

ACUMULACIÓN TÉRMICA PARA UN SISTEMA DE CALEFACCIÓN SOLAR ACTIVO

Javier Nacif H. – javiernacifh@gmail.com

Roberto Román L. – roroman@ing.uchile.cl

Ramón Frederick G.– rfrederi@cec.uchile.cl

Universidad de Chile, Departamento de Ingeniería Mecánica

Rodrigo Palma B. – rodrigo.palma@die.uchile.cl

Universidad de Chile, Departamento de Ingeniería Eléctrica

Resumen. *El presente trabajo busca aportar a la investigación y desarrollo de los sistemas de almacenamiento de energía solar térmica aplicados a calefacción de recintos. Es un trabajo de título para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico y se enmarca dentro del proyecto GeVi. Este proyecto pretende suplir, por medio de energías renovables no convencionales, gran parte de las necesidades energéticas del poblado de Huatacondo, ubicado en la Región de Tarapacá, Chile.*

Entre los diversos desafíos que presenta el proyecto GeVi, uno de ellos es brindar calefacción a una vivienda por medio de energía solar, y es aquí donde el presente trabajo adquiere un sentido más práctico.

El trabajo se enfoca en el diseño y construcción de un acumulador de energía solar térmica, por medio de agua encapsulada, para una vivienda específica del poblado de Huatacondo. Se estudia, por medio de un modelo, la transferencia de calor en el acumulador fabricado y finalmente se le realizan ensayos en un modulo experimental con el fin de validar el modelo aplicado.

Actualmente el estudio se encuentra en curso, por lo que este artículo deja de lado la fabricación y el modulo experimental, enfocándose solo en el diseño del acumulador.

Palabras-clave: *Energía solar, acumulación, almacenamiento, calefacción, congreso.*

1 INTRODUCCIÓN

La energía solar como recurso es dependiente del tiempo al igual que los requerimientos de esta. Sin embargo ambas curvas, por lo general, se encuentran desacopladas. Es aquí donde nace la necesidad de ocupar sistemas de almacenamiento de energía, que nos permitan guardar la energía obtenida durante los periodos de abundancia del recurso y ocuparla durante los periodos en que la demanda es abundante pero el recurso no lo es.

Una aplicación de particular interés en los sistemas solares es la calefacción de viviendas, ya que es una necesidad muy presente en nuestra sociedad y el uso del sol como fuente para abastecer esta necesidad energética no presenta mayores complicaciones tecnológicas, en comparación a otras aplicaciones solares.

Las instalaciones de calefacción solar requieren de un sistema de acumulación ya que la demanda de calefacción, claramente es mayor cuando hay ausencia de sol y viceversa. Por lo que un estudio detallado de los sistemas de acumulación de energía solar térmica aplicados a calefacción es menester.

El presente estudio es un trabajo de título para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico y se enmarca dentro del proyecto GeVi. Este proyecto pretende suplir, por medio de energías renovables no convencionales, gran parte de las necesidades energéticas del poblado de Huatacondo, ubicado a 230 [km] al sureste de Iquique en la Región de Tarapacá, Chile.

Entre los diversos desafíos que presenta el proyecto GeVi, uno de ellos es brindar calefacción a una vivienda por medio de energía solar, y es aquí donde el presente trabajo adquiere un sentido más práctico, ya que estudia y resuelve el problema de diseño y dimensionamiento de un acumulador de energía solar térmica aplicado a la calefacción de aire, para una vivienda en particular del poblado de Huatacondo.

Una resolución adecuada del problema de diseño y dimensionamiento del acumulador no es posible sin un acabado conocimiento tanto del problema que se pretende resolver, como de los diversos sistemas de acumulación aplicados a calefacción.

2 ALTERNATIVAS DE ACUMULACIÓN

Para el estudio del problema se consideran las siguientes alternativas de acumulación para sistemas activos de calefacción solar.

2.1 Acumulación en tanques de agua

El uso de tanques con agua para acumular energía térmica es muy utilizado en sistemas solares para agua sanitaria. Estos sistemas poseen las siguientes características:

- Dado el alto calor específico del agua, estos sistemas permiten tener gran capacidad de almacenamiento en una masa y volumen reducidos.
- Es fácil acoplarlos a colectores de agua (más eficientes y más costosos que los de aire).
- Su costo es reducido (Duffie y Beckman, 1980).
- Si se busca calentar aire, se requiere de un intercambiador de calor agua-aire.

2.2 Acumulación en lecho de material encapsulado

Este tipo de acumuladores utilizan como medio de almacenamiento el calor sensible del material encapsulado. Un fluido que por lo general es aire, circula a través del lecho adhiriendo o removiendo energía. Una variedad de sólidos pueden utilizarse aunque las rocas son las más utilizadas.

Las rocas ubicadas en un contenedor de paredes aislantes, reciben la energía del fluido caloportador (por lo general aire), el cual entra en una dirección durante la carga y va en la dirección opuesta en la descarga de energía. Estos acumuladores poseen las siguientes características:

- El mismo acumulador trabaja como intercambiador de calor entre el fluido y el medio de almacenamiento.
- El costo del material de almacenamiento y el contenedor son bajos.
- La conductividad del lecho, cuando no hay flujo de aire, es muy baja, lo que disminuye las pérdidas del sistema de almacenamiento (Kalogirou, 2009).
- La pérdida de carga a través del lecho puede ser relativamente baja.
- Presenta altos grados de estratificación.
- Son los sistemas de acumulación más utilizados para sistemas solares de calefacción (Singh, 2009).
- No se pueden llevar a cabo la carga y descarga de energía simultáneamente (Behunek).

2.3 Almacenamiento por medio de materiales con cambio de fase

Los materiales que cambian de fase a temperaturas deseables pueden ser utilizados para acumular energía térmica. Estos sistemas deben cumplir con algunos criterios:

- El cambio de fase debe estar acompañado por un alto efecto por calor latente y debe ser reversible en un número largo de ciclos sin que el material de cambio de fase presente degradaciones.
- El cambio de fase debe ocurrir con sobre-enfriamiento o sobrecalentamiento limitado.
- Los medios deben estar disponibles para contener el material y transferir calor hacia y desde el sistema de almacenamiento.
- El costo del material de cambio de fase y los contenedores debe ser razonable.

Si estos criterios pueden aplicarse, los sistemas de acumulación con material de cambio de fase pueden operar en rangos de temperatura muy pequeños, tienen muy poco volumen y masa (relativamente), y tienen alta capacidad de almacenamiento en comparación a los sistemas de calor sensible (Kalogirou, 2009).

3 SOLUCIÓN PROPUESTA

El tipo de acumulador estudiado corresponde a uno que utiliza como medio de acumulación el calor sensible disponible en el agua encapsulada en botellas PET. Este tipo de acumulador resulta interesante ya que comparte todas las ventajas presentes en los acumuladores de lecho de rocas. En adición a estas ventajas, al ser agua el material de almacenamiento, se cuenta con un calor específico mayor al de las rocas, por lo tanto se tiene una mayor capacidad de almacenamiento en una menor masa y volumen. En la Tabla 3-1 se presenta la masa y volumen necesario para acumular la energía considerada en la sección 0 (8,4 [kWh]) con una diferencia de temperaturas de 23 [K] (de 10[°C] a 33[°C]). En la tabla se observa que la alternativa del agua como método de acumulación presenta ventajas considerables con respecto a la cantidad de masa y volumen necesarios para acumular la energía requerida.

Tabla 3-1: Masa y volumen necesarios para acumular 8,4 [kWh] con una diferencia de temperatura de 23 [K] en agua y en rocas.

	Agua	Rocas
Cp [J/(kg K)]	4183	879
Masa [kg]	327	1557
Volumen [L]	327	677

La configuración estudiada es de flujo vertical y queda definida según el esquema de la Figura 1, donde se muestra el flujo durante la carga del acumulador. Se debe tener en consideración que la descarga se realiza con el flujo de aire en la dirección contraria.

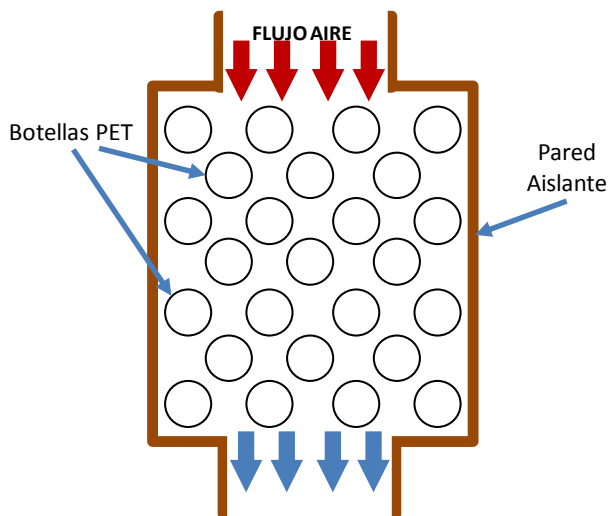


Figura 1: Esquema de la configuración del acumulador de agua encapsulada durante su carga.

En la Figura 2 se tiene el esquema de la instalación con sus respectivos flujos para la carga y descarga del acumulador. Se observa que el acumulador se encuentra dentro de la habitación a calefaccionar, que el aire que recibe el colector es proveniente de la habitación y que la carga y descarga del acumulador no se pueden realizar simultáneamente.

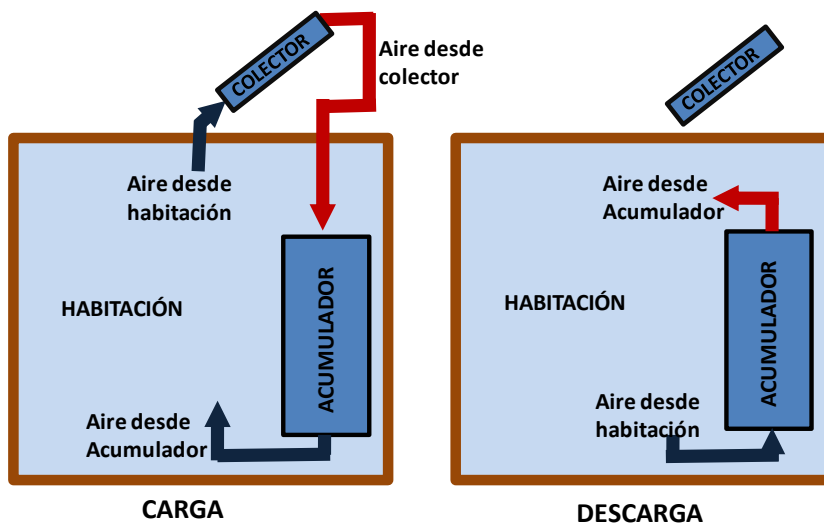


Figura 2: Esquema de la instalación y flujos para carga y descarga del acumulador.

4 DIMENSIONAMIENTO

El dimensionamiento del acumulador se realiza teniendo en cuenta un flujo de aire de 272 [kg/h] a una temperatura de 33°C, durante 5 horas para la carga. Estos valores son entregados por un colector solar de aire previamente diseñado en el trabajo para optar al título de Ingeniero Civil Mecánico de la Universidad de Chile de Francisco Solís, actualmente en curso.

Considerando que el agua de las botellas se encuentra inicialmente a 10°C es posible calcular la energía disponible en el aire y luego determinar la cantidad de agua necesaria para almacenar dicha energía. Esto se realiza por medio del balance de energía propuesto en la ec. 4-1.

$$t \dot{m}_{aire} C_{p_{aire}} (T_{aire_{entrada}} - T_{aire_{salida}}) = m_{agua} C_{p_{agua}} (T_{agua_{final}} - T_{agua_{inicial}})$$

4-1

Donde:

t : Tiempo que dura la carga, en este caso 5 horas.

\dot{m}_{aire} : Caudal másico de aire. 272[kg/h].

Cp_{aire} : Calor específico del aire evaluado a su temperatura media (21,5[°C]). 1006,5[J/kg °C].
 $T_{aire_{entrada}}$: Temperatura del aire a la entrada del acumulador. 33[°C].
 $T_{aire_{salida}}$: Temperatura mínima a la que puede salir el aire del acumulador. 10[°C].
 Cp_{agua} : Calor específico del agua evaluado a la temperatura media(21,5[°C]). 4183,4[J/kg °C].
 $T_{agua_{final}}$: Temperatura máxima a la que puede llegar el agua. 33[°C].
 $T_{agua_{inicial}}$: Temperatura inicial del agua. 10[°C].
 m_{agua} : Masa de agua total en el acumulador expresada en [kg].

Luego se llega a que la energía presente en el aire es de 8,4[kWh] y la masa necesaria en el acumulador es de 327,1 [kg]. Lo que implica la necesidad de 205 botellas de 1,6[L] cada una.

El dimensionamiento del acumulador realizado, considera como parámetro de diseño la energía entregada por el colector, debido a que se cuenta con un colector previamente diseñado. Pero si se busca brindar calefacción a un lugar particular, el método de dimensionamiento debería ser por medio del uso de los grados-día del lugar y las condiciones térmicas de la construcción. Particularmente el colector y acumulador considerados se ajustan a las necesidades energéticas de una habitación en particular del poblado de Huatacundo. Por lo que la solución propuesta sería posible de implementar en un uso más allá de lo académico.

La decisión del número de capas a utilizar se debe tomar teniendo en cuenta dos objetivos. Por un lado se busca tener la mayor cantidad de capas posibles, ya que así se obtiene un mayor grado de estratificación. Pero por otro lado la altura del acumulador no debe exceder la altura de la habitación. Es así como se llega a que el acumulador debe tener 18 capas de 12 y 11 botellas cada una (no todas las capas tienen la misma cantidad de botellas, ver Figura 1). Esto le da al acumulador una altura de 2,03 [m].

La decisión de la distancia entre las botellas responde a dos objetivos. Por un lado esta distancia debe disminuirse lo más posible, ya que con ello se aumenta el coeficiente de intercambio convectivo entre las botellas y el aire. Por otro lado la pérdida de carga a lo largo del acumulador debe ser baja. Una limitante adicional para estas dimensiones radica en el modelo utilizado para la transferencia de calor, ya que para el cálculo del coeficiente convectivo se deben considerar las constantes c y n (ver sección 5.1) las cuales están limitadas a rangos de distancias S_L y S_T (ver Figura 4) dependientes del diámetro de la botella (9[cm]). Es así como se llega a que $S_L= 11,25$ [cm] y $S_T= 11,25$ [cm]. Con estas dimensiones se tiene que la pérdida de carga es de 6[Pa] y dado el caudal considerado se tiene que el ventilador debe entregar una potencia efectiva de 0,4 [W], lo que es bastante bajo y sugiere que las distancia S_L y S_T podrían disminuirse, con el fin de obtener un mayor coeficiente convectivo, pero se consideran los límites del modelo ya que la construcción del acumulador persigue fines académicos y busca validar el modelo aplicado.

5 MODELO DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Para el estudio de la transferencia de calor en el acumulador se define el volumen de control como una capa de botellas (ver Figura 3).

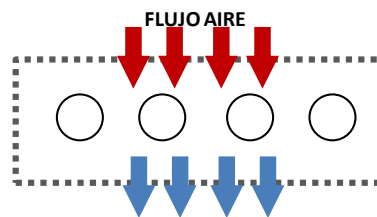


Figura 3: Esquema de volumen de control utilizado para la transferencia de calor

Luego se realiza un balance de masa y energía para este volumen de control, el cual considera el intercambio por convección del aire con las botellas y del aire con las paredes del acumulador. Las ecuaciones utilizadas en el balance corresponden a las ecuaciones básicas para la transferencia de calor por convección. Luego de realizar el balance se llega a la ec. 5-1 para el cálculo de la temperatura del agua y la ec. 5-2 para el cálculo de la temperatura del aire.

$$T_{agua_{i,t+1}} = \frac{A \Delta t}{m_{agua} Cp_{agua}} h_{i,t} (T_{aire_{i,t}} - T_{agua_{i,t}}) + T_{agua_{i,t}} \quad 5-1$$

$$T_{aire_{i+1,t}} = T_{aire_{i,t}} - \frac{A \Delta t h_{i,t} (T_{aire_{i,t}} - T_{agua_{i,t}}) + A_{pared} \Delta t U_{pared} (T_{aire_{i,t}} - T_{habitación_t})}{m_{aire} Cp_{aire}} \quad 5-2$$

Donde:

- $T_{agua_{i,t}}$: Temperatura media del agua en las botellas de la capa i en el intervalo de tiempo t expresada en [K].
- A : Área de contacto de las botellas de la capa i con el aire expresada en [m²].
- Δt : Intervalo de tiempo considerado para el cálculo expresado en [s].
- m_{agua} : Masa de agua en las botellas de la capa i expresado en [kg].
- Cp_{agua} : Calor específico del agua en las botellas expresado en [J/kg K].
- $h_{i,t}$: Coeficiente convectivo entre el aire y las botellas de la capa i en el intervalo de tiempo t , expresado en [W/(m² K)].
- $T_{aire_{i,t}}$: Temperatura media del aire en la capa i en el intervalo de tiempo t expresada en [K].
- A_{pared} : Área de contacto de las paredes del acumulador con el aire de la capa i , expresada en [m²].
- U_{pared} : Coeficiente global de transferencia de calor para las paredes del acumulador. 0,8[W/(m² K)].
- m_{aire} : Masa de aire que atraviesa la capa i en el tiempo Δt , expresado en [Kg].
- Cp_{aire} : Calor específico del aire en la capa i en el intervalo de tiempo t expresado en [J/kg K].
- $T_{habitación_t}$: Temperatura media de la habitación donde se encuentra el acumulador, expresada en [K].

El modelo aplicado asume que las variaciones de temperatura en el agua al interior de cada botella son despreciables, al igual que las pérdidas por conducción. El cálculo de $h_{i,t}$ se especifica en la sección 5.1.

5.1 Coeficiente de convección

Para determinar el coeficiente de convección entre las botellas y el aire se considera el trabajo de Grimison (1937). Este trabajo presenta correlaciones para calcular el coeficiente convectivo en intercambiadores de calor de banco de tubos. Por lo que si bien la forma de la botella no es precisamente un cilindro, para efectos del cálculo del coeficiente convectivo se considerará como tal. Luego el coeficiente convectivo h se determina por medio de la ec. 5-3.

$$h = \frac{ck}{D} Re^n$$

5-3

Donde:

- Re : Numero de Reynolds.
- k : Conductividad térmica del aire expresada en [W/(m K)].
- D : Diámetro de las botellas expresado en [m].
- c : Constante adimensional.
- n : Constante adimensional.

Las constantes c y n se determinan por la Tabla 5-1.

Tabla 5-1: Contantes c y n de la ec. 5-3.

Sl/D	St/D							
	1,25		1,5		2		3	
	c	n	c	n	c	n	c	n
0,6							0,213	0,636
0,9					0,446	0,571	0,401	0,581
1			0,497	0,558				
1,125					0,478	0,565	0,518	0,56
1,25	0,518	0,556	0,505	0,554	0,519	0,556	0,522	0,562
1,5	0,451	0,568	0,46	0,562	0,452	0,568	0,488	0,568
2	0,404	0,572	0,416	0,568	0,482	0,556	0,449	0,57
3	0,31	0,592	0,356	0,58	0,44	0,562	0,421	0,574

Donde S_T y S_T son las distancias entre las botellas expresadas en [m] según la Figura 4.

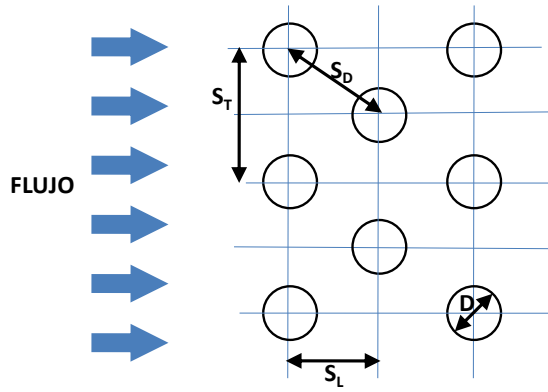


Figura 4: Definiciones de los espaciamientos longitudinal (\$S_L\$), transversal (\$S_T\$) y diagonal (\$S_D\$) para distribuciones de banco de tubos cruzadas.

El número de Reynolds se determina por medio de la ec. 5-4.

$$Re = \frac{DG_{max}}{\mu} \tag{5-4}$$

Donde:

\$\mu\$: Viscosidad del aire expresada en [Kg/(m s)].

\$G_{max}\$: Velocidad máxima del flujo másico expresado en [Kg/(m² s)]. Se determina por medio de la ec. 5-5.

$$G_{max} = \rho u_{max} \tag{5-5}$$

Donde \$u_{max}\$ corresponde a la velocidad máxima del flujo basada en el área mínima disponible para el flujo libre expresada en [m/s]. Se determina por medio de la ec. 5-6.

$$u_{max} = \max \left(u_{\infty} \frac{S_T}{S_T - D}, u_{\infty} \frac{S_T}{2(S_D - D)} \right) \tag{5-6}$$

Donde la distancia \$S_D\$ esta expresada en [m] y queda definida según la Figura 4.

6 PÉRDIDA DE CARGA

La pérdida de carga a lo largo del acumulador se determina según el trabajo de Jakob (1949). Este trabajo presenta correlaciones para calcular la pérdida de carga en intercambiadores de calor de banco de tubos. Por lo que si bien la forma de la botella no es precisamente un cilindro, para efectos del cálculo de la pérdida de carga se considerará como tal. Luego la pérdida de carga se calcula utilizando la ec. 6-1.

$$\Delta p = 2f \frac{G_{max}^2 N}{\rho g_c} \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0,14} \tag{6-1}$$

Donde:

\$N\$: Número de filas en la dirección del flujo.

\$g_c\$: 1 [(Kg m)/(N s²)].

\$\rho\$: Densidad del aire evaluada a temperatura media [Kg/m³].

\$\mu\$: Viscosidad evaluada a temperatura media del flujo [Kg/(m s)].

\$\mu_w\$: Viscosidad del flujo evaluada a temperatura media de la pared [Kg/(m s)].

\$f\$: Factor de fricción.

El factor de fricción \$f\$ se determina por medio de la ec. 5-5, la cual considera una distribución cruzada del banco de tubos y es válida para valores de 5.000 < Re < 40.000.

$$f = \left[0,25 + \frac{0,118}{\left(\frac{S_T}{D} - 1 \right)^{1,08}} \right] Re^{-0,16} \tag{6-2}$$

7 RESULTADOS

7.1 Carga

Para la carga de energía se considera que inicialmente todas las botellas se encuentran a 10[°C]. El acumulador es alimentado por un flujo de aire de 272 [kg/h] a una temperatura de 33°C, durante 5 horas. El intervalo de tiempo considerado es de 10 [s].

7.1.1 Temperaturas

Las temperaturas obtenidas para el agua de cada capa en el tiempo quedan expresadas en la Figura 5.

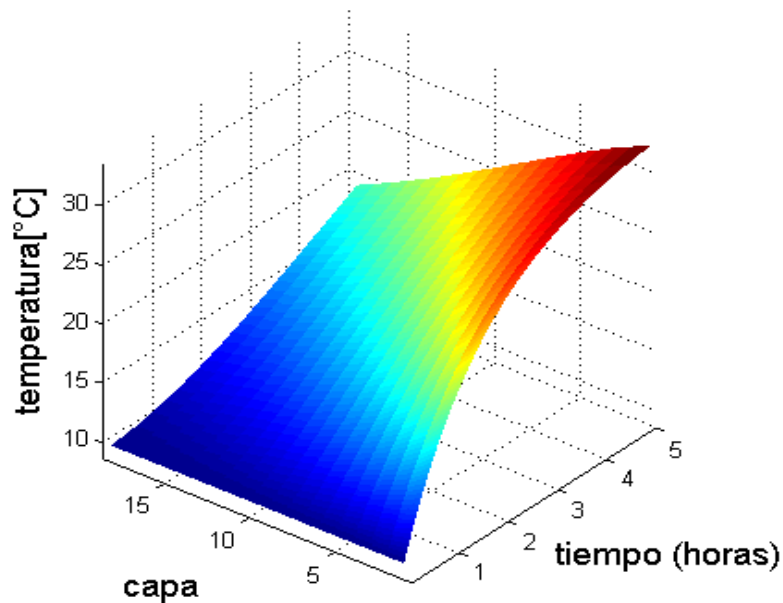


Figura 5: Temperaturas del agua de cada capa en el tiempo, durante la carga de energía.

Las temperaturas obtenidas para el aire en cada capa en el tiempo quedan expresadas en la Figura 6.

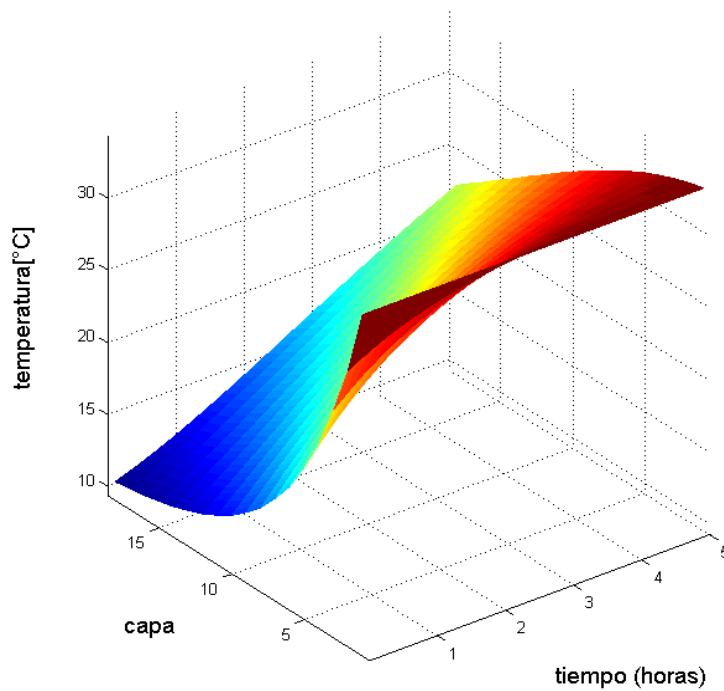


Figura 6: Temperaturas del aire de cada capa en el tiempo, durante la carga de energía.

7.1.2 Energía

De acuerdo a la cantidad de aire recibida durante las 5 horas, la temperatura de esta y la temperatura a la cual se debería llevar el aire (10[°C]) se calcula que la energía disponible en el aire es de 8,4[kWh].

De acuerdo a las temperaturas obtenidas para el agua al final de las 5 horas, se tiene que la energía almacenada es de 5,9[kWh].

La energía disipada por las paredes del acumulador se calcula en 0,4 [kWh]. Esto considera un coeficiente global de transferencia para la pared del acumulador de $U=0.8$ [W/m²°C].

7.1.3 Coeficiente convectivo

Se realiza un cálculo del coeficiente convectivo para cada capa e instante de tiempo, con lo que se obtiene que el coeficiente convectivo varía en cantidades reducidas con un máximo de 16,9[W/m²K] y un mínimo de 16,7 [W/m²K].

7.1.4 Pérdida de carga

La pérdida de carga obtenida para todo el acumulador durante la carga es de 6[Pa]

7.2 Descarga

Para la descarga de energía se considera que inicialmente todas las botellas se encuentran a 33[°C]. El acumulador es alimentado por un flujo de aire de 272 [kg/h] a una temperatura de 10°C, durante 8 horas. El intervalo de tiempo considerado es de 10 [s].

7.2.1 Temperaturas

Las temperaturas obtenidas para el agua de cada capa en el tiempo quedan expresadas en la Figura 7.

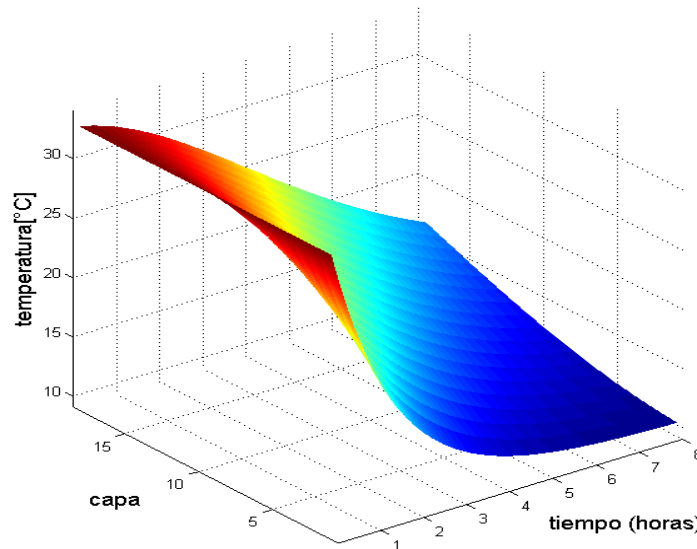


Figura 7: Temperaturas del agua de cada capa en el tiempo, durante la descarga de energía.

Las temperaturas obtenidas para el aire en cada capa en el tiempo quedan expresadas en la Figura 8.

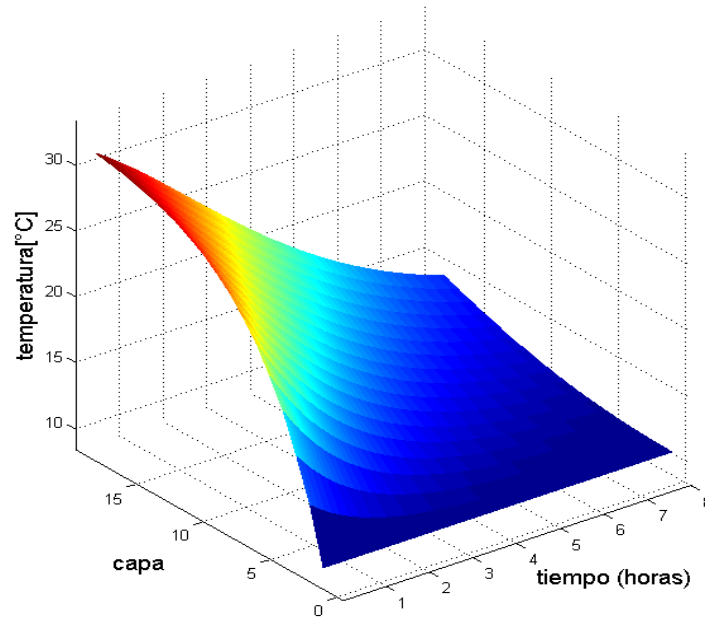


Figura 8: Temperaturas del aire de cada capa en el tiempo, durante la descarga de energía.

7.2.2 Energía

De acuerdo a la temperatura inicial de las botellas (33[°C]) cantidad de energía disponible para el agua es de 8,9 [kWh].

La energía entregada al aire durante las 8 horas es de 7,3 [kWh].

La energía disipada por las paredes del acumulador es de 0,3 [kWh] (considerando $U=0.8$ [W/m²°C]), y si se considera que el acumulador se encuentra dentro de la pieza, esta energía se puede considerar como energía entregada a la pieza, por lo que en ese caso la energía total entregada a la pieza es de 7,6 [kWh].

