

ACONDICIONAMIENTO TÉRMICO CON SUSTANCIAS DE CAMBIO DE FASE. ESTUDIO EXPERIMENTAL Y NUMÉRICO.

M. Vilte, S. Esteban y A. Bouciguez

Facultad de Ciencias Exactas. Universidad Nacional de Salta. Av. Bolivia 5150 - 4400 Salta-
Tel. 0387 – 4255424, e-mail:mvilte88@gmail.com; acbouciguez@gmail.com

Recibido 08/09/15, aceptado 16/10/15

RESUMEN: En este trabajo se presenta un modelo que describe el acondicionamiento térmico de un recinto utilizando una sustancia de cambio de fase. Se realiza un análisis del coeficiente convectivo involucrado. El sistema consiste en dos recintos, en los cuales a través de una de sus paredes laterales ingresa un flujo de calor constante. Uno de los recintos tiene anexada una capa de grasa orgánica y se compara térmicamente con el de un local testigo sin esta sustancia. La modelación se realiza utilizando el programa SIMUSOL. Los valores de temperatura obtenidos de la simulación numérica concuerdan con los experimentales con diferentes grados de aceptación, según la correlación empleada para el coeficiente convectivo.

Palabras claves: cambio de fase, flujo de calor, perfil térmico, acondicionamiento térmico, símil eléctrico

INTRODUCCIÓN

El uso de sustancias orgánicas que presentan cambio de fase, a presión atmosférica y temperaturas ambiente ha sido estudiado por diversos investigadores (Boucíguez et al, 2006; Farid et al 2004; Hasan y Saying,

1994). En especial, las ceras, las grasas y sus ésteres son buenos acumuladores de energía, en razón de sus parámetros térmicos (Swern, 1964). Estudios llevados a cabo anteriormente con grasas orgánicas de origen vegetal y animal, han mostrado que las propiedades físicas de éstas las hacen adecuadas para acondicionamiento, además de estar disponibles en plaza a costos razonables. En efecto, su densidad es algo menor que la de los materiales tradicionales de construcción, lo que lleva a disminuir el peso en igual volumen; mientras que su conductividad térmica presenta valores aceptables. Su capacidad calorífica es alta, al igual que su calor latente de fusión. Esto hace que sea factible plantear su utilización como moderadoras de temperaturas (Vilte y Boucíguez, 2008).

Las sustancias orgánicas pueden ser envasadas en recipientes de vidrio o chapa y adosarse a las paredes de los locales ya construidos o bien mezclarse, en proporciones adecuadas, con otros materiales de construcción, constituyendo las paredes del propio local (Vilte y Boucíguez, 2008). En razón de ello y de los estudios realizados, y conocidas las propiedades de la sustancia a emplear, es interesante observar su comportamiento como moderadora de temperatura y acumulador de energía.

En particular, en este trabajo se revisa y analiza el estudio experimental (a escala de laboratorio), el acondicionamiento térmico de un recinto utilizando una sustancia de cambio de fase presentado ya anteriormente (Vilte y Bouciguez; 2009). En dicho trabajo se examina el perfil de temperaturas que se establece en el interior del local, cuando a través de una de sus paredes laterales que tiene anexada una capa de grasa orgánica ingresa un flujo de calor constante. Se compara el perfil obtenido, con el de un local testigo sin esta sustancia, a la que ingresa directamente la misma cantidad de calor. El perfil térmico analizado es el correspondiente a la dirección del flujo térmico.

Dicho estudio se completa con un modelo numérico, utilizando el programa SIMUSOL, que permite obtener el perfil de temperatura en el interior del recinto [1], [5], en base a un análisis previo del fenómeno de convección involucrado en la transferencia de calor entre la pared de material de cambio

de fase (PCM) y el aire. Las tres paredes laterales y el techo están aisladas o expuestas a la temperatura ambiente, en tanto que el piso está en contacto con una base de madera, por lo que se puede considerar aislada a una temperatura constante. La transferencia de calor por convección entre la cara interna de la pared y el aire interior es importante para evaluar el proceso de almacenamiento y liberación de energía en el PCM. El objetivo de este trabajo es modelar el proceso de transferencia de calor convectivo en los recintos con y sin pared de cambio de fase. Se presenta a continuación, una descripción del dispositivo experimental, los resultados obtenidos de la experiencia, su correspondiente análisis, el modelo de simulación numérica con sus resultados y la comparación entre ambos.

DISPOSITIVO EXPERIMENTAL

Para llevar a cabo este estudio se construyeron dos recintos iguales, agregándole a uno de ellos el material de cambio de fase y colocando una placa calefactora que entrega la misma cantidad de energía a cada recinto: a uno directamente y al otro a través de la pared de cambio de fase, tal como se muestra en la Figura 1. Los detalles de construcción de los recintos, de la placa calefactora y de los 16 sensores de temperatura empleados en los ensayos se pueden encontrar en el trabajo (Vilte y Bouciguez, 2009).

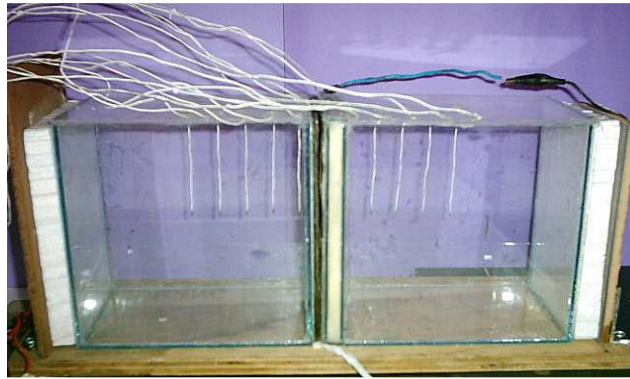


Figura 1: Dispositivo experimental de los recintos, el PCM, el calefactor y los sensores de temperatura.

La disposición de los sensores de temperatura se esquematiza en la Figura 2, conjuntamente con la nomenclatura empleada en su identificación posterior, la que será utilizada en los correspondientes gráficos que muestran los resultados de las experiencias realizadas.

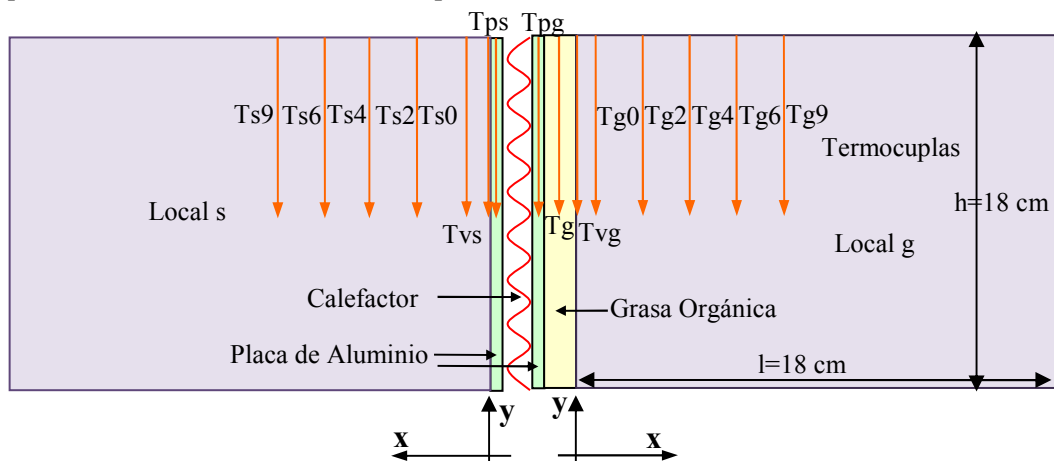


Figura 2: Esquema de la disposición de los sensores térmicos, en el interior de los locales y en la grasa y calefactor.

Nomenclatura empleada en la Figura 2:

T_{s9} : temperatura en $x=9$ cm en el local sin acondicionar

T_{s6} : temperatura en $x=6.75$ cm en el local sin acondicionar

T_{s4} : temperatura en $x=4.5$ cm en el local sin acondicionar
 T_{s2} : temperatura en $x=2.25$ cm en el local sin acondicionar
 T_{s0} : temperatura en $x=0.2$ cm en el local sin acondicionar
 T_{g9} : temperatura en $x=9$ cm en el local acondicionado
 T_{g6} : temperatura en $x=6.75$ cm en el local acondicionado
 T_{g4} : temperatura en $x=4.5$ cm en el local acondicionado
 T_{g2} : temperatura en $x=2.25$ cm en el local acondicionado
 T_{g0} : temperatura en $x=0.2$ cm en el local acondicionado
 T_{vg} : temperatura en el interior de la pared del local acondicionado
 T_{pg} : temperatura en la placa de aluminio anexada al local acondicionado
 T_{vs} : temperatura en el interior de la pared del local sin acondicionar
 T_{ps} : temperatura en la placa de aluminio anexada al local sin acondicionar
 T_{amb} : temperatura ambiente (laboratorio)

La sustancia orgánica ensayada es grasa vacuna, cuyo punto de fusión está en el rango de 35 a 39 °C; cuyas propiedades termofísicas fueron evaluadas anteriormente (Swern D., 1964), siendo:

- Densidad $\rho=914.2$ Kg/m³
- Conductividad térmica $k_s=0.57$ W/m °C y $k_l=0.95$ W/m °C, para el sólido y líquido respectivamente
- Capacidad calorífica $C_s= 6 \cdot 10^3$ J/kg °C y $C_l= 7 \cdot 10^3$ J/kg °C, para el sólido y líquido respectivamente
- Calor latente de fusión $L=100$ kJ/kg

La sustancia se encuentra inicialmente sólida a temperatura menor a la de fusión y está contenida en un recipiente de base rectangular de 0.012×0.12 m² y 0.18 m de alto, de vidrio float de 0.003 m de espesor, es decir del mismo alto y ancho del recinto. Por lo tanto el espesor de capa de grasa es $e=0.012$ m. En este espesor, como resultado del ingreso de calor, el frente de fusión se desplaza prácticamente sin deformación, por lo que la transferencia de calor puede considerarse conductiva.

RESULTADOS EXPERIMENTALES OBTENIDOS

Como se señaló anteriormente, se construyeron dos recintos iguales, a uno de ellos se le adosó un recipiente de igual superficie lateral que contenía el material de cambio de fase en su interior. Se trabajó con potencias de calentamiento entre 3 y 25 W en la placa calefactora, la que, por su construcción y colocación, entrega la misma cantidad de calor hacia ambos recintos. Se ensayaron dos condiciones térmicas diferentes para el conjunto integrado por los dos recintos, el material de cambio de fase y la placa calefactora:

- Experiencia 1: en contacto con el ambiente exterior. Potencia aplicada de 9 W.
- Experiencia 2: aislado térmicamente del medio con una placa de poliestireno expandido. Potencia aplicada de 5.5 W.

En el primer caso, los recintos están expuestos a la influencia del ambiente, mientras que en el segundo están aislados. Ambas situaciones son perfectamente factibles en la práctica, la primera puede representar un local destinado por ejemplo al alojamiento de animales recién nacidos; mientras que la segunda puede asociarse al interior de un transporte aislado térmicamente. Los locales reciben el calor entregado por el calefactor, ya sea directamente o a través de la sustancia de cambio de fase. No se ha agregado masa térmica a ninguno de ellos.

Se presenta en la Figura 3, el perfil térmico en función del tiempo en el interior de los recintos (s y g), para la experiencia 1 con una potencia de 9 W. La etapa de calentamiento dura 24 horas, observándose que el perfil térmico alcanza el estado estacionario a las 6 horas de iniciado el proceso, manteniéndose estable aún cuando continua ingresando calor al sistema, lo que evidencia la influencia del entorno. En esta figura se ha seguido la nomenclatura dada en la Figura 2.

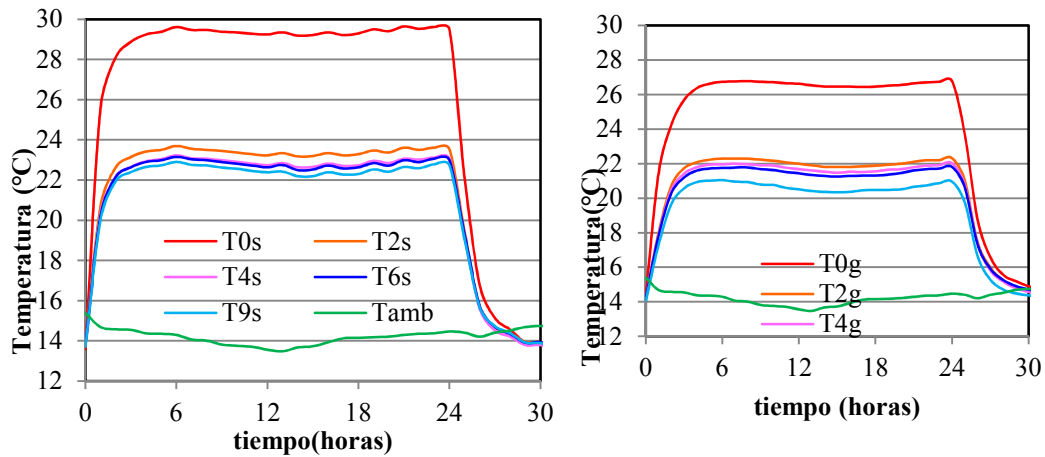


Figura 3: Evolución de temperaturas en los locales en contacto térmico con el ambiente.

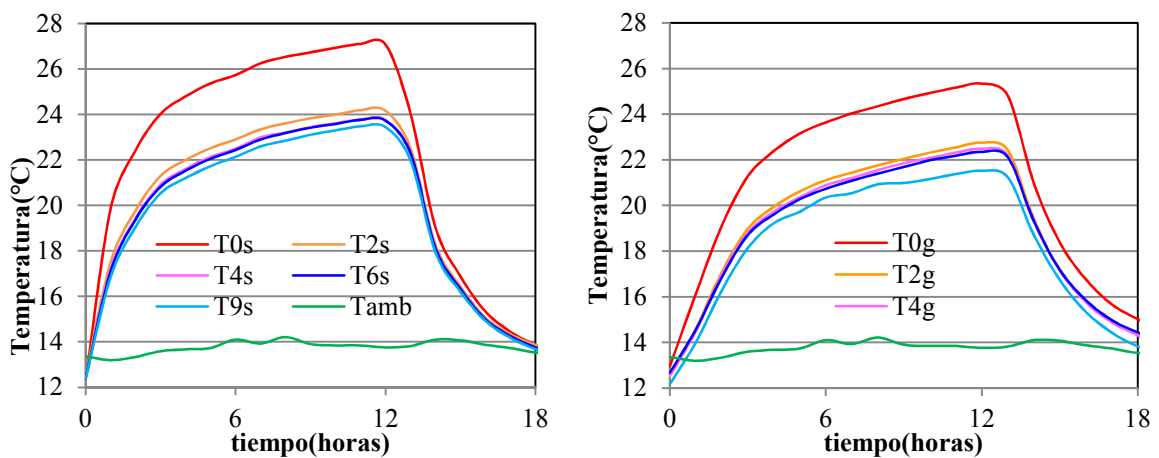


Figura 4: Evolución de temperaturas en los locales aislados térmicamente.

Se presenta, en la Figura 4, la distribución de temperaturas en función del tiempo en ambos recintos (s y g) para la experiencia 2, la potencia es de 5.76 W. La etapa de calentamiento dura 12 horas, observándose que el perfil térmico sigue creciendo en el tiempo sin alcanzar el estado estacionario.

CONSIDERACIONES ACERCA DEL COEFICIENTE CONVECTIVO

Para abordar el problema planteado en forma numérica se requiere hacer algunas consideraciones, en primer lugar partimos de la hipótesis que la transferencia de calor es unidireccional en lo que hace a las paredes que constituyen el local. Este supuesto es ampliamente utilizado para las simulaciones térmicas de los edificios.

Por otro lado la transferencia de calor por convección a lo largo de superficies de un recinto es un fenómeno muy complejo. Una de las razones de esta complejidad se debe al régimen de flujo en la capa límite. Awbi, 1999 resalta, con una prueba de humo, la presencia de laminar y flujos turbulentos a lo largo de las paredes de un local.

En la bibliografía se presentan dos métodos para hacer frente a la complejidad de la transferencia de calor en la superficie de las paredes de un recinto. El primer método consiste en medir las temperaturas y el flujo de calor en una celda de prueba de tamaño real para obtener una expresión del coeficiente medio de transferencia de calor h . El segundo método denominado pseudo-teórico, consiste en un estudio separado de cada fenómeno involucrado en la transferencia de calor en la superficie de la pared. Cada estudio conduce a una expresión del coeficiente de transferencia de calor

por convección. Alamdari y Hammond, 1983, combinan dos correlaciones para la convección natural laminar y regímenes turbulentos, obteniendo la siguiente ecuación:

$$h_1 = \left[\left(1.51 \frac{|\Delta T|^{1/4}}{H} \right)^6 + (1.33 \Delta T^{1/3})^6 \right]^{1/6} \quad (1)$$

El término ΔT corresponde al valor promediado de la diferencia de temperatura entre la superficie de la pared y el aire dentro de la habitación. H es la altura de la pared.

Awbi y Hatton, 1999 realizaron mediciones en una celda de ensayo de 3mX3mX 2,5 m. La celda de ensayo comparte una pared con una habitación regulada en la que se reproducen las condiciones exteriores. Diferentes configuraciones de calefacción se han probado con una red de películas de calefacción, dispersas sobre la superficie de las diferentes paredes. Los autores desarrollaron la siguiente correlación de sus datos de medición:

$$h_2 = 1.823 \frac{|\Delta T|^{0.293}}{D^{0.121}} \quad (2)$$

D es el diámetro hidráulico de la pared (superficie dividida por perímetro).

Liu y Awbi, 2009 realizaron mediciones en la misma celda de ensayo, incluyendo materiales de cambio de fase en una de las paredes. Observaron que un valor del coeficiente de convección a lo largo de la pared PCM era 2,3 veces mayor que el valor predicho a partir de la correlación anterior:

$$h_3 = 2.3 \times 1.823 \frac{|\Delta T|^{0.293}}{D^{0.121}} \quad (3)$$

Para el sistema aquí estudiado, los ensayos experimentales realizados permiten determinar el coeficiente convectivo involucrado en la pared caliente. Suponiendo que el calor transferido por conducción a través de la superficie del vidrio es el que está involucrado en la transferencia convectiva entre la pared caliente y el aire a menor temperatura, se utilizó la siguiente expresión para calcular el coeficiente convectivo en la pared:

$$h_{\text{expe}} = \frac{\dot{Q}}{A(T_{\text{aire}} - T_{\text{inv}})} \quad (4)$$

Donde A es la superficie transversal de 0.0216 m², T_{inv} : la temperatura en la superficie interna de la pared de la cavidad y T_{aire} : la temperatura en el aire a 0.2 cm de la superficie interna de la pared de la cavidad.

El valor de \dot{Q} se determina como:

$$\dot{Q} = 0.5 \times 0.8 \frac{V^2}{R} \quad (5)$$

Donde V es la tensión aplicada por la fuente de voltaje y R la resistencia del calefactor medido por un ohmetro; este valor está afectado por el factor de 0.8 para tener en cuentas las pérdidas y por 0.5 ya que la potencia total se reparte por igual entre ambas caras.

En la figura 5 se muestran los coeficientes de transferencia convectivos, para la experiencia 1, obtenidos con el método pseudo-teórico propuesto por: Alamdari and Hammond (h_1), Awbi and Hatton (h_2), Liu and Awbi (h_3) y los obtenidos experimentalmente (h_{exp}). Se observa que para ambos locales ensayados (s y g) los coeficientes pseudoteóricos obtenidos dan valores más bajos que los coeficientes medidos experimentalmente. Los valores de los coeficientes convectivos para el caso del local sin PCM son más próximos entre sí. En el caso del local acondicionado con grasa se observa mayor diferencia o dispersión para los valores obtenidos, es evidente que la presencia del material de cambio de fase impone otra dinámica al comportamiento de este local.

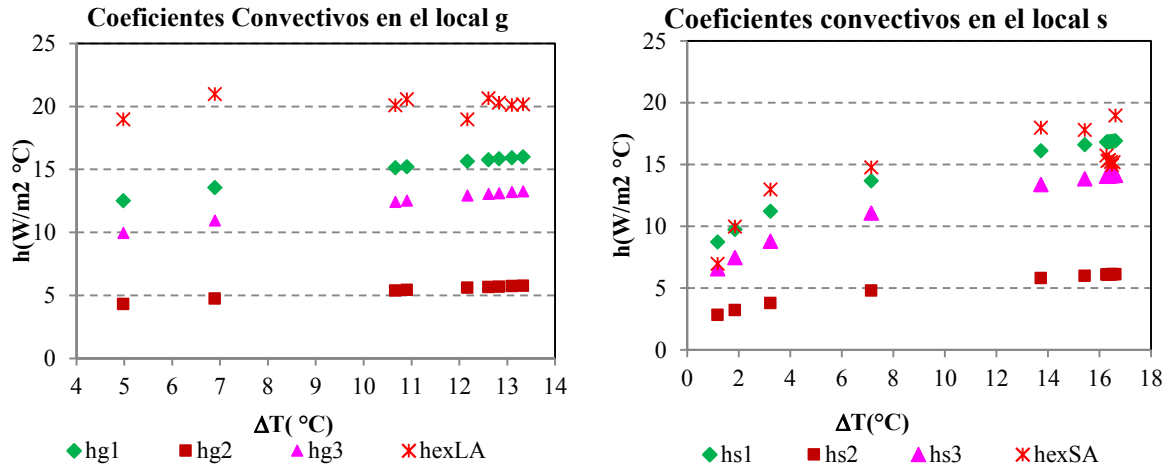


Figura 5. Comparación entre las correlaciones para el coeficiente de transferencia convectiva. h_1 , h_2 , h_3 y h_{exp} para la experiencia 1.

MODELO MATEMÁTICO

Se considera que la transferencia de calor desde el calefactor a los locales se realiza por conducción dentro de la sustancia orgánica (grasa) y por convección en el interior de los locales llenos de aire. Se desestiman las transferencias térmicas por radiación en el sistema considerado. Debido a la baja conductividad del aire, las transferencias conductivas en el interior de los locales son despreciadas. Dado que el espesor de la grasa orgánica es pequeño no se consideran los efectos convectivos en la misma.

Transferencia por Conducción:

Dentro de la sustancia (grasa orgánica), la posición de la frontera (interfase sólido líquido) y el campo de temperatura en la sustancia sólida se indican con $s(t)$ y $T(x,t)$ respectivamente. Con el S (como supraíndice) se representa la fase inicial (sólida en este caso) y con L, la fase líquida, las ecuaciones que describen el proceso son:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \alpha^L \frac{\partial^2 T^L}{\partial x^2} = \frac{\partial T^L}{\partial t} & 0 < x < s(t) \quad 0 < t < \tau \quad \text{ecuación para el líquido} \quad (6) \\ \alpha^S \frac{\partial^2 T^S}{\partial x^2} = \frac{\partial T^S}{\partial t} & x > s(t) \quad 0 < t < \tau \quad \text{ecuación para el sólido} \quad (7) \\ T^L(s(t), t) = T^S(s(t), t) = T_f & t > 0 \quad \text{temperatura en la interfase} \quad (8) \\ \rho L \frac{ds(t)}{dt} = -k^L \frac{\partial T^L(s(t)^-, t)}{\partial x} + k^S \frac{\partial T^S(s(t)^+, t)}{\partial x} & t > 0 \quad \text{condición de Stefan} \quad (9) \\ T(x, 0) = T_0 < T_f & x > 0 \quad \text{condición inicial} \quad (10) \\ T^L(0, t) = f(t) > T_f & t > 0 \quad \text{condición de borde } (x=0) \quad (11) \\ T^S(x, t) \rightarrow T_0 & x \rightarrow \infty \quad \forall t > 0 \quad \text{condición en el infinito} \quad (12) \end{array} \right.$$

Donde T_f es la temperatura de fusión, que en este caso podría tomarse igual a cero, por corrimiento de escala conveniente, sin embargo, se ha preferido colocar T_f en las ecuaciones para que éstas describan la situación más general posible. En el caso considerado $T_0 = T_{amb}$ y $35 \text{ C} \leq T_f \leq 39 \text{ C}$, los valores de

conductividad térmica, calor latente y densidad de la sustancia de cambio de fase corresponden a los valores citados anteriormente. Es importante notar que para $t=0$ la posición de la frontera es $s(t)=0$.

Transferencia por Convección:

El planteamiento matemático del problema de flujo (aire) movido por convección natural en el interior de los recintos es definido por las ecuaciones de continuidad, cantidad de movimiento y energía. En el estudio se emplea la aproximación de Boussinesq que considera que las propiedades físicas del fluido son independientes de la temperatura. La densidad, ρ , del fluido se toma como constante, excepto en el término de fuerza de flotación:

$$\rho = \rho_0[1 - \beta(T - T_0)] \quad (13)$$

En esta ecuación la densidad se considera como una función lineal de la temperatura, donde β es el coeficiente de expansión volumétrico y ρ_0 es la densidad a la temperatura de referencia T_0 . Bajo las condiciones ya mencionadas, las ecuaciones de movimiento para flujo laminar convectivo considerando capa límite son (Bejan, 1995):

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (14)$$

$$\rho_0 \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x} + \mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \right) \quad (15)$$

$$\rho_0 \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial P}{\partial y} + \mu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \right) - \rho_0 g \beta (T - T_0) \quad (16)$$

$$\rho_0 C \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (17)$$

Donde \mathbf{u} es la velocidad horizontal, \mathbf{v} la velocidad vertical, \mathbf{x} la coordenada horizontal, \mathbf{y} la coordenada vertical, \mathbf{T} la temperatura, \mathbf{g} la aceleración gravitatoria, μ la viscosidad dinámica, \mathbf{C} el calor específico y \mathbf{k} la conductividad térmica, \mathbf{P} la presión, ρ la densidad y \mathbf{q} el flujo de calor. Las condiciones de frontera para el sistema son:

$$x = 0 \quad u = v = 0 \quad x = l \quad u = v = 0 \quad T_{x=0} - T_{x=l} = \frac{l}{k} q \quad (18)$$

$$y = 0 \quad u = v = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad y = h \quad u = v = 0 \quad \frac{\partial T}{\partial y} = 0 \quad (19)$$

SIMULACIÓN NUMÉRICA

Para realizar la simulación numérica del comportamiento del aire en el interior de los locales, se utiliza el programa SIMUSOL, el que permite modelar el funcionamiento transitorio de sistemas físicos (Saravia y Alia, 2001; Alia et al, 2002). Los sistemas térmicos que SIMUSOL puede resolver son los de parámetros concentrados, es decir aquellos en que la variable de interés, como la temperatura, se asume en un punto (nodo). Estas variables definen un sistema cuyo comportamiento puede cambiar a medida que transcurre el tiempo. El programa SIMUSOL puede calcular esta variación, producida por el intercambio de flujos de calor entre las partes del sistema y el exterior, para lo cual debe definirse el sistema de forma adecuada para que el programa pueda resolverlo. El proceso de cálculo es el siguiente: luego de introducir los datos a través del programa DIA, se llama al SIMUSOL el cual ejecutará los distintos programas: SCEPTRE, GNUPLOT y las interfases de manera automática para producir los resultados de la simulación.

El programa resulta confiable y relativamente sencillo de implementar. Además permite graficar inmediatamente los resultados obtenidos y superponer otros gráficos a los efectos de realizar una comparación. Los elementos empleados en los diagramas del Programa DIA se muestran en la Figura 5:

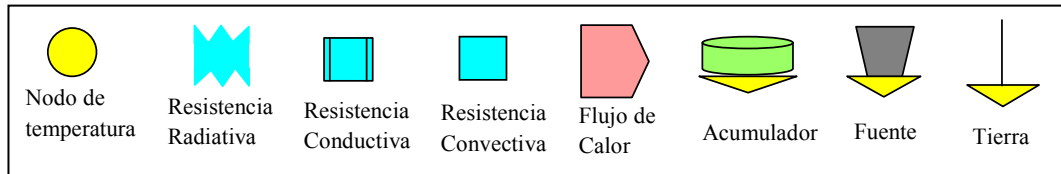


Figura 5: Elementos empleados por el programa DIA.

RESULTADOS DE LA SIMULACIÓN NUMÉRICA

En este trabajo se muestran los diagramas del programa DIA en un formato jpg y los resultados obtenidos de la simulación en forma gráfica para los diferentes casos.

Experiencia 1: Conjunto integrado por los dos recintos, el material de cambio de fase y la placa calefactora en contacto con el ambiente exterior. En este caso se considera que:

- Hay tres nodos principales de temperatura: interior de la grasa (GRAS), local acondicionado con grasa (LAG) y local sin acondicionamiento (LSA), cada uno de los cuales tiene su correspondiente masa térmica (GRAS, LSA, LAG), los demás son nodos secundarios.
- El flujo de calor (CALE) que representa el suministrado por la placa calefactora incide sobre la superficie de una placa de aluminio (CHSA y CHLA) que adosada a la pared de los recintos de vidrio, uniformiza la temperatura. El flujo de calor aplicado es de 210 W/m^2 .
- La temperatura del ambiente exterior (AMB) está conectado a una fuente de temperatura constante igual a $14 \text{ }^\circ\text{C}$ (temperatura ambiente del laboratorio).

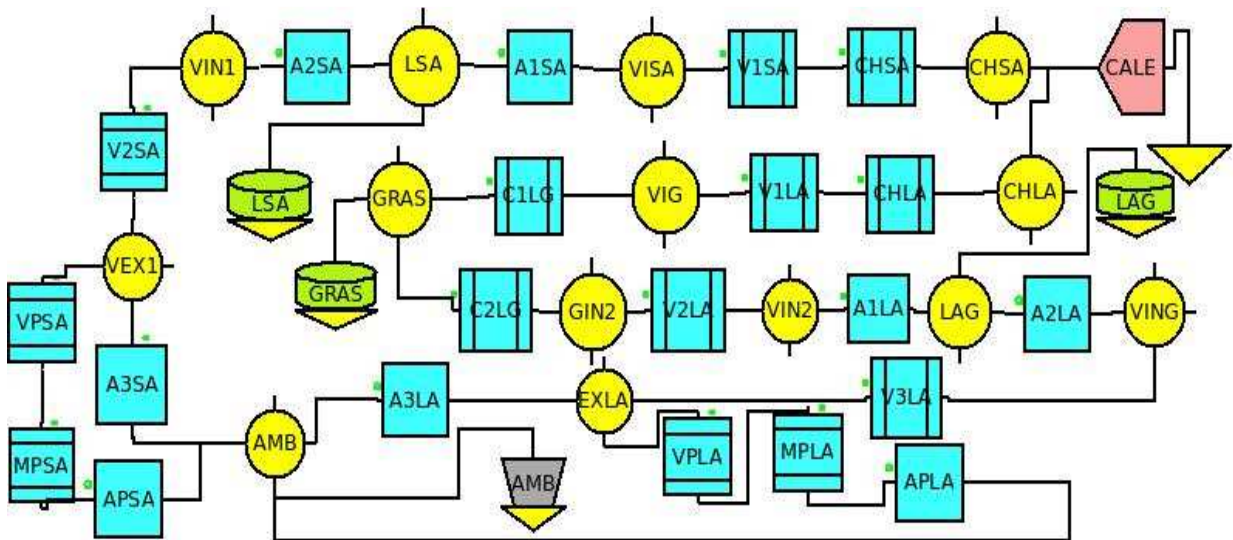


Figura 6. Diagrama del circuito propuesto para la Experiencia 1.

La transferencia de calor por conducción se considera en los siguientes elementos del circuito:

- Grasa ($k=0.8 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) con un espesor de 0.012 m , un área de 0.0216 m^2 .
- Paredes de vidrio ($k=1.05 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) de los recintos, con un espesor de 0.003 m , un área de 0.0216 m^2 .
- Placa de aluminio que se ubica entre los recintos y la placa calefactora ($k=232 \text{ W/m}^\circ\text{C}$) con un espesor de 0.001 m .

La transferencia por convección se considera en el interior de los recintos llenos de aire, en un área de 0.15 m^2 . Además, ambos recintos pierden energía al exterior por convección ($h=5 \text{ W/m}^2\text{ }^\circ\text{C}$) en un área total de 0.1296 m^2 .

En el diagrama de la figura 7 se incorpora la Tabla 1 correspondiente a los valores de la capacidad calorífica de la grasa, que tiene en cuenta el cambio de fase que la grasa experimenta entre los 37 y 42 °C. Se ha simulado el sistema para las cuatro correlaciones de coeficientes convectivos (h_1 , h_2 , h_3 , $hexpe$) considerados en este trabajo, que ingresan a través de los archivos HCONVG y HCONVS para ambos recintos, respectivamente. La Tabla 2 corresponde a los valores de temperatura experimentales del local acondicionado (LAG) y la Tabla 3 a los valores de temperatura experimentales del local no acondicionado (LSA). Ambas se leen a través del cuadro TABLA_ARCHIVO, que permite el acceso a distintos archivos de datos (TempLAG1807.txt y TempLSA1807.txt), en los que se encuentran los valores experimentales de temperatura. Dichas tablas se utilizan en la generación de gráficos.

TABLA 1	GRAFICOS		TABLAS_ARCHIVOS	DATOS
factores=3600,1 0,6100 10,6100 20,6100 30,6100 37,6100 37,120000 40,120000 42,120000 45,120000 45,7100 50,7100 60,7100 70,7100 80,7100 90,7100	archivo LAG=TempLAG1807.txt variables LAG= tiempo, TLAGexp unidades LAG=hora, gradoC ejes GRAFACOND1=tiempo (hora), temp(gradoC) puntos GRAFACOND1 = LAG, 1:2 líneas GRAFACOND1=SIMULADO, 1:2 archivo LSA=TempLSA1807.txt variables LSA= tiempo, TLAExp unidades LSA=hora, gradoC ejes GRAFACOND1=tiempo (hora), temp(gradoC) puntos GRAFACOND1=LSA, 1:2 líneas GRAFACOND1=SIMULADO, 1:3		archivo LAG=TempLAG1807.txt columna TABLA2=LAG, 1:2 factores TABLA2=3600,1 archivo LSA=TempLSA1807.txt columna TABLA3=LSA, 1:2 factores TABLA3=3600,1 archivo HCONVS=hsexpe.txt columna TABLA4=HCONVS, 1:2 factores TABLA4=3600,1 archivo HCONVG=hgexpe.txt columna TABLA5=HCONVG, 1:2 factores TABLA5=3600,1	CGRAS=C1, TABLA1(TEMP GRAS),0.237 CLAG=C1,1006,0.00391 CLSA=C1,1006,0.00391 JCALE=JQ,0.0216,210 EAMB=PAMB RCHSA= D1, 0.0216,0.001,232 RV1SA= D1, 0.0216,0.003,1.05 RA1SA=V1,0.0756,TABLA4(TIEMPO) RA2SA=V1,0.0756,TABLA4(TIEMPO) RV2SA= D1, 0.0864,0.003,1.05 RA3SA=V1,0.0864,5 RCHLA= D1, 0.0216,0.001,232 RV1LA= D1, 0.0216,0.003,1.05 RC1LG= D1, 0.0216,0.006,0.6 RC2LG=D1,0.0216,0.006,0.6 RV2LA= D1, 0.0216,0.003,1.05 RA1LA=V1,0.0756,TABLA5(TIEMPO) RA2LA=V1,0.0756,TABLA5(TIEMPO) RV3LA=D1,0.0864,0.003,1.05 RA3LA=V1,0.0864,5 RVPLA=D1,0.0432,0.003,1.05 RMPLA=D1,0.0432,0.15,0.06 RAPLA=V1,0.0432,5 RVPSA=D1,0.0432,0.003,1.05 RMPSA=D1,0.0432,0.15,0.06 RAPSA=V1,0.0432,5
	INICIALES	PARAMETROS	TIEMPO	CONTROLES
	Temp LSA=14 Temp LAG=14 Temp GRAS=14	PAMB=14	24 horas	INTEGRATION ROUTINE = IMPLICIT
				RESULTADOS
				TEMP LSA TEMP LAG

Figura 7. Cuadros de datos para la Experiencia 1.

Los resultados obtenidos de la simulación y los de la experiencia se muestran en la Figura 8, se grafican las temperaturas en el centro de ambos locales: el acondicionado (LAG) y el no acondicionado (LSA). Los resultados simulados corresponden al coeficiente convectivo h_3 (pseudotéorico) para el recinto acondicionado con grasa y al coeficiente h_1 (pseudotéorico) para el recinto sin acondicionamiento. Se observa que hay un acuerdo aceptable entre los valores experimentales y los simulados. Los resultados obtenidos con h_1 para el recinto acondicionado con grasa y con h_3 para el recinto sin acondicionamiento, muestran un comportamiento similar al mostrado en la figura 8. Cuando se simula el sistema empleando las correlaciones h_2 y $hexpe$, en general, los valores simulados son mayores a los experimentales y se observa una mayor dispersión.

Experiencia 2: Conjunto integrado por dos recintos, el material de cambio de fase y la placa calefactora aislado térmicamente del medio exterior.

La aislación se realiza con placas de poliestireno expandido ($k=0.04$ W/m °C) de 1.5 cm de espesor en un área total de 0.1296 m². El flujo de calor aplicado es de 128 W/m². En este caso no se muestra el diagrama del programa DIA ya que los elementos gráficos usados son los que ya introducidos en los anteriores diagramas, por lo que se estiman suficientes las consideraciones realizadas.

En la Figura 9 se muestran los valores obtenidos experimentalmente respecto de los simulados para la experiencia 2, usando para el coeficiente convectivo la correlación h_2 (pseudoteórico) para el local

acondicionado con grasa y h3 para el local sin acondicionar. Los valores de temperatura obtenidos de la simulación para ambos locales presentan el siguiente comportamiento: son superiores a los obtenidos experimentalmente, en la etapa inicial (transitoria) y son inferiores después de las 8 horas de iniciado el calentamiento. En este aspecto se observa debe mejorarse el modelo para reproducir los valores experimentales, sobre todo en la etapa transitoria.

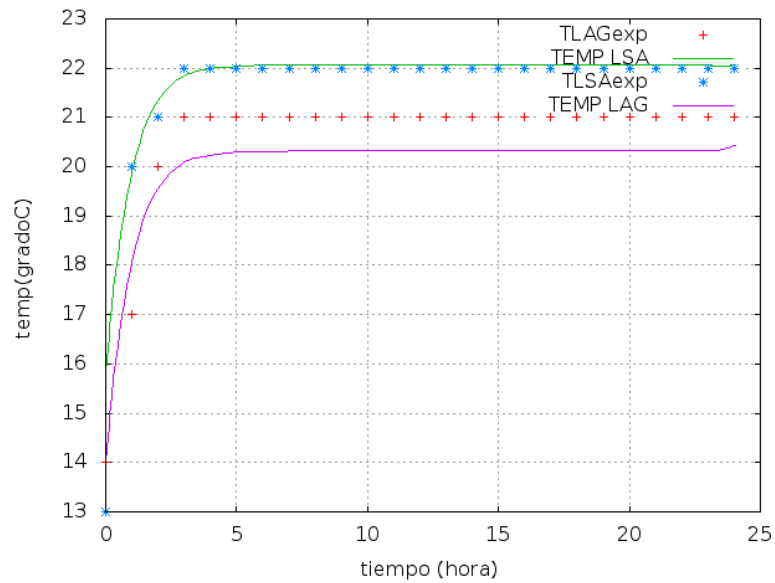


Figura 8. Resultados experimentales y simulados para la temperatura de los dos recintos para la Experiencia 1.

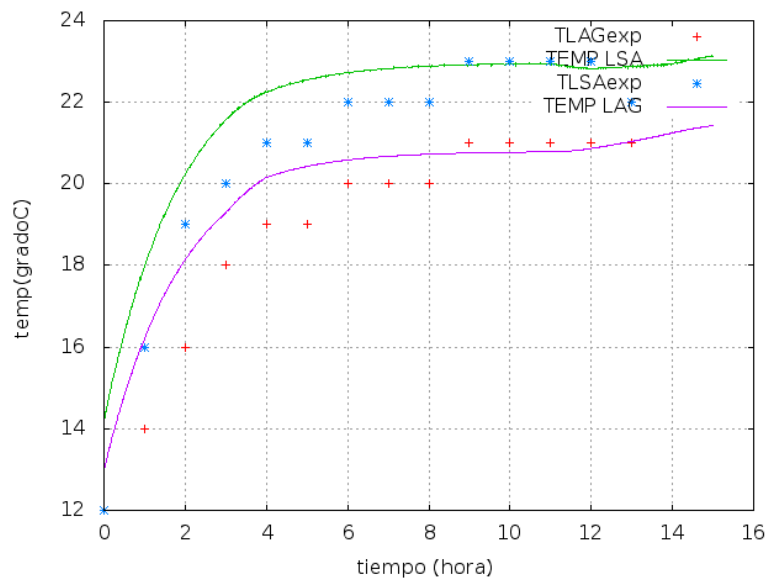


Figura 9. Resultados experimentales y simulados para la temperatura de los dos recintos para la Experiencia 2.

CONCLUSIONES

Las grasas orgánicas de origen vegetal y animal, tienen propiedades físicas que las hacen adecuadas para llevar a cabo el acondicionamiento térmico de recintos para diversos usos, además de estar disponibles en plaza a costos razonables. Los resultados experimentales permiten inferir que la sustancia de cambio de fase empleada en este trabajo puede retrasar la onda térmica proveniente de una fuente de calor.

Para la experiencia 1, comparando los locales acondicionados y sin acondicionar, se observa que en el caso del recinto sin acondicionar los diferentes valores de h_1 , h_2 , h_3 y h_{hexpe} presentan una menor dispersión. Para el recinto acondicionado con el material de cambio de fase los valores de h obtenidos presentan una mayor variación, lo que manifiesta que el fenómeno de convección natural se debe seguir estudiando específicamente en presencia de materiales de cambio de fase.

El programa SIMUSOL, permite evaluar el comportamiento térmico de diversos sistemas físicos, en particular, los problemas de transferencia de calor con y sin cambio de fase. En este trabajo, el programa permite evaluar de manera sencilla, diferentes correlaciones del coeficiente de transferencia convectivo consideradas, como así también la comparación con los datos experimentales.

De los resultados de la simulación, para la experiencia 1, se observa que usando la correlación del coeficiente convectivo, h_3 , para el recinto acondicionado con grasa y del coeficiente, h_1 , para el recinto sin acondicionamiento, hay un acuerdo aceptable entre los valores experimentales y los simulados. Para el caso del recinto sin acondicionar, los resultados simulados ajustan mejor que para el caso del recinto acondicionado. En este aspecto hay algunas propiedades del material de cambio de fase que deben determinarse con mayor precisión.

En el caso de la experiencia 2, la correlación para el coeficiente convectivo que mejor ajusta los valores simulados a los experimentales es h_2 para el recinto sin acondicionar y h_3 para el recinto acondicionado con grasa. Se observa que el modelo debe mejorarse para reproducir los valores experimentales, sobre todo en la etapa transitoria.

REFERENCIAS

- Alamdari F., Hammond G. (1983). Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms, *Building Services Engineering Research and Technology* 4. 106-112.
- Alia D., Saravia L. y Saravia D. (2002). Avances Introducidos en la capacidad del simulador de Sistemas Solares Térmicos Simuterm (Simusol). *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Revista de la Asociación Argentina de Energía Solar. Vol 6 N°2* pág.8.31--8.36.
- Awbi H., Hatton A. (1999). Natural convection from heated room surfaces, *Energy and Buildings* 30-233.
- Bejan A. (1995). *Convection Heat Transfer*. 2ª edición, pp. 220-224. Wiley Interscience, New York.
- Boucíguez A, Gonzalez J. y Lara M. (2006). Comportamiento de una Pared de Cambio de Fase Sujeta a Condiciones Externas por Ambos Laterales. *Energías Renovables y Medio Ambiente. Revista de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol.18, pág. 51 – 57.*
- Farid M., Khudhair A., Razack S. y Al-Hallaj S. (2004). A Review on Phase Change Energy Storage: Materials y Applications *Energy Conversion y Management* N° 45, pp. 1597-1615.
- Hasan A. y Saying A. (1994). Some Fatty Acids as Phase Change Thermal Energy Storage Materials. *Renewable Energy, Vol. 4, N° 1, pp. 69 – 76.*
- Liu H., Awbi H. (2009). Performance of phase change material boards under natural convection, *Building and Environment*. 1-6.
- Saravia L. y Alia D. (2001). Simuterm: Un simulador de sistemas solares térmicos. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Revista de la Asociación Argentina de Energía Solar. Vol5 N° 2* pág. 8.07 -- 8.12.
- Swern D. (1964). *Physical Properties of Fats and Fatty Acids*. Cap. 3 *Bailey's Industrial Oiland Fat Products*.
- Vilte M. y Boucíguez A. (2008). Determinación Experimental y Numérica de Propiedades Térmicas de Grasas Orgánicas *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Revista de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente Vol.12, pág. 3.45 – 3.52.*
- Vilte M. y Boucíguez A. (2009). Acondicionamiento de un local con una grasa orgánica. Abordaje experimental. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente (AVERMA), revista de la Asociación Argentina de Energía Solar. Vol. 13 Sección 3, Pag. 47-54. ISSN 0329-5184.*

Abstract: This paper presents a model that describes the thermal design of an enclosure using a phase change material. An analysis of the heat transfer coefficient involved is performed. The system consists of two enclosures, in which through one of its side walls enter a constant heat flux. One of the enclosures has attached a layer of phase change material and heat compared to a control local without the substance. The modeling was done using the program SIMUSOL. The temperature values obtained from the numerical simulation agree with the experimental, as the correlation coefficient used for the convective.

Key words: phase change, heat flux, thermal profile, thermal conditioning, electricssimil.