

BOMBA DE CALOR ACOPLADA AL SUBSUELO PARA CLIMATIZACIÓN DE VIVIENDA DE MADERA: UN CASO DE ESTUDIO

A. Busso

GER – Grupo en Energías Renovables - FaCENA – UNNE.
Av. Libertad 5470 – 3400 Corrientes. Argentina. Tel/Fax: (0379) 4473931 e-mail: ajbusso@gmail.com

Recibido: 08/08/12; Aceptado: 26/09/12

RESUMEN: Se describen los resultados de simulaciones realizadas sobre una vivienda testigo de madera tomada como caso de estudio. El objetivo principal es determinar la configuración y/o técnica óptima para mejorar el COP de una bomba de calor a fin de reducir consumos de energía en climatización. La vivienda utilizada es una casa de madera sobre la cual se realizó un estudio previo teórico-experimental sobre su comportamiento térmico. A esta vivienda se le incorporó una carga térmica interior definida por un patrón de desarrollado considerando hábitos de una familia tipo de cuatro personas. Como sistema de climatización se empleó una bomba de calor acoplada al subsuelo. El estudio se realizó mediante simulaciones con TRNSYS utilizando componentes y modelos incluidos en las librerías del programa. El código implementado fue sometido a diferentes escenarios que representan situaciones reales para analizar la respuesta del sistema en su conjunto. A fin de comparar los resultados y cuantificar costos energéticos, se toma como estado de referencia la energía necesaria para climatizar la vivienda obtenida a partir de la simulación en modo con control de temperatura y con el patrón de consumo incorporado. Los resultados obtenidos muestran que, para el caso más favorable de alimentar el condensador con agua de subsuelo a 20 °C, se puede esperar un COP de 5.1 para la bomba de calor empleada. El ahorro energético promedio para los escenarios considerados se ubica en el 49%, lo que representa 1.6 toneladas de CO₂ menos al medio ambiente por año.

Palabras clave: BHE, bomba de calor, GCHP, energía térmica, eficiencia energética.

INTRODUCCIÓN

En general, en la fase de diseño de una vivienda, el comportamiento térmico se tiene en cuenta fijando condiciones de confort y realizando balances de energía para situaciones estacionarias muy puntuales. Dado que esta es la técnica habitual de diseño aplicada por muchos estudios de arquitectura, incluida el Área de diseño del In.Vi.Co. (Instituto de Vivienda de Corrientes), se emprendió, en el marco del Convenio de Asesoramiento y Asistencia Técnica existente entre el Instituto y el Grupo en Energías Renovables del Área de Física Aplicada de la FaCENA (Facultad de Cs. Exactas y Naturales y Agrimensura), un estudio teórico-experimental del comportamiento térmico dinámico de un prototipo de vivienda de madera. El análisis se realizó mediante simulación por PC y validación posterior por monitoreo de la evolución de las variables térmicas medidas en la vivienda (Sogari et al, 2006). Estos estudios permitieron caracterizar su comportamiento térmico y adecuar modelos de simulación desarrollados en programas informáticos TRNSYS, ECOTECT y QUICK II (Boutet et al, 2007). Disponiendo de este modelo de simulación, la incorporación de dispositivos de climatización ambiental (acondicionador de aire, bomba de calor acoplada al subsuelo, entre otros) posibilita evaluar su comportamiento térmico frente a diferentes escenarios de funcionamiento del sistema de acondicionamiento ambiental y obtener como resultados valores esperados para la eficiencia del equipo de climatización, para las cargas térmicas puestas en juego y consumos y los costos energéticos asociados.

En lo que a climatización se refiere, desde tiempos remotos, el ser humano ha hecho uso de la capacidad que tiene la tierra para almacenar energía térmica tanto para preservar comida, en cuevas o pozos, como para construir casas bajo tierra en climas extremos, logrando calor en invierno y frescura en verano. En este contexto, las modernas técnicas de almacenamiento subterráneo de energía térmica, tienen una historia de aproximadamente 30 años que comenzó en China con el almacenamiento de frío en acuíferas. Aparte de China, la idea de UTES (Underground Thermal Energy Storage) se inicia con trabajos teóricos a comienzos de los años 1970. Kazmann (1971), describe diferentes usos de acuíferas y luego de considerar la tecnología de bombas de calor concluye que, “estos dispositivos podrían utilizar a la acuífera para almacenar calor cíclicamente mejorando la eficiencia termodinámica del proceso mediante el aprovechamiento de calor de desperdicio”. Actualmente, una de las técnicas más difundidas utilizadas es el almacenamiento en subsuelo no saturado o rocoso empleando intercambiadores de calor en pozos o perforaciones verticales (BHE – Borehole Heat Exchanger). Mediante estos intercambiadores, energía térmica es inyectada o extraída del subsuelo y entregada a los consumidores ya sea en forma directa o a través de bombas de calor.

La acumulación de energía térmica *per se* no presenta ventajas si no es acompañada por algún dispositivo que aproveche la energía acumulada, como por ejemplo, bombas de calor acopladas al subsuelo (GSHP – Ground Souce Heat Pumps). En estos sistemas, la bomba de calor esta acoplada a la fuente de calor (subsuelo) mediante intercambiadores agua-agua o agua-aire. Bien concebido, el acoplamiento al subsuelo puede mejorar las eficiencias de los sistemas de calefacción/refrigeración lográndose ahorros > 30% en el consumo de energía eléctrica con respecto a sistemas convencionales.

Considerando lo expuesto, el presente trabajo describe los resultados de un estudio mediante simulación utilizando el programa TRNSYS, mediante el cual se analizó el comportamiento térmico dinámico de una vivienda de madera climatizada

con una bomba de calor acoplada al subsuelo. La vivienda testigo se considero habitada por una familia tipo de cuatro personas. Al modelo se incorporó un patrón ocupacional de los diferentes ambientes basados en datos de demanda eléctrica provistos por DPEC, empresa prestadora local, y tomados de un centro de distribución de un barrio periférico de la ciudad de Corrientes. Se realiza además, un estudio económico de diferentes configuraciones del sistema de acople al subsuelo.

MATERIALES Y METODOS

El estudio se dividió en varias etapas las cuales se trataron por separado, integrándolas luego para plantear los diferentes escenarios de climatización al conjunto. Estas etapas son:

- Análisis térmico de la vivienda
- Determinación del patrón de ganancia térmica
- Determinación de requerimiento de climatización
- Estudio de las características de la bomba de calor
- Estudio del intercambiador vertical de pozo y arreglo de intercambiadores
- Climatización de la vivienda con bomba de calor acoplada al subsuelo
- Análisis económico

a) Análisis térmico de la vivienda

La vivienda testigo estudiada tiene una superficie cubierta total de 45 m² y se compone de dos dormitorios, sala de estar-comedor, cocina y baño. El techo es a dos aguas con 17° de pendiente cada una orientadas este-oeste. La cubierta del techo es de chapa de zinc ondulada con aislación de lana de vidrio de 5 cm. y, como cielo raso, machimbre de ½” siguiendo la pendiente del techo. La figura 1 muestra una foto de la vivienda. Los detalles constructivos y experimentales pueden encontrarse en Sogari et al (2006). La publicación de referencia expone la comparación entre los datos obtenidos mediante monitoreo del comportamiento térmico dinámico de la vivienda y los correspondientes resultados de simulaciones realizadas utilizando el programa TRNSYS. Los parámetros térmicos descriptivos de la vivienda se determinaron mediante ajuste paramétrico entre las variables simuladas y las mediciones de campo, tomando los coeficientes convectivos internos como variables de ajuste.

b) Determinación del patrón de ganancia térmica

A fin de incorporar el aporte energético de los ocupantes y su nivel de actividad, electrodomésticos, etc., se generó un patrón de ganancia térmica basado en datos de demanda eléctrica registrada por el centro de operaciones de TRANSNEA (empresa de transporte eléctrico del Nordeste) en la estación transformadora de Santa Catalina, Corrientes, para el mes de noviembre de 2006 (TRANSNEA ,2009). La figura 2 presenta los datos correspondientes a lecturas tomadas sobre el alimentador que suministra energía al barrio 17 de Agosto, en la periferia de la ciudad. La figura incrustada muestra el patrón correspondiente al día 16/11 (línea negra) comparado con un patrón utilizado en un estudio realizado Biauou et al, (2004) en Canadá (línea azul) que se utiliza para realizar una comparación simplemente cualitativa. Las diferencias surgen principalmente debidas al hábito laboral local respecto del de Canadá. El pico de consumo presente entre las 13:00 y las 17:00 hs en el patrón local se debe a la ocupación del hogar durante las horas de la siesta y el desfase entre los picos de mayor consumo de ambas curvas se produce debido a que, localmente, se trabaja durante la tarde retornando al hogar luego de las 20:00 hs.



Figura 1.- Vista de la vivienda estudiada

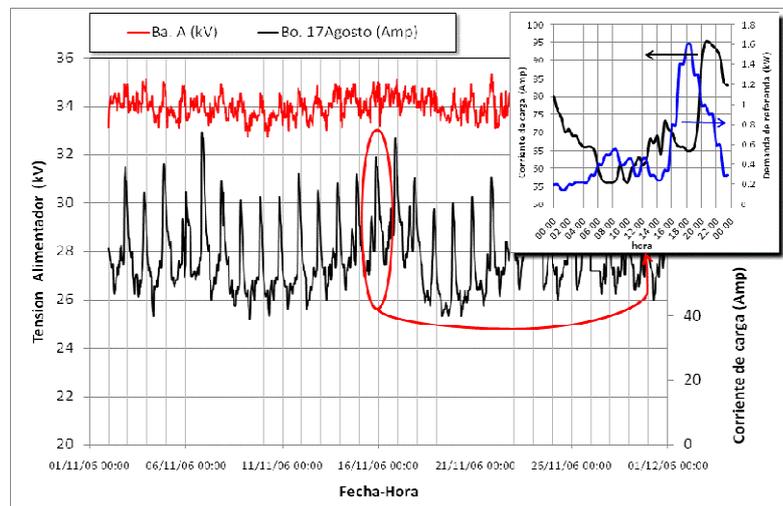


Figura 2.- Patrón de consumo registrado por TRANSNEA para el barrio 17 de agosto. Figura incrustada: comparación con el patrón diario valido para Canadá (fuente Biauou et al, 2004).

Para mejorar el modelo de simulación, se implementó un patrón de ganancia térmica por ambiente basado en los hábitos de una familia tipo de cuatro personas, dos adultos y dos chicos en edad escolar, apropiados al ritmo de vida de la ciudad de Corrientes. Se asume que los ocupantes desarrollan una actividad liviana lo que representa un aporte térmico de 150 W por persona, de acuerdo con la norma ISO7730 (2006). El uso de iluminación, electrodomésticos y otros elementos se planteó en función del nivel ocupacional diario de los moradores de la vivienda. En el análisis tiene en cuenta la variación del ritmo de vida durante los fines de semana considerando un mayor nivel ocupacional diario de la vivienda. Se asumió además, que toda

la energía consumida por las cargas consideradas se transforma instantáneamente en calor volviéndose una ganancia interna. La figura 3 presenta los patrones de ganancia de energía por local y el patrón total para la vivienda. En la figura 4 se compara el patrón horario generado con el obtenido a partir de los datos de consumo de energía eléctrica de la Estación Transformadora (ET) del Bo. 17 de Agosto, Corrientes (datos aportados por TRNSNEA). Las diferencias entre las curvas pueden tener origen en el hecho que el patrón de carga del Bo. 17 de Agosto incluye iluminación urbana y consumo comercial e industrial de la zona. No obstante ello, la buena correlación presentada en términos de tendencias generales hace que el patrón generado sea considerado como una aproximación adecuada a los hábitos de una familia tipo.

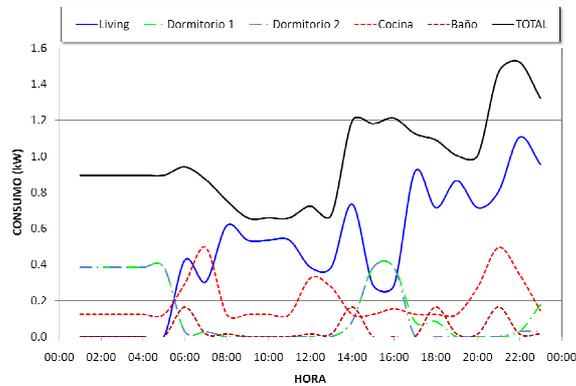


Figura 3 – Patrón de ganancia interna de energía por local y total de la vivienda.

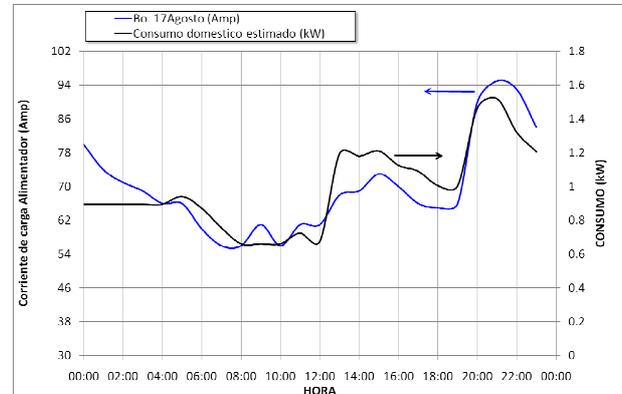


Figura 4. – Patrón de ganancia interna de energía total de la vivienda comparada con el deducido de los datos de demanda de TRNSNEA.

c) Determinación de requerimiento de climatización

Bajo TRNSYS, una subrutina de cómputo para un modelo de componente determinado (colector, habitación, etc.), viene definida por la palabra TYPE seguida por un número. Así, el TYPE 19 o DETAILED ZONE, representa el modelo detallado de una habitación. En su modo de control de temperatura, este TYPE permite determinar el requerimiento de energía de climatización (refrigeración/calefacción) necesario para mantener la temperatura del local dentro de límites estipulados por el usuario. Debido a que el modelo no permite excursión de la temperatura fuera del rango fijado y la mantiene al valor fijado todo el tiempo, la capacidad de climatización obtenida resulta una estimación por exceso respecto de la capacidad necesaria. De esta forma, se realizaron corridas anuales variando la temperatura del punto de climatización entre 18 °C a 29 °C. Se obtuvieron dos series de determinaciones, una considerando que se operaba solo en modo refrigeración y la otra en modo calefacción. En ambos casos se toma la vivienda ocupada según el patrón de ganancia desarrollado en el ítem anterior. Las curvas de la figura 5 representan la variación del requerimiento de refrigeración/calefacción en función de la temperatura del punto de climatización. El área gris en el diagrama psicrométrico del la figura incrustada muestra la zona de confort humano (ASHRAE, 1981). Del análisis de estas curvas se deduce que, para mantener la temperatura interior entre 22 °C a 27 °C en modo calefacción y entre 18 °C a 26 °C en modo refrigeración, el requerimiento de refrigeración y calefacción es de aproximadamente 6.5 kW y 4 kW respectivamente.

d) Estudio de las características de la bomba de calor

Siguiendo con el estudio de la aplicación de intercambiadores verticales de calor en el subsuelo como sumidero de energía en aplicaciones de climatización y, con el objeto de analizar el modo de funcionamiento de una bomba de calor de doble fuente agua-aire, se implementó un código de simulación en TRNSYS incorporando una bomba provista en las librerías del programa. La figura 6 muestra el esquema de simulación implementado. El equipo de climatización se simula utilizando el TYPE 127 HEAT PUMP, que modela una bomba de calor ClimateMaster modelo VZ017 de 1.5 Toneladas de capacidad (5.25 kW) cuyas características técnicas se presentan en la figura 7. El TYPE 127 incluye internamente curvas de desempeño obtenidas por el fabricante y validadas para las condiciones de operación indicadas (fig.7) como “Rated”, en el caso de aire y como “Normal”, en el caso del agua de proceso. Las curvas de desempeño en función de la temperatura del agua de proceso para ambos modos de trabajo, refrigeración y calefacción, junto con las correspondientes curvas de COP y consumo de compresor se presentan en la figura 8. Estas curvas son validas para un caudal de la corriente de aire de 593 kg-h⁻¹, en modo refrigeración y de 1486 kg-h⁻¹, en modo calefacción y un caudal para el agua de proceso en el condensador de 1080 kg-h⁻¹.

e) Estudio del intercambiador vertical de pozo y arreglo de intercambiadores

Un intercambiador vertical de pozo (BHE) está conformado por tres elementos principales, tal como lo muestra la figura 9, el tubo por el que circula el fluido, el material de relleno alrededor del tubo y el terreno alrededor del relleno. Básicamente, el fluido caloportador circulando por el tubo, interactúa con el medio que lo rodea (subsuelo) inyectando/extrayendo energía térmica de él según la necesidad particular de la aplicación a la que esta acoplado. La densidad de potencia por unidad de longitud que usualmente se transfiere en este tipo de dispositivo es de 50 W-m⁻¹ (HELLTRÖOM, 2002; SANNER y NORDELL, 1998), dependiendo de las características térmicas del subsuelo. Para el caso particular del BHE instalado por el GER en el predio de la FaCENA, el subsuelo altamente saturado y con acuíferas a poca profundidad característico del lugar, permitió operar el

intercambiador a una densidad de potencia de $70 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}$, esto es, disipando un 40% más de energía que lo convencional (Busso y Reuss, 2003).

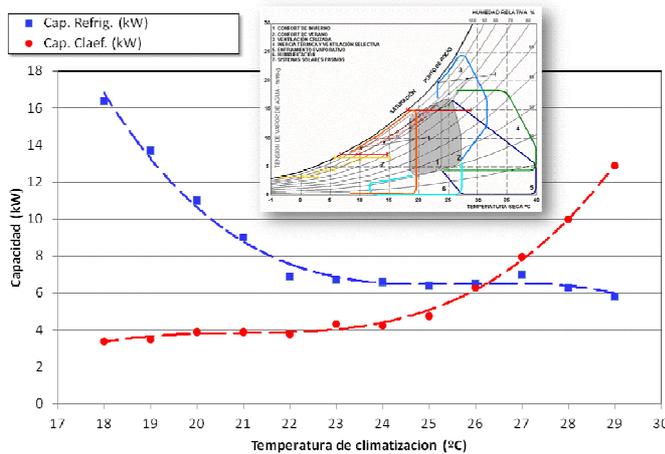


Figura 5 – Variación del requerimiento de refrigeración/calefacción en función de la temperatura del punto de climatización

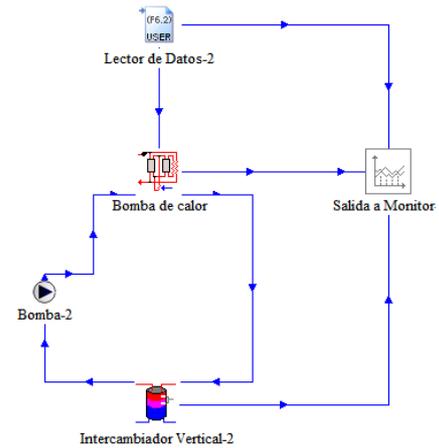


Figura 6 – Esquema de simulación implementado en TRNSYS e interrelación entre módulos utilizados.

Table 3 - Operating Limits

Air Limits	All Models			
	Cooling		Heating	
Min Ambient Air	40° F	4.4°C	40° F	4.4°C
Rated Ambient Air	80° F	26.6°C	70° F	21.1°C
Max. Ambient Air	100° F	37.7°C	85° F	29.4°C
Min. Entering Air	50° F	10°C	40° F	4.4°C
Rated Entering Air db/wb	80/67° F	26.6/19.4°C	70° F	21.1°C
Max Entering Air db/wb	110/83° F	43.3/28.3°C	80° F	26.6°C

Water Limits				
Min. Entering Water	40° F	4.4°C	25° F	-3.8°C
Normal entering Water	85° F	29.4°C	70° F	21.1°C
Max Entering Water	110° F	43.3°C	80° F	26.6°C

Table 5: Water Temperature Change Through Heat Exchanger

Water Flow Rate (GPM)	Rise		Drop	
	Closed Loop*	9° F - 12° F	4° F - 8° F	2.5° F - 4.5° F
Open Loop**	5° C - 7° C	10° Max	4° F - 8° F	2.5° C - 4.5° C

* Earth Coupled or Cooler/Boiler System use 3 GPM/ton
**Flow rate adjusted for temperature

Figura 7 - Datos provistos por el fabricante para el modelo VZ017 de 1.5 Toneladas de capacidad.

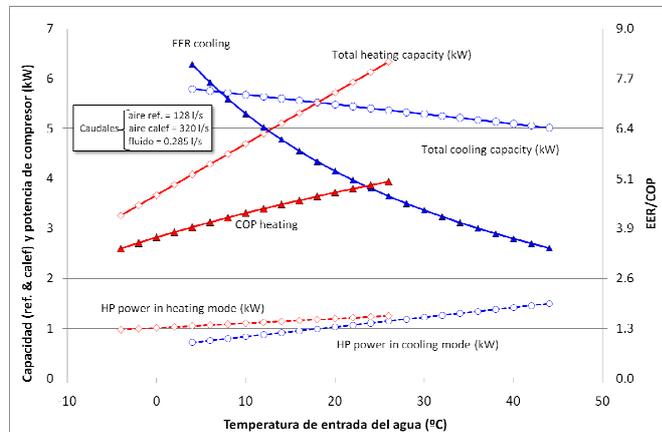


Figura 8 - Curvas de desempeño de la bomba de calor ClimateMaster modelo VZ017 (TYPE 127).

	Configuración	Caudal total de agua (kg·h ⁻¹)
1	1x1	1080
2	2x1	1080
3	3x1	1080
4	4x1	1080
5	5x1	1080
6	7x1	1080
7	10x1	1080
8	4x1	1080
9	4x2	1080
10	4x4	1080
11	10x1	1080
12	10x5	1080
13	10x10	1080

Tabla 1.- Configuraciones de intercambiadores analizadas

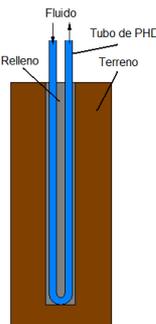


Figura 9. Configuración típica de un intercambiador de calor vertical de pozo (BHE) con tubo en U.

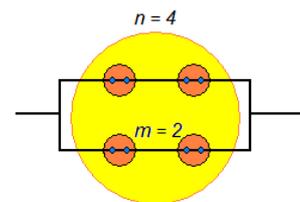


Figura 10 – Esquema de interconexión de intercambiadores en una configuración 4x2.

Asumiendo que como mínimo se hace necesario evacuar la potencia nominal de la bomba, 5.25 kW, un solo intercambiador no es suficiente para disipar toda la energía del condensador y mantener un nivel de temperatura del fluido de proceso que mejore el desempeño de la bomba, por lo que se analizó la respuesta del sistema para varias configuraciones de intercambiadores, tal como se detalla en la Tabla 1. La nomenclatura que describe la configuración es la siguiente: nxm ,

siendo n el número total de intercambiadores y m el número de estos conectados en serie, por ej. 4x2 representa 4 intercambiadores en total los que se interconectan formando dos ramales paralelos con dos intercambiadores en serie cada uno, tal como lo ilustra la figura 10.

Las figuras 11 y 12 muestran los resultados obtenidos para las diferentes configuraciones de intercambiadores analizadas. Las curvas en la figura 11 muestran la disminución en la temperatura del agua a la salida del sistema a medida que se incrementa el número total de intercambiadores y las curvas en la figura 12, representan la influencia en la respuesta del sistema al número de intercambiadores en serie. Se observa que, para el mismo número total de intercambiadores, el aumento de intercambiadores en serie tiene muy poca influencia sobre la temperatura de salida del fluido. Esto se explica por la distribución del caudal para las distintas configuraciones. Cuando la totalidad de los intercambiadores se conectan en paralelo, el caudal por cada uno de ellos es proporcional a n^{-1} , mientras que, en el caso de tener intercambiadores en serie, el caudal por cada intercambiador de la serie es proporcional a (n/m) . De esta forma, a mayor caudal por cada intercambiador menor será la variación de temperatura del fluido a su paso por el mismo en congruencia con los resultados de la figura 12.

En base a esto y asumiendo que la densidad de potencia de inyección es de $70 \text{ W}\cdot\text{m}^{-1}$, tal como fue determinada durante los ensayos de respuesta térmica (Busso y Reuss, 2003), para absorber la potencia nominal de la bomba (5.25 kW) se necesitaría un intercambiador con una longitud de aproximadamente 75 m, o el equivalente a 3.5 intercambiadores como los instalados. En la figura 11, la temperatura máxima que alcanza el fluido para la configuración 4x1 supera levemente los 40°C , estando en el límite máximo admitido para la temperatura de entrada del fluido al condensador de la bomba de calor en el modo de refrigeración (fig.7). Este hecho indica que la cantidad de intercambiadores debe ser al menos 4 para poder contar con temperaturas de trabajo del fluido entrante al condensador en un rango que mejore el COP del equipo.

f) *Climatización de la vivienda con bomba de calor acoplada al subsuelo*

Determinado el requerimiento climatización se completo el modelo TRNSYS de simulación de la vivienda adicionando una bomba de calor (TYPE 127) acoplada al subsuelo por medio de un intercambiador de pozo vertical (TYPE 141 DST), de características similares al instalado en el laboratorio. Se incluyó un termostato (TYPE 2 ON/OFF DIFFERENTIAL CONTROLLER) para comando del funcionamiento de la bomba de calor y de la bomba de circulación (TYPE 3 PUMP OR FAN) del circuito hidráulico bomba de calor-intercambiador vertical (BC-BHE). Los puntos de regulación del termostato de fijaron en 26°C y 19°C para refrigeración y calefacción respectivamente.

Las consideraciones tomadas en cuenta para la simulación son las siguientes:

- Vivienda ocupada
- Climatizada por bomba de calor (descrita en la Sección d.- y operando a caudales de régimen) acoplada a un intercambiador de calor como el ensayado por el GER.
- El caudal del aire de ventilación en cada uno de los ambientes es una fracción del caudal total de proceso en el evaporador de la bomba: Estar-Cocina: caudal/2 - Dormitorios: caudal/4
- Temperaturas de control para el termostato: 26°C en refrigeración y 19°C en calefacción
- El baño no se climatiza
- Potencia de bomba circulación exterior: 377 W
- Potencia del forzador de aire: 755 W
- Potencia de la electrónica de control: 20 W

Según los resultados obtenidos en el apartado c), el requerimiento de potencia pico a satisfacer en refrigeración/calefacción es de 6.5 kW y 4 kW respectivamente, lo que representa un 23% superior a la capacidad de la bomba de calor a utilizar en la simulación. En virtud de que estos requerimientos representan valores pico, se toma la decisión de no climatizar el baño eliminando así una zona que, por su orientación y ubicación en la vivienda, contribuye con una carga térmica considerable al presentar, de todos los locales de la vivienda, los mayores registros de temperatura (Sogari et al, 2006). Por otro lado, esta decisión se basa también en una consideración de cuestiones prácticas domesticas de ocupación diaria de este local.

En virtud de que el COP depende de la temperatura del fluido de intercambio, se realizaron simulaciones tomando arreglos $n \times m$ de intercambiadores (con $n \times m$ definidos en la fig.10). La Tabla 2 presenta las condiciones de cada simulación realizada y los resultados principales se exponen en las figuras 13 y 14.

En los gráficos superior y medio de la figura 13 se muestran el número de días al año con temperaturas en cada ambiente fuera del rango de climatización (superior: refrigeración, medio: calefacción). En el grafico inferior se muestran las temperaturas máxima, mínima y media del suministro de agua al condensador. En la figura 14 se exponen las energías intercambiadas por los diferentes elementos del sistema: Q_{Eth_in} - con el subsuelo; $Q_{HPEaire}$ - con el aire de proceso en el evaporador; $Q_{HPEagua}$ - con el agua de proceso en el condensador; Q_{Etot} - consumo total energético del equipo de climatización.

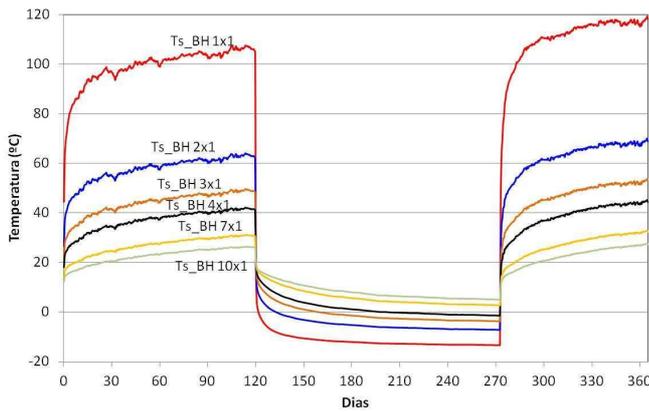


Figura 11 - Evolución de temperatura del agua y aire de proceso para diferentes configuraciones de un almacén de calor en función del número de intercambiadores conectados en paralelo.

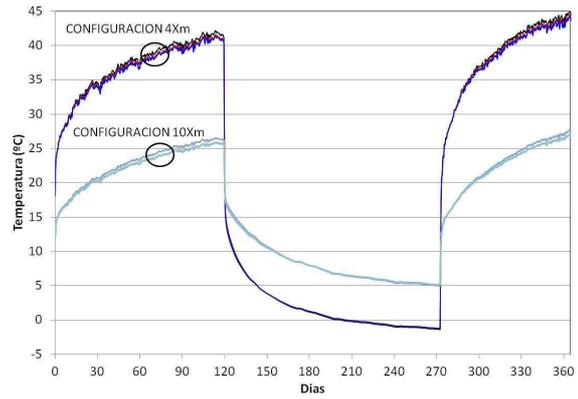


Figura 12 - Evolución de temperatura del agua y aire de proceso para diferentes configuraciones de un almacén de calor en función del número de intercambiadores conectados en serie.

Conf.	Matriz de BHE	Longitud intercambiador (m)	Caudal total de agua BHE (kg·h ⁻¹)
1	Referencia: climatización con equipo A/C convencional		
2	Vivienda sin climatizar		
3	1x1	21	1080
4	1x1	50	1080
5	1x1	100	1080
6	2x1	21	1080
7	4x1	21	1080
8	10x1	21	1080
9	2x2	21	1080
10	4x2	21	1080
11	4x4	21	1080
12	10x5	21	1080
13	T _s = 20 °C	21	1080
14	T _s = T _{amb}	21	1080

Tabla 2.- Configuraciones de intercambiadores analizadas

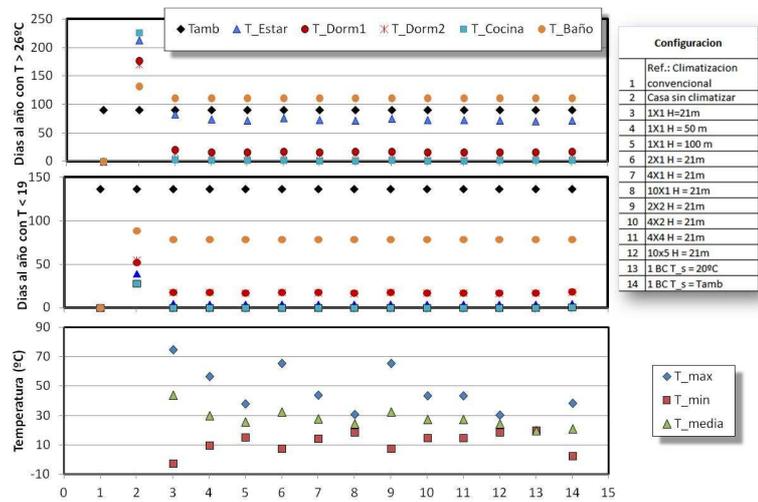


Figura 13 – Número de días al año con temperaturas en cada ambiente fuera del rango de climatización y rango de temperaturas del fluido de alimentación al condensador de la bomba de calor.

Varios aspectos pueden ser destacados de los resultados presentados en la grafica de la figura 14:

- El caso de referencia (conf.1) presenta los mayores intercambios de energía, en todas sus formas (eléctrica y térmica). El mayor requerimiento energético de climatización presentado (barra azul oscuro), se debe a que el modo de simulación empleado asegura que la temperatura de la vivienda se ubica dentro de los límites fijados ($T \leq 26 \text{ °C} \geq 19 \text{ °C}$), de ahí que la cantidad de días fuera de este rango es cero, tal como se aprecia en las graficas superiores de la fig.13.
- Para el resto de las configuraciones, la energía anual acumulada para climatización es menor debido a que la capacidad está limitada a 5.25 kW, capacidad nominal de la bomba de calor utilizada. Esta limitación queda evidenciada observando (fig.13) que el número de días al año con temperaturas dentro del rango fijado ($T \leq 26 \text{ °C} \geq 19 \text{ °C}$) es el mismo para todas las configuraciones. No obstante ello, los resultados indican que a pesar de haber trabajado con una bomba de calor con una potencia casi un 20% menor a la requerida, se logro una extracción de energía de la vivienda un 9% por debajo del caso de referencia (barra verde QHPaire), y los días fuera del rango de temperatura fijado fue de solo 5% en un año.
- El requerimiento de energía eléctrica (Q_{Etot}) para todas las configuraciones es menor respecto del requerimiento para el caso de referencia (conf.1). En el mejor de los casos (conf.13), se obtiene una reducción del 56%. En términos generales, esta reducción en el requerimiento de energía eléctrica se debe a la mejora del COP de la bomba de calor. El acoplamiento térmico al subsuelo influye sobre la temperatura de fluido en el circuito del condensador modificando de esta forma, el desempeño de la bomba de calor según se aprecia en la figura 8. Para la configuración 13, que representa la solución óptima, las temperatura de fluido se mantiene estable en 20 °C y en un punto que, según la curva de desempeño, el COP es de 5.1.

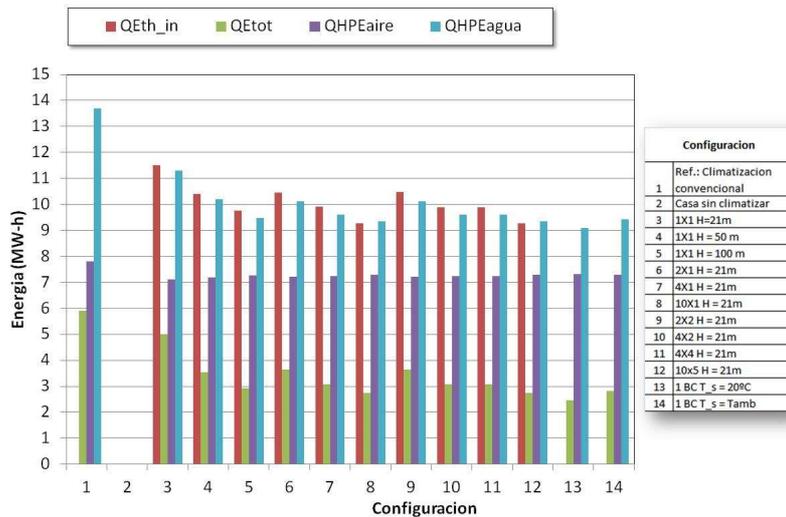


Figura 14 – Energía total anual para cada configuración analizada

- d) Siendo que el consumo de energía eléctrica anual acumulado promedio entre las configuraciones 4 a 14 es de ~3 MWh/año y, tomando el equivalente en emisiones de CO₂ cuando la fuente de energía es eléctrica de 0.527 kg CO₂/kWh (DEFRA, 2007), se concluye que la aplicación de esta tecnología permitiría evitar emisiones por 1.6 toneladas de CO₂ al año.

g) Análisis Económico

A modo comparativo, se realizó un análisis del periodo de amortización directa considerando diferentes escenarios para el incremento anual del costo de la energía. Solo se consideraron las configuraciones 3, 5 y 13 tomando como referencia la configuración 1. Se seleccionaron estas configuraciones por ser actualmente las más utilizadas a nivel de viviendas unifamiliar y porque las otras configuraciones presentan costos de implementación considerablemente más altos por la mayor cantidad de intercambiadores requeridos. En el análisis se asume que el costo de los equipos de climatización (A/C o bomba de calor) es similar cuantificándose solo los equipos adicionales para cada caso. La Tabla 3 presenta un detalle de los equipos adicionales considerados y el costo estimado para cada caso analizado. Los costos utilizados son validos a noviembre 2011 para la provincia de Corrientes. El costo de la energía eléctrica se tomo del cuadro tarifario actual emitido por la D.P.E.C. – Dirección Provincial de Energía de Corrientes, y es de 0.327 \$/kWh. La última columna de la tabla muestra el periodo de amortización directa deducido en años, observándose que la conf.13 se presenta como la más ventajosa con un tiempo de 6.4 años, estando dentro del rango de 3 a 10 años reportados para sistemas con intercambiadores de pozo vertical mayormente utilizados en los países desarrollados (MOHAMAD, 2011; IEA Heat Pump, 2002; CATAN y Baxter, 1985; KAVANAUGH et al, 1995).

Además, se realizó un análisis de sensibilidad del tiempo de amortización con el incremento del costo de la energía para la configuración 13. Para el análisis se tomaron varios escenarios de incremento anual, 5%, 10%, 15% y 20%. La grafica en la figura 15 presenta los resultados obtenidos observándose una reducción de dos años en el periodo de amortización respecto del caso de costo de energía constante.

	CONSUMO ANUAL (MW-h)	COSTO (base 0.327 \$/kW-h)	DIFERENCIA	EQUIPOS ADICIONALES	COSTO SISTEMA	AMORTIZACION DIRECTA (AÑOS)
Conf.1 - A/C	5.8	\$ 1,896.60	Ref.	Ref.	Ref.	Ref.
Conf.3 1x1 H = 21 m	5	\$ 1,635.00	\$ 261.60	perforacion de 21 m, intercambiador, bomba de circulacion	\$ 6,950.00	26.6
Conf.5 1x1 H = 100 m	2.9	\$ 948.30	\$ 948.30	perforacion de 100 m, intercambiador, bomba de circulacion	\$ 30,650.00	32.3
Conf.13 1 BC T _s = 20°C	2.5	\$ 817.50	\$ 1,079.10	perforacion de 21 m, bomba de extraccion y cañeria.	\$ 6,950.00	6.4

Tabla 3 – Detalle de equipos adicionales y costos asociados para las configuraciones analizadas

Más allá de que los resultados obtenidos indican ventajas comparativas a favor de la configuración 13, la situación geológica de nuestra provincia, acuíferas a poca profundidad y causes de ríos abundantes, también favorece a que la misma tenga altas posibilidades de ser implementada a nivel local como forma de mejorar la eficiencia energética de los equipos de climatización ambiental. No obstante ello, deben elaborarse reglamentaciones y protocolos de trabajo específicos para asegurar el uso no contaminante del agua subterránea en este tipo de aplicaciones.

CONCLUSIONES

En el presente trabajo se expuso el estudio simulado del comportamiento energético de una vivienda de madera cuando se la climatiza con un sistema convencional aire-aire, con bomba de calor acoplada al subsuelo mediante diferentes topologías del

intercambiador de pozo y con bomba de calor con fuente de agua directa a temperatura constante. Los resultados muestran que en todos los casos se logra una mejora del COP de la bomba que en promedio es del 75% llegando a un valor máximo de 5.1 para la conf.13. Esto se traduce en un ahorro energético promedio del 49% o, 1.6 toneladas de CO₂ menos al medio ambiente por año.

Se concluye además que la bomba de calor con fuente de agua directa (ATES) a temperatura constante 20 °C es la topología más conveniente tanto desde el punto de vista técnico como económico presentando un periodo de amortización directa de 6.4 años. Este periodo disminuye en dos años cuando se toma en cuenta un incremento del costo de la energía del 20% anual. Cabe destacar que para el uso directo del agua subterránea deben elaborarse reglamentaciones y protocolos de trabajo específicos que regulen la actividad para asegurar el uso no contaminante de este recurso.

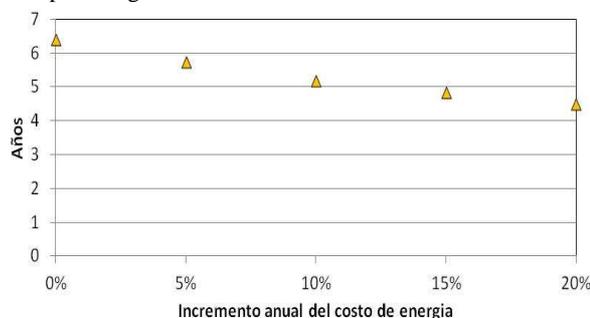


Figura 15 – Periodo de amortización en función del incremento anual del costo de la energía

REFERENCIAS

- ASHRAE (1981). Handbook of Fundamentals, Chapter 26.
- BIAOU AFFOUDA-LEON, BERNIER MICHEL, FERRON YAN. (2004). Simulation of Zero Net Energy Homes. Proceedings of eSim 2004. The Canadian conference on building energy simulation pp. 19.
- Boutet M. L., Alfás H. M., Jacobo G. J., Busso A. J., Sogari N., Baranda L. D. (2007). VERIFICACIÓN DEL COMPORTAMIENTO TERMICO DE UN PROTOTIPO DE VIVIENDA FAMILIAR DE MADERA MEDIANTE “ECOTECT” y “QUICK II”. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 11, N° 2. ISSN 0329-5184.
- CATAN, M.A., BAXTER, V.D. (1985). ASHRAE Transactions, 1985, vol. 91, pt. 2B.
- HELLTRÖOM G. (2002). Borehole Heat Exchangers State of the Art. Report IEA IA ECES Annex 13 – Design, Construction and Maintenance of UTES Wells and Boreholes.
- BUSSO A., REUSS M. (2003). Almacenamiento térmico subterráneo: acoplamiento térmico ambiental en ensayos de respuesta térmica. Proceedings of the XXVII Semana nacional de energía solar. Mexico.
- DEFRA (June 2007) Act on CO2 Calculator: Public Trial Version Data, Methodology and Assumptions Paper. www.defra.gov.uk/environment/climatechange/uk/individual/pdf/actonco2-calc-methodology.pdf
- IEA Heat Pump (2002). Closed Loop Ground-Coupled Heat Pumps. www.heatpumpcentre.org
- ISO 7730: 2006-Ergonomics of the thermal environment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria
- KAVANAUGH S.P., GILBREATH C., KILPATRICK J. (1995). COST CONTAINMENT FOR GROUND-SOURCE HEAT PUMPS. Final Report. <http://geoheat.oit.edu/pdf/tp72.pdf>
- KAZMANN R.G., (1971). Exotic uses of aquifers. Am. Soc. Civ. Eng. J. Hydraul. Div. 43, 582–587.
- MOHAMAD KHARSEH (2011). Reduction of Prime Energy Consumption by Ground Source Heat Pumps in a Warmer World. Doctoral Thesis. Lulea University of Technology. Suecia. ISSN: 1402-1544 / ISBN 978-91-7439-334-7. www.ltu.se
- SANNER B., NORDELL B. (1998), UTES with Heat pumps. IEA Heat Pump Newsletter, Vol. 16, N°2, p.10-14.
- SOGARI N., BUSO A., BOUTET Ma. L., BARANDA L. (2006). Análisis del comportamiento térmico de un prototipo de vivienda familiar de madera. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 10, N° 2. ISSN 0329-5184.
- TRNSNEA (2009). Datos Estación Transformadora (ET) del Bo. 17 de Agosto, Corrientes. Subsecretaría de Energía de la Provincia de Corrientes.

ABSTRACT: The simulation results performed on a wood house taken as a case study are described herein. The aim is to determine the configuration and/or optimal technique to improve the COP of a heat pump to reduce energy consumption in air conditioning. The theoretical and experimental thermal behavior of the wood house analyzed was studied in a previous work. An energy consumption pattern appropriate to the habits of a typical family of four persons was incorporated into the model. A heat pump coupled to ground was used as conditioning system. The study was performed by simulations using TRNSYS components and models included in the libraries of the program. To analyze the response of the system as a whole the implemented code was subjected to different scenarios that represent real physical situations. In order to compare the results and quantify energy costs, the base energy demand was determined as that obtained from the simulation in temperature control mode and taking into account the consumption pattern developed. The results show that, for the most favorable case of feeding the condenser with underground water at 20 °C, it can be expected a COP of 5.1 for the heat pump used. The average energy savings for the scenarios considered is in the order of 49%, which represents a reduction of 1.6 tonnes of CO₂ into the environment each year.

Keywords: BHE, heat pump, GCHP, thermal energy, energy efficiency.