7.2.3 Coeficiente convectivo

Se realiza un cálculo del coeficiente convectivo para cada capa e instante de tiempo durante la descarga, con lo que se obtiene que el coeficiente convectivo varía en cantidades reducidas con un máximo de 16,9[W/m²K] y un mínimo de 16,7 [W/m²K].

7.2.4 Pérdida de carga

La pérdida de carga obtenida para todo el acumulador durante la carga es de 6[Pa]

8 DISCUSIÓN

Los resultados obtenidos se consideran satisfactorios debido a que se obtienen altos grados de estratificación y durante la descarga la energía efectivamente almacenada corresponde a un 70,6% de la energía disponible en el aire.

Si bien el comportamiento del acumulador es aceptable, se debe tener en consideración que las distancias entre las botellas PET están acotadas por el modelo utilizado, por lo que eventualmente podrían disminuirse buscando mayores coeficientes convectivos y obteniendo pérdidas de carga aceptables. Lo que entregaría un mejor comportamiento del acumulador, en el sentido que aumentaría la energía acumulada y el grado de estratificación.

Si bien para la descarga se consideraron 8 horas, eventualmente podría ser mas tiempo de descarga, lo que aumentaría la energía entregada en la descarga. Así mismo durante la carga se consideraron 5 horas, pero eventualmente este tiempo podría ser mayor, lo que aumentaría la energía acumulada.

El modelo aplicado para la descarga del acumulador cuenta con un flujo de aire constante y considera que la descarga ocurre por convección forzada. Pero dada la dirección del flujo que se tiene para la descarga, que el caudal de aire es bajo y la descarga se lleva a cabo satisfactoriamente, eventualmente podría realizarse por medio de convección natural.

Las pérdidas a través de las paredes del acumulador son muy bajas en comparación a la energía transferida, por lo que eventualmente se podría desprestigiar este efecto.

Los coeficientes convectivos calculados para la carga y descarga del acumulador presentan variaciones mínimas, por lo que eventualmente se podría utilizar una cantidad constante, con el objetivo de simplificar el modelo.

El sistema de acumulación propuesto tiene un bajo costo económico y es posible de implementar fácilmente.

Dado que el presente documento pertenece a un trabajo en curso, solo se da a conocer el diseño del acumulador, pero se debe mencionar que el trabajo completo cuenta con la construcción del acumulador y el posterior diseño e implementación de un módulo experimental. Este módulo experimental tiene por objetivo validar el diseño y modelo de transferencia de calor aplicado al acumulador.

Agradecimientos

Al Departamento de Ingeniería Mecánica de la Universidad de Chile y al Centro de Energía de la facultad de Ciencias Físicas y Matemáticas de la Universidad de Chile por su apoyo para la realización de este trabajo.

REFERENCIAS

Behunek, I. Accumulators for solar thermal energy storage, Departamento de Ing. Electrica FEEC.

Duffie, J.A. y Beckman, W.A. 1980. Solar Engineering of Thermal Processes, John Wiley & Sons.

Grimison E. D. 1937. Correlation and Utilization of New Data on Flow Resistance and Heat Transfer for Cross Flow of Gases Over Tube Banks, Trans. ASME.

Jackob, M. 1949. Heat Transfer, vol. 1, John Wiley & Sons, Inc.

Kalogirou, S. 2009. Solar Energy Engineering: processes and systems, Elsevier 2009.

Singh, H. Saini, R.P. Saini, J.S. 2009. A review on packed bed solar energy storage systems, Alternate Hydro Energy Centre, Indian Institute of Technology Roorkee, India.

THERMAL ENERGY STORAGE FOR ACTIVE SOLAR HEATING SYSTEM

Abstract. *This paper seeks to contribute to research and development of energy storage systems applied to solar thermal space heating. It is a final degree project to obtain a Degree in Mechanical Engineering and is part of the GeVi project. This project aims to supply through non-conventional renewable energies, much of the Huatacondo village energy needs, located in the Region de Tarapacá, Chile.*

Among the various challenges of the GeVi project, one is to provide a solar energy space heating system for a particular home. This brings a practical sense to this work.

The work focuses on the design and construction of solar thermal energy storage through encapsulated water for a particular house in the Huatacondo village. The heat transfer in the accumulator is studied through a model. Then is applied an experimental module to validate the used heat transfer model.

The study is currently in progress, so this article sets aside the manufacturing and the experimental module, focusing only on the storage system design.

Key words: *Solar Energy, Accumulator, Thermal Storage, Space Heating, Congress.*