y gráfico no. 2) contra el tiempo y se realiza una correlación lineal la que da $y = 2.3844x - 187.1$ $R^2 = 0.9968$, donde y es el calor expresado en joules, y x el tiempo expresado en segundos.

En la gráfica No. 1 se observa que el área morada es el gradiente de temperatura entre un la fuente y el equipo, pero como no es plenamente proporcional se realiza el gráfico no.2 en el cual se restan los datos del calor de la fuente – el calor del disipador, con lo cual se obtiene una correlación lineal bastante buena ya que su valor es muy cercano a uno. Al derivar la función se obtiene que el calor trasferido es de 2.3844 W ± 0.34161 W el cual depende del área de contacto.

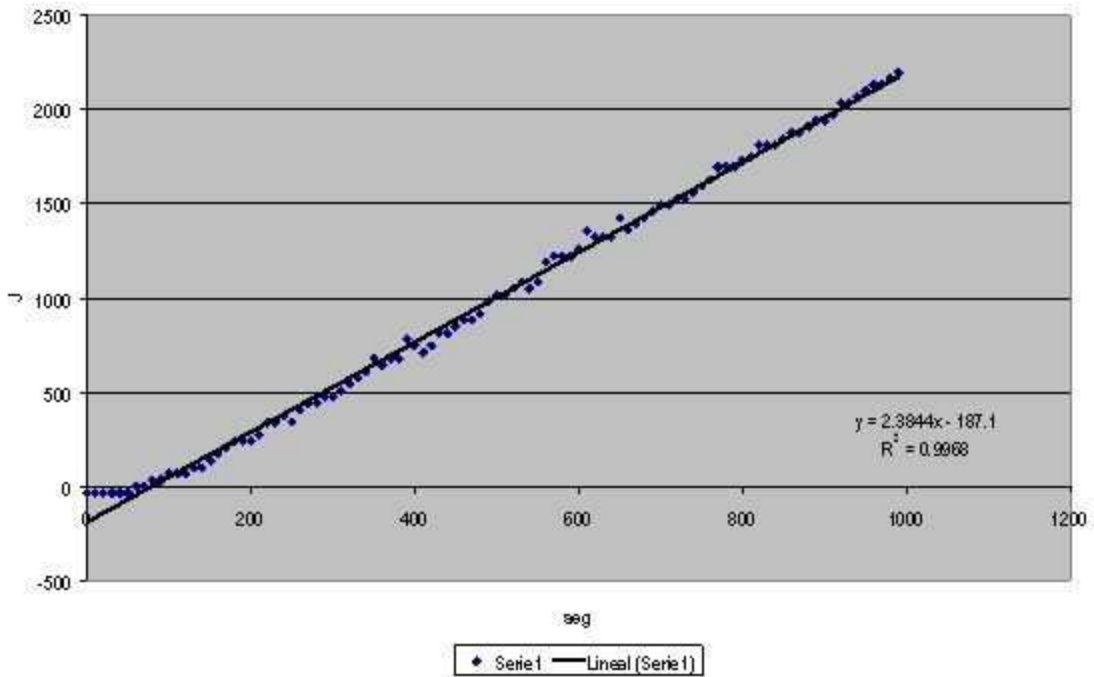
El área de contacto se asume que es toda la base del beaker que con un diámetro de 0.0421 m se obtiene un área de 0.001392 m². Al relacionar da 1712.87 W m² que se multiplica por el área para obtener la trasferencia total de 18.23454 ± 2.61253 W.

Gráfico No. 1. Calores transportados por el dispositivo



Fuente propia

Gráfico No. 2. Transferencia de calor del equipo



Fuente propia

Este es el calor total que disipa el equipo. Ahora se realiza el cálculo del coeficiente total mediante el uso de la Ecuación de la Ley de Fourier y la diferencia de temperatura de la corrida 24 H134a, obteniéndose

$$k = 0.60695 \frac{W * m}{m^2 * K} \pm 0.01469 \frac{W * m}{m^2 * K} \pm \text{para el equipo.}$$

Cada uno de los 6 tubos transfiere $3.03909 \pm 0.43542W$ que si se divide por el área de sección transversal de los tubos se obtiene $2930.95 \pm 422.21 \text{ W/m}^2$. Si analizamos el fluido, hay que considerar la ecuación de Clapeyron, la que nos indica cual es el calor latente de evaporación. Esta ecuación resulta muy útil cuando no se poseen datos de entalpía o energía interna. Sin embargo, para el refrigerante H134a se tiene 152.00 J/g a 800 kPa y $31.31 \text{ }^\circ\text{C}$ (Cengel: 2006). Lo anterior nos indica que en un colector se evaporan $119.964 * 10^{-6} \pm 17.1877 * 10^{-6} \text{ kg/seg}$. Al conocer el flujo de masa se puede calcular el calor para condensar, y con el área interna y otros datos se puede calcular la cantidad de calor condensado. En forma alternativa, utilizando las leyes de termodinámica y en particular realizando un balance de masa y energía se obtiene el mismo resultado. Lo que si es útil es medir la eficiencia. Al calcular el Re da 143.01 el cual es un régimen laminar para el vapor que asciende.

Una forma de medir la eficiencia del disipador es calcular el coeficiente total con los datos prácticos y tomando el coeficiente para superficie ampliada el cual según McCabe (1991) se obtiene de la siguiente ecuación del coeficiente total para superficie ampliada

$$U = \frac{1}{\left(\frac{A_i}{h_o(\eta_F A_F + A_b)} \right) + \left(\frac{x_w D_i}{k_m D_l} \right) + \left(\frac{1}{h_i} \right)} \quad (5)$$

Como la eficiencia se desconoce se asume igual a 1 ya que este es teórico, además de la superficie ampliada se necesita conocer los coeficientes locales de transferencia de calor h , para poder seleccionar estos se utiliza el Factor de transferencia de calor:

$$j = \frac{h}{C_p G} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{2/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (6)$$

El cual nos lleva a obtener 4 incógnitas y 2 ecuaciones, para esto se asume que el disipador es un intercambiador de coraza y tubos con lo cual el fluido que se quiere enfriar pasa por los tubos y el que se calienta por la coraza, esta su posición se bastante aproximada ya que esta es la forma en que trabaja el equipo con una cuantas variantes tal como no hay pasos en la coraza y el flujo es cruzado. Kern (1999) presenta una relación entre el número de Reynolds y el coeficiente de transferencia de calor, del cual se puede realizar la modificación para poderse utilizar con Re

Ya que se trata de una condensación, se realiza el cálculo del Re interno utilizando dicha aproximación en la cual, según Cengel, el número de Reynolds para condensación dentro de tubos es:

$$Re = \frac{4\dot{m}}{p\mu_l} \quad (7)$$

donde m es el flujo másico en kg/s, p es el perímetro mojado, la viscosidad. Ahora bien para calcular el flujo másico se utiliza otra expresión:

$$m = \frac{Q}{h_{lv}} \quad (8)$$

Lo que al combinarse da:

$$Re_i = \frac{4Q/h_{lv}}{p\mu_i} = 39.304$$

El Reynolds externo depende de dos situaciones: la variación en el uso del ventilador, siendo máximo cuando éste se utiliza. Primero se mide la velocidad del ventilador para ello se utiliza un medidor de orificio, por diferencia de presiones mediante una U llena de agua la que da una diferencia de $1 \cdot 10^{-3} \pm 5 \cdot 10^{-4}$ m H₂O. Ahora bien, para calcular el Re se puede utilizar ya sea al flujo másico, caudal o velocidad. El caudal o el flujo másico son mediadas más exactas ya que la velocidad depende de ambos así, que se calcula para el flujo másico.

Según Crowe, Elger y Roverson (2007) el caudal se puede medir mediante la siguiente expresión para medidor de orificio

$$Q = KA_o \sqrt{2g\Delta h} \quad (9)$$

donde g es la gravedad

Δh el cambio de altura equivalente del fluido en la tubería en la U

A_o el área del orificio, y

K una constante que depende de Re.

Dado que un ventilador no comprime el aire sino solo le imprime velocidad, no es significativo el cambio de presión.

El siguiente paso es calcular el Re:

$$Re = \frac{4Rh * V}{\nu} = \frac{4A/p * V}{\nu} = 100.0$$

Para obtener el J_h se utiliza el procedimiento del cálculo de intercambiadores de calor con lo cual leemos en el gráfico de Kern (1999) y se obtiene J_h externo = 6.2

Despejando de la ec. (6), h_o

$$h_o = j_h \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{1/4} \frac{k}{D} \quad (10)$$

Y la diferencia entre la temperatura interna y externa de las paredes es muy pequeña para el condensador, se asume:

$$\left(\frac{\mu}{\mu} \right)^{1/4} = \left[\frac{1}{1} \right]^{1/4} = 1 \quad (11)$$

Lo que simplifica a

$$h_o = j_h \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \frac{k}{D_i} \quad (12)$$

Los datos a utilizar para h_i son los internos que pertenecen al H134a, y l_o y h_o para el aire

$Pr_o=0.69$ tomado de McCabe (1991) apéndice 16

$D_i = 0.044$ m

$D_o= 0.019$ m

$C_{p_o}= 0.852$ (kJ/kg.K), tomado de Mata (2007)

$\mu_o= 0.012 \times 10^{-3}$ (N.s/m²), tomado de Mata (2007)

$k_o= 0.6755$ (kJ/kg.K), tomado de Mata (2007)

$k_i= 0.0241915$ j/m*s*K, tomado de McCabe (1991) apéndice 12

J_h externo = 6.2, tomado de los valores de figuras 24 y 28 de Kern (1999)

$$h_i = j_h \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{1/3} \frac{k}{D_i} = 6.006636$$

Para el cálculo del coeficiente interno h_o se calcula el número de Reynolds por condensación en película, modificado para superficie cilíndrica interna:

$$h_i = \frac{Re * k_l}{1.08 Re^{1.22} - 5.2} \left[\frac{g}{v_l^2} \right]^{1/3} = 347.226 \frac{Kg}{K * s^3}$$

Con el cual se obtiene de la ec. (4)

$$U_{teorico} = 55.44462 \frac{Kg}{K * s^3}$$

Luego, calculando el coeficiente global de transferencia $U_{practico}$ por la ecuación $Q = UA\Delta T$

$$U = \frac{Q}{A\Delta T} = 147.81$$

donde: Q = calor disipado por el equipo

A = área interna de los condensadores

ΔT = se toma de la diferencia entre la temperatura en el punto medio y la de la parte superior, la cual se asume como la interna del disipado contra la de la superficie del meta, par la corrida 24.

Para calcular la eficiencia se utiliza:

$$\eta = \frac{real}{teorico} = 0.3751$$

Esta eficiencia es únicamente para el disipador. Otro concepto de eficiencia es el COP en el cual se relaciona calor transferido y energía suministrada. Este análisis no es del todo correcto ya que una columna de calor es un equipo pasivo y no utiliza ninguna energía externa aparte del mismo calor de alimentación. Pero si se utiliza el ventilador como en el análisis de eficiencia se obtiene:

$$COP = \frac{Q}{W_{freno}} = \frac{18.23454W}{12V * 0.3A} = 5.06$$

El COP máximo se puede calcular mediante la el suso de las temperaturas absolutas con lo que se obtiene lo siguiente:

$$COP_{max} = \frac{1}{\frac{T_c}{T_f} - 1} = 6.87425$$

Si se compara un COP contra COP_{max} se obtiene:

$$\eta = \frac{COP}{COP_{max}} = 0.73683$$

Otro método para futuras comparaciones es cociente entre el calor trasferido por el equipo y la masa de refrigerante cargado que llamaremos Q_m

$$Q_m = 165.76858 \pm 23.76223 \frac{W}{Kg}$$

Otra forma de representar el funcionamiento de una columna de calor es mediante el cociente del calor trasferido contra la longitud del equipo que llamaremos Q_l . El calor calculado es total y la longitud se mide del equipo la cual en promedio es de 0.88 ± 0.01 m con lo que se obtiene:

$$Q_l = 20.72107 \pm 2.97811 \frac{W}{m}$$

5. CONCLUSIONES

- El funcionamiento optimo de una columna de calor, *heat pipe*, depende en gran medida de sus condiciones de operación; estas deben de encontrarse dentro de la campana de saturación.
- Para las condiciones de columna de calor (810 kPa) es mejor utilizar un ventilador soplando aire externamente para la condensación.
- El equipo construido cargado con refrigerante H134a a 810 kPa transfiere calor con una potencia de 18.23454 ± 2.61253 W siendo estas las mejores condiciones de operación posibles.
- El equipo construido cargado con refrigerante H134a a 810 kPa posee una eficiencia de 0.3751

- El calor por longitud es de $20.72107 \pm 2.97811 \frac{W}{m}$

6. RECOMENDACIONES

- Agregar un empaque interno para el correcto funcionamiento de una columna de calor.
- Realizar un análisis utilizando distintos diámetros de tubos.
- Variar los fluidos de trabajo.
- Utilizar un fluido de trabajo que a presión ambiente se evapore a unos 30°C.
- Realizar una mejor investigación teórica para poder obtener un coeficiente interno más cercano al valor real.
- Realizar pruebas cercanas al vacío para poder definir cuanto calor disipa el equipo en forma pasiva sin fluido refrigerante.

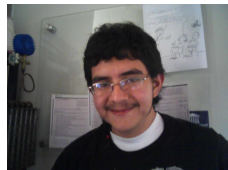
7. AGRADECIMIENTOS

Este trabajo fue realizado en las instalaciones del TEC Landívar y contó con el apoyo técnico de TI Arturo Espinosa encargado del laboratorio de Metal Mecánica, TI Verlin Claudio encargado de mantenimiento, Ing. Jorge Mario Rodas encargado del Laboratorio de Refrigeración y Aire Acondicionado, Ing. Salvador Tuna encargado del Laboratorio de Ciencias Básicas e Ing. Federico Salazar encargado de investigación de la Facultad de Ingeniería. Además al apoyo financiero del Ing. José Arturo Ruano director de la Carrera de Ingeniería Mecánica.

8. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

1. **BROOKE, TOM** (2007). *Neural Air Units with Heat Pipes in Chilled Water Systems*. Heat Pipe Technology, Inc. Consultado en: http://www.heatpipe.com/mktg_materials/News_Letters/Neutral%20Air%20Units%20with%20Heat%20Pipes%20in%20Chilled%20Water%20Systems.pdf
2. **CROWE, CLAYTON T., ELGER , DONALD F., Y ROVERSON, JOHN A.** (2007) *Mecánica de Fluidos*. (Traducido por Ing. Javier Cárdenas.). Grupo editorial Patria. México.
3. **ENCARTA** ® (2005). *Biblioteca de Consulta Microsoft* ®. 1993-2004 Microsoft Corporation.
4. **ENERTRON** (2006). *Heat Pipe Selection*. Consultado en: <http://www.enertron-inc.com/enertron-products/heat-pipe-selection.php>
5. **HEAT PIPE TECHNOLOGY, INC** (2010). *Heat Pipe Structure*. Consultado en Internet el 06-10-2009 en: <http://www.heatpipe.com/heatpipes.htm>

6. **INVENTIONS & INNOVATION** (2002). *Reducing Humidity and Saving Energy*. Consultado el 06-10-2009 en:
http://www.heatpipe.com/mktg_materials/News_Letters/Department%20of%20Energy.pdf
7. **KERN, DONALD Q.** (1999). *Procesos de transferencia de calor*. (Traducción N Ambrossi) McGraw-Hill. Inc. México.
8. **MATA CABRERA, FRANCISCO** (2007). *Problemática medioambiental de los refrigerantes*. Todo Mecánica. Consultado el 25 de mayo de 2010 en:
<http://www.todomecanica.com/problematika-medioambiental-refrigerantes.html>
9. **MCCABE, W.L., SMITH, C.S., HARRIOTT, P.** (1991). *Operaciones unitarias en Ingeniería Química*. (Trad. Formento, E.G.). España, McGraw-Hill/Interamericana de España, S.A. (original publicado en 1985)
10. **SMITH, J. M., H.C. VAN NESS.** (1991). *Introducción a la termodinámica en ingeniería química*. (Trad. I Velasco). Mexico. McGraw-Hill. Inc. (original publicado en 1989)
11. **WIKIPEDIA** (2010). *Heat pipe*. Consultado el 06-10-2009 en:
http://en.wikipedia.org/wiki/Heat_pipe

MARCELL MALDONADO

Estudiante del noveno semestre de la Carrera de Ingeniería Química de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Rafael Landívar.

Pertenece al Club de Ciencias de esta universidad, y es aficionado a la astronomía.