

MODELADO TERMOHIDÁULICO DEL COLECTOR DE BAJO COSTO TIPO MANGUERA Y SU MEJORA PARA CLIMAS TEMPLADOS

Luis Juanicó y Nicolas Di Lalla
Centro Atómico Bariloche y Constituyentes
(8400) Bariloche, Río Negro

Recibido 14/08/13, aceptado 30/09/13

RESUMEN: Se presenta el modelado termohidráulico de un colector solar simple y económico (\$350 para familia tipo) basado en mangueras plásticas, y se discuten sus ventajas frente a los colectores planos. Se analiza como optimizar su desempeño mediante un nuevo diseño mixto. Este nuevo sistema podría funcionar bien aún en climas templados, como muestra su simulación térmica para Buenos Aires.

Palabras claves: colector solar plástico, bajo costo, autoconstrucción

INTRODUCCIÓN

Hoy en día el 90% de los colectores solares del mundo son de tubo de vacío y fabricados en China para países desarrollados. Su diseño cilíndrico y de bajas pérdidas térmicas es ideal para países de clima fríos y altas latitudes. En estos países con grandes mercados se ofrecen a precios asequibles (menos de 500 dólares) para el usuario. En cambio el escenario es completamente diferente en países en desarrollo con mercados incipientes, en dónde los precios de importación pueden triplicarse. Además, el precio final puede llegar a ser mucho más alto por varios factores:

- 1) Los costos de transporte de sistemas frágiles en países extensos y de baja densidad poblacional son altos, al igual que los de la instalación técnica requerida.
- 2) La percepción del riesgo es alta, debido a la ausencia de regulaciones y certificaciones, ausencia de seguros por granizo, desconocimiento del usuario, etc.

Podemos reconocer que hay barreras (más allá de las económicas) que impiden el desarrollo de los mercados solares en Latinoamérica, no solucionados por la mayor complejidad de las tecnologías líderes (*heat pipe*). Por otro lado, la demanda hogareña de agua caliente en países de clima tropicales o templados puede satisfacerse mediante colectores planos más económicos, dado a que trabajarán en bajos saltos de temperatura. Así, surgen fabricantes locales de colectores competitivos, pero estas barreras anteriores frenan o enlentecen su desarrollo. Aun hoy en nuestro país la mayoría de los usuarios no conocen a nadie que tenga un colector solar, y así la “rueda” nunca comienza a girar.

Mediante un enfoque holístico a este desafío se propone el desarrollo de colectores muy simples, de bajo costo y auto construibles. Se desarrolla un modelo termohidráulico del conocido “colector tipo manguera”. Se reconocen sus particulares características y se optimiza su desempeño con un diseño mejorado que puede funcionar bien aún en climas templados, llegando al 90% de Latinoamérica.

ANÁLISIS TERMOHIDRÁULICO DE COLECTORES SOLARES

Análisis conceptual de colectores convencionales planos

El diseño conceptual del colector plano (absorbedor placa con circuito parrilla recirculando con el tanque superior por convección natural, ver figura 1) se ha mantenido sin cambios desde su origen. En éste, el uso de muchos tubos paralelos es mandatorio para minimizar las pérdidas hidráulicas dada la pequeña presión impulsora, de sólo 3cm de columna de agua para un salto de 40°C y un tanque 2m elevado. El uso de tubos de cobre mejoraba la transferencia de calor y simplificaba la construcción de la grilla, dado que es sencillo soldar cada tubo fino a los dos gruesos colectores.

El colector “parrilla” es un diseño simple y pasivo, pero impone limitaciones a las oportunidades creadas por los nuevos plásticos, que permitirían sustituir la parrilla por un largo serpentín formado por un único tubo flexible (ver figura 2), pero esta configuración está prohibida dentro del esquema de convección natural por su altísima restricción hidráulica; por ejemplo una larga manguera de 100m es 10.000 veces más restrictiva que una grilla de 100 tramos paralelos de 1m. Por otro lado, la conformación de esta grilla mediante tubos plásticos no es conveniente por las numerosas uniones que implica. Pese a los enormes avances, todas las juntas plásticas se pueden clasificar en tres tipos:

- 1) Juntas de rebarba. Utilizada en los tubos más elásticos, como el polietileno de baja densidad (PEBD), brindan una unión de calidad baja y por lo tanto, no es adecuado para una rejilla múltiple. Además, se requiere numerosos acoples de cambio de sección para montar cada tubo delgado a ambos colectores.
- 2) Juntas roscadas. Utilizada en materiales más rígidos, como el PVC. Da una unión de buena calidad pero teniendo en cuenta el diseño parrilla, implica usar muchas juntas superpuestas (tipo unión doble roscada y de cambio de sección), aumentando el riesgo de fallo y los costos.
- 3) Termofusión. Los tubos de polietileno de alta densidad (PEAD) se pueden fusionar térmicamente brindando una unión excelente, pero su aplicación en una parrilla es engorrosa ya que requeriría soldar simultáneamente todos los tubos paralelos a cada colector de flujo.

En resumen, el uso de tuberías plásticas tiene fuertes limitaciones que anulan sus aparentes ventajas iniciales; el nuevo diseño deberá ser creado sobre un nuevo paradigma termo-hidráulico. Todo entusiasta solar alguna vez construyó un colector tipo figura 2, pero no obtuvo buenos resultados (y perplejo, observaba que la manguera al tanque se recalentaba). Su error (empírico) se basa en confundir temperatura con energía absorbida (que depende del caudal, bajísimo en este caso).

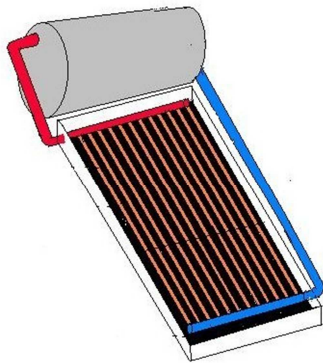


Figura 1. Figura esquemática de un colector plano convencional.

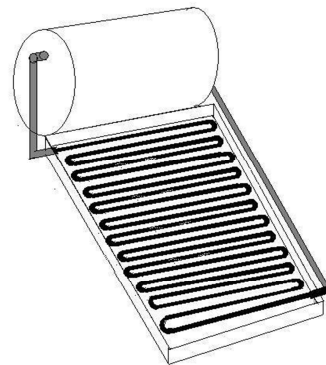


Figura 2. Dibujo esquemático de colector de serpentín único.

Eficiencia de colector plano versus colector acumulador

Muchos diseños de colectores tipo colector acumulador (CA) se han desarrollado recientemente (Juanicó, 2008; Juanicó, 2009; Juanicó, 2010) así como otros anteriores (Hay and Yellott, 1969). Sin embargo, lo que no ha sido reconocido ampliamente, es la mayor eficiencia que obtiene el colector acumulador (que calienta simultáneamente todo el inventario de agua) respecto de un colector convencional (que sobrecalienta una pequeña fracción), y este factor es clave para obtener colectores de bajo costo con eficiencia razonable. La eficiencia de todo colector (μ) suele ajustarse por una función lineal:

$$\mu = a_0 - a_1 (T_m - T_a) / I_n \quad (1)$$

donde a_0 es la eficiencia óptica, (obtenida si la temperatura media, T_m , es igual a la ambiente, (T_a), a_1 es el coeficiente de pérdidas y I_n es el flujo normal solar. En un colector plano, T_m viene dado por el promedio entre el valor de entrada fría (T_f), y de salida caliente (T_c). Siendo que el flujo circula sólo movido por esta diferencia, $\Delta T = T_c - T_f$, ésta puede alcanzar fácilmente los 40°C (Aranovitch, 1981). Consideremos como caso de estudio un colector convencional con $T_a=10^\circ\text{C}$, $T_f=30^\circ\text{C}$ y $\Delta T=40^\circ\text{C}$. De aquí, $T_c=70^\circ\text{C}$ y entonces $T_m=50^\circ\text{C}$, obteniendo $T_m-T_a=40^\circ\text{C}$ para ec. (1). Por otro lado, para un colector tipo colector acumulador equivalente, $T_m=30^\circ\text{C}$ siendo que $T_f=T_c=T_m$ y de aquí se deriva que $T_m-T_a=20^\circ\text{C}$, siendo ésta la mitad del anterior. Por lo tanto, de acuerdo a ec.(1), su eficiencia será considerablemente mayor que un colector plano de similar calidad. Aunque esta comparación sólo se puede cuantificar determinando los valores de (a_0 , a_1), es evidente que esta tendencia será mayor para colectores de baja calidad (con mayores a_1) como los utilizados en los países en desarrollo. Las Tablas 1 y 2 muestran los valores bibliográficos (Aranovitch, 1981; Tsilingiris, 1999) de estos parámetros para estos dos tipos de colectores, en el que la eficiencia es la figura de mérito. El uso del colector acumulador muestra una mejora de hasta el 200% para los colectores sin cubierta y de 38% para los de cubierta doble.

Tipo de Cubierta	a_0	a_1 (W/m ² °C)	Eficiencia ¹ (%)
Desnudo	0.85	18	-0.35
Simple	0.80	8	0.27
Doble	0.75	5	0.42

Tabla 1. Parámetros de colector plano, $T_a=10^\circ\text{C}$, $T_f=30^\circ\text{C}$, $T_m=50^\circ\text{C}$, $I_n=600\text{W/m}^2\text{°C}$.

Tipo de Cubierta	a_0	a_1 (W/m ² °C)	Eficiencia ² (%)	Mejora ²⁻¹ (%)
Desnudo	0.85	18	0.25	200
Simple	0.80	8	0.53	96
Doble	0.75	5	0.58	38

Tabla 2. Parámetros de colector acumulador, $T_a=10^\circ\text{C}$, $T_f=30^\circ\text{C}$, $T_m=50^\circ\text{C}$, $I_n=600\text{W/m}^2\text{C}$.

COLECTORES DE MANGUERAS PLÁSTICAS

Se estudia un colector formado por una larga manguera de PEBD de gran diámetro, conectada en serie entre la red de agua y el consumo y completado con una o varias capas enrolladas de plástico transparente (film de PET, botellas PET o film de PEBD con burbujas de aire, 2\$/m²) apoyada sobre el techo (ver figura 3). De esta manera se obtienen varias ventajas:

- 1) Se propone una tercera opción al dilema entre convección forzada o natural. Utilizando la presión de red como fuerza impulsora (unas 500 veces mayor), permite el uso de esta configuración altamente restrictiva.
- 2) Se elimina el tanque y la placa absorbidora. Seleccionado una manguera de gran diámetro y longitud, se logra entregar el caudal requerido y se contiene todo el inventario de agua; se logra una alta eficiencia por su diseño tanque acumulador.
- 3) La manguera de PEBD absorbe las dilataciones térmicas, es de muy costo y su fabricación (con pintura negra de humo) proporciona una excelente captación del recurso solar. Además proporciona gran robustez mecánica y durabilidad.
- 4) El número de uniones hidráulicas es minimizado, mejorando la confiabilidad del sistema.

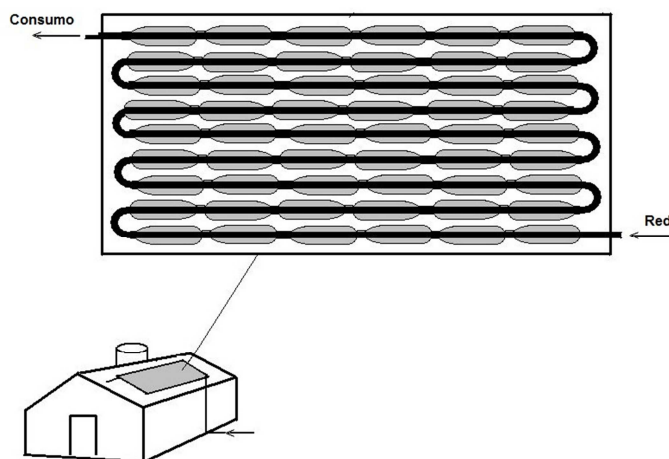


Figura 3. Esquema del colector sobre el techo.

MODELADO TERMOHIDRÁULICO

Modelo hidráulico

Optimizar el comportamiento hidráulico es clave para proporcionar el flujo de agua deseada. Se calcula el caudal máximo cuando la presión suministrada por la red se equilibra con todas las caídas de presión, calculada como la suma de las pérdidas concentradas y distribidas en relación a su velocidad media, V , la longitud (L) y el diámetro (D), y los coeficientes de pérdidas concentradas (K_c) y de fricción (f) (White, 2006):

$$\Delta p = \frac{1}{2} \left(K_c + f \frac{L}{D} \right) \rho V^2 \quad (2)$$

El coeficiente de fricción f se calcula con el número de Reynolds del flujo ($Re=VD\rho/\nu$), siendo ν la viscosidad dinámica y ρ la densidad del fluido; para flujos turbulentos se aproxima (White, 2006):

$$f = 0.31 \text{ Re}^{-0.25} \quad (3)$$

Por otra parte K_c se relaciona con la geometría; para una manguera de 100 m sobre un techo de 10 metros y doblada con una curva de radio largo ($K_c=2$), se obtiene un total $K_c=20$. Siendo este valor mucho menor que ($f L/D$) los resultados son independientes de la disposición elegida. Tabla 3 muestra el caudal para diferentes diámetros; un rollo de 100 m de 1,5" es la elección más simple equilibrando el comportamiento hidráulico, el área normal solar ($D*L$), los costes y el volumen (106

litros). Una manguera más delgada (de volumen equivalente) se calienta muy rápidamente pero proporciona un bajo caudal, y una más gruesa da una pequeña área solar. Como regla general, los diámetros entre 1" y 1,5" son adecuados para un sistema simple, proporcionando suficiente caudal con una modesta presión de 0.6 bar. Por supuesto no existe una solución única dependiendo de varios factores, como presión de red, recurso solar y patrón de uso. Por ejemplo, para una escuela diurna no es práctico para mantener el agua caliente durante la noche con un gran diámetro, pudiéndose utilizar mangueras finas de rápido calentamiento.

Destacamos la alta flexibilidad de este diseño. Por ejemplo, si se elige una manguera delgada (¾") y se obtiene un caudal bajo, se podría dividir en dos líneas paralelas de 200m para obtener un adecuado caudal (19 l/min). La Tabla 4 ilustra diferentes configuraciones basadas en rollos 100 m conectados en paralelo con la intención de lograr alto flujo y alta área solar. Esta configuración permite usar la manguera más delgada para maximizar la superficie o por el contrario la de mayor diámetro para reducir costos.

Diámetro	Largo (m)	flujo máximo (l/min)	área solar (m²)	Precio (\$)
2"	56	212	3.3	360
1½"	100	84	4.6	300
1¼"	144	45	5.6	500
1"	224	20	6.8	600
¾"	400	6.6	9.8	800

Tabla 3. Sistemas equivalentes (106 litros) con diferentes diámetros y 0.6 bar.

Diámetro	Nº líneas (#)	caudal máximo (l/min)	Inventario (l)	área solar (m²)	Precio (\$)
½"	9	43	106	15.6	1,200
¾"	4	56	106	9.8	900
1"	2	60	95	6.1	500

Tabla 4. Configuraciones con múltiples rollos de 100 m en paralelo y 0.6 bar.

Modelado térmico

El modelado térmico es clave para diseñar un colector de desempeño balanceado: debe proporcionar un calentamiento útil en invierno pero también evitar el sobrecalentamiento estival. Estas condiciones límites son las que han llevado a desestimar estos colectores en el pasado, largamente propuestos en forma empírica por "entusiastas solares". Se describe la trayectoria aparente del sol para calcular su flujo normal (I_n). Para un cilindro cuya generatriz se orienta norte-sur, su superficie normal S_n al sol es independiente del ángulo solar azimutal (ψ) y es función sólo del ángulo de altitud (α) y de inclinación del techo (β) por:

$$S_n = DL \sin(\alpha + \beta), \text{ si } \alpha > 0 \text{ (durante el día), ó } S_n = 0 \text{ si } \alpha < 0 \text{ (durante la noche)} \quad (4)$$

donde para cada hora (t) de un dado día (d), la altitud α en una cierta localidad de latitud () teniendo un ángulo de declinación δ , se puede calcular a través de las ecuaciones (5-11):

$$\delta = 23.45 \sin(360(d-81)/365) \quad \text{para } d = 1, 2 \dots 365 \quad (5)$$

$$\psi = 360^\circ t/24h - 180^\circ \quad \text{para } 0 < t < 24h \quad (6)$$

$$C_1 = \sin() \sin(\delta) \quad (7)$$

$$C_2 = \cos() \cos(\delta) \quad (8)$$

$$S_1 = C_1 + C_2 \cos(\psi) \quad (9)$$

$$S_2 = \sqrt{1 - C_1^2} \quad (10)$$

$$\alpha = \arctan(S_1/S_2) \quad (11)$$

de aquí podemos calcular la potencia solar "ideal" P_{irrad} recibida por el colector en cada instante:

$$P_{\text{irrad}} = S_n I_n \quad \text{si } \alpha > 0 \quad (12)$$

La energía absorbida y perdida vienen dadas por la ec. (1). De aquí, la potencia neta ganada es:

$$P_{\text{net}} = P_{\text{irrad}} \mu = S_n I_n (a_0 - a_1(T - T_a)/I_n) \quad (13)$$

De aquí, la ecuación dinámica de balance de energía se puede calcular numéricamente aproximando la tasa de variación de temperatura por su incremento diferencial ($T_n - T_{n-1}$) en el paso infinitesimal enésimo de tiempo (Δt), como:

$$mc_p \frac{dT}{dt} \approx mc_p \frac{T_n - T_{n-1}}{\Delta t} = P_{net} \quad (14)$$

Donde m y c_p son la masa y capacidad calórica del agua. De aquí, la temperatura del colector en el enésimo paso temporal puede despejarse:

$$T_n = \frac{S_n a_0 I + DL a_1 T_a + \frac{mc_p T_{n-1}}{\Delta t}}{\frac{mc_p}{\Delta t} + DL a_1} \quad (15)$$

De aquí puede simularse numéricamente utilizando esta ecuación durante el día ($\alpha > 0$), modificada durante la noche ($S_n = 0$) y fijando $T = T_a$ como condición inicial antes del amanecer. Para los fines de este estudio podemos aproximar la irradiancia solar (I) como constante a lo largo del día más allá de cambios atmosféricos, para calcular con las ecuaciones anteriores el flujo normal al colector, I_n . Podemos estimar I utilizando los promedios diarios del mapa solar Argentino de irradiancia "G" (Righini et al, 2005) en superficie horizontal considerando un colector en esa posición, y luego utilizaremos este valor para calcular su desempeño en otras posiciones. Por supuesto, el G medido involucra otros términos además de radiación directa, como la irradiancia reflejada y la difusa, pero de este modo aproximamos mejor el balance térmico global, que es el objetivo aquí.

CARACTERIZACIÓN EXPERIMENTAL

Para poder estimar el rendimiento del colector, necesitamos caracterizar sus parámetros (a_0 , a_1). Para esto realizamos una serie de ensayos en Salta midiendo en días claros la irradiancia recibida con un solarímetro fotovoltaico de mano, y midiendo la curva diaria de temperatura con termocuplas tipo K, en tramos cortos de manguera de PEBD de distintos diámetros y recubrimientos como se aprecia en la figura 4. Medimos varios recubrimientos (diversas botellas PET) pero seleccionamos finalmente el film de PEBD con burbujas de aire por su fácil armado. En otro trabajo presentado aquí describimos sus propiedades ópticas y térmicas. Resumiendo aquí, los parámetros de un colector de este tipo según el número de capas aislantes enrolladas se presentan en Tabla 5.



Figura 4. Facilidad experimental con manguera de 1/2", 1" y 1.5".

N° capas	a_0	a_1 (W/m ² °C)
0	0.91	21.0
1	0.85	16.9
2	0.80	14.0
3	0.75	11.6
4	0.70	10.0

Tabla 5. Parámetros del colector según el número de capas aislantes.

Estudio en clima cálido (Salta)

Estudiaremos en tres estaciones la evolución (sin consumo) de una manguera de 1" con doble capa aislante sobre un techo 20° inclinado en Salta (25°S, ver Tabla 6) en figura 5. Se observan diferentes tendencias: 1) rápido calentamiento matinal; 2) escaso calentamiento durante la tarde con altas temperaturas; 3) enfriamiento rápido nocturno.

Estos comportamientos se pueden entender mejor considerando la eficiencia, en figura 6. El colector comienza con una impresionante eficiencia (80%) y alcanza la temperatura útil (40°C) con buen promedio (57%), pero luego se reduce drásticamente durante el resto del día, lo cual se explica (ver ec. (1)) por el elevado salto térmico. Las eficiencias negativas explican el enfriamiento vespertino, acentuado durante la noche. Podemos reconocer dos comportamientos yuxtapuestos: su gran área y alta eficiencia dan un rápido calentamiento matinal, y por el otro causan un muy rápido enfriamiento nocturno. Notamos además, que se pueden originar peligrosos sobrecalentamientos estivales si no hay consumo. Estas debilidades intrínsecas han cimentado el concepto, fuertemente arraigado, de que este sistema no puede ser considerado seriamente. Utilizaremos aquí este modelo para analizar diversas estrategias que resolver estos desafíos.

Fecha	G (kWh/m ²)	I (W/m ²)	T_a (C)
1° enero	5.5	650	30 ± 5
21° marzo	4.0	580	25 ± 5
1° julio	3.0	670	20 ± 5

Tabla 6. Parámetros del modelo en Salta, (25° S).

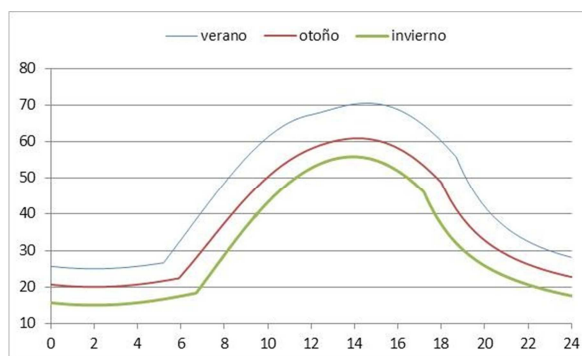


Figura 5. Evolución diaria de I'' con doble aislación, ciudad de Salta.

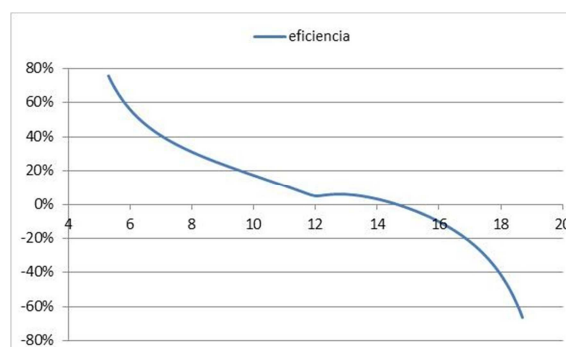


Figura 6. Eficiencia para caso verano.

Colector con aislación reforzada.

Analizaremos el reforzamiento de la aislación para reducir el enfriamiento nocturno. Tabla 7 compara el comportamiento estival para el caso anterior de 1'' aislada con 1 y 4 capas. Observamos que la aislación reforzada mejora el desempeño nocturno pero también refuerza el sobrecalentamiento a niveles peligrosos para la integridad de la manguera.

N° capas	T 10am (°C)	$T_{m\acute{a}xima}$ (°C)	T ocaso (°C)	T 8pm (°C)	T 12pm (°C)
1	59	67	52	39	27
4	64	77	64	49	31

Tabla 7. Resultados para verano con 1'', $\beta=20^\circ$ en Salta.

Optimización del diámetro

Estudiamos el uso de mangueras de mayor diámetro para: 1) reducir el enfriamiento nocturno, por aumento de la inercia térmica y reducción del área; 2) reducir el sobrecalentamiento estival por los mismos motivos. La Tabla 8 ilustra el comportamiento en verano e invierno de diferentes diámetros con doble aislante. Se observa que el tubo de máximo diámetro disponible en plaza (PVC de 6,75'' o 165mm) entrega temperaturas útiles pasada la medianoche en verano; sin embargo en invierno apenas alcanza temperaturas útiles. La manguera de 1.5'' o el tubo de 4,5'' (110mm) pueden ser la mejor solución de compromiso, y además no causa sobrecalentamientos excesivos durante el verano. Aunque el área de captación de este tubo grueso es escasa, basa su buen desempeño en la excelente eficiencia con la que integra durante el día la captación:

considerando la ec. (1), su bajo salto de temperatura le permite alcanzar una eficiencia promedio en el día de 40% (contra 15% de 1").

Por otro lado, si quisiéramos optimizar el desempeño diurno en casos límites, como ser días nublados invernales (*, con G/2), deberíamos considerar el uso de mangueras finas sin aislación para alcanzar temperaturas útiles a partir de su excelente captación "óptica". Tabla 8 muestra que mangueras de 1/2" desnudas logran muy buenos resultados diurnos debido a su gran área de captación y por otra parte elimina el peligroso sobrecalentamiento estival; este objetivo se logra a costa de sacrificar su desempeño durante las horas de la tarde, penalizado por un rápido enfriamiento.

Diámetro	T 10am (°C)	T máxima (°C)	T ocaso (°C)	T 8pm (°C)	T 12pm (°C)
1/2"	66/49	72/58	51/43	35/22	26/16
1/2" *	60/33	64/38	46/31	30/21	26/16
1"	61/43	71/56	56/46	42/26	28/18
1.5"	57/39	67/54	58/48	47/30	31/20
4.5"	42/28	58/43	57/43	53/36	42/28
6.75"	38/25	53/38	52/38	50/34	44/29

Tabla 8. Resultados diferentes diámetros verano/invierno, $\beta=20^\circ$ en Salta.

DISEÑO MEJORADO: EL COLECTOR MIXTO

El análisis anterior nos conduce al diseño mejorado de colector mixto ilustrada en la figura 7. Este diseño busca balancear y optimizar el desempeño tanto nocturno como diurno y evitar además el sobrecalentamiento estival. Así, proponemos un colector formado por 3 líneas paralelas:

- 1) Una línea fina (1/2") desnuda, diseñada para maximizar el desempeño matinal en condiciones límites (días nublados invernales). Evita el sobrecalentamiento estival por su baja aislación y gran área de disipación.
- 2) Una línea media (1.5") doble aislada diseñada para ser un sistema versátil; proporciona agua caliente durante todo el día y parte de la noche. Evita el sobrecalentamiento estival por su relativa gran inercia térmica y mayor robustez.
- 3) Una línea gruesa (6.75") muy aislada, diseñada para maximizar el uso nocturno.

Este sistema funcionaría mediante el agregado de un termostato en cada línea, de esta forma aseguramos que sólo entreguen agua caliente. Esta capacidad se puede mejorar mediante electroválvulas comandadas por un micro-controlador de bajo costo (\$500 todo el sistema), que monitorearía la temperatura de cada línea y decidiría cuál abrir para satisfacer la demanda.

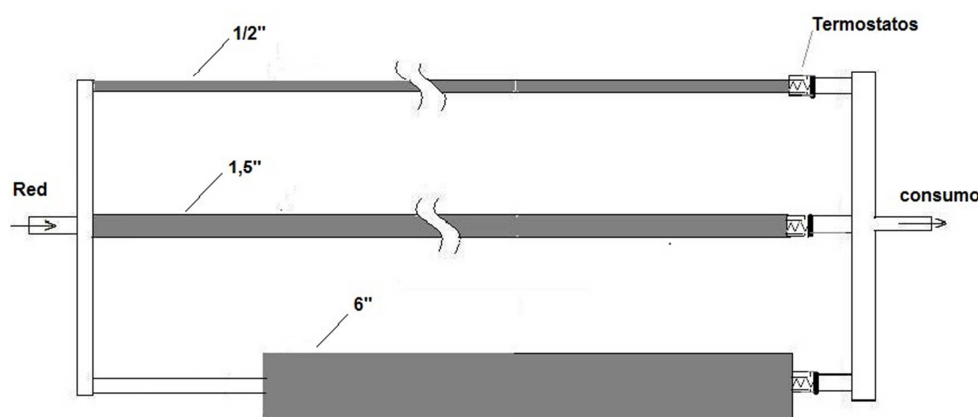


Figura 7. Esquema del sistema mixto.

Sistema mixto en clima templado

Estudiaremos el sistema mixto en una locación de clima templado de latitud media, Buenos Aires (38°S, ver Tabla 9). Con cuestiones de espacio limitaremos los resultados al sistema optimizado según el número de capas aislantes, diámetros y ángulo del techo. Se estudió este último factor, concluyendo que $\beta < 30^\circ$ son desaconsejados.

Tabla 10 compara un techo inclinado 40° con otros vertical y horizontal. Para este último (casas con terrazas), se recomienda directamente usar el colector vertical formado por tubos rígidos de PVC de 3" y 4.5". Un tubo 110mm de PVC cuesta \$85 y

contiene 40 litros; para sistemas grandes puede sustituirse por manguera de PEAD que cuesta 12\$/m y al ser flexible, reduce el número de uniones. Observando los resultados de Tabla 10 concluimos que un sistema mixto tiene un desempeño considerablemente mejor que el sistema simple de 1.5". La línea de ½" proporciona agua muy temprano en la mañana, y la línea gruesa de 4.5" proporciona agua hasta la medianoche casi todo el año.

Día	G (kWh/m ²)	I (W/m ²)	T_a (°C)
1° enero	6.5	750	30 ± 5
21° marzo	4.5	750	22 ± 5
1° julio	2.0	680	15 ± 5

Tabla 9. Parámetros para Buenos Aires (38°S).

Diámetro	β	N° capas	T 10am (°C)	$T_{máxima}$ (°C)	T 8pm (°C)	T 12pm (°C)
½"	40°	0	66/43	69/48	37/16	26/11
1.5"	40°	2	66/37	75/52	58/25	33/15
4.5"	40°	4	47/23	67/41	64/34	52/27
½"	90°	0	52/46	65/50	40/16	26/11
1.5"	90°	2	58/41	69/56	58/27	33/15
4.5"	90°	4	45/26	60/44	57/36	48/29
½"	0°	0	59/27	67/34	32/16	26/11
1.5"	0°	2	54/22	70/34	44/20	30/14
4.5"	0°	4	39/17	57/26	53/23	44/20

Tabla 10. Sistema mixto optimizado con $\beta=40^\circ$, 0° y 90° en verano/invierno en Buenos Aires.

CONCLUSIONES

Se desarrolló un modelo termo-hidráulico de colectores manguera tipo colector acumulador, mediante el cual se analizan analíticamente las particularidades de este diseño. Se logra así resolver en gran medida sus tradicionales problemas (sobrecalentamiento estival y enfriamiento nocturno) mediante la optimización de los parámetros del colector. Además, el uso de un diseño mixto original, permitiría extender el uso de estos sistemas a climas templados de latitud media con muy buenos desempeños. En este sentido, creemos que éste podría impulsar toda una nueva generación de colectores baratos y simples pero de gran eficacia, utilizando nuevos materiales plásticos desde una base sólida de conocimiento.

Agradecimientos

A la empresa Du Pont Argentina por el apoyo económico recibido mediante el Premio Nacional Du Pont-Conicet a las Energías Limpias 2009.

REFERENCIAS

- Aranovitch, E. Heat transfer processes in solar collectors. *Energy and Building*. Vol. 3, 1981, 31-47.
- Juanicó, L. A new design of roof-integrated water solar collector for domestic heating and cooling. *Solar Energy*, Vol. 82 (6), 2008, 481-492.
- Juanicó, L. A new design of configurable solar awning for managing cooling and heating loads. *Energy and Buildings* Vol. 41 (12), 2009, 1381-1385.
- Juanicó, L. New Design of Solar Roof for Household Heating and Cooling. *Int. Journal of Hydrogen Energy*, Vol. 35 (11), pp. 5823-5826, 2010.
- Hay, H. J. Yellott, International aspects of air conditioning with moveable insulation, *Solar Energy*, 12 (4) (1969) 427-430.
- Righini R., H. Grossi Gallegos and C. Raichijk. Approach to drawing new global solar irradiation contour maps for Argentina. *Renewable Energy*, Vol. 30, 2005, 1241-1255.
- Tsilingiris, P. T. "Towards making solar water heating technology feasible — the polymer solar collector approach". *Energy Conversion and Management*, Vol. 40 (12), 1999, 1237-1250.
- White, F. *Fluid Mechanics*, 6th ed., McGraw-Hill, New York, 2006.

ABSTRACT

Thermohydraulic modeling of simple and economical solar collector based on plastic hoses is presented (50 dollars for a single-family unit), and their advantages over flat solar collectors are discussed. We analyze how to optimize their performance through a new mixed design. This new system could work well even in temperate climates, as shown by its thermal simulation to Buenos Aires.

Keywords: water-pond plastic solar collector, low cost.