



UNIVERSIDAD NACIONAL DE SALTA

Facultad de Ciencias Exactas

Doctorado en Ciencias- Área Energías Renovables

**Desarrollo de modelos analíticos para el estudio de colectores  
acumuladores integrados bajo distintas condiciones climáticas  
y de demanda de agua**

Tesista: MSc. Jorge Raúl Barral

Directora de Tesis: Dra. Graciela Lesino

Salta,

ARGENTINA

2023



A Laura, Rosario y Paula



## AGRADECIMIENTOS

La escritura de esta Tesis ha sido un importante desafío y a su vez una enorme experiencia personal, pero no hubiera sido posible sin la colaboración y el apoyo de muchas personas, a quienes debo agradecer profundamente.

En primer lugar, agradezco a la Dra. Graciela Lesino por su supervisión. Ha sido este un largo trabajo y su paciencia y consejo permanente me ha permitido crecer científicamente. Me dio libertad para realizar mis investigaciones en forma independiente pero siempre marcándome los caminos correctos a seguir y los errores a evitar.

También debo agradecer al Dr. Byard D. Wood, quien me formara en los fundamentos básicos de los sistemas de calentamiento de agua mediante energía solar, y me instruyera sobre la responsabilidad que tenemos los profesionales de las energías renovables en el compromiso para preservar un planeta sostenible. Espero con esta Tesis haberle cumplido esa última parte.

Un agradecimiento especial para el Lic. Amílcar Fasulo, que con su generosidad y absoluto desinterés, contribuyó al desarrollo del Grupo de Energía Solar (GES) de la Universidad Nacional de Río Cuarto (UNRC), aportando con su experiencia al desarrollo de importantes actividades experimentales, muchas de las cuales dan un sustancial soporte a este trabajo.

Debo agradecer también a mis compañeros de ruta en el GES, los ingenieros Adaro, Galimberti, Garnica, Lucchini, Stoll y la ingeniera Lema. Son evidentes sus aportes en este trabajo de Tesis. Además de ello, muchos años compartidos de interminables discusiones con mucho entusiasmo y sus valores personales y agradable compañía han sido, y siguen siendo, el motor que invita a continuar aportando en el desarrollo de la Energía Solar en la UNRC.

En el camino también, han sido muchos años de encuentro con innumerables amigos/as de la Asociación de Energías Renovables y Ambiente (ASADES), que nombrarlos a todos/as aquí sería imposible, pero cada uno/a sabe cuánto los aprecio. En las reuniones de la Asociación han sido presentados varios de los artículos que sostienen esta Tesis y

se agradecen todas las constructivas observaciones recibidas por los evaluadores, editores y asistentes a las sesiones.

También mi agradecimiento para los miembros del Jurado de Tesis, Dra Rita Abalone, Dr. Cardón y Dr. Arturo Busso, cuya revisión exhaustiva, acertadas observaciones y valiosos comentarios mejoraron mucho la calidad de este escrito. Y por supuesto, agradecer la paciencia de la Comisión de Doctorado de la UNSa, esperando las correcciones de esta Tesis.

Mención especial debo hacer a todo el sistema educativo público y gratuito provincial y nacional en el que fui educado y especialmente a la UNRC que me formó profesionalmente y me apoyó en todo mi camino de perfeccionamiento.

A mis amigos, que me brindan su afecto, apoyo y cariño, con quienes comparto las horas de distensión y alegría fuera de mi trabajo. Especial mención a los que ya no están físicamente, pero sí dentro de mi corazón.

A mis padres, el agradecimiento eterno por todo lo que me han dado. Más allá de su cariño, me inculcaron el cultivo de los buenos valores, la cultura del esfuerzo, el trabajo y la tenacidad para perseguir los objetivos de la vida.

Y el más grande agradecimiento a mi esposa Laura y a mis hijas Rosario y Paula. Su amor, paciencia y comprensión no tienen medida. Son todo para mí.

## RESUMEN

Los colectores con acumulación integrada son equipos que realizan la absorción de energía radiante y el almacenamiento de energía en el mismo componente, que se encuentra separado del medio exterior por un sistema de cubierta transparente. Esta concentración de funciones que los hace más económicos que los sistemas tradicionales, es a su vez la que les ocasiona unas pérdidas nocturnas relativamente altas.

Se presentan en esta Tesis los estudios experimentales y analíticos de distintos modelos de colectores con acumulación integrada, llevados a cabo con el objeto de comprender en detalle su funcionamiento, y poder así desarrollar modelos físicos matemáticos que sirvan para correr simulaciones anuales que muestren las capacidades de estos equipos para satisfacer demandas domiciliarias de agua caliente.

Estas investigaciones fueron llevadas adelante durante varios años, comprendiendo trabajos realizados en distintas instituciones, pero mayormente en el Laboratorio del Grupo de Energía Solar de la Universidad Nacional de Río Cuarto, Argentina. De la mayoría de los equipos estudiados fueron construidos prototipos, los cuales se instrumentaron convenientemente para poder seguir la evolución de las variables involucradas en su funcionamiento, principalmente las temperaturas en distintos puntos de los equipos, como así también se midieron las variables climáticas y el flujo de agua que se les demanda. Los modelos experimentados fueron de tipo tubular, monotanque con recubrimiento de policarbonato alveolar, bitanques con superficies reflectantes internas, equipos con el absorbedor-almacenador de perfil oval y de perfil rectangular.

Por otro lado, cada unidad fue estudiada analíticamente en profundidad para poder hacer representaciones termodinámicas y estudios de pérdidas de calor interrelacionando cada una de sus partes. Se trabajó también la incidencia de la radiación solar, las otras variables climáticas y la demanda de agua caliente de los usuarios en función del tiempo. Luego, combinando estos elementos se modelaron físicamente los equipos para poder confeccionar algoritmos computacionales que permitieran la simulación de los procesos que estos equipos ejecutan. Los modelos fueron validados comparando los resultados simulados con los datos reales de los experimentos y verificando su congruencia dentro de márgenes razonables.

En la búsqueda de determinar el tamaño apropiado de cada equipo para el desempeño que de él se espera para cada clima, otra variable muy importante que fue

estudiada especialmente, fue la relación Volumen/Área. Se inició este estudio con los colectores tubulares, para luego utilizar una norma internacional para comparar el comportamiento de dos equipos con distintas relaciones Volumen/Área.

Los resultados de las simulaciones fueron representados gráficamente y en tablas para poder analizar su comportamiento y realizar las comparaciones relativas a los tipos de extracciones de agua, la influencia del clima y la relación volumen/área en la performance de los equipos. Los resultados mostraron que es válida la representación de los equipos mediante el modelo de nodos isotérmicos, que la fracción solar es el medio idóneo para comparar las performances de los sistemas, y que tanto la fracción solar como la relación volumen/área permiten determinar la factibilidad de aplicación de estos equipos para los distintos tipos de clima.

## ABSTRACT

The integral collector storage systems are units that perform the absorption of radiant energy and accumulation of energy in the same component, which is separated from the exterior ambient by a glazed cover system. This concentration of functions that make them economical compared with the traditional systems is on the other hand a problem because it causes relative high nocturnal heat losses.

This Dissertation presents the experimental and analytical studies performed over different models of integral collector storage units, in order to understand their behaviours in detail. This knowledge allowed to develop mathematical physical models, which were useful to run annual simulations that showed the capacity of these systems to satisfy the domestic hot water demands.

The research activities were developed during many years, comprising works performed in different Universities, but mainly at the Solar Energy Group of the National University of Río Cuarto, Argentina. Prototypes were made for most of the studied models, which were conveniently instrumented to measure and follow the evolution of the variables involved in their functioning. In this way, temperatures in different parts of the units, climatic variables, and mass flow rate were measured over the time. The models studied were the following: tubular units, units of only one tank covered by alveolar polycarbonate, units with two tanks and inner reflective surfaces, units with an oval absorber-accumulator component, and units with a rectangular absorber-accumulator component.

On the other hand, each unit was deeply analytically studied to make thermodynamic representations and heat loss studies relating the parts of the unit each other. A profound work was made over the incident solar radiation, other climatic variables and the hot water demand from the users, all as a function of time. Then, combining all these elements, the integral collector storage systems were physically modelled, in order to make computational algorithms that allow to run simulations of the processes these units execute. The models were validated by comparing the simulated results with the real experimental data, by verifying their congruence in a reasonable margin.

Looking for the determination of the appropriate size for each type of unit, thinking in the duty for their assigned, in accordance to the demand and climate, another important design variable was identified, which is the relation Volume/Area. Its study

was initiated with the tubular type, and then, an international standard was used to compare the behaviour of two units with different Volume/Area relation.

The results of the simulations were graphically represented by plots, and explained in tables, to analyze the thermal behaviour for each case and make the appropriate comparisons related to the water extractions, the influence of the climate and the relation Volume/Area on the units performance. The results showed that it is valid the analysis of the units by means of the isothermal nodes model, that the Solar Fraction is the suitable parameter to compare the performance of the systems, and that both the Solar Fraction and the relation Volume/Area allow to determine the application feasibility of these systems for different types of climates.

## ÍNDICE

.....	Página
AGRADECIMIENTOS .....	v
RESUMEN .....	vii
ABSTRACT .....	ix
LISTA DE TABLAS .....	xv
LISTA DE FIGURAS .....	xvii
NOMENCLATURA .....	xxi

## CAPÍTULO

.....	Página
1 INTRODUCCIÓN	
1.1 Sistemas de calentamiento de agua mediante energía solar .....	1
1.2 Colectores solares con acumulación integrada .....	4
1.3 Problemas que plantean los colectores con acumulación integrada .....	7
1.4 Alcances de este estudio y objetivos de la investigación.....	9
1.5 Descripción general de la Tesis .....	12
2 REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA	
2.1 Breve introducción histórica y situación actual de los CAI .....	15
2.2 Distintos tipos de Colectores con acumulación integrada y su estudio ....	17
2.3 Su fabricación, aspectos económicos y ambientales .....	20
2.4 Almacenamiento, Estratificación y Mezclado .....	23
2.5 Enfriamiento nocturno y resistencia al congelamiento.....	25
2.6 Modelado y Simulación de los CAIs .....	27
2.7 Normas y ensayos y aplicables a los CAIs .....	29
3 MODELADO Y SIMULACIÓN DE LOS CAI	
3.1 La utilización de modelos físico matemáticos y la simulación de procesos.....	35
3.2 Modelado de Sistemas Térmicos .....	37

3.3	Tratamiento de la Radiación solar absorbida .....	43
3.4	Análisis de las pérdidas de calor .....	50
3.5	Desarrollo computacional de los modelos .....	55
3.6	Sobre las mediciones y la Validación de los modelos .....	59
4	<b>COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA TUBULARES</b>	
4.1	Descripción de los equipos y principio de funcionamiento .....	63
4.2	El origen de este estudio.....	63
4.3	Descripción del modelado del equipo .....	66
4.4	Simulación utilizando el programa TRNSYS .....	70
4.5	Resultados de las simulaciones del CAIT .....	74
4.6	Prototipo de CAIT desarrollado en la UNRC .....	77
4.7	Evaluación experimental y analítica del prototipo UNRC.....	81
4.8	Mejoramiento en el proceso de descarga y uso de energía auxiliar .....	86
5	<b>COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA MONOTANQUES</b>	
5.1	Introducción y primer prototipo construido .....	91
5.2	Combinación con un colector plano.....	95
5.3	Análisis de las pérdidas de calor de un CAIM .....	96
5.4	Estudios comparativos entre los equipos y con sistemas convencionales .....	98
5.5	Mejoramientos con la utilización de vidrio y superficies selectivas.....	100
6	<b>COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA DE DOS TANQUES Y CON SUPERFICIES REFLECTANTES INTERNAS</b>	
6.1	Motivación para la selección de un nuevo modelo y su estudio .....	103
6.2	Descripción del primer prototipo y principio de funcionamiento .....	104
6.3	Experimentación del primer prototipo - resultados sin descarga de agua.....	110
6.4	Estudio experimental de otros dos CAIBR .....	114
6.5	Ensayos con descarga de agua caliente .....	118
6.6	Modelado y simulación de los CAIBR .....	124

7	COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA DE PERFIL OVAL	
7.1	Motivación para el diseño del prototipo oval .....	133
7.2	Descripción del equipo y principio de funcionamiento .....	134
7.3	Evaluación térmica del comportamiento del CAIO.....	141
7.4	Modelado y simulación del Colector con Acumulación Integrada Oval	143
7.5	Comparación del uso del CAIO en distintos lugares de Argentina .....	147
8	REALIZACIÓN DE ENSAYOS NORMALIZADOS PARA EL ESTUDIO DE LA RELACIÓN VOLUMEN/ÁREA DE LOS CAIS	
8.1	La necesidad de normalizar y normas aplicables a los CAIs.....	153
8.2	Descripción de los aspectos técnicos de la IRAM 210004.....	155
8.3	El problema de la determinación de la relación Volumen/Área.....	158
8.4	Ejecución de los ensayos bajo norma de los equipos .....	160
8.5	Predicción del comportamiento energético anual de los equipos .....	164
9	CONCLUSIONES Y ESTUDIOS A FUTURO	
9.1	Aportes principales de la Tesis .....	169
9.2	Conclusiones de carácter general y recomendaciones .....	171
9.3	Líneas de trabajo futuras.....	174
	REFERENCIAS.....	177
	APPENDICES	
A	LISTADO DE PROGRAMA PARA UN CAIT .....	189



## LISTA DE TABLAS

Tabla .....	Página
4.1 Constantes a utilizar para el cálculo del número de Rayleigh .....	69
5.1 Resultado de comparación entre dos prototipos que utilizan colectores con acumulación integrada y un equipo termosifónico convencional.....	99
6.1 Seguimiento de las extracciones del CAI con cubierta de policarbonato .....	121
6.2 Seguimiento de las extracciones del CAI con cubierta de vidrio .....	122
7.1 Simulación de un CAIO: Calor útil, Fracción Solar y Eficiencia Media Mensuales para un AMT de la ciudad de Río Cuarto .....	148
7.2 Simulación de un CAIO: Calor útil, Fracción Solar y Eficiencia Media Mensuales para un AMT de la Ciudad Autónoma de Buenos Aires .....	149
7.3 Simulación de un CAIO: Calor útil, Fracción Solar y Eficiencia Media Mensuales para un AMT de la ciudad de Mendoza.....	149
7.4 Simulación de un CAIO: Calor útil, Fracción Solar y Eficiencia Media Mensuales para un AMT de la ciudad de La Rioja.....	150
7.5 Simulación de un CAIO: Calor útil, Fracción Solar y Eficiencia Media Mensuales para un AMT de la ciudad de Presidencia Roque Saénz Peña ....	151
7.6 Simulación de un CAIO: Calor útil, Fracción Solar y Eficiencia Media Mensuales para un AMT de la ciudad de Santa Rosa.....	152



## LISTA DE FIGURAS

Figura	Página
1.1. Esquema de dos modelos de Colectores con Acumulación Integrada.....	5
1.2. Disposición característica de un CAI en una vivienda en Argentina .....	10
2.1 Distintos modelos de CAI de la bibliografía internacional.....	18
2.2 Diseños para contrarrestar los efectos de enfriamiento nocturno .....	26
3.1. Interrelación entre componentes para crear un modelo de simulación.....	37
3.2. Principales ángulos solares .....	45
3.3. Pérdidas de calor que experimenta un CAI .....	51
3.4. Desviaciones absolutas para validar el modelo .....	61
4.1. Esquemas CAI tubular en una vista superior y una vista en corte.....	64
4.2. CAI tubular fabricado por SunEarth Inc. ....	65
4.3. Parámetros geométricos para la definición de la relación de aspecto $A'$ .....	69
4.4. Proceso de calentamiento de un CAIT sin extracciones con días soleados. ....	72
4.5. Simulación del funcionamiento de un CAIT con descarga de agua caliente... ..	73
4.6. Eficiencia y fracción solar en función del área para CAITs .....	74
4.7. Comparación de un requerimiento matutino y vespertino para un CAIT.....	75
4.8. Fracciones solares para CAITs de distinto volumen .....	76
4.9. Efecto del espesor del aislante en la Fracción Solar Anual de un CAIT .....	76
4.10. Efecto del espaciamiento tubos-cubierta transparente en la FS anual .....	77
4.11. Vista de un circuito de la superficie absorbidora-almacenadora del CAIT ...	78
4.12. Vista en corte del CAIT UNRC con su ángulo de montaje final.....	79
4.13. Colocación de aislantes en CAIT UNRC - Vista de frente.....	80
4.14. Vista trasera del CAIT UNRC. Circuito de agua doble de entrada y salida....	80
4.15. CAIT UNRC terminado - Vista de frente con la cubierta de policarbonato....	81
4.16. Circuitos de agua, válvulas y elementos de medición del CAIT UNRC .....	82
4.17. Temperaturas medidas en distintos tubos del CAIT UNRC en un ciclo diario .....	84
4.18. Temperaturas simuladas del CAIT UNRC para los tubos 1, 3 y 6 .....	86
4.19. Diagrama esquemático del control de temperatura para duchar una persona..	87
4.20. Comparación de la temperatura de salida entre programa original y modificado con mezclado y calor auxiliar, para un día templado-soleado.....	89

4.21. Comparación de la temperatura de salida entre programa original y modificado con mezclado y calor auxiliar, para un día frío-soleado .....	90
5.1 Vista exterior de un CAIM, tanque de almacenamiento y cañerías .....	92
5.2 Comparación de temperaturas entregadas por un CAIM, un equipo termosifónico artesanal y un equipo termosifónico comercial.....	94
5.3 Sistema combinado de un CAIM con dos colectores de placa plana.....	95
5.4 CAIM de 768 litros y esquema de nodos y distribución de termocuplas.....	97
5.5 Montaje de tres equipos analizados experimentalmente en simultáneo.....	98
6.1. Vista en corte del modelo STS-1 de Tripagnagnostopoulos et al. (2002).....	104
6.2. Determinación de la forma de la superficie reflectante.....	105
6.3. Corte transversal de los tanques del CAI bitanque con superficies Reflectantes e incidencia de radiación directa a 0°, 30° y 15° .....	106
6.4. Corte del CAIBR indicando entradas y salidas de agua y esquematizando la llegada de la radiación solar y pérdidas de calor .....	107
6.5. Estructura portante del CAIBR y montaje de tanques y aislantes.....	108
6.6. Vista posterior del CAIBR y primer prototipo finalizado.....	109
6.7. Posición de las termocuplas en el interior de los tanques del CAIBR .....	110
6.8. Temperaturas en 5 días de julio de 2006 del equipo sin descarga de agua ....	111
6.9. Temperaturas de entrada, salida e intermedias del CAIBR para tres días ....	113
6.10. Prototipos de CAIBR con distintas cubiertas y su sistema de medición.....	115
6.11. Posición de las termocuplas en un CAIBR y adquisidor de datos .....	116
6.12. Evolución de temperaturas en ambos prototipos sin descarga de agua .....	117
6.13. Comportamiento de salidas y entradas a los tanques de de un CAIBR con las sucesivas extracciones de agua .....	120
6.14. Comportamiento de las salidas y entradas a los tanques de un CAIBR durante sucesivas extracciones de agua .....	121
6.15. Esquema de la división en nodos de un CAIBR y representación de los flujos de calor de pérdidas.....	124
6.16. Comparación entre valores medidos y simulados en un CAIBR con cubierta de vidrio, durante el período de realización de extracciones .....	130
7.1. Vista en corte y comparación de CAIs con perfiles circular y oval.....	134
7.2. Medidas del perfil oval en mm.....	136
7.3. Vista en perspectiva de la mitad del tanque de perfil oval .....	138
7.4. Esquema de montaje de todas las partes del CAIO.....	139

7.5. Proceso de fabricación del CAIO. Soldadura del caño perforado para la entrada de agua fría.....	139
7.6. Proceso de fabricación del CAIO. Vista del tabique central y sus orificios para pasaje de agua en extremo opuesto a entrada y salida de agua.....	140
7.7. Esquema de la disposición de las termocuplas y otros componentes en el absorbedor-almacenador del CAIO .....	141
7.8. CAIO montado en la plataforma de medición del GES.....	142
7.9. Evolución de temperaturas dentro del CAIO. Radiación global sobre plano de la cubierta transparente y potencia transmitida al agua .....	143
7.10. Evolución térmica de cada uno de los 16 volúmenes del CAIO durante un período de calentamiento en un día del mes de julio de 2011 .....	144
7.11. Representación gráfica de las ganancias y pérdidas de energía consideradas para el modelado del CAIO.....	145
7.12. Comparación de datos simulados con datos medidos para un proceso de calentamiento del CAIO sin extracción de agua .....	146
7.13. Comparación entre las potencias medidas y simuladas del CAIO en función de la radiación solar recibida en la cubierta transparente .....	146
8.1. Perfiles de temperatura durante el proceso de extracción de agua caliente...	156
8.2. Esquema de diseño de absorbedor-almacenador para un CAI rectangular ..	159
8.3. Absorbedor-almacenador de CAIR en proceso de fabricación .....	160
8.4. Vista del panel de control de una máquina de ensayos múltiples.....	161
8.5. CAIO y CAIR montados sobre plataforma de ensayos .....	161
8.6. Curvas normalizadas de descarga para radiación diaria mayor a 16 MJ .....	162
8.7. Curvas normalizadas de descarga para radiación diaria menor a 16 MJ. ....	163
8.8. Curvas normalizadas de mezclado.....	164
8.9. Días cubiertos y no cubiertos en un año por el CAI con sección oval .....	165
8.10. Días cubiertos y no cubiertos en un año por el CAI con sección rectangular	165
8.11. Días en que se detuvo la descarga al llegar a menos de 40 °C el CAIO.....	167
8.12. Días en que se detuvo la descarga al llegar a menos de 40 °C el CAIR.....	167



## NOMENCLATURA

$A$	relación de aspecto, adimensional
$A_f$	área del fondo (parte de atrás) del CAI, m <sup>2</sup>
$A_s$	área de la superficie absorbedora, m <sup>2</sup>
$A_{tr}$	área del tanque que emite radiación, m <sup>2</sup>
$C_C$	constante para el cálculo del número de Nusselt, adimensional
$c_G$	calor específico de la cubierta de vidrio, kJ/kg C
$c_P$	calor específico del aire, kJ/kg C
$c_w$	calor específico del agua, kJ/kg C
$d$	espaciamiento entre la cubierta y la parte superior de los tubos de un CAIT, m
$D$	diámetro de los tubos ó tanques de un CAI , m
$\left(\frac{dT}{dt}\right)$	derivada de la temperatura respecto al tiempo, K/s
$e$	espesor del vidrio o del policarbonato, m
$F_{x-y}$	factor de configuración (radiación emitida por la superficie x interceptada por la superficie y), adimensional
$g$	aceleración de la gravedad, m/s <sup>2</sup>
$G$	radiación global horizontal por unidad de área, W/m <sup>2</sup>
$G_b$	radiación directa horizontal por unidad de área, W/m <sup>2</sup>
$G_d$	radiación difusa horizontal del cielo por unidad de área, W/m <sup>2</sup>
$G_{inc}$	radiación incidente sobre una superficie transparente, W/m <sup>2</sup>
$G_{refl}$	radiación reflejada por una superficie transparente, W/m <sup>2</sup>
$G_T$	radiación total por unidad de área incidente sobre una superficie inclinada, W/m <sup>2</sup>
$G_{trans}$	radiación transmitida a través de una superficie transparente, W/m <sup>2</sup>
$H$	irradiación solar diaria en la apertura del colector, MJ/m <sup>2</sup>
$\bar{h}_{t-a}$	coeficiente de transferencia de calor por convección promedio entre tanque y aire circundante, W/m <sup>2</sup> K
$h_{c, t-c}$	coeficiente de transferencia de calor por convección entre superficie absorbedora-almacenadora y cubierta, W/m <sup>2</sup> K
$HR$	humedad relativa, %
$h_w$	coeficiente de transferencia de calor por convección por viento, W/m <sup>2</sup> K

$i$	subíndice para indicar escalón de tiempo, adimensional
$k$	conductividad térmica, W/m K
$K$	coeficiente de extinción de la superficie transparente, $m^{-1}$
$k_a$	conductividad térmica del aire, W/m K
$L$	longitud en general, longitud característica, m
$L_f$	espesor de aislante del fondo del CAI, m
$L_H$	longitud característica de una casa para el cálculo de $h_w$ , m
$\dot{m}$	flujo másico, kg/s
$\dot{m}_C$	flujo másico de agua fría, kg/s
$\dot{m}_O$	flujo másico del agua de salida de un CAI, kg/s
$\dot{m}_T$	flujo másico total utilizado para una ducha, kg/s
$M_{dem}$	masa de agua caliente demandada por una casa, diaria, mensual o anual, kg
$M_G$	es la masa del vidrio de la cubierta, kg
$M_w$	la masa de agua contenida en un tanque, kg
$N$	número de tubos, adimensional
$n$	número de día del año, exponente, adimensional
$n_1$	índice de refracción del medios 1, adimensional
$n_2$	índice de refracción del medios 2, adimensional
$Nu$	Número de Nusselt, adimensional, adimensional
$Pr$	número de Prandtl, adimensional, adimensional
$Q$	energía neta adquirida por el acumulador, J
$q_{c, c-s}$	flujo de calor por convección entre la cubierta del CAI y el cielo, W
$q_{c, t-c}$	flujo de calor por convección entre tanque o tubo y cubierta del CAI, W
$Q_{dem}$	energía demandada por una casa para calentamiento de agua diario, mensual o anual, J, KJ ó MJ
$q_f$	flujo de calor por conducción por el fondo (parte de atrás) del CAI, W
$q_{r, c-s}$	flujo de calor por radiación entre la cubierta del CAI y el cielo, W
$q_{r, t-c}$	flujo de calor por radiación entre tanque o tubo y cubierta del CAI, W
$q_{GAN}$	flujo de calor entrante a la cubierta, W
$q_{PERD}$	flujo de calor de pérdidas, W
$q_{CPERD}$	flujo de calor de pérdidas de la cubierta hacia la atmósfera, W
$Q_{\text{útil}}$	calor útil entregado por el CAI, J
$Ra$	número de Rayleigh, adimensional

$R_b$	el factor geométrico, adimensional
$r_{(o)}$	reflectancia de la cubierta transparente con incidencia normal, adimensional
$r_{\perp}$	componente perpendicular de radiación no polarizadas, adimensional
$r_{\parallel}$	componente paralela de radiación no polarizadas, adimensional
$\dot{S}$	radiación solar absorbida por un tanque o tubo, $W/m^2$
$T$	temperatura, K (en general; está aclarado cuando va en $^{\circ}C$ )
$T(j)$	Temperatura del nodo j, K
$TC(j)$	Temperatura del nodo j de cubierta transparente, K
$T_A$	temperatura ambiente, K
$t_{a(day)}$	temperatura media ambiente promedio durante calentamiento, $^{\circ}C$
$t_{as(av)}$	la temperatura ambiente adyacente a depósito del almacenador, $^{\circ}C$
$t_{main}$	temperatura de agua fría de reposición al almacenador, $^{\circ}C$
$t_{d(máx)}$	temperatura máxima a la cual el agua está siendo extraída, $^{\circ}C$
$t_f$	temperatura media del almacenador al finalizar el enfriamiento, $^{\circ}C$
$T_{DP}$	temperatura del punto de Rocío, K
$T_{en}$	temperatura del agua de entrada al CAI, K
$T_F$	temperatura de agua fría entrante al CAI ó a una casa, K
$T_H$	temperatura límite superior de rango de control para uso final, K
$T_L$	temperatura límite inferior de rango de control para uso final, K
$T_o$	temperatura del agua de salida de un CAI, K
$T_{SKY}$	temperatura de cielo, K
$T_{uso}$	temperatura de a la cual se utiliza el agua en una casa, K
$U_f$	es el coeficiente de pérdidas conductivas del fondo del CAI, $W/m^2 K$
$U_s$	coeficiente de pérdida de calor del tanque de almacenamiento, $W/m^2 ^{\circ}C$
$V_c$	volumen de descarga de agua caliente en la norma IRAM 210004, $m^3$
$V_s$	volumen de almacenamiento del CAI, $m^3$
$V_W$	velocidad del viento, m/s

### Símbolos griegos

$\alpha'$	difusividad térmica, $m^2/s$
$\beta'$	coeficiente de expansión térmica del aire, $K^{-1}$

$\beta$	ángulo de inclinación de CAI respecto a la horizontal, radianes
$\beta$	coeficiente para la ecuación de Magnus,
$\delta$	declinación solar, grados
$\Delta t$	período de tiempo que transcurre en cada paso de la simulación, s
$\phi$	la latitud del lugar, grados
$\rho_g$	la reflectancia del suelo, adimensional
$\rho_w$	densidad del agua, kg/m <sup>3</sup>
$\sigma$	constante de Stefan-Boltzmann, 5,67x10 <sup>-8</sup> W/m <sup>2</sup> K
$\omega$	ángulo horario, grados
$\theta$	ángulo de incidencia, grados
$\theta_{ed}$	ángulo de incidencia equivalente para radiación difusa isotrópica, grados
$\theta_{eg}$	ángulo de incidencia equivalente para la radiación reflejada por el piso, grados
$\theta_z$	ángulo cenital, grados
$\lambda$	constante para la ecuación de Magnus, °C
$\nu$	viscosidad cinemática, m <sup>2</sup> /s
$\tau_a$	transmitancia de la cubierta transparente debida sólo a absorción, adimensional
$\tau_r$	transmitancia de la cubierta transparente debida sólo a reflexión, adimensional
$\tau$	transmitancia de la cubierta, adimensional
$(\tau\alpha)$	producto transmitancia absorción, adimensional
$(\tau\alpha)_b$	producto transmitancia absorción para la radiación directa, adimensional
$(\tau\alpha)_d$	producto transmitancia absorción de radiación difusa del cielo, adimensional
$(\tau\alpha)_e$	producto transmitancia absorción efectivo, adimensional
$(\tau\alpha)_g$	producto transmitancia absorción de radiac. reflejada del suelo, adimensional

## ACRÓNIMOS

ACV	Análisis de Ciclo de Vida.
ASU	Arizona State University.
AMT	Año meteorológico típico.
CAI	Colector solar con acumulación integrada.
CAIBR	CAI bitanque con superficies reflectantes.
CAIM	CAI Monotanque con cubiertas de policarbonato alveolar.

CAIO	CAI con tanque de perfil oval.
CAIR	CAI con tanque perfil rectangular.
CAIT	CAI tubular.
EMA	Eficiencia Media Anual.
EMM	Eficiencia Media Mensual.
FS	Fracción Solar.
FSA	Fracción Solar Anual.
FSM	Fracción Solar Mensual.
GES	Grupo de Energía Solar de la Universidad Nacional de Río Cuarto.
LES	Laboratorio de Energía Solar de la Universidad Nacional de San Luis.
IRAM	Instituto argentino de Normalización y Certificación.
LES	Laboratorio de Energía Solar de la Universidad Nacional de San Luis.
TMY	Año típico meteorológico (TMY).
TRNSYS	Transient Systems Simulation Program.
UNSL	Universidad Nacional de San Luis.
UNRC	Universidad Nacional de Río Cuarto.



# CAPÍTULO 1

## INTRODUCCIÓN

### 1.1 Sistemas de calentamiento de agua mediante energía solar

El aprovechamiento de la energía solar térmica de baja temperatura resultará muy importante para atender los problemas energéticos que sufrirá el planeta en corto plazo. Este consiste básicamente en la captación de la energía radiante del sol para convertirla en energía interna de un fluido, dándosele luego diversos usos. La energía solar, al igual que otros tipos de energías renovables, tiene la ventaja, entre otras cosas, de ser obtenida y consumida en el mismo lugar (no necesita redes de distribución), es limpia (no produce ninguna emisión a la atmósfera ni residuo peligroso) y salvo el costo inicial del equipamiento, su utilización requiere de muy bajos costos de operación y mantenimiento, siendo en algunos casos prácticamente gratuita.

En lo que respecta a calentamiento de agua mediante energía solar a nivel residencial, su aplicación en la República Argentina podría ocasionar impactos positivos en varios aspectos. Dado que todas las familias tienen necesidades de agua caliente en sus hogares, se podría pensar en un sistema de calentamiento de agua por casa. Esto convertiría a este tipo de aplicación en un potencial importante para desarrollar, tanto en lo que respecta a disminución de emisiones de dióxido de carbono hacia la atmósfera como al ahorro de combustibles fósiles que hoy se consumen intensivamente en nuestro país. Teniendo en cuenta además, que la fabricación de muchos de estos sistemas está al alcance tecnológico de la República Argentina, su desarrollo y utilización masiva generaría un significativo movimiento económico, creando una gran cantidad de puestos de trabajo en fábricas, como así también demandando la formación y capacitación de instaladores para estos sistemas (Norton, 2014). Sin embargo, la conversión de estas ideas potenciales en realidades, requiere de los correspondientes análisis técnicos, y socio-económicos que aseguren la factibilidad de cada aplicación que se proponga.

Los sistemas solares de calentamiento de agua caliente sanitaria (ACS) han probado ser muy recomendables cuando se encuentran correctamente relacionados con el clima del lugar y la demanda de agua caliente, pudiendo proveer diversos valores de cobertura energética respecto al total requerido por el usuario. Este porcentaje de

cobertura debe analizarse dentro de los contextos regionales (costo de la energía convencional, desarrollo tecnológico, clima, etc.) para arribar una solución económicamente conveniente (Voivontas et al., 1998). En los sistemas más tradicionales que habitualmente se instalan en las regiones Norte y Centro de Argentina, según la experiencia de los vendedores e instaladores de ACS Solar, y teniendo en cuenta los niveles de radiación solar, se llegaría a una cobertura del orden del 80 % de las necesidades de agua caliente (Rufes Martínez, 2010). El mercado mundial para estos sistemas se ha expandido significativamente durante los últimos años, encontrándose productos de calidad creciente en países como China, Australia, Grecia, Israel y Estados Unidos (Placco et al., 2010). Estos sistemas tienen en general un costo inicial de inversión relativamente alto, pero luego presentan condiciones de mantenimiento bajo, lográndose la amortización en una cierta cantidad de años, debido al ahorro de energía convencional que ocasionan.

Existen varias tecnologías de colectores para ser utilizados en dichos sistemas de agua caliente. Uno de los popularizados mundialmente es el "sistema activo", llamado así por la necesidad de realizar la circulación del fluido caloportador mediante una bomba, basado en colectores solares planos o de tubos evacuados y conectados a un tanque aislado, con variantes que incorporan intercambiador de calor y/o sistemas de dos tanques. Por otro lado, dentro de los "sistemas pasivos", que no necesitan bomba, son muy populares varios modelos de sistemas termosifónicos, con colectores de placa plana o de tubos evacuados, y también se comercializan algunos modelos de colectores con acumulación integrada. Cabe destacar, que la realización de la colección de energía mediante tubos evacuados, en sus distintas variantes, se está dando en forma creciente dado la eficiencia de los mismos para disminuir pérdidas convectivas y conductivas.

La opción de sistemas activos no ha tenido demasiado éxito en Argentina por diversas razones: (a) muy alta inversión inicial; (b) sistema económico inestable, que no asegura que perduren las empresas proveedoras y por lo tanto la garantía de las mismas sobre productos tan caros; (c) vinculado a lo anterior, por la misma razón no son alentadoras operaciones con tiempos largos de amortización; (d) una tecnología de una cierta complejidad (con bombas, sensores y controles), que dificulta la operación (Beckman *et al.*, 1994) y el mantenimiento de estos sistemas; (e) la existencia de un sistema de provisión de gas natural bastante bueno, de muy baja inversión inicial y precios del combustible sostenidos mediante subsidios gubernamentales (Tilca, 2015).

Estudios realizados en países desarrollados, con una cierta concientización ambientalista, muestran que la adopción de este tipo de tecnologías obedece fundamentalmente a razones económicas, quedando en un segundo plano el interés de los usuarios por las cuestiones ambientales (Morrison y Wood, 1999). En muchos países, con problemas para el abastecimiento de combustibles fósiles como así también con problemas de polución ambiental (países europeos, por ejemplo), se han implementado medidas gubernamentales para favorecer el uso de estas energías alternativas (Timilsina et al., 2012), basadas en muchos casos en la disminución o devolución de impuestos y facilidades de financiamiento, tanto a usuarios como a fabricantes. Lo expuesto demuestra la dificultad de promoción de estas energías en Argentina, teniendo en cuenta que debido a la gran extensión del territorio, baja densidad poblacional y buena disponibilidad de distintos tipos de combustible, existe una preocupación muy baja por las cuestiones ambientales. Los mayores avances en utilización de energías renovables a nivel nacional han sido Leyes y Reglamentaciones apuntando a la generación de energía eléctrica, que culminaron en acciones como el programa GENREN (Garrido et al., 2013), siendo actualmente sólo unas pocas provincias como Santa Fe y San Luis y la Ciudad Autónoma de Buenos Aires, quienes han trabajado en la promoción de los sistemas de calentamiento de agua solar, aún con poco éxito. Existen desde hace años, propuestas de leyes a nivel nacional, que no han cristalizado. En muchos casos, los avances se han dado naturalmente por necesidades económicas, como en el Noreste del país, en varias regiones donde no llega la red de gas natural, como así también en algunas ciudades, que si bien cuentan con servicio básicos de gas natural, éste no llega a los barrios periféricos.

En este contexto, podemos decir que la alternativa hoy para la aplicación de tecnologías solares para el calentamiento de agua en Argentina está centrada en la oferta de sistemas que muestren ser económicamente convenientes en un corto plazo. En este sentido, los sistemas de calentamiento solar de agua directos basados en sistemas termosifónicos (TS) y los colectores acumuladores integrados (CAI), aparecen como alternativas económicas muy simples y accesibles, lo cual los hace pensar como las opciones más viables para nuestro país en el mediano plazo.

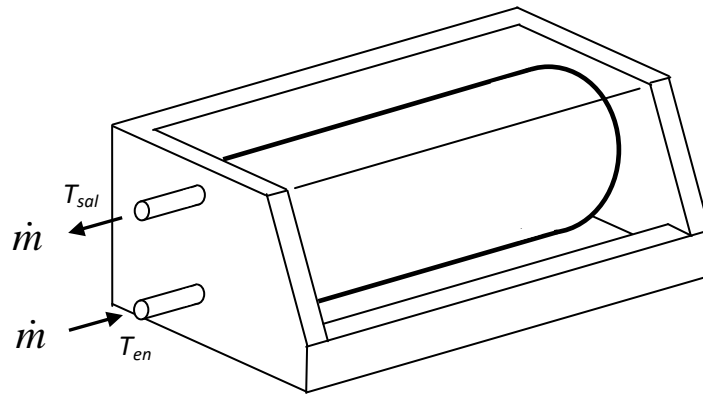
Un relevamiento llevado a cabo por Nienborg (2010) muestra que el mercado Argentino se centra fundamentalmente en la producción de sistemas basados en colectores planos, muchos de fabricación nacional, para sistemas pasivos y activos, y la importación de sistemas basados en tubos evacuados, mayormente provenientes de China. En el informe mencionado, se destaca que el tipo de sistema más comercializado es el

sistema pasivo (termosifónico), tanto de tubos evacuados como de colectores de placa plana, seguido muy de lejos por los sistemas activos (circulación forzada) para agua caliente sanitaria del sistema (ACS), con una muy baja proporción para climatización de piscinas y muy pocas instalaciones para calefacción. Los sistemas “water-in-glass”, basados en equipos de tubos evacuados del tipo de tubos inundados (calentamiento directo del agua), se vienen imponiendo en forma creciente, por los bajos precios de equipos importados desde China.

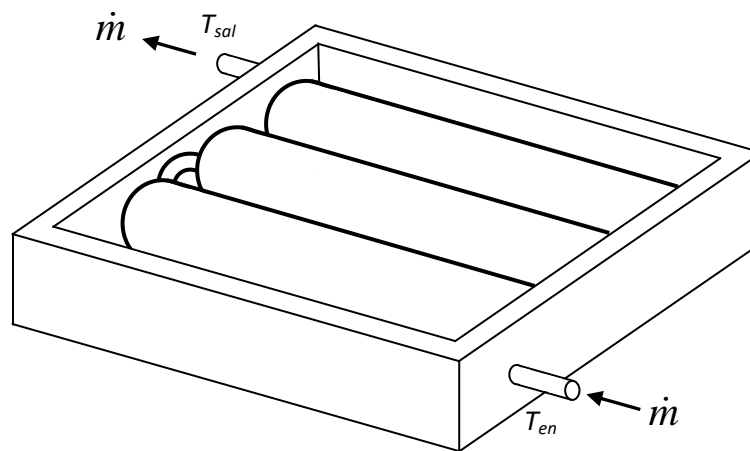
## 1.2 Colectores solares con acumulación integrada

Un colector acumulador integrado (CAI) es un componente de una instalación de agua caliente domiciliar que combina las funciones de absorción de energía solar y almacenamiento de dicha energía en una misma unidad. Consta básicamente de un tanque o una serie de tanques conectados entre sí, pintados de negro o con una cubierta selectiva, encerrados en una caja aislada, y cubiertos por una o varias láminas transparentes. Los tanques están permanentemente llenos de agua, absorben la energía radiante mediante su superficie exterior y, aprovechando la gran masa térmica del agua, almacenan dicha energía. Cuando el agua caliente es demandada por la casa, el agua calentada por el CAI fluye y es reemplazada por agua fresca proveniente de la red domiciliar o la fuente de provisión de agua con que cuenta la instalación. (Barral, 1997). En la Fig. 1.1. se esquematizan dos de estos equipos, uno de un único tanque y otro con tres tanques, ambos con sus correspondientes entradas y salidas de agua, fría de entrada como  $T_{en}$  y caliente de salida como  $T_{sal}$ .

La concentración de funciones en un único componente los hace más simples y baratos que los sistemas termosifónicos, pero conllevan la desventaja de un enfriamiento nocturno más elevado. Los sistemas termosifónicos, aunque muchos de ellos en forma "compacta", dividen las funciones de absorción y almacenamiento en colector y tanque aislado respectivamente, lo cual obliga a la fabricación e interconexión de dos componentes. El tanque aislado da la ventaja al sistema termosifónico de contar con una mayor posibilidad de conservación de energía ante la ocurrencia de días nublados (Duffie y Beckman, 2013). Por otro lado, la exposición de la superficie absorbidora de los CAIs al cielo, a través de la superficie transparente, hace que estos tengan pérdidas de calor nocturnas importantes, disminuyendo su capacidad de mantener energía térmica por períodos largos (Tripanagostopoulos y Yianoulis, 1992).



(a)



(b)

Fig. 1.1. Esquema de dos modelos de Colectores con Acumulación Integrada:  
(a) sistema monotanque; (b) sistema tubular.

Una ventaja importante que tienen los CAI sobre los colectores planos es una muy alta resistencia al congelamiento. Debido a la gran masa de agua que tienen los tubos y tanques, es prácticamente imposible que se congelen en una región templada por más que las temperaturas del ambiente bajen de cero grados Celsius (Schollenberger et al., 2015). Por el contrario, las geometrías de la mayoría de los colectores planos, tanto para sistemas pasivos como activos, presentan pasajes muy angostos en sus placas, teniendo todo el colector unos pocos litros de líquido. Esto obliga a estos sistemas el uso de drenaje, recirculación o uso indirecto mediante el uso de líquidos anticongelantes e intercambiador de calor (Kalogirou, 2014.), soluciones éstas que complejizan y encarecen los equipos.

A las ventajas enunciadas precedentemente para los Colectores con Acumulación Integrada se suman: amplia disponibilidad y bajo coste de materiales en el mercado, sencillez de mano de obra sin procesos tecnológicos complejos, posibilidad de autofabricación, facilidad de instalación en el lugar de uso, bajas posibilidades de incrustaciones, inexistencia de partes móviles, ausencia de mantenimiento y bajísimo impacto ambiental. Estas cualidades son una de las fuertes motivaciones para realizar el presente estudio, teniendo en cuenta que estos equipos podrían cubrir las necesidades de un importante mercado de familias de limitados recursos económicos en un país muy extenso y con una industrialización desarrollada casi únicamente en los grandes centros urbanos.

Para el seguimiento de las referencias bibliográficas que se realizará en los capítulos siguientes, es conveniente presentar los distintos nombres con que distintos científicos y tecnólogos han llamado a los colectores con acumulación integrada, y algunos de los acrónimos más utilizados. Una de las denominaciones más utilizadas en idioma inglés es la de “Integral Collector Storage”, que conduce al acrónimo ICS (Tripanagnostopoulos y Souliotis, 2006). Smyth et al. (2006), realizan una revisión de distintos tipos de estos equipos, y siendo más específicos en cuanto al uso de agua, los llaman ICSSWH, que significa “Integrated Collector Storage Solar Water Heater”. Uno de los primeros autores en hacer un compilado elemental de estos sistemas (Bainbridge, 1981) los denomina como “Integral Passive Solar Water Heater”, IPSWH, teniendo en cuenta que no requieren de elementos auxiliares para impulsar el agua. También se han usado denominaciones como "Shallow Solar Ponds" (Sodha et al., 1984), "built-in-storage solar water heater" (Ecevit et al., 1989), "collector-cum-storage" (Chaurasia et al., 2001), breadbox (caja de pan), por su apariencia física, y batch water heater, por su funcionamiento no continuo (Norton, 1992). La bibliografía en castellano no es muy extensa en este tema, y en consecuencia no hay tampoco diversidad de identificaciones en acrónimos a que podamos referirnos. La que más se ha utilizado en Argentina y se corresponde con varios de los trabajos desarrollados por el Grupo de Energía Solar de la Universidad Nacional de Río Cuarto (GES) y el Laboratorio de Energía Solar de la Universidad Nacional de San Luis (LES) es la de “Colector con Acumulación Integrada” y su correspondiente acrónimo CAI. Será entonces esta última forma de denominar a estos equipos la que utilizaremos en esta Tesis.

### **1.3 Problemas que plantean los colectores con acumulación integrada**

Si bien los CAI demuestran funcionar muy bien y ser económicos para distintos casos particulares, no se cuenta aún con elementos objetivos que permitan realizar su diseño y evaluación. Algunos investigadores y tecnólogos han intentado desarrollar métodos generales de cálculo y normativas de certificación, pero dada la diversidad de modelos existentes y la particularidad de su funcionamiento, que es permanentemente transitorio y muy dependiente de las condiciones climáticas, no se ha logrado encausar su estudio en forma sistemática como lo han sido los sistemas basados en colectores planos en funcionamiento activo. No es así posible por lo tanto pensar en un ensayo térmico en estado estacionario que midiendo datos instantáneos de energía de entrada y salida, permita establecer una curva de rendimiento térmico, lo cual es muy utilizado en colectores de placa plana.

Muchos modelos diferentes han sido estudiados, pero son comparativamente muy pocos los diseños que han llegado a circuitos comerciales y fabricación en serie. Asimismo, se ha tratado de materializar su certificación con propuestas de estándares y normativas, que si bien se las están aplicando, aún continúan en estudio en distintos organismos de normalización. Así es el caso de la, la norma ISO 9459-2 (ISO, 1995), que fue adaptada en nuestro país como IRAM 210004 (IRAM, 2016), en la cual se incluyen a los CAI para la predicción del rendimiento anual, pero por la particularidad del funcionamiento de estos equipos, la misma no resulta exactamente la más adecuada. Esta falta de encuadre de la norma de certificación dificulta realizar una comparación entre distintos sistemas. La predicción de funcionamiento a largo plazo es necesaria para poder proponer el equipo adecuado para el clima del lugar de aplicación y la demanda prevista por el usuario.

Desde el punto de vista del estudio analítico de los CAIS, la propuesta de plantear nodos isotérmicos en el almacenador-absorbedor ha sido utilizada por varios autores, pero no es clara la posibilidad de su uso cuando no existe una partición física de los nodos. Por lo tanto, cuando debe estudiarse un sistema de un solo tanque o pocos tanques, queda la duda de si es posible aplicar este método. Además, surge la duda de si vale la pena profundizar en dicho planteamiento, o con un método de caja negra y estudio entrada-salida es suficiente para obtener buenos resultados.

Otro aspecto aún no resuelto es cuáles son las relaciones volumen/área que se recomiendan para determinada demanda y clima. Obviamente, un volumen muy grande

para un área de captación pequeña dará como resultado que no es posible lograr una temperatura relativamente elevada en el equipo, aunque almacene en un día una cierta cantidad de energía, pudiendo en tal caso funcionar como precalentador. Mientras que por otro lado, una relación volumen-área pequeña conducirá a un equipo de rápido calentamiento, que al alcanzar temperaturas elevadas incrementará sus pérdidas de calor, disminuyendo por lo tanto su eficiencia.

Dadas entonces ciertas condiciones climáticas y una determinada demanda del usuario, resulta difícil indicar que tipo y tamaño de CAI es el adecuado. Por supuesto que cualquier equipo que se instale en reemplazo de parte de la energía convencional, va a contribuir a un ahorro energético, pero podría caerse en un error de sobredimensionamiento excesivo, con el consecuente gasto innecesario y tiempo largo de amortización, o en un subdimensionamiento tal que continúe obligando al uso intensivo de la energía convencional. Debe pensarse que al igual que los sistemas termosifónicos o sistemas activos, los CAIs deberían ser diseñados para lograr una cobertura de al menos un 65 % de la energía de agua caliente demandada en las regiones que es factible su aplicación.

Se suma aquí un problema no menor, que es la necesidad del usuario de ver que su equipo “calienta bien” el agua. Puede darse que el sistema funcione como precalentador no muy potente y el usuario tenga todos los días que activar el sistema de energía auxiliar para llegar a la temperatura deseada; así, sin llegar a hacer un análisis energético minucioso, arribará a la conclusión de que aún tiene que usar energía convencional “todos” los días. Por lo tanto, aunque la realización de balances energéticos y económicos prueben que hay un ahorro y amortización del equipo en pocos años, la “sensación” del usuario es de que el equipo no está funcionando como él lo esperaba, porque aún sigue usando energía convencional. Para él será comprensible la necesidad de energía auxiliar ante una serie de días nublados, pero no “todos los días”. Se podría explicar la situación a un profesional avezado en cuestiones energéticas o a un empresario interesado en ahorrar gastos, pero no se puede pretender que la mayoría de los potenciales usuarios, que son los domiciliarios y que no tienen formación técnica, puedan comprender una situación como la descrita. Visto esto desde el punto de vista de la comercialización y proliferación de estos equipos, y bajo el precepto de “el cliente siempre tiene razón”, deberían ofrecerse equipos que todos los días soleados y algunos seminublados, puedan ofrecer una prestación tal de agua caliente que minimicen la utilización de la energía auxiliar.

Por lo dicho anteriormente, aunque un tecnólogo o vendedor tenga alguna idea orientativa de los equipos, no resulta admisible proponer la construcción y el montaje de un CAI para ver después cuando empieza a funcionar, si da resultados buenos o no. Lo razonable es tener herramientas que permitan asegurar un mínimo de prestaciones para el clima y la demanda que se prevé.

#### **1.4 Alcances de este estudio y objetivos de la investigación**

Dada la existencia de muchos modelos de CAIs, y las probables configuraciones de las instalaciones en donde vayan a ser utilizados, es imposible abarcar todas las opciones en un estudio y deben marcarse los límites entre los cuales se planteará el trabajo. Como primera medida, se centrará el estudio en equipos que no prevean intercambiador de calor, sino que serán CAIs de funcionamiento "directo": el agua que se calienta en la unidad es la misma que recibe el usuario. Además, atendiendo a la generalidad de las instalaciones de agua de la República Argentina, que en su gran mayoría constan de un tanque de almacenamiento para distribuir el agua en un hogar, y considerando que los CAIs se colocan habitualmente en el techo de la casa, se estudiarán configuraciones similares a la que se presenta en la Fig. 1.2.

De este modo, la configuración mostrada determina el nivel de presión con que trabajarán los sistemas que se estudiarán. La parte más baja de los CAIs, que es la de entrada de agua, quedará sometida a una presión de unos pocos metros de columna de agua, dada por la distancia desde dicha entrada a la superficie libre del tanque de almacenamiento de la casa, indicada como  $H$  en la Fig. 1.2. Es razonable pensar que dicha presión no superará nunca los 3 m de columna de agua (29,42 KPa). Asimismo, esta configuración garantiza la inexistencia de bomba impulsora para mover el agua a través del CAI, ya que ésta se moverá directamente por gravedad. Ha de tenerse en cuenta que el equipo se intercala entre el tanque y la instalación de agua caliente de la casa, sumando muy poco a las pérdidas de carga, ya que el agua no debe atravesar pasajes finos ni curvas y accesorios complejos a su paso. Asimismo, en el mercado o sector socioeconómico para el cual están pensados estos equipos, los flujos de agua serán de moderados a bajos (casi siempre menores a 10 litros por minuto).

Todos los SDHW, hasta los activos más eficientes, prevén el apoyo de un sistema de calentamiento convencional para sucesiones de días nublados y/o climas muy fríos. En

los casos de sistemas con tanque aislado, el calentador auxiliar puede ser eléctrico y estar incorporado en el tanque (generalmente en la parte superior).

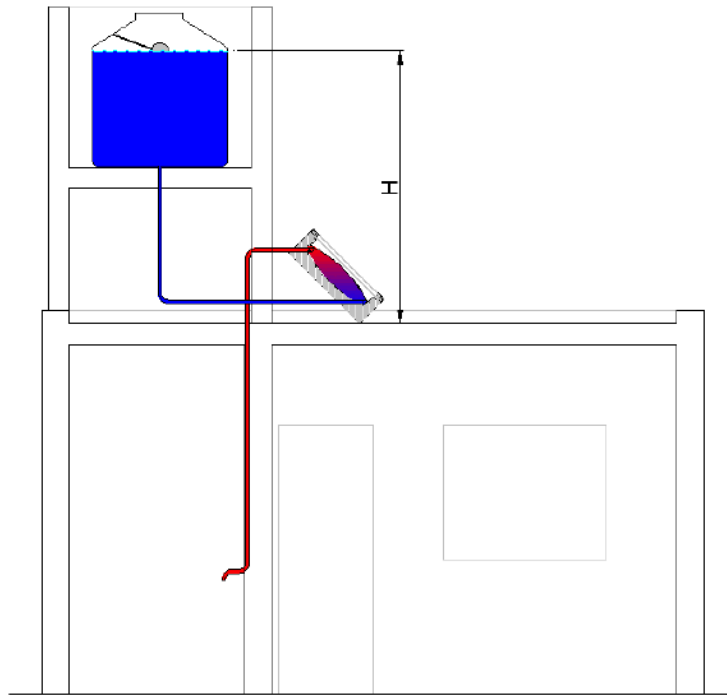


Fig 1.2. Disposición característica de un CAI en una vivienda en Argentina.

En este estudio, se considera el eventual uso de un calentador auxiliar, pero dadas la disposición geométrica de estos sistemas y la dificultad de pérdidas de calor nocturnas, nunca se prevé un elemento de calefacción incorporado a un tanque. Existen en verdad muy pocas propuestas de que se incluya el calentador en el mismo CAI, ya que agrega complejidad a un sistema pensado como sencillo. Cualquiera sea el sistema auxiliar de energía (gas, electricidad, biomasa), se ubicará luego de la salida del CAI. Esto facilita también el uso de la norma IRAM 210004, que aunque no lo dice su título, trata únicamente a sistemas domésticos de calentamiento de agua mediante energía solar que no poseen su calentamiento solar incluido en el propio tanque aislado de almacenamiento.

Tampoco se estudiarán en este trabajo CAIs que propongan sistemas de alta concentración ni seguimiento solar. Los sistemas de alta concentración de los rayos solares en general tratan con equipos que calientan un aceite u otra sustancia por encima de los 100 °C, por lo tanto, la limitante ya impuesta de uso de agua en sistema directo y a una presión cercana a la atmosférica, deja de lado a las altas concentraciones. Sí se tratará con bajas concentraciones, en aquellos sistemas que tratando de aprovechar toda

el área de apertura del colector, envíen reflexión de rayos solares a uno o varios tanques o tubos. Obviamente, en equipos de gran masa como lo son los CAI, el seguimiento no es una opción de lo más factible.

Se hará centro fundamentalmente en el comportamiento térmico de los equipos, y aquellos procesos que lo afectan (mezclado, condiciones de uso, propiedades de los materiales, etc.). No se analizarán aspectos vinculados a cuestiones como durabilidad, resistencia térmica y mecánica, estabilidad química, seguridad, etc., que se da por sentado los equipos deberán tener, siendo función de los fabricantes garantizar la calidad y el buen uso de estos últimos. En el caso de la construcción de los propios prototipos de los investigadores del GES y del LES, sí se observarán cuestiones mínimas bien conocidas que garanticen un equipo confiable, utilizándose mayormente materiales normales del mercado local y procedimientos tecnológicos habituales.

Planteados estos alcances y limitaciones, los objetivos centrales que se persiguieron en esta Tesis fueron:

- a) Desarrollar modelos físico matemáticos que interpreten el comportamiento de distintos tipos de CAIs para poder correr simulaciones computacionales que ayuden comprender su funcionamiento ante la variabilidad de la geometría de los equipos, los materiales, el clima y la demanda de los usuarios.
- b) Realizar estudios experimentales sobre distintos prototipos, que ayuden al desarrollo de los modelos antes mencionados, y permitan validar los programas computacionales que se desarrollen.
- c) Comparar los distintos diseños de CAIs utilizando los resultados de los puntos a) y b) anteriores, en la búsqueda de los equipos más convenientes para uso domiciliario en la República Argentina.
- d) Efectuar recomendaciones conducentes a la aplicación del equipo adecuado para cada necesidad y clima, el uso de los mejores materiales y tecnologías de fabricación.

Para el cumplimiento de estos objetivos, se proponen también una serie de actividades que sustentarán las metodologías y herramientas que se utilizarán para este estudio. Entre otras cosas se analizan los procesos de estratificación y mezclado de los fluidos, los materiales aislantes y la protección contra el congelamiento, los modos de pérdidas de calor, las herramientas matemáticas y computacionales para el desarrollo de los modelos y su implementación práctica, las mediciones a realizar, el instrumental adecuado para hacer dichas mediciones, y las normativas internacionales y nacionales aplicables a este tipo de equipos.

## 1.5 Descripción general de la Tesis

Se recorrerá en esta Tesis el trabajo de varios años sobre distintos modelos de CAIs, en los cuales se fueron proponiendo mejoras y se estudiaron aspectos centrales que hacen a su comportamiento térmico. En todos los casos se hará una descripción de los equipos y los experimentos y/o estudios analíticos sobre ellos realizados.

Dada la extensión de la Tesis y para facilitar la fluidez de la lectura, se presenta en el siguiente capítulo sólo una revisión bibliográfica general para ubicar los aspectos más importantes que se tratarán: los tipos de CAIs que han sido estudiados, sus ventajas, problemas, cuestiones vinculadas al almacenamiento de energía, congelamiento, modelado y normalización. Se postergará el análisis y profundización bibliográfica de algunos puntos en cada tema de los capítulos subsiguientes cuando se aborden cuestiones específicas.

En el Tercer capítulo se explicarán los fundamentos del modelado físico matemático de los CAIs, abordándose tanto los aspectos termodinámicos como de transferencia de calor que sustentan el análisis. Se verá allí también la fundamentación matemática y la adopción de un método numérico para la resolución de las ecuaciones que resulten del estudio de los equipos. También en dicho capítulo se mostrará el tratamiento dado a las variables climáticas que intervienen en las simulaciones, como así también el armado general de los programas de computación y los archivos de datos confeccionados Ad Hoc para dichos programas.

En el cuarto capítulo se presentarán los CAIs Tubulares, cuyo estudio iniciara este Tesista en un programa de Maestría en Arizona State University, y luego continuara en la Universidad Nacional de Río Cuarto. Este estudio incluirá análisis teórico como así también una explicación de su modelado físico-matemático y la validación experimental de los resultados.

En el quinto capítulo se revisarán brevemente experimentos realizados con un CAI Monotanque, que fuera diseñado y montado en el Laboratorio de Energía Solar de San Luis, rescatando algunos aspectos esenciales que hacen al tratamiento de la estratificación y los distintos materiales usados en la construcción.

El sexto capítulo trata sobre un modelo de CAI de dos tanques, al cual se llega siguiendo algunas propuestas de otros autores y en búsqueda de mejorar aspectos técnicos

y económicos de los modelos previos. Se describen allí experimentos, como así también el estudio analítico, modelado y simulación de los equipos.

En el séptimo capítulo se aborda el estudio de un último equipo, un CAI de perfil transversal oval, el que fuera también diseñado tratando de mejorar lo existente, sobre todo tratando de eliminar la utilización de superficies transparentes y buscando un equipo menos voluminoso. También aquí se hace un estudio experimental y teórico. Se describe el desarrollo de un modelo computacional, con el cual se corrieron simulaciones para distintas ciudades de Argentina y se me muestran los resultados.

El octavo capítulo se origina en el interés de ver cómo influye la relación Volumen/Área, estudio que se realiza mediante la utilización de una de las normas hoy recomendadas a nivel mundial para evaluar el comportamiento térmico de este tipo de equipos. De los resultados se extraen conclusiones acerca de los valores recomendables para usar en un clima determinado. Se resumen en el capítulo nueve las conclusiones de este trabajo y posibles líneas de investigación a futuro.



## CAPÍTULO 2

### REVISIÓN BIBLIOGRÁFICA

#### 2.1 Breve introducción histórica y situación actual de los CAI

A pesar de no ser al día de hoy los más difundidos mundialmente, los CAI para producción de agua caliente de baja temperatura son bastante más antiguos que los populares colectores de placa plana. Se tiene noticias de su utilización desde fines del siglo XIX, verificándose el patentamiento Estados Unidos en el año 1891 (Norton, 2014) de lo que se considera el primer colector solar comercial, que fue un CAI, modelo del cual se llegaron a comercializar e instalar unos 1600 equipos en dicho país, hasta el año 1900. Una evolución se fue dando con distintos modelos, expandiéndose su utilización en otros países como Japón, Sudáfrica, Australia y Nueva Zelanda. Bainbridge (1981), reporta hasta el año de edición de su libro, acerca de los modelos, patentes, capacidades, prestaciones, costos, etc., de distintos tipos de CAI en dichos países.

Debido a los bajos costos de la energía convencional, el desarrollo de la aplicación de energía solar para producción de agua caliente no fue muy intensa hasta principio de los años 70 del siglo XX. En particular para los sistemas de calentamiento basados en CAI, sus mayores aplicaciones se daban en sitios alejados de los grandes centros poblados, donde el acceso a la energía convencional presentaba alguna dificultad. A partir de 1973, con la primer "Crisis del Petróleo", se renovó el interés en la mayoría de las aplicaciones de la energía solar, realizándose gran cantidad de investigaciones y desarrollos tecnológicos en todo el mundo (Kalogirou, 2009). Se incrementa también entonces el interés en desarrollar equipos capaces de proveer agua caliente mediante el uso de energía solar.

A partir de allí, y ante la necesidad de contar con equipos capaces de proveer agua caliente con prestaciones más intensivas y constantes y también de media temperatura, tienen un mayor desarrollo los sistemas basados en colectores de placa plana (Meinel y Meinel, 1982). Estos sistemas pueden dar mejores prestaciones por su tanque aislado separado y el forzamiento de la bomba en sistemas activos. Los mismos se adaptan bien tanto para calentamiento de agua residencial, como industrial, e incluso para sistemas de calefacción. Se desarrollan tanto los sistemas activos como pasivos (temosifónicos).

Desde hace algunos años se suman con mayor incidencia los colectores y sistemas completos basados en tubos evacuados, ya sea tubos de calor (heat pipe) o sistemas directos de tubos inundados (Water-in-glass), también en funcionamiento tanto pasivo como activo (Placco et al., 2010).

Pese a lo dicho anteriormente respecto a su incidencia en el mercado global del calentamiento de agua solar, varias empresas comercializan actualmente distintos modelos. Algunos de ellos se pueden consultar en la base de datos de la Solar Rating Certification Corporation, organismo oficial de USA para la certificación de equipos solares para calentamiento de agua (SRCC, 2016). También se ofrecen en Europa y varias del mundo (Solcrafe, 2015). En la República Argentina no se comercializan este tipo de colectores, pero se espera que en poco tiempo una empresa de la Provincia de Córdoba inicie la producción de un modelo de tres tanques (Energía Estratégica, 2016).

Aunque los sistemas de calentamiento de agua basados en CAI pasan a ocupar un lugar reducido en el mercado, su utilización, las investigaciones y desarrollos tecnológicos sobre los mismos continúan. Smyth et al. (2006) hacen una revisión exhaustiva de publicaciones internacionales realizadas hasta 2006 respecto a CAIs, destacando los distintos diseños y prestaciones más importantes, como así también indicando materiales utilizados, reflectores, etc. Esta lista es actualizada recientemente por Souliotis et al. (2016) y Singh et al. (2016), agregando algunos nuevos tipos de CAIs, resaltando sus potencialidades sobre todo y en especial remarcando los avances para contrarrestar los efectos adversos de las pérdidas nocturnas de estos equipos. En Argentina, varias investigaciones se han llevado también adelante, utilizando diversos diseños y materiales: modelos monotanque con absorbedor-acumulador metálico (Fasulo et al., 1997) (Esteves y Buenanueva, 2005), sistemas con el colector-absorbedor de plástico (Figuroa et al., 2006) (Echazú et al., 2006), de varios tanques (Tacchi y Monrós, 2004) (Garnica et al., 2006), entre otros. En todos los casos, como se dijo desde un principio, el objetivo es disminuir costo de materiales y mano de obra.

La simplicidad relativa de este tipo de equipos, que favorece la autoconstrucción del equipo e instalación por parte del usuario, es un punto a destacar para la difusión de su uso (Norton, 1992). Para distintos modelos existe la posibilidad de utilizar materiales comunes sin necesidad de recurrir a procesos tecnológicos complejos, pudiéndose incluso utilizar componentes reciclados como tanques hechos con materiales que originariamente hayan sido fabricados con otro fin y materiales de construcción convencionales (Mascaró et al., 2001). En lo respecta a la instalación, sólo se requiere la colocación del equipo entre

la salida del agua del tanque de almacenamiento de la casa y la entrada al elemento de calefacción convencional, sin ningún otro agregado.

## **2.2 Distintos tipos de Colectores con acumulación integrada y su estudio**

A fin de contextualizar los CAI propuestos para el alcance planteado en esta Tesis, se hace una revisión de los principales tipos conocidos, sus características constructivas y modo de funcionamiento. Se han tomado sólo los casos más representativos y algunos de los que han sido motivadores para la realización del presente trabajo de Tesis. Modelos detallados en dichas publicaciones o similares, están incluidos en los estudios de esta tesis, menos el último de perfil oval estudiado por Garnica et al. (2011), que es posterior a la publicación de revisión de Smyth et al. (2006) y fue desarrollado por el Grupo de Energía Solar de la UNRC en 2010-2011.

Obviamente el sistema más simple de CAI es aquel que está compuesto de un solo elemento almacenador-absorbedor, que puede ser un tanque (Esteves y Buenanueva, 2005) (Smyth et al., 2004), o una bolsa plástica (Sodha et al., 1985). Por su facilidad de fabricación, han sido propuestos por varios autores para montajes caseros, con materiales reciclados, e incluso hay disponibles planos en forma libre (Build it solar, 2015). Si bien su simpleza les hace atractivos, también conlleva algunos problemas como el mezclado y rotura de estratificación, la necesidad de superficies reflectantes y la incomodidad geométrica de la caja aislada contenedora.

Los sistemas que cuentan con más tanques o tubos permiten mejorar algunos aspectos, como la estratificación y la adaptación geométrica a un techo, (SunEarth Inc.,2005). Cuando los tanques siguen siendo pocos, es recomendable la utilización de reflectores internos que permitan un mejor aprovechamiento de la radiación que ingresa a la caja aislada contenedora. Tripanagnostopoulos et al. (1999, 2002) y Tripanagnostopoulos y Souliotis (2006) han estudiado distintas variantes de sistemas de dos tanques horizontales con reflectores en forma teórica y experimental, demostrando su conveniencia para condiciones climáticas del Mediterráneo.

Se han hecho prototipos de las más variadas geometrías y materiales, buscando aprovechar las particularidades de cada región o tipo de construcción, como así también buscando de disminuir su problema de enfriamiento nocturno. En Fig. 2.1. se muestran modelos extraídos de la bibliografía, tal cual fueron esquematizados por sus autores.

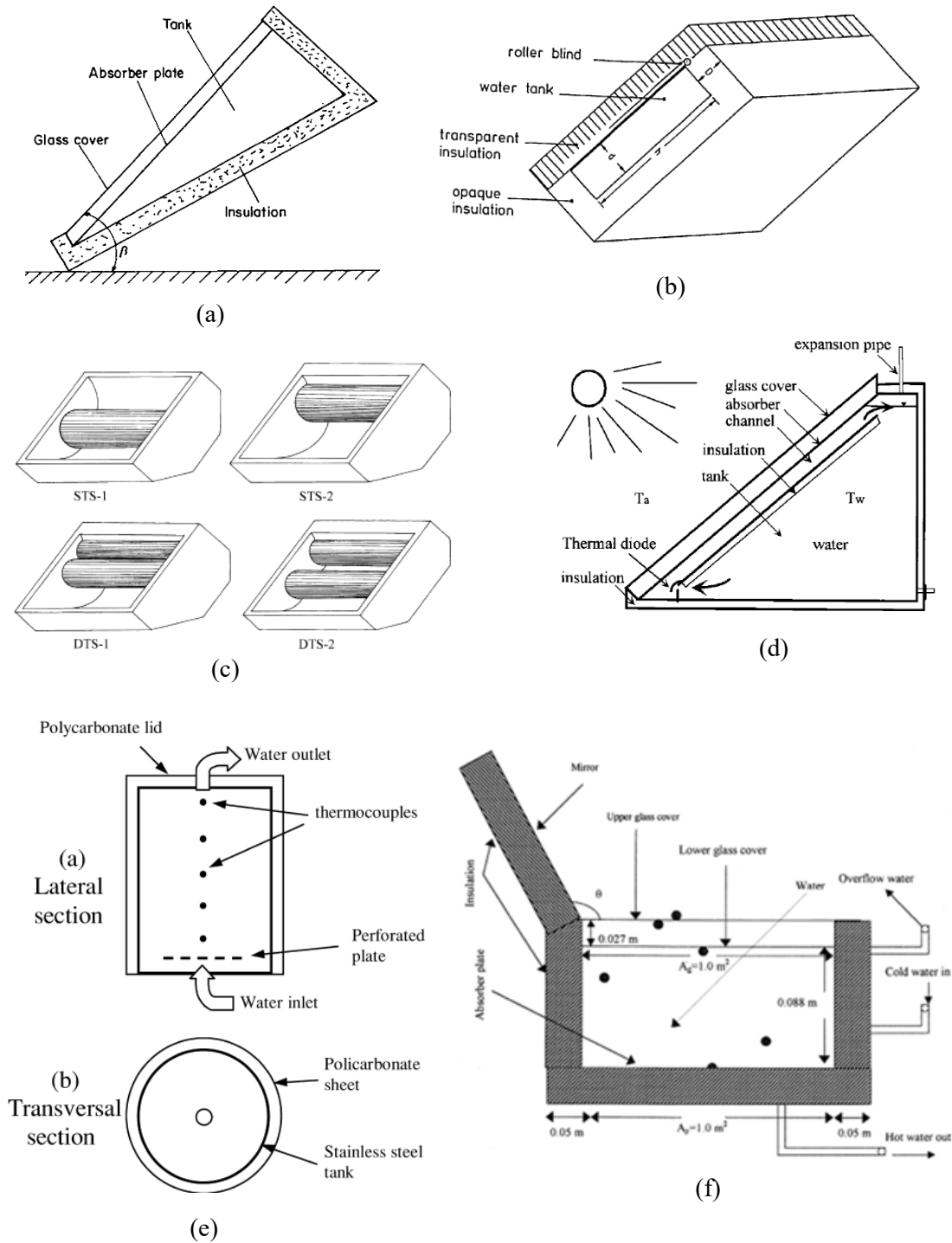


Fig. 2.1. Distintos modelos de CAI: (a) de Ecevit et al.; (b) de Goetzberger y Rommel; (c) de Tripanagnostopoulos et al.; (d) de Mohamad; (e) de Fasulo et al.; (f) de Ramadan et al.

En la Fig. 2.1. (a) se observa el esquema de un CAI estudiado por Ecevit et al. (1989) que según dicen sus autores tuvo una buena temperatura media y la geometría contribuyó a los efectos de circulación inversa; en Fig. 2.1. (b) se muestra un CAI diseñado y construido por (Goetzberger y Rommel, 1987) para la zona central de Europa,

el cual cuenta con una gruesa cubierta de material transparente tipo panal de abeja y una cortina enrollable para evitar sobrecalentamiento y proteger de las pérdidas nocturnas de los fríos días de dicha región; se muestra en la Fig. 2.1. (c) varios modelos de los CAI con tanques cilíndricos y superficies reflectantes internas, ensayados y estudiados analíticamente para Grecia por Tripanagnostopoulos et al. (2002); un CAI triangular con una separación aislante para evitar pérdidas y un diodo térmico en la parte inferior fue desarrollado por Mohamad (1997) y se muestra en la Fig. 2.1. (d); en la Fig. 2.1. (e) se puede observar un equipo monotanque sin caja, todo cubierto por múltiples capas de policarbonato alveolar, que fuera desarrolla por Fasulo et al. (2001) para la región central de la República Argentina; y finalmente, se presenta en la Fig. 2.1. (f) un modelo estudiado por Ramadan et al. (2004) que es tipo caja, con un reflector externo y un intercambiador de calor en su interior (no visible). Otros modelos se mostrarán en el análisis de prevención del enfriamiento nocturno.

La dificultad para el estudio en estado estacionario de estos equipos, ha obligado a la realización de estudios particulares, que van desde la implementación de ensayos Ad Hoc, hasta el uso de modelados y simulaciones. Si bien también han sido difíciles de estudiar los sistemas termosifónicos, y aún lo son, el hecho de la utilización de un colector plano como único elemento de colección y su acompañante el tanque de almacenamiento, sea éste vertical u horizontal, hacen a los sistemas mucho más uniformes, y la experiencia de muchos años de los fabricantes les ha permitido sugerir modelos para cada clima y demanda con mucha precisión (Follari y Fasulo, 1998). En la búsqueda de mediciones de fracción solar y eficiencia, se han realizado ensayos muy disímiles, que perjudican la comparación de un CAI con otro (Garnica et al., 2010). La modelización y simulación se intensificó con el mejoramiento de los recursos computacionales, pero aún quedan muchos aspectos sin resolver. Algunos autores, como Garnier et al. (2011) han utilizado la simulación de tanque completamente mezclado ("bulk simulation"), con el método "entrada-salida", y otros han preferido un estudio más detallado dividiendo los tanques o tubos en varias partes, tomadas cada una de ellas como un "nodo isotérmico" (Garg y Rani, 1982) (Zollner et al., 1985).

En algunos modelos se han planteado el uso de intercambiadores de calor (Su y Davidson, 2005) y materiales de cambio de fase (Reddy, 2007), que aunque dan una solución técnica satisfactoria, se alejan del principio de simplicidad buscado en estos equipos, por lo cual no serán estudiados aquí. Si el equipo se complejiza, aumentan sus costos de fabricación e instalación, ante lo cual un eventual usuario con poder adquisitivo

pasaría directamente a un sistema termosifónico convencional. Esto quedó demostrado en un modelo diseñado con intercambiador, que llegó a comercializarse en un emprendimiento público-privado y por falta de competitividad debió discontinuarse su fabricación, tal como lo explica Davis Energy Group (2011) en su informe final de proyecto.

### **2.3 Su fabricación, aspectos económicos y ambientales**

En la búsqueda de la disminución de los costos, y atendiendo a la particularidad de autofabricación que ofrecen los CAIs, cobra un especial interés la adopción de las materias primas apropiadas y los mejores procesos de fabricación (Barral et al., 2002). En lo que respecta a la selección de los materiales de fabricación, se han de tener en cuenta los aspectos básicos como son: el clima en donde operaran estos equipos, la disponibilidad de materias primas, su costo, su confiabilidad y durabilidad. También de considerarse la posibilidad de utilización de elementos reciclados. Por otro lado, tal como lo plantean Garnica et al. (2011a) los procesos de fabricación no deberían implicar complejidades tecnológicas tales que tiendan a encarecer la fabricación e instalación de los equipos.

Desde el fuerte impulso dado en los años 70 al calentamiento de agua mediante energía solar, se han realizado intensivos estudios en la búsqueda de materiales. Lenel y Mudd (1984) hicieron una de las revisiones más importantes sobre materiales para los distintos componentes de un colector, la cual ha venido siendo complementada por otros autores lo largo de los años, encontrándose revisiones más recientes como la de Alghoul et al. (2005), e investigaciones y avances sobre nuevos materiales (Zauner et al., 2011). Una buena fuente de consulta para los elementos que pueden componer colectores y almacenadores puede ser también la publicación del Manual "Fundamentals" de ASHRAE (2009), que es actualizado periódicamente, y de donde se pueden extraer propiedades termofísicas y estructurales de gran cantidad de materiales.

En líneas generales, se puede observar que las propuestas de la bibliografía científica, muchas de ellas trabajando sobre prototipos, enfocan su atención primero en los materiales que se pueden conseguir fácilmente en el mercado local, para después pasar a la determinación de sus propiedades termofísicas y estructurales a partir de los datos de tablas y fabricantes (Stoll et al., 2007). De esta manera, son muy utilizados para los tanques o tubos absorbedores-almacenadores, materiales como chapa negra, acero

inoxidable, chapa galvanizada, aluminio, cobre o algún polímero resultante del reciclado de otros equipos (Mascaró et al., 2001). Para las superficies transparentes, además del clásico vidrio, se observa una intensificación en la utilización de policarbonato alveolar, el cual a sus condiciones de transparencia suma el bajo peso, resistencia al impacto y facilidad de manejo. Como aislante es común la utilización de lana de vidrio en sus distintas versiones, como así también poliestireno expandido (Garnica et al., 2011); elementos estos que se disponen en rollos y planchas fácilmente procesables para adecuarse a los tamaños y espacios disponibles en los equipos. Es también utilizado como aislante el poliuretano expandido, pero presenta este material alguna dificultad para su aplicación, ya que para su aplicación debe producirse una reacción química in situ que necesita algún grado de experiencia y desarrollo tecnológico. Para la cubierta exterior, es muy utilizada la chapa galvanizada, perfiles premoldeados de aluminio en los modelos industrializados, y eventualmente madera (Barral et al., 1999), esta última más en los modelos de fabricación casera. Otros componentes como cañerías, sellos y pegamentos son los de uso normal en el mercado.

Una de las ventajas que poseen estos sistemas en lo que respecta al diseño de su elemento absorbedor-acumulador, es que no requieren necesariamente un material de alta conductividad térmica. Esto se debe a que el agua contenida en los tubos o tanques no está circulando en forma permanente, como lo es el caso de los colectores de placa plana, sino que sólo se mueve cuando es requerida por el usuario. En otras palabras, el agua está prácticamente inmóvil dentro del absorbedor-almacenador, teniendo mucho tiempo para experimentar el paso del calor hacia ella, lo cual hace que la conductividad del material y su espesor no sean elementos críticos en el diseño (Nellis y Klein, 2009). Por supuesto, se mantiene aquí la necesidad de mantener un bajo costo; por ejemplo, Asif et al. (2007) hacen una comparación entre dos CAIs similares, uno con un tanque de aluminio y otro con un tanque de acero inoxidable, donde las provisiones de energía eran muy parecidas, a pesar de que la conductividad del aluminio es mucho más de diez veces mayor que la del acero inoxidable. Sin embargo, el costo del de acero inoxidable triplicaba al de aluminio.

Otras de las ventajas importantes de los CAIs es su posibilidad de fabricación con procesos tecnológicos de baja complejidad y su simplicidad de instalación. De esta manera, la transferencia de tecnología resulta facilitada y es posible que fabricantes y empresas dedicadas a rubros afines (metalurgia, climatización, calderería) vean la posibilidad de intervenir en el mercado (Morante y Zilles, 2006). Asimismo, los modelos

más simples posibilitan la autoconstrucción para personas con habilidades artesanales que posean un mínimo herramental, y en tal sentido hay posibilidad de conseguir planos de distintos modelos, en forma gratuita vía internet (Build it solar, 2015). En el caso particular de los trabajos de esta Tesis, varios de los prototipos estudiados, han sido contruidos y montados por el propio personal del Laboratorio de Energía Solar de la UNRC (Barral et al., 1999) (Garnica et al., 2006) (Lucchini et al., 2015). De todas maneras, no deben descuidarse ciertos aspectos que hacen al buen funcionamiento del sistema, como lo son la aislación de las cañerías en la instalación, la prevención de la corrosión (Ramirez Vargas et al., 1998), la longitud de las cañerías y el elemento que proveerá la energía suplementaria (Rittelmann, 2004).

El análisis de la conveniencia del uso de un equipo solar para calentar agua realizado en términos de su amortización (retorno de la inversión) es conveniente desde el punto de vista del potencial comprador y usuario (Smyth et al., 2004) (Kalogirou, 1997), pero desde una visión de sustentabilidad global deben incluirse otras variables. Para ello es necesario incluir en el análisis todos los elementos que entran en juego desde la concepción misma de la posible implementación del equipamiento hasta la disposición final del mismo una vez cumplida su vida útil, ya que podría ocurrir que la buena solución técnico-económica para el usuario conlleve perjuicios en otros aspectos a veces no medidos, como lo son el balance energético global y el impacto ambiental (Koroneos y Nanaki, 2012). La herramienta adecuada para realizar un estudio integral que indique dicha sustentabilidad global es el Análisis del Ciclo de Vida (ACV) del equipo (Sauer, 2012).

En el ACV se tienen en cuenta desde la producción de las materias primas hasta la disposición final (o reciclado) de los componentes del equipo, pasando por los procesos intermedios de fabricación, distribución y venta, instalación y uso (Albizatti y Arese, 2011). Más allá del costo, podría darse, por ejemplo, que los procesos de generación de la materia prima y fabricación generen productos tóxicos y polución ambiental difíciles de mitigar, e incluyendo también el transporte de la mercadería, se consume en total gran cantidad de energía de origen fósil, incrementando los gases de efecto invernadero de la atmósfera en una medida tal que el propio equipo no compense en toda su vida útil (Kalogirou, 2004). Asimismo, la desinstalación del equipo y su desecho van a tener un costo, que casi nunca es considerado al momento de la venta e instalación. Eventualmente, podrían reciclarse parte de los componentes del equipo, lo cual operaría

positivamente (Duffie y Beckman, 2013). Es recomendable también, que se incluyan en el ACV el consumo total de agua y la Huella de Carbono (Sauer, 2012).

Se han hecho estudios de varios sistemas de agua caliente solar para distintas aplicaciones y con diferentes tecnologías, cuyos resultados han sido siempre altamente beneficiosos en términos del ACV (Żelazna y Pawłowski, 2013) (Kalogirou, 2009). En particular, Asif y Muneer (2006) profundizaron su estudio en un CAI de un solo tanque, y utilizando un concepto de "período de retorno de inversión energética" llegaron a la conclusión de que en 185 días se recupera la energía invertida en la fabricación del equipo. Desde el punto de vista de las emisiones de dióxido de carbono a la atmósfera, los mismos autores estiman un período de recupero de 156 días para las emisiones realizadas en el proceso de fabricación. Por lo tanto, teniendo en cuenta la larga vida útil de estos equipos, el balance desde el punto de vista del ACV resulta altamente positiva la utilización de este tipo de sistemas.

#### **2.4 Almacenamiento, Estratificación y Mezclado**

En estos equipos en que la función de absorción y almacenamiento se cumplen en un mismo componente, es de central interés un diseño cuidadoso de dicho componente para tener la cantidad de agua y niveles de temperatura acordes a la demanda (Lucchini et al., 2015). En lo que respecta al tamaño del almacenador, lo más razonable es basar su diseño en un balance energético que tenga en cuenta una estimación del recurso solar del lugar y la cantidad de usuarios diarios a satisfacer (Garnica et al., 2006). Por otro lado, para garantizar una temperatura acorde a las necesidades, debe cuidarse el mantenimiento de la estratificación en el, o los, elementos que intervienen en el almacenamiento de la energía.

La estratificación es un proceso que se da naturalmente por diferencia de densidad, con el ascenso de las capas de agua más caliente y descenso de las más frías y varios estudios teóricos y experimentales demuestran sus efectos benéficos en los equipos solares. Rosen (2001) se basa en un análisis exergético teórico, proponiendo distintos perfiles de estratificación para demostrar que un tanque estratificado, tiene un potencial mayor para proveer energía calórica que uno que no lo está. En un estudio experimental sobre la estratificación en un tanque, Eldessouky (1993) realiza un análisis de resultados teóricos y experimentales previos que demuestran que el mantenimiento de la estratificación puede mejorar entre un 5 y un 15 % la eficiencia de la colección de energía

de un sistema. Este mismo autor demuestra que con un flujo bajo ( $0,01 \text{ kg/s m}^2$ ) en un tanque cilíndrico vertical de 500 kg de agua con relación L/D 3:1, se mantiene una marcada estratificación que fundamenta el análisis del tanque como si fueran tres nodos independientes.

Este movimiento natural del agua en proceso de calentamiento, es influenciado cuando se produce la extracción de agua caliente, debido al reemplazo de la misma por agua fría. Como estos sistemas no tienen doble circuito (uno para el calentamiento proveniente del colector y otro para la demanda, como los termosifónicos), el agua siempre va a entrar fría, y no es necesario el desarrollo de sistemas de entrada que introduzcan un agua de retorno de colector en el nivel de estratificación que corresponde a su temperatura (Shah et al., 2005). Así, sólo hay que preocuparse que el agua fría que reemplaza la demanda no rompa la estratificación, lo cual se logra introduciendo el agua fría en la parte más baja del almacenador y de la manera menos "agresiva" posible para evitar las turbulencias y el mezclado (Borello et al., 2012). Logrado ésto, la propia entrada de agua contribuye a la generación de un perfil de temperaturas estratificado (Garnier et al., 2009). Esto es también confirmado por un estudio teórico realizado por Guo y Wu (1985) quienes lo hacen mediante métodos numéricos, basándose en un análisis sobre la magnitud del número de Richardson. Alizadeh (1999) realizó experimentos y analizó mediante métodos numéricos un tanque cilíndrico horizontal con distintos flujos de agua (6, 8 y 10 litros por minuto) llegando a la conclusión que con flujos relativamente bajos, la estratificación es razonable y se puede considerar el "efecto pistón" de las capas más bajas frías empujando las superiores más calientes.

Por lo tanto, es también muy importante centrar el estudio en los procesos de descarga de agua de los CAI, sobre todo atendiendo a los diseños de las conexiones de entrada. El efecto de rotura de estratificación se minimiza en el diseño de entradas de agua que consideren el agregado de placas difusoras o deflectoras horizontales par un tanque cilíndrico vertical en el cual entra el agua por debajo (Fasulo et al., 1997), o entradas a través de un caño con perforaciones (Garnica et al., 2011), que si bien aumentan las pérdidas de carga, contrarrestan el perjudicial efecto del mezclado. Similarmente, Altunop et al. (2005) estudiaron variantes de obstáculos al flujo entrante para entradas laterales a tanques de almacenamiento.

También es importante en los CAIs la determinación del tiempo óptimo de descarga, atendiendo a que la superficie absorbidora expuesta al cielo a través de su superficie transparente, comienza a enfriarse a ciertas horas de la tarde. Así, el peor

momento para realizar la extracción es por la mañana temprano, cuando el CAI ha estado más tiempo expuesto a las pérdidas de calor en el ciclo de un día. El mejor momento será, pasadas unas pocas horas del mediodía solar, cuando el sistema aún continúa absorbiendo energía solar (Barral y Wood, 1997), hasta que en un momento dado los aumentos de temperatura se atenúan y llegado un punto la temperatura comienza a descender, lo cual se puede observar en los gráficos obtenidos en distintos estudios experimentales (Garg y Rani, 1982).

## **2.5 Enfriamiento nocturno y resistencia al congelamiento**

Los sistemas solares para calentamiento de agua convencionales no pueden soportar largos períodos cuando las temperaturas del ambiente se mantienen por debajo del punto de congelamiento del agua, ya que al congelarse el agua en los finos conductos del colector, produce una dilatación que los rompe. Para contrarrestar esto se deben implementar sistemas de vaciado del colector ("draindown systems") o equipos indirectos con un antirrefrigerante en el colector, y por ende un intercambiador de calor. (Smyth et al., 2001), u otras soluciones que resultan en la complejización del equipamiento y el consecuente incremento de costos de materiales e instalación.

Por otro lado, debido a su gran masa térmica, los CAI son muy resistentes al congelamiento, sin necesidad de modificar su estructura básica ni agregar ningún elemento de control o protección extra. Schollenberger et al. (2015) han identificado para U.S.A. las regiones en que los CAI convencionales donde a pesar de su alta resistencia, podrían correr algún riesgo de congelamiento. Una mirada a la región geográfica y una comparación con latitudes de nuestro país, permite deducir claramente que la República Argentina tiene una región potencialmente favorecida para la aplicación de este tipo de sistemas.

Si se desea aún mejorar la resistencia al congelamiento y enfriamiento nocturno se puede recurrir a diseños especiales. En la Fig. 2.2. se muestran algunos modelos que especialmente contemplan en sus diseños unas variantes tendientes a contrarrestar el enfriamiento nocturno. Obviamente, todos los diseños agregan un poco de complejidad a la fabricación del equipo. Básicamente, la el objetivo perseguido por los investigadores y tecnólogos ha sido buscar algún tipo de protección extra para el almacenamiento o parte de él, ocultándolo de la radiación nocturna (Tripanagnostopoulos y Yianoulis, 1992). Se muestran en la Fig. 2.2. (a) un modelo propuesto por Smyth et al., (2001) donde a un

tanque vertical con reflectores se le ha prolongado el tanque y en la parte superior que tiene el agua más caliente se le ha aislado. En la Fig. 2.2. (b) se muestra otro CAI diseñado por Smyth et al., (2005) donde la radiación llega reflejada a un absorbedor-almacenador invertido y aislado. La Fig. 2.2. (c) es un modelo propuesto por Kumar y Rosen (2011), donde un CAI rectangular se extiende hasta tener una parte superior también rectangular pero aislada. Finalmente, en la Fig. 2.2. (d) está representado esquemáticamente un CAI de Madhlopa et al. (2006), de dos tanques horizontales con reflector, donde el tanque superior sólo recibe radiación reflejada por la parte inferior y permanece protegido por arriba con aislación.

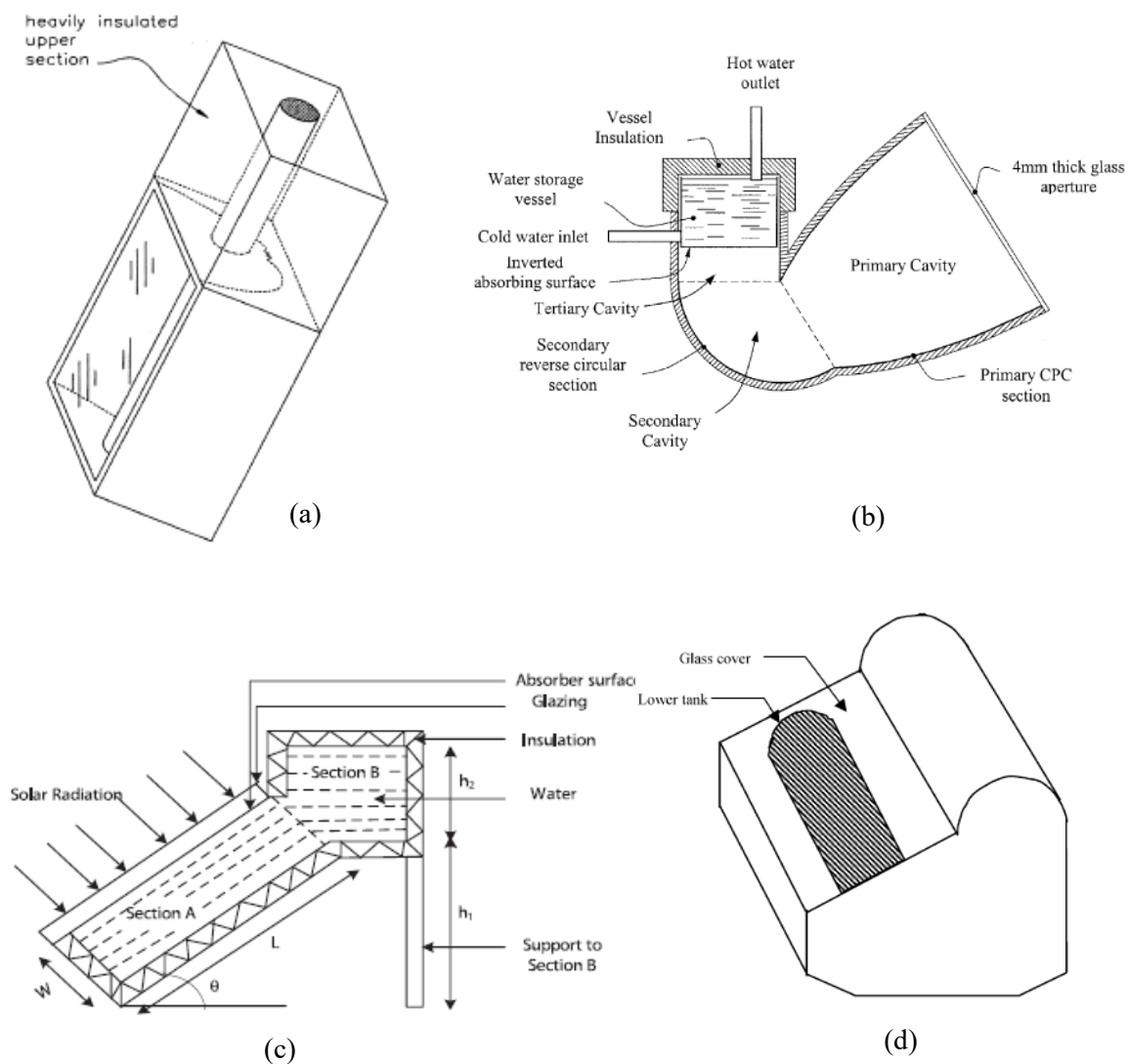


Fig. 2.2. Diseños para contrarrestar los efectos de enfriamiento nocturno: (a) de Smyth et al.; (b) de Smyth et al.; (c) de Kumar y Rosen; (d) Madhlopa et al.

Hay algunas propuestas de tapar la superficie transparente durante el período de enfriamiento del equipo, lo cual implica el agregado de un componente extra y la operación manual del usuario o la aplicación de algún automatismo de cierre. Ambas opciones conspiran contra la simplicidad del sistema: o el usuario tiene que recordar de cerrar el CAI todas las noches, el cual la mayor parte de las veces está en lugar de difícil acceso, o se debe adicionar un elemento adicional mecánico, con movimiento, con el consecuente agregado de mantenimiento y costo.

## **2.6 Modelado y Simulación de los CAIs**

A pesar de ser sistemas que pueden ser muy simples de construir, el funcionamiento de los CAIs presenta dificultades que conducen necesariamente a la utilización de modelado y simulación si se desea estudiarlos con algún grado de profundidad (Garg y Rani, 1982). Obviamente que resultados de cálculos que arrojen valores constantes o promedios, no son posibles cuando en el funcionamiento está involucrado el clima, que va cambiando permanentemente y en forma impredecible (Wood y Rogers, 1987). Sumado a esto, la inercia térmica de estos sistemas impide cualquier análisis de la performance de un modelo bajo condiciones de estado estacionario como se hace con los colectores planos (Aranovitch et al., 1989). Por lo tanto, si bien la experimentación es de suma importancia, tratar de estudiar las distintas alternativas de estos equipos mediante experimentos resultaría sumamente oneroso y lento, y esto último sobre todo si se piensa obtener resultados del comportamiento del equipo en el término de un año.

Banks (1998), identifica otras ventajas adicionales a la posibilidad de realizar simulaciones de un equipo. Primeramente, la experimentación sin costo, ya que es posible "probar" si algo funcionará sólo con la computadora, sin tener que arriesgar el equipo. También es importante la posibilidad de expandir o comprimir el tiempo, pudiendo analizarse en segundos la evolución de todo un año, o examinar en forma minuciosa la evolución de proceso corto con gran cantidad de espacios de tiempo muy pequeños. Asimismo, es posible comprender por qué ocurren ciertas cosas, se pueden explorar posibilidades con facilidad, haciendo cambios sobre la marcha en el modelo, diagnosticar problemas, etc.

El modelado y la realización de simulaciones mediante computadora han probado ser valiosas herramientas para el diseño y la optimización de procesos en múltiples

disciplinas, y su uso se ha expandido rápidamente en las últimas décadas dada la disponibilidad de computadoras de alta velocidad (Ramirez, 1998). Para profundizar el conocimiento acerca del funcionamiento de los CAI y evitar la realización de prolongados experimentos, se ha realizado en este estudio un análisis de los equipos mediante el modelado físico-matemático de los mismos y la simulación de su comportamiento en distintos períodos de tiempo. El grado de certeza con que se realizan las suposiciones y la correspondiente matematización del modelo, implicarán que esta representación de la realidad sea más o menos confiable. Para ello se debe realizar lo que se denomina "validación" del modelo (Jaluria, 2008).

La validación de un modelo se realiza comparando los resultados que se obtienen de la implementación del mismo con los que arroja el sistema o proceso real que se quiere simular. El grado de concordancia que se observe, indicará en qué grado el modelo representa la realidad (Sargent, 2011). Para ello, deberán disponerse las actividades experimentales que sean necesarias para poder realizar aquellas mediciones que cubran todas las posibilidades que pueden ocurrir en el funcionamiento del proceso o sistema real y que el proceso o sistema simulado deberá emular con un nivel de concordancia aceptable. En la búsqueda de la validación se debe "refinar" el modelo (Giordano et al., 2014).

En el área de estudios energéticos, y en particular para energía solar, se han desarrollado diversos softwares específicos. Uno de los más conocidos es el desarrollado originariamente por el Solar Energy Laboratory de la Universidad de Wisconsin, conocido como TRNSYS (2003), que fuera diseñado originalmente para aplicaciones de energías renovables, expandido luego a otras áreas de la ingeniería y arquitectura bioclimática, y hoy está disponible en forma comercial en distintas partes del mundo. A nivel nacional, el Instituto de Energías No Convencionales (Conicet-UNSa) ha desarrollado y continúa actualizando el programa SIMUSOL (Alía de Saravia, 2002). Ambos programas mencionados trabajan en forma modular, contando con modelos convencionales de los componentes más usuales, pudiéndosele agregar nuevos componentes que cumplan con los protocolos de comunicación de los programas. En esta Tesis se ha utilizado en parte el simulador TRNSYS para el primer CAI estudiado y luego se han escrito directamente otros modelos directamente en el lenguaje de alto nivel FORTRAN, el cual es uno de los más recomendados en el ámbito del procesamiento numérico.

## 2.7 Normas y ensayos y aplicables a los CAIs

Las normas y estándares aseguran que los productos y servicios sean seguros, confiables y de buena calidad. A las normas se arriba por consenso y con la aprobación de un organismo reconocido, y son reglas y criterios para usos comunes y repetidos, estableciendo las condiciones mínimas que debe reunir un producto o servicio para que sirva lo más adecuadamente posible al uso al que está destinado (IRAM, 2015). De esta manera, se asegura la compatibilidad de los productos, se protege la salud y el medioambiente, se previenen los peligros, se facilita el comercio, y se brinda información para guiar al consumidor. El desarrollo de las normas se hace en base a resultados probados de investigación tecnológica y desarrollo, y es así posible innovar, anticipar y mejorar productos. Así como hay normas para infinidad de productos, existen también para los equipos que se utilizan en el aprovechamiento solar térmico.

La elaboración de normas ha evolucionado naturalmente con la intervención de distintos organismos, y existen hoy instituciones reconocidas a nivel internacional y también organismos nacionales dedicados a la aprobación de normas. Uno de los primeros organismos en desarrollar normas para la evaluación de equipos solares térmicos fue la American Society for Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineering (ASHRAE, 2003) de U.S.A., que elaboró un primer standard para ensayar el comportamiento térmico de colectores de placa plana en el año 1977. Este standard fue utilizado por USA hasta hace muy pocos años y varios países lo habían adoptado. Siguiendo una tendencia marcada por el camino del mundo hacia la globalización, muchas normas pasaron a ser estudiadas y generadas por organismos internacionales, y es así que el citado standard fue tomado como base para una norma que elaboró y aprobó la International Standardization Organization, el International Standard ISO 9806-1, que ha tenido tal aceptación que el propio organismo de certificación de USA lo ha adoptado.

Aunque existen un conjunto de varios ensayos que se pueden realizar a colectores y sistemas, algunos de los cuales pueden ser determinantes (choque térmico, materiales defectuosos, daño por granizo, etc.), los que ocupan el lugar primordial son los de ensayos de comportamiento térmico. Esto obedece a la sencilla razón de que dichos ensayos se vinculan al objetivo básico de estos equipos que es calentar agua, y la pregunta esencial que se hacen desde los fabricantes hasta los usuarios es ¿cuán bien calienta agua mi colector o sistema? (Barral, 2010). Esta última pregunta, en principio parece sencilla, pero da lugar a un abanico de posibilidades que pueden incluir enfoques sobre valores de

temperatura de salida, análisis de eficiencia, cantidad de energía ahorrada, estratificación del almacenador, etc. (Garnica et al., 2010). A su vez se abren otra serie de interrogantes, como la fijación de la definición de eficiencia, o si la mejor solución técnica es la mejor desde el punto de vista económico. Se tratará de aclarar estos puntos en lo que sigue.

Como primera medida, cabe aclarar que si bien los CAIs contienen la palabra "colector" incluida en varios de los acrónimos presentados en el capítulo 1, no es posible ensayar a los mismos con la norma mencionada anteriormente. Esto se debe a que esta primera normativa se desarrolló para colectores planos funcionando en estado estacionario, lo cual es normal cuando los colectores forman parte de sistemas de calentamiento donde la circulación de agua a través del colector se logra mediante la acción de una bomba de circulación, que son a caudal constante. El CAI, por su alta inercia térmica y su forma de operar no reúne esta condición de estacionariedad, y resulta imposible por lo tanto aplicar la ISO 9806-1. También los sistemas termosifónicos tienen el mismo problema, ya que aunque en muchos de ellos forme parte de su sistema un colector de placa plana, en condiciones normales de operación este colector no trabaja en estado estacionario, sino que el fluido caloportador se mueve de acuerdo a la potencia que pueda tener su circuito termosifónico, lo cual es altamente dependiente del clima, fundamentalmente de la radiación solar. Se hicieron intentos para encontrar procedimientos de ensayo de corto tiempo para los CAIs (Tully, 1986) lo cual resultó prácticamente imposible y se trabajó también en el establecimiento de la determinación de eficiencias (Faiman, 1984), pero con resultados particulares no extrapolables a todos los modelos y sin proveer datos útiles para la selección de los equipos. Zollner et al. (1985) propusieron un método basado en un programa computacional de nodos isotérmicos, pero con coeficiente de pérdidas fijo medido, lo cual no fue validado por falta de datos experimentales (Fannery y Klein, 1987).

Atendiendo a estos problemas, ISO desarrolló un standard en particular, basado en un trabajo colaborativo de diez (10) países de Europa, que comprendió a veintidós (22) centros de investigación, Laboratorios, Facultades y Universidades. El grupo de trabajo fue denominado como Collector and System Testing Group (CSTG), comenzó a trabajar en 1984, y el resultado de su trabajo fue publicado por la Comisión de las Comunidades Europeas, en la serie "Non Nuclear Energies" con el título "Recommendations for Performance and Durability Tests of Solar Collectors and Water Heating Systems" (Aranovitch et al., 1989). El CSTG desarrolló un método de evaluación de sistemas completos basado en mediciones que toman al sistema como caja negra, teniendo en

cuenta ensayos de varios días para determinar resultados que mediante una regresión lineal posibilitan la predicción de la energía que como precalentador puede entregar un equipo en un año (Naron, 2000). Los errores tolerables en las mediciones fueron estudiados comparando regresiones lineales de ensayos de varios laboratorios (Bourges et al., 1991a), determinándose la precisión en la predicción de la performance a largo plazo de los equipos (Bourges et al., 1991a).

El trabajo del CSTG fue tomado por el Comité Técnico ISO/TC 180, Solar Energy, Subcomite SC 4, Systemas - Thermal performance, reliability and durability, que emitió en 1995 el standard ISO 9459-2 (ISO, 1995), que es utilizado actualmente en gran cantidad de países del mundo. También para la evaluación de sistemas compactos, propone la ISO el standard 9459-1, que requiere el uso de un simulador solar para evaluar en un día estandarizado, el standard 9459-3 donde se considera al sistema con el aporte de energía suplementaria, el standard 9459-4 que propone una simulación numérica mediante el uso de TRNSYS, evaluado antes el colector por separado con la ISO 9806-1, y el standard 9459-5, que es también un método computacional que tiene en cuenta valores horarios de datos climáticos y de demanda.

Ante esta diversidad de metodologías propuestas, surge la necesidad de adoptar la que más se adapte a las posibilidades de todos los laboratorios de ensayo, ante lo cual se siguen los criterios propuestos por Wood y Rogers (1987). En un trabajo de relevamiento, estos autores remarcan que es deseable que el ensayo de equipos no sólo sirva para predecir el comportamiento a largo, sino que también como elemento de diagnóstico para identificar fallas, y que se pueda ver qué sucede si se cambian las condiciones climáticas, la demanda del usuario, forma de instalación. A su vez, opinan que deben priorizar los métodos teniendo en cuenta las siguientes características: duración del ensayo, aplicabilidad a diferentes tipos de equipos, posibilidad de realización en el exterior, reproducibilidad de los resultados, precisión y cuantificación en la predicción del comportamiento, medición no intrusiva, complejidad y costo del equipamiento de medición. Morrison (2001) realiza un análisis de los distintos métodos propuestos, resumiéndolos en una tabla y considerando la aplicabilidad, el método, la duración y el resultado de cada uno, a lo que le suma costos y habilidades y entrenamiento de los operadores, resultando que el método previsto en la ISO 9459-2 es el más recomendado. Este método también es recomendado por Kaloudis et al. (2010), atendiendo a relación costo-resultados y a los beneficios que puede traer para los fabricantes por los detalles observables en los datos del ensayo.

Debe aclararse que los resultados de la ISO 9459-2 o su adaptación IRAM 210004 no tienen nada que ver con el "rendimiento térmico" de colectores de placa plana (ISO 9806 o su homóloga IRAM 210001-2). La ISO 9459-2 se basa en mediciones durante 12 horas del día, incluyendo días de baja radiación, y durante varios días (al menos seis), con el objetivo de determinar una performance anual de los equipos compactos. Para ello hace uso del concepto de Fracción Solar mensual o anual, que se define como el cociente entre la cantidad de agua caliente que se provee por energía solar respecto al agua caliente total demandada por el usuario. La Ec. (2.1) expresa la Fracción Solar Mensual; cambiando la palabra año por mes en dicha ecuación, se tiene la definición de Fracción Solar Anual. Por otro lado, la ISO 9806 que es la que provee el típico rendimiento térmico, en su curva de eficiencia instantánea,  $\eta$ , versus diferencia de temperatura de entrada al colector menos temperatura ambiente, todo dividido la radiación solar instantánea en el plano del colector,  $(T_{IN}-T_A)/G_T$ , se mide alrededor del mediodía solar, con el colector perpendicular a los rayos solares y en días claros con alta radiación solar, pudiendo demandar un día o a lo sumo dos de mediciones.

$$FS_{mensual} = \frac{\text{Agua caliente provista con energía solar en el mes } i}{\text{Agua caliente demandada en el mes } i} \quad (2.1)$$

Así, los resultados de la predicción que se obtiene para el sistema compacto, usando un año típico meteorológico, cuando se computa la fracción solar anual para un sistema bien diseñado debería estar en el orden del 65 al 75 %. Hay que tener en cuenta que la fracción solar anual no se puede obtener promediando los valores de las fracciones solares mensuales, sino que deben computarse el total anual tanto en numerador como en denominador. Mientras que si se intentara representar una "eficiencia anual", como calor útil total entregado dividido energía radiante incidente en el sistema compacto, daría valores del orden del 30 al 50 % (Garnica et al., 2010), lo que un lector no avezado en este tema podría suponer que es un rendimiento "bajo", pero que es normal, dado que se están incluyendo horarios matutino y vespertinos, y días nublados y lluviosos, que son horarios y días con bajos niveles de radiación solar.

Si aún así, se decidiera determinar dicha eficiencia en forma orientativa, la misma debería medirse al menos en forma mensual,  $\eta_{mes}$ , para promediar varios días y compensar las oscilaciones de soleados y nublados, y la ecuación a utilizar debería ser:

$$\eta_{mes,i} = \frac{\text{Energía calórica útil entregada por el CAI en el mes } i}{\text{Radiación incidente sobre el plano inclinado del CAI en el mes } i} \quad (2.2)$$

Si se deseara la eficiencia anual, la ecuación es la misma, cambiando el subíndice por "año" y computando los valores totales del año tanto en el numerador como en el denominador. No se puede hacer el promedio de eficiencias mensuales para calcular algo así como un promedio anual.



## CAPÍTULO 3

### MODELADO Y SIMULACIÓN DE COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA

#### 3.1 La utilización de modelos físico matemáticos y la simulación de procesos

Una simulación es la imitación del comportamiento de un sistema o un proceso de la vida real a lo largo del tiempo. Según Banks et al. (1998), consiste en la generación de una historia artificial de un sistema y la observación de si dicha historia artificial permite deducir inferencias acerca de las características operativas del sistema real. El comportamiento del sistema es representado mediante un "modelo" de simulación, que se crea a partir de una serie de suposiciones acerca de cómo debería operar el mismo. Estas suposiciones son expresadas en forma de relaciones matemáticas, lógicas y simbólicas entre los objetos de interés del sistema. Una vez validado el modelo, puede ser utilizado para investigar una variedad de preguntas del tipo ¿qué pasaría si el sistema hiciera tal cosa? Luego, cambios potenciales en el sistema pueden ser investigados, con el objeto de predecir el comportamiento del sistema ante tales cambios. Asimismo, la simulación puede ser utilizada en etapas de diseño, antes de que un sistema sea construido.

Para que se comprendan los pasos seguidos y metodologías utilizadas, conviene dejar en claro de qué tipo de simulación de sistema se realizó en esta Tesis, para lo cual se recurre a su delimitación de acuerdo a ciertas clasificaciones. Siguiendo a Stoecker (1989), se puede decir que se trata de la simulación de un sistema en forma continua, determinística y dinámica. Continua porque se trata de variables que se pueden considerar flujos, como la energía y la masa, variables con cambios paulatinos como la intensidad de radiación, la temperatura, humedad, etc., a diferencia de lo que sería una *simulación discreta* con variaciones dadas por números enteros. Determinística, porque las variables se interrelacionan matemáticamente mediante ecuaciones y no por distribuciones probabilísticas como en *simulaciones estocásticas*. Y finalmente, dinámica, porque las variables van cambiando permanentemente con el transcurso del tiempo, a diferencia de una *simulación estacionaria*, cuyos resultados una vez realizada la simulación, permanecen constantes en el tiempo.

En los casos tratados en esta Tesis, los modelos físicos conducirán a una representación mediante ecuaciones, razón por la cual se les suele llamar también "modelos físico-matemáticos". Estas ecuaciones pueden ser de distinto tipo (lineales, no lineales, diferenciales, etc.), en general estarán relacionadas entre sí de diversas maneras y además deberá de tenerse en cuenta en este caso la participación de variables termofísicas y el clima que van a ir cambiando a medida que lo hagan la temperatura y el tiempo. Esto obligará a pensar en detalle la representación matemática del modelo, habida cuenta la necesidad de ir resolviendo estas ecuaciones a medida que una simulación avanza en el tiempo.

Según detalla Kuri Abdala (2015), para el desarrollo de un modelo matemático se deben cumplir de seis etapas que son: 1) descripción del fenómeno, planteándose las variables que intervienen y las hipótesis del comportamiento del misma; 2) planteamiento de las ecuaciones que describen matemáticamente el fenómeno (modelo matemático), las condiciones de frontera y la variabilidad de solución; 3) selección del método de solución del modelo matemático, es decir la elección del algoritmo de cálculo; 4) Programación del algoritmo de cálculo para una computadora; 5) Calibración, verificación y validación del modelo, y 6) explotación del modelo, es decir, la utilización del mismo utilizando datos de campo, de experimentos en laboratorios o de supuestos teóricos para obtener predicciones de comportamiento.

Aunque los modelos que se utilizan en este trabajo se basan en leyes físicas, propiedades de materiales y correlaciones actualizadas por investigaciones, no necesariamente los resultados van coincidir exactamente con los resultados que un equipo puede mostrar en un proceso real. Una interpretación errónea de algunos de los procesos físicos, el dato impreciso de una propiedad termofísica o un pequeño error en el planteo del algoritmo, pueden conducir a comportamientos muy diferentes al real. Por esta razón, antes de ser utilizado en las aplicaciones que sean, cualquier modelo, debe ser "validado" (Oberkampf y Trucano, 2002).

La Validación es básicamente el acto de comparar las variables de salida, o resultados del modelo, con las que se obtienen del sistema o equipo real que se pretende modelizar. Entonces, para comparar, tanto al modelo como al sistema real, se les debe someter a las mismas condiciones medioambientales y datos de entrada. Es decir, que un modelo analítico supuesto es comparado con un sistema real, con el objeto de observar el grado de concordancia entre sus comportamientos. Dada la no estacionariedad de los procesos, la aceptabilidad del modelo se verificó mediante la utilización de gráficos de

comportamiento (Sargent, 1996), considerando desviaciones absolutas de Temperatura. Con el objeto de acercarse al comportamiento real, se realizan sucesivos "ajustes" al modelo hasta que los resultados simulados se asemejan a los reales dentro de un margen razonable de error.

Una representación gráfica que se considera adecuada a los expuesto hasta aquí ha sido extraída de un curso de simulación de la Universidad de Málaga (Fernández de Cañete, 2015) y se presenta en la Fig. 3.1. Se puede ver allí que la formulación matemática navega entre los bloques de Modelo Formal y Modelo Computarizado, ya que no sería razonable plantear una matematización que no sea resoluble computacionalmente. En lo que respecta a la validación, la misma recorre todos los bloques en la búsqueda del ajuste del modelo, siendo el bloque que compara el que ordenará la detención del proceso cuando las diferencias entre el modelo y el sistema real caigan dentro de un margen razonable de error.

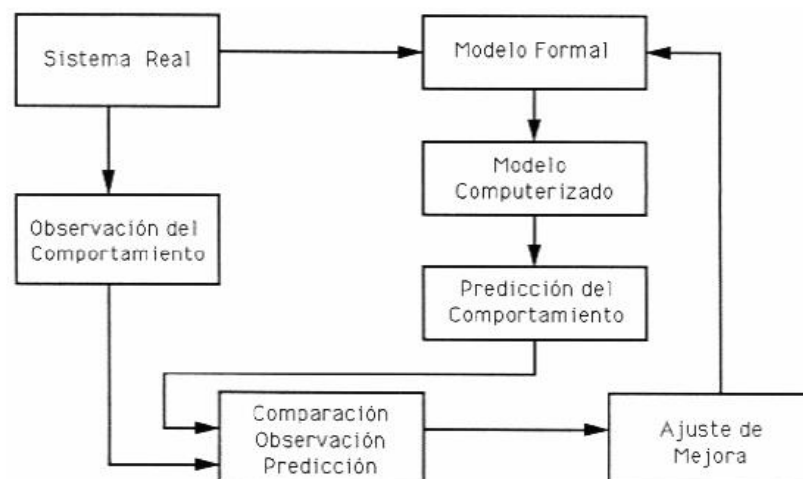


Fig. 3.1. Diagrama de bloques identificando interrelaciones entre los componentes principales para la generación de un modelo de simulación (Fernández de Cañete, 2015).

### 3.2 Modelado de Sistemas Térmicos

El mejor método para ser utilizado en la simulación del comportamiento de un sistema ingenieril es el que mejor se adapta a las características de las ecuaciones que componen el modelo y los recursos computacionales disponibles. Siguiendo este razonamiento, Rieder y Busby (1986) recomiendan revisar los métodos matemáticos más acordes para la resolución de los problemas que se presentan, antes de adoptar métodos o

equipamientos excesivos, que encarezcan y demanden esfuerzos innecesarios. Deben así identificarse claramente las variables, las ecuaciones que describen los comportamientos de cada parte del sistema, si estas incluyen derivadas, si los coeficientes de las ecuaciones son constantes o variables, condiciones iniciales, condiciones de borde, etc.

Los modelos que aquí se plantearon no fueron asumidos como "caja negra", sino que se trató de interpretar o al menos aproximar con correlaciones conocidas todos los procesos, balances de energía y modos de transferencia de calor. Se modelaron así "sistemas", compuestos de varias partes, que se fueron subdividiendo en su estudio para simplificar, luego se ensamblaron, apuntando a tener un sistema "global" del cual importan fundamentalmente su entrada y salida de agua y la llegada de energía radiante. Los límites del sistema fueron definidos como la periferia del colector, su carcasa, y sus conexiones de entrada y salida de agua, y se definieron como variables externas el clima, las demandas de agua caliente del usuario, y las condiciones de entrada del agua de reposición.

Estos sistemas poseen como elemento básico de absorción y almacenamiento de energía en un tubo o tanque, con una gran masa de agua, la cual ofrece resistencia tanto para calentarse como para enfriarse (Zollner et al., 1985). Esto hace que se denomine a estos componentes del CAI como elementos de "alta inercia térmica". En otras palabras, ante un cambio de las condiciones externas, se necesita un cierto tiempo para que los cambios traten de manifestarse en los componentes de mayor masa del sistema, los cuales "se oponen" a que se varíe su temperatura (Barral, 1997). Esto se ve claramente analizando mediante una ecuación calorimétrica, la cantidad de energía necesaria para cambiar un grado Celsius una cierta cantidad de agua (componente mayoritario de la masa del sistema), siendo que el agua tiene una densidad razonable y un calor específico muy alto, lo cual da como resultado una capacidad calorífica muy elevada. Así, como la cantidad del material contenedor (tubo o tanque) tendrá muy poca masa frente al agua y un calor específico también pequeño, su inercia térmica contribuirá muy poco frente a la del agua, y será despreciada en los cálculos que siguen.

Como se dijo en la introducción (Capítulo 1), por el cambio de las variables climáticas durante el día, como así también por las exigencias de demanda de agua caliente, se producen sucesivos calentamientos y enfriamientos en los elementos que componen los CAIs, no es posible plantear que estos sistemas trabajan en estado estacionario (Garnica et al., 2011). Muy por el contrario, se trata de sistemas de variabilidad permanente, tanto durante el día como la noche.

Los sistemas que poseen cierta masa térmica y en los que intervienen los distintos modos de transferencia de calor y en particular la radiación que lo hace en términos de diferencias de temperaturas a la cuarta potencia, conducen a ecuaciones diferenciales ordinarias (EDO) no-lineales de primer orden (Hoffman, 2001). Esto se debe a que uno de los términos de la ecuación deberá representar el cambio instantáneo de temperatura en función del tiempo, lo cual se hace mediante la derivada de la Temperatura respecto del tiempo multiplicada por el calor específico de la sustancia y la masa de la misma, y otros términos tendrán que modelizar los intercambios de calor debidos a absorción de radiación y pérdidas de calor en sus distintos modos (conducción, convección y radiación) que dependerán de diferencias de temperaturas y diferencias de temperaturas a la cuarta potencia.

En nuestro caso, que el objetivo es realizar la simulación de un proceso, vamos a tener EDOs que tendrán un valor inicial en el tiempo y sus correspondientes condiciones de borde. Además, con el avance del tiempo, las condiciones de borde irán cambiando, como por ejemplo las variables climáticas y el perfil de demanda de agua caliente. Asimismo, muchos de los coeficientes, sobre todo aquellos vinculados a procesos convectivos, serán función de la temperatura, que en algunos casos entrará como variable climática y en otros será propia evolución de la temperatura de los componentes del CAI que se va calculando paso a paso. Se ejemplifica con la siguiente ecuación de balance de energía para un tanque simple que absorbe radiación solar, tiene pérdidas de calor, e intercambia masa a través de la entrada y la salida.

$$c_w M_w \frac{dT}{dt} = \dot{S} A_s - q_{PERD} + c_w \dot{m} (T_{en} - T) \quad (3.1)$$

donde  $c_w$  es el calor específico del agua,  $M_w$  es la masa de agua contenida en el tanque,  $T$  es la temperatura del agua en el tanque (que se asume uniforme),  $\dot{S}$  es la energía radiante absorbida por el tanque por unidad de área,  $A_s$  es el área absorbidora,  $\dot{m}$  es el flujo másico del agua de entrada (igual al de salida),  $T_{en}$  es la temperatura del agua de entrada y  $q_{PERD}$  es la sumatoria de todos los flujos de calor que están saliendo del tanque por interacción con su entorno. Se usa en esta ecuación sólo la masa térmica del agua, ya que la del material del tanque será despreciable frente a la del agua y este también tomará la temperatura del agua, por lo que no hace falta plantear una ecuación de transferencia de

calor entre el material del absorbedor y el agua contenida. Salvo casos en que se indique lo contrario, todas las temperaturas estarán en unidades de grados Kelvin, K, a fin de incluir directamente las pérdidas de calor por radiación, en las cuales aparecerán términos de diferencias de temperaturas a la cuarta potencia, y que necesariamente tienen que estar en grados Kelvin; en el caso de pérdidas conductivas y convectivas, esto no afecta en nada, ya que aparecen sólo diferencias de temperatura.

La Ec. (3.1) deriva de la aplicación de la primera ley de la termodinámica para un sistema abierto que no realiza trabajo en su frontera (Moran et al., 2014) y está en unidades de potencia (W). Allí, el miembro de la izquierda representa la variación de energía interna del tanque,  $(\dot{S} A_s - q_{PERD})$  es el intercambio de calor en la frontera del sistema y el término restante es la entalpía de entrada menos la entalpía de salida. Se asumen que todo el tanque está a la temperatura  $T$ , y que es ésta la temperatura de salida a medida que va entrando agua a  $T_{en}$ . En el término  $q_{PERD}$  están englobadas todas las pérdidas calóricas: conductivas, convectivas y radiativas. Estas pérdidas dependen de la temperatura del tanque y sus adyacencias, con una dependencia lineal en el caso de las conductivas y radiativas y a la cuarta potencia en el caso de las radiativas. Otras ecuaciones de balance energético se podrían plantear para otras partes del colector, en particular para la cubierta, que es donde se producen las pérdidas mayoritarias de un CAI; en este caso, tratándose de un sistema cerrado, ya que no intercambia masa. Entonces, el balance sería:

$$c_G M_G \frac{dT_C}{dt} = q_{GAN} - q_{C_{PERD}} \quad (3.2)$$

donde  $c_G$  es el calor específico del vidrio,  $M_G$  es la masa del vidrio,  $q_{GAN}$  es el flujo de energía ganada por la cubierta en forma de calor, en W, proveniente mayormente de su interacción con las pérdidas del tanque, y  $q_{C_{PERD}}$  son las pérdidas de la cubierta, mayormente hacia la atmósfera.

Las ecuaciones (3.1) y (3.2) están planteadas para un CAI de un sólo tanque y que trabaja en forma completamente mezclada (temperatura uniforme en todo el tanque). Esta es una simplificación para la explicación del método, pero luego, para los modelos basados en "nodos" isotérmicos, se plantearon varias ecuaciones por CAI, tantas como nodos fueron propuestos en el modelo. Si bien esto aumenta el número de ecuaciones, el

tratamiento para cada una de ellas es el mismo, y como los nodos trabajan en serie, están atravesados por el mismo flujo másico,  $\dot{m}$ , y lo que es salida de uno se transforma en entrada del otro. Para el primer nodo la entrada está a  $T_{en}$ , y para el último, la salida está a la temperatura que se entrega el agua caliente al usuario.

Se pueden presentar tanto Ecuaciones Diferenciales Ordinarias (EDOs) como sistemas de EDOs no lineales, las que para los sistemas estudiados en esta Tesis, en ningún caso tendrán soluciones cerradas. Se recurrió entonces a la búsqueda de métodos numéricos tales que permitan la resolución de estas ecuaciones de forma tal de llegar a una solución de compromiso entre simplicidad de programación, tiempo de procesamiento de las computadoras y precisión de los resultados.

En la solución numérica de problemas científicos hay varios aspectos que deben ser considerados para asegurar la adecuación del enfoque seleccionado de acuerdo al problema a resolver y los resultados que se esperan obtener (Jaluria, 1996). Deberán tenerse en cuenta, entre otras cosas, aspectos como la exactitud deseada, la eficiencia del método, su estabilidad numérica, simplicidad de programación, versatilidad, requerimientos de almacenamiento de la computadora, experiencia previa con el método. Estos aspectos estarán íntimamente vinculados al tipo de problema que se desee resolver, estando en este caso ante un problema de balances térmicos, con un importante uso de procesos de transferencia de calor, y cuestiones vinculadas la geometría solar y a la variación del clima. Adicionalmente, una vez seleccionado el método, deberá escogerse un adecuado lenguaje de programación de alto nivel.

Las ecuaciones (3.1) y (3.2) deben ser resueltas para obtener los valores de temperatura en cada escalón de tiempo que se seleccione para avanzar en la simulación. La forma que adoptan estas ecuaciones, con sólo la primera derivada de una variable en el miembro izquierdo, permite la utilización de un método de Runge-Kutta de segundo orden para su solución (Chapra y Canale, 2014). Luego, pensando en dicho método, reordenando términos, cada ecuación puede ser escrita de la forma:

$$\left(\frac{dT}{dt}\right) = f\left[T, TC, T_A, V_W, HR, T_{en}, \dot{S}, \dot{m}, q(T)\right] \quad (3.3)$$

donde  $T$  puede ser la temperatura del tanque o de la cubierta. Se han adicionado aquí las variables  $T_A$ ,  $V_W$ ,  $HR$ , que son la temperatura ambiente, la velocidad del viento y la

humedad relativa, que eventualmente entran en los cálculos de las pérdidas de calor y son leídas de una base de datos.

Dado que todas las variables entre corchetes son conocidas al inicio del escalón de tiempo (que se indicará con la letra  $i$ ), una primera aproximación a la derivada del miembro izquierdo de la Ec. (3.3) se puede hacer utilizando los valores de dichas variables. Luego, se puede escribir la primera derivada con una aproximación en diferencias finitas (EDF) de la forma:

$$\left(\frac{dT}{dt}\right)_i = \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta t} \quad (3.4)$$

donde  $\Delta t$  es el escalón de tiempo seleccionado para que transcurra entre cada paso de la simulación. Una temperatura aproximada puede ser luego calculada para la finalización de dicho escalón de tiempo ( $i+1$ ) de la forma  $T_{i+1}$ , para cada tanque y cubierta. Utilizando nuevamente la Ec. (3.3), ahora reemplazando en la función  $f$  los valores de aproximados de las temperaturas una derivada aproximada puede calcularse para el tanque y la cubierta para el tiempo ( $i+1$ ). Cabe aclarar que  $T_A$ ,  $V_W$ ,  $HR$ ,  $T_{en}$ ,  $\dot{m}$ , y  $\dot{S}$  permanecen constantes durante todo el escalón de tiempo, como así también todos los coeficientes que intervienen en los cálculos de transferencia de calor y son función de la temperatura. Luego, un valor medio es calculado usando estas dos aproximaciones, para obtener una derivada media para el intervalo de tiempo, dada por:

$$\left(\frac{dT}{dt}\right)_M = \frac{\left(\frac{dT}{dt}\right)_i + \left(\frac{dT}{dt}\right)_{i+1}}{2} \quad (3.5)$$

Y en un último paso, para obtener las temperaturas de tanque y cubierta para iniciar el próximo escalón de tiempo, éstas se obtienen planteando las ecuaciones con la derivada media, de la siguiente forma:

$$\left(\frac{dT}{dt}\right)_M = \frac{T_{i+1} - T_i}{\Delta t} \quad (3.6)$$

Así, como lo sugieren algunos autores, el método clásico de segundo orden de Runge-Kutta puede ser interpretado como un método del tipo predictor-corrector, donde el método de Euler es usado como predictor para la aplicación de la regla trapezoidal. Entonces, las soluciones de las EDFs se obtienen mediante la discretización continua en el dominio del tiempo, lo cual implica que los valores del escalón de tiempo  $\Delta t$  son todos iguales, y las derivadas exactas son reemplazadas por las aproximaciones que se muestran. La aplicación de aproximaciones para obtener EDF, tiene su fundamento en la utilización de la serie de Taylor, a la cual se le realiza el truncamiento de los términos de orden superior. Es así que dicho error debe minimizarse con una elección tanto de adecuada grilla de tiempo (valor pequeño de  $\Delta t$ ) como así también un método numérico adecuado para la resolución de la EDF.

Así como están planteadas las EDF, serían solucionadas por el método explícito, que si bien es condicionalmente estable, dicho condicionamiento queda anulado con la utilización de estos tiempos pequeños. Este método es por lo tanto, relativamente simple y su resolución algebraica es directa.

Por otro lado, dado que es un problema físicamente condicionado, en el cual no se experimentarán variaciones bruscas de las variables entre un escalón de tiempo y el siguiente, no es de esperar que se produzca inestabilidad de las soluciones y que los resultados converjan sin problemas. La pequeñez del escalón de tiempo contribuye también a la convergencia y es perfectamente aplicable, incluso para simulaciones de largo plazo, ya que por la velocidad de procesamiento que tiene hoy cualquier computadora personal de última generación, el tiempo de cálculo no es un problema. Por ejemplo, para simulaciones de un año se han utilizado escalones de tiempo de 10 minutos (ver apéndice A, pág. 193). Para períodos de extracción de agua se han llegado a usar intervalos de pocos segundos. La consistencia de las EDF será finalmente verificada con la validación de los resultados simulados con los medidos en los experimentos.

Finalmente, si se desea calcular el calor útil provisto por el sistema en cada escalón de tiempo, se puede procesar una ecuación calorimétrica entre la entrada y la salida del tanque o sistema de tanques o tubos. Así, siendo  $N$  el último nodo (salida), en términos de flujo de energía, para obtener la energía útil en Joule (J), se puede plantear:

$$Q_{\text{útil}} = c_w \dot{m} [T(N) - T_{en}] \Delta t \quad (3.7)$$

Sumando todos los calores útiles de todos los intervalos de tiempo (integrando) entre el tiempo inicial y final de la simulación, se puede calcular el calor total provisto por el sistema en el período considerado.

### 3.3 Tratamiento de la Radiación solar absorbida y pérdidas de calor

En las ecuaciones (3.1) y (3.2) es necesario explicitar cómo fueron tratados los términos que representan la energía radiante absorbida y los términos que dan cuenta de los flujos de calor ganados y perdidos por el tanque y la cubierta. La energía radiante, proveniente del sol, fue analizada usando la geometría solar para tener en cuenta su incidencia en los distintos momentos del día, como así también se la procesó con los efectos que producen las pérdidas ópticas y propiedades de absorción y emisión de los materiales. En cuanto a los flujos calóricos, los mismo fueron analizados separadamente en sus componentes conductivas, convectivas y radiativas, utilizando las ecuaciones correspondientes para cada caso.

Comenzando con el cálculo de la radiación solar absorbida, se consideró un modelo de cielo isotrópico (Liu y Jordan, 1963), se calcularon las pérdidas ópticas y la absortancia de las superficies absorbedoras para el cálculo de los productos transmitancia-absortancia. En primera instancia, la ecuación de radiación incidente sobre la superficie inclinada de la cubierta transparente del CAI se representa mediante la Ec. (3.8) (Kalogirou, 2014).

$$G_T = G_b R_b + G_d \left( \frac{1 + \cos \beta}{2} \right) + G \rho_g \left( \frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \quad (3.8)$$

donde  $G_T$  es la radiación total por unidad de área que incide sobre la superficie inclinada, en  $W/m^2$ ,  $G_b$  es la radiación directa horizontal por unidad de área,  $R_b$  es el factor geométrico (que a partir de la radiación directa horizontal refiere la componente perpendicular a la superficie inclinada),  $G_d$  es la radiación difusa del cielo, el primer término entre paréntesis es el factor de vista para considerar que porcentaje de la radiación difusa del cielo incide sobre la superficie que está con una inclinación  $\beta$  respecto de la horizontal,  $G$  es la radiación global horizontal, suma de  $G_b$  y  $G_d$ ,  $\rho_g$  es la reflectancia del suelo, y el último término, entre paréntesis, es el factor de vista que da cuenta del

porcentaje de radiación difusa que emite el suelo e incide sobre la superficie inclinada. Resumiendo, en el miembro de la derecha, el primer sumando es toda la radiación directa que llega a la superficie transparente del CAI, el segundo sumando es toda la radiación difusa que llega a la superficie transparente del CAI, y el tercer sumando es toda la radiación reflejada por el suelo que llega a la superficie transparente del CAI. Los tres términos son afectados por las pérdidas ópticas y la absorptividad y emitancia de los materiales y se trataron separadamente. Los datos de radiación solar son provistos a partir de la generación de años típicos meteorológicos y vendrán dados por la radiación directa sobre un plano horizontal,  $G_b$ , y la radiación global sobre un plano horizontal,  $G$ . Luego por diferencia, se calcula la radiación difusa horizontal  $G_d$ .

Para saber cuáles son los ángulos solares que se utilizan en el desarrollo de las ecuaciones, se muestran los principales en el esquema de la Fig. 3.1, donde el plano sombreado representa la superficie transparente del CAI. Allí  $\beta$  es la inclinación de la superficie respecto a la horizontal,  $\theta_z$  es el ángulo cenital, y  $\omega$  es el ángulo horario (una hora cada  $15^\circ$ ), que tiene signo negativo por la mañana, hasta el mediodía solar, y luego toma valor positivo.

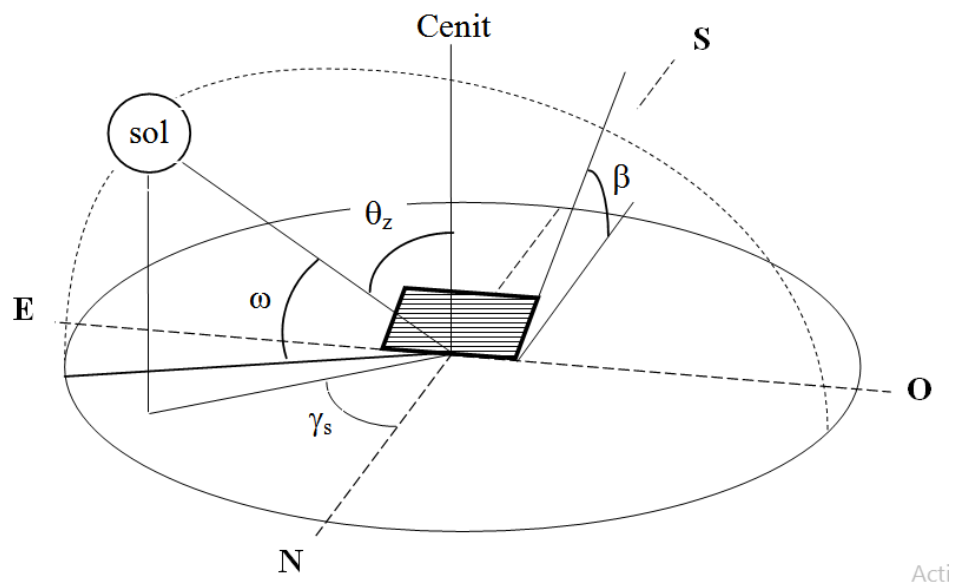


Fig. 3.2. Principales ángulos solares.

Otro ángulo importante es la declinación solar,  $\delta$ , que es el ángulo que forma el plano del ecuador con una línea tendida entre el centro del sol y el centro de la tierra.  $\delta$  se calcula mediante la fórmula de Cooper (Duffie y Beckman, 2013):

$$\delta = 23,45 \operatorname{sen} \left[ 360 \left( \frac{284+n}{365} \right) \right] \quad (3.9)$$

donde  $n$  es el número de día del año, contando como "1" el 1ro de enero.

Luego, en el primer sumando de la Ec. (3.7),  $R_b$  es el factor geométrico, que da el porcentaje de la radiación directa horizontal que llega a la superficie inclinada, y se calcula con la Ec. (3.9) que se muestra a continuación.

$$R_b = \frac{\cos \theta}{\cos \theta_z} \quad (3.10)$$

donde  $\theta$  es el ángulo de incidencia. El ángulo de incidencia es el que forma el rayo que incide en la superficie inclinada, respecto a una normal a dicha superficie. Siguiendo a Igbal (1983), el ángulo de incidencia y el ángulo cenital se calculan de acuerdo a:

$$\cos \theta = \operatorname{sen} \delta \cdot \operatorname{sen}(\phi + \beta) + \cos \delta \cdot \cos(\phi + \beta) \cdot \cos \omega \quad (3.11)$$

$$\cos \theta_z = \operatorname{sen} \delta \cdot \operatorname{sen} \phi + \cos \delta \cdot \cos \phi \cdot \cos \omega \quad (3.12)$$

donde  $\phi$  es el valor de la latitud del sitio de emplazamiento del equipo.

Para el tratamiento de las pérdidas ópticas, en los casos de radiación difusa y reflejada por el piso, se utiliza el concepto de ángulo de incidencia equivalente (Duffie y Beckman, 2013), el cual una vez determinado permite tratar a estas componentes de la misma manera que la radiación directa. Así, el ángulo de incidencia equivalente para radiación difusa isotrópica se calcula mediante:

$$\theta_{ed} = 59,7 - 0,1388 \beta + 0,001497 \beta^2 \quad (3.13)$$

y para el ángulo de incidencia equivalente para la radiación reflejada por el piso, se utiliza la siguiente ecuación:

$$\theta_{eg} = 90 - 0,5788 \beta + 0,002693 \beta^2 \quad (3.14)$$

Dado que una vez fijado el CAI, el ángulo de inclinación no varía, las ecuaciones (3.13) y (3.14) deben calcularse una sola vez en un proceso de simulación. Todas las otras, son repetitivamente aplicadas para cada escalón de tiempo mientras se corre la simulación.

Las ecuaciones que siguen a continuación se aplicarán también una sola vez para determinar las pérdidas ópticas correspondientes a la radiación difusa isotrópica y la radiación reflejada isotrópica. En el caso de la componente directa, como la misma va cambiando a lo largo del día, las ecuaciones siguientes deberán aplicarse en cada escalón de tiempo. Se escriben a continuación una sola vez, después fueron convenientemente discriminadas en los listados de programas que se hicieron.

Primeramente, los efectos en la transmisión debido a reflexión y absorción son analizados separadamente. Entonces, para considerar la reflexión, se determina la refracción del rayo incidente  $G_i$ , mediante la ley de Snell:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{\sin \theta_2}{\sin \theta_1} \quad (3.15)$$

donde  $n_1$  y  $n_2$  son los índices de refracción de los medios 1 y 2 respectivamente,  $\theta_1$  es el ángulo de incidencia y  $\theta_2$  el ángulo del rayo refractado respecto a la normal a la superficie. En este caso,  $n_1$  es siempre igual a "1", ya que el primer medio es aire.

Por medio de las ecuaciones de Fresnel se determinan las componentes perpendiculares y paralelas no-polarizadas, mediante:

$$r_{\perp} = \frac{\sin^2(\theta_2 - \theta_1)}{\sin^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.16)$$

$$r_{\parallel} = \frac{\tan^2(\theta_2 - \theta_1)}{\tan^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (3.17)$$

La radiación reflejada relativa,  $r$ , es:

$$r = \frac{G_r}{G_i} = \frac{1}{2} (r_{\perp} + r_{\parallel}) \quad (3.18)$$

donde  $G_r$  es la magnitud del rayo reflejado.

Siguiendo un proceso de análisis de las múltiples reflexiones que se producen al atravesar una cubierta transparente (Duffie y Beckman, 2013), se arriba a la siguiente ecuación para la transmitancia de la radiación no-polarizada

$$\tau_r = \frac{1}{2} \left( \frac{1 - r_{\parallel}}{1 + r_{\parallel}} + \frac{1 - r_{\perp}}{1 + r_{\perp}} \right) \quad (3.19)$$

Si el ángulo de incidencia es cero, las ecuaciones (3.20) y (3.21) deben utilizarse en vez de las (3.17), (3.18) y (3.19), de donde se obtiene la relación entre la radiación incidente,  $G_{inc}$ , y la reflejada,  $G_{refl}$ , y la transmitancia de la superficie transparente debida únicamente a los efectos de reflexión.

$$r(0) = \frac{G_{refl}}{G_{inc}} = \left( \frac{n_1 - 1}{n_1 + 1} \right)^2 \quad (3.20)$$

$$\tau_r = \frac{1 - r_{(0)}}{1 + r_{(0)}} \quad (3.21)$$

Los efectos de la absorción de la radiación solar por la superficie transparente, considerada separadamente de la reflexión, es calculada usando la ley de Bouguer, mediante la cual se puede expresar la relación entre la radiación transmitida,  $G_{trans}$ , y la incidente,  $G_{inc}$ , como:

$$\tau_a = \frac{G_{trans}}{G_{inc}} = \exp \left( - \frac{KL}{\cos \theta_2} \right) \quad (3.22)$$

donde  $\tau_a$  es la transmitancia por absorción,  $K$  es el coeficiente de extinción de la superficie transparente y  $L$  es el espesor de la cubierta transparente.

A continuación, combinando los efectos de la reflexión y la absorción, la siguiente ecuación simplificada puede usarse para calcular la transmitancia total de una cubierta transparente simple:

$$\tau \cong \tau_a \cdot \tau_r \quad (3.23)$$

La absorptancia del recubrimiento de la superficie absorbidora,  $\alpha$ , es de importancia, por lo cual dicha superficie debe ser cubierta con superficie selectiva, o en su defecto una pintura negro mate. La dependencia angular de la absorptancia no será considerada en este estudio, ya que no es significativo el efecto que causa respecto a la energía total que llega al CAI, ya que su dependencia angular se hace importante más allá de los 60° del ángulo de incidencia, situación en que la radiación que arriba al CAI es muy pobre, correspondiendo horas de la mañana tempranas o últimas horas de la tarde.

El efecto de múltiples reflexiones causadas por la interacción de la cubierta y la superficie absorbidora que se encuentra por debajo, se puede aproximar mediante la ecuación de trabajo de Whillier para colectores de placa plana:

$$(\tau\alpha) \cong 1,01 \tau\alpha \quad (3.24)$$

donde  $(\tau\alpha)$  se denomina "producto transmitancia absorptancia", siendo  $\alpha$  la absorptancia solar, que depende de la terminación superficial o pintura que posea la superficie absorbidora del CAI y será un dato provisto por catálogo de fabricante o bibliografía específica.

Finalmente, como no toda la energía absorbida por la cubierta es perdida, el efecto de la absorción implica un incremento de temperatura de dicha cubierta, lo cual reduce las pérdidas de calor del sistema completo. Esto puede considerarse incrementando el producto transmitancia absorptancia. Nuevamente, la aproximación utilizada para colectores solares de placa plana puede utilizarse sin cometer un error significativo, y tomando datos de la bibliografía para cubiertas transparentes hechas de vidrio común se puede aproximar mediante la Ec. (3.25), y para cubiertas con vidrio de baja absorción, mediante la Ec. (3.26)

$$(\tau\alpha)_e = 1,02 (\tau\alpha) \quad (3.25)$$

$$(\tau\alpha)_e = 1,01(\tau\alpha) \quad (3.26)$$

Como último paso, resta afectar a cada uno de los componentes de la radiación solar que arriba a la superficie transparente, de los correspondientes productos transmitancia absortancia, para obtener la radiación solar absorbida por unidad de área de la superficie absorbadora:

$$\dot{S} = G_b R_b (\tau\alpha)_b + G_d (\tau\alpha)_d \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + G (\tau\alpha)_g \rho_g \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (3.27)$$

Si en vez de vidrio u otra cubierta maciza, se utiliza policarbonato alveolar, se recomienda utilizar una ecuación similar a la anterior, desarrollada por Barral et al. (2001, 2003), donde se determinan experimentalmente los coeficientes del producto transmitancia absortancia y se tiene en cuenta un término adicional que da cuenta del efecto de dispersión que ocasionan las láminas transversales que mantienen unidas las superficies exteriores del conjunto.

### 3.4 Análisis de las pérdidas de calor

En la Fig. 3.2. se esquematizan los sentidos de las pérdidas de calor que sufre el almacenador-absorbador de un CAI tubular. En líneas onduladas se identifican las radiativas, con flechas blancas las convectivas y con flechas negras las conductivas.

Por las paredes aislantes se han considerado solo pérdidas conductivas en razón de que la resistencia térmica de la conducción es tan grande, que las resistencias de convección y radiación que tendría la superficie exterior de la carcasa son comparativamente despreciables. Haciendo entonces una hipótesis de unidimensionalidad, se plantea una pérdida conductiva en términos de un coeficiente de transferencia de calor conductivo (la inversa de la resistencia térmica), y se puede escribir la siguiente expresión, por ejemplo, para contabilizar las pérdidas por la parte de atrás del colector, o fondo, identificado por el subíndice *f*.

$$U_f = \frac{k}{L_f} \quad (3.28)$$

donde  $U_f$  es el coeficiente de pérdidas conductivas (conductancia), en  $W/m^2 K$ ,  $k$  es el coeficiente de conductividad térmica del aislante, en  $W/m K$ , y  $L_f$  el espesor de aislante correspondiente.

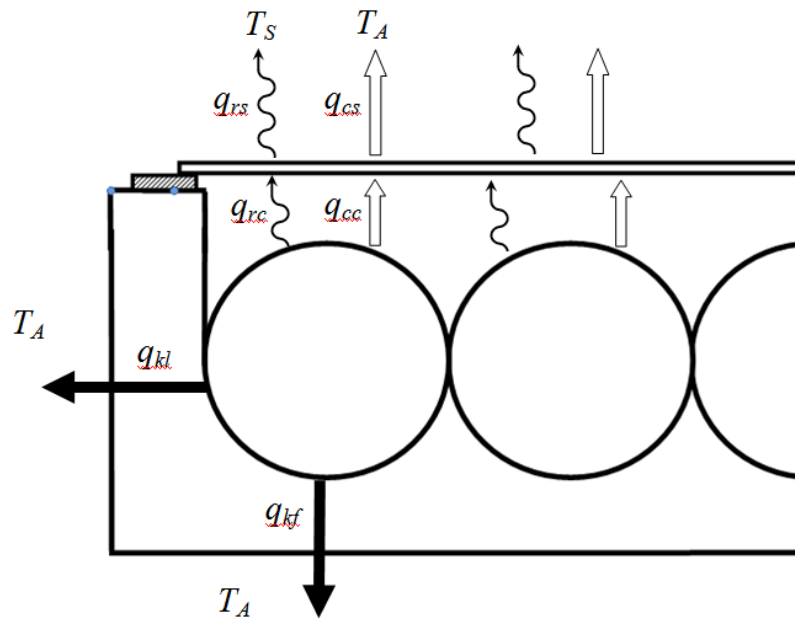


Fig. 3.3. Pérdidas de calor que experimenta un CAI

Luego, la pérdida de calor asociada será:

$$q_f = A_f U_f (T - T_A) \quad (3.29)$$

donde  $q_f$  es el flujo de pérdida de calor por el fondo del CAI, en  $W$ , a través del área  $A_f$ , que corresponde al elemento de temperatura  $T$  (tanque o tubo según corresponda en cada caso), y  $T_A$  es la temperatura ambiente. Ecuaciones similares, con sus subíndices, se plantearán para los cuatro laterales (si es una caja rectangular).

Para el caso de pérdidas convectivas, comenzando desde el tubo hacia la atmósfera, se dan varias posibilidades, dependiendo de la geometría que presente la cavidad que se forme entre los tanques y la parte interna de la superficie transparente. En general puede funcionar bien la hipótesis de convección natural en una cavidad entre

placas planas cuando el tanque es rectangular y ocupa todo el espacio de la caja aislada, recurriendo así a la ecuación propuesta por Hollands et al. (Duffie y Beckman, 2013):

$$Nu = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708 (\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cos \beta} \right] \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cos \beta} \right]^+ + \left[ \left( \frac{Ra \cos \beta}{5830} \right)^{1/3} - 1 \right]^+ \quad (3.30)$$

donde el exponente + en los dos últimos corchetes indica que solo los términos positivos deben ser considerados, si no el corchete debe ser considerado de valor cero.  $Nu$  es el número de Nusselt,  $Ra$  es el número de Rayleigh, ambos adimensionales, y el último dado por la siguiente expresión matemática:

$$Ra = \frac{g \beta' [T - TC] L^3}{\nu \alpha'} \quad (3.31)$$

donde  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $L$  es la longitud característica (distancia entre placas),  $\beta'$  es el coeficiente de expansión térmica del aire,  $T$  es la temperatura del tanque,  $TC$  es la temperatura de la cubierta transparente,  $\nu$  es la viscosidad cinemática del aire y  $\alpha'$  es la difusividad térmica del aire. Calculado  $Nu$ , el coeficiente de transferencia de calor por convección se obtiene mediante

$$h_{c,t-c} = \frac{Nu k_a}{L} \quad (3.32)$$

ecuación en la cual  $k_a$  representa la conductividad térmica del aire.

Luego, el flujo de transferencia de calor por convección entre el tanque y la parte interna de la cubierta transparente estará dada por la siguiente ecuación:

$$q_{c,t-c} = A_c h_{cTC} (T - T_C) \quad (3.33)$$

donde  $A_c$  es el área de la cubierta y  $T_C$  es la temperatura de cubierta.

Si la geometría de la cavidad no es tan sencilla, deberán buscarse otras soluciones de convección natural que se adapten lo más posible a cada caso particular. De todas maneras, varias soluciones se pueden aproximar, ya que los valores de estos coeficientes

están bastante acotados, por valores de saltos térmicos muy parecidos y la baja movilidad del aire en la cavidad. Se verá un caso particular en el caso de CAI con dos tanques y con superficies reflectantes.

Para determinar la transferencia de calor por convección entre la última cubierta transparente y el medio ambiente, si el colector está montado directamente sobre el techo de la casa, se pueden utilizar los resultados de Mitchell para expresar el coeficiente de transferencia de calor por convección por viento mediante la ecuación:

$$h_w = \frac{8.6 V^{0.6}}{L_H^{0.4}} \quad (3.34)$$

donde  $V$  es la velocidad del viento en metros por segundo y  $L_H$  es la longitud característica de la casa, definida como la raíz cúbica de su volumen en metros. Así,  $h_w$  es expresada en  $W/m^2 K$ . Si el valor numérico que arroja la Ec. (4.9) es menor que 5, este último valor debe ser adoptado como mínimo, el cual corresponde a colectores bajo condición de ausencia de viento (Duffie y Beckman, 2013).

Luego, el flujo de pérdida de calor por convección de la cubierta al medio ambiente será:

$$q_{c,c-s} = A_c h_w (T_C - T_A) \quad (3.35)$$

Para procesar las propiedades termofísicas del aire necesarias para los cálculos de convección, que iban cambiando con la temperatura, se generaron ecuaciones de segundo grado a las que recurría el algoritmo de computación al inicio de cada escalón de tiempo. Estas ecuaciones fueron generadas a partir de datos tabulados por Kays y Crawford (1993). Así se hizo con la conductividad térmica, la viscosidad cinemática, y la difusividad térmica. El coeficiente de expansión térmica del aire, tomado este como un gas ideal, es la inversa de la temperatura en grados Kelvin.

En el caso del intercambio radiativo en la cavidad entre tanques o tubos y cubierta transparente, también se deberá contemplar el tratamiento de distintas geometrías particulares para cada caso. Al igual que antes, puede ser sencilla una aplicación radiación entre placas planas cercanas, ya que nunca se tiene una gran distancia entre la superficie absorbidora-almacenadora y la cubierta transparente. Para ese caso, se puede aplicar la

siguiente ecuación para obtener el flujo de calor transferido desde el tanque o tubo a la parte interna de la superficie transparente:

$$q_{r,t-c} = \frac{A_c \sigma (T^4 - TC^4)}{\frac{1}{\varepsilon_T} + \frac{1}{\varepsilon_C} - 1} \quad (3.36)$$

donde  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann ( $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ ),  $\varepsilon_T$  es la emisividad de la superficie del tanque y  $\varepsilon_C$  es la emisividad de la cubierta transparente. El denominador de la Ec. (3.36) deviene de la determinación del factor de configuración entre superficies.

Y por último, el flujo de radiación de la parte externa de la cubierta transparente hacia el cielo, se expresa mediante:

$$q_{r,c-s} = A_c \varepsilon_C \sigma (TC^4 - T_{SKY}^4) \quad (3.37)$$

Aquí, dado que todo lo que emite la cubierta transparente es captado por el cielo, el factor de configuración es "1".  $T_{sky}$  es la temperatura de cielo, que habitualmente es menor que la temperatura ambiente (y puede serlo varios grados en un clima seco). La temperatura de cielo, se puede calcular mediante la ecuación de Berdhal y Martin (1984), que expresa:

$$T_{SKY} = T_A \left[ 0,711 + 0,56 \left( \frac{T_{DP}}{100} \right) + 0,73 \left( \frac{T_{DP}}{100} \right)^2 + 0,013 \cos \left( 2\pi \frac{t}{24} \right) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (3.38)$$

donde  $T_{DP}$  es la temperatura del punto de rocío de la atmósfera en °C. Para calcular  $T_{DP}$  se utiliza la Ec. (3.39), derivada de la fórmula de Magnus (Lawrence, 2005), donde  $\beta = 17,62$  y  $\lambda = 243,12 \text{ } ^\circ\text{C}$ . Como se ve en dicha ecuación, también se necesita el dato de la humedad relativa,  $HR$ , en cada escalón de la simulación, por lo cual también se prevé su inclusión en la base de datos que leerán los programas de los CAIs.

$$T_{DP} = \frac{\lambda \left[ \ln\left(\frac{HR}{100}\right) + \frac{\beta T}{\lambda + T} \right]}{\beta - \left[ \ln\left(\frac{HR}{100}\right) + \frac{\beta T}{\lambda + T} \right]} \quad (3.39)$$

donde  $HR$  es porcentual y  $T$  es la temperatura ambiente y se expresa en °C.

Se ha supuesto que la cubierta es opaca a la radiación infrarroja de onda larga, como sucede con el vidrio. Por esta razón no se ha planteado una transferencia de calor radiativo directamente entre la superficie el absorbedor-almacenador y el cielo.

### 3.5 Desarrollo computacional de los modelos

Se ha utilizado el lenguaje de programación FORTRAN para el desarrollo de los algoritmos computacionales, teniendo en cuenta las potencialidades de este lenguaje de alto nivel para el cálculo numérico y la computación científica. Si bien es considerado uno de los primeros lenguajes de alto nivel, creado en 1957, y fue el primero en ser estandarizado, ha sido ampliamente utilizado y tiene aún plena vigencia, siendo periódicamente actualizado y adaptado con nuevas funcionalidades respondiendo a las demandas de los avances matemáticos, tecnológicos e informáticos. FORTRAN 2008 es la última versión estándar de este lenguaje en uso (Brainerd, 2015), aprobada por un Comité Internacional de la ISO/IEC, el cual tiene en tratamiento y próximo a aprobarse una versión 2015 (Numerical Algorithms Group, 2016). Una de las principales ventajas de este lenguaje es que las nuevas versiones han mantenido la compatibilidad con las anteriores y así, los viejos programas continúan corriendo con los nuevos compiladores (Adams et al., 2009).

Por otro lado, FORTRAN ha sido ampliamente utilizado en el campo de la simulación de procesos energéticos, y en particular en el desarrollo del programa TRNSYS (2003), que fue utilizado en el trabajo que se muestra en el siguiente capítulo. Dicho programa tiene su código principal hecho en FORTRAN, que es básicamente un poderoso resolutor de ecuaciones diferenciales, y a él se le suman los programas de distintos componentes físicos en forma de subrutinas, como se explica más adelante.

Siguiendo las recomendaciones de los programadores experimentados, se ha mantenido en el armado de los algoritmos el criterio de "programación estructurada" y se han además armado archivos Ad-Hoc para lectura de datos. La programación estructurada

evita saltos e interrupciones en el orden de escritura de las sentencias de los programas y hace que éstos sean compactos y fáciles de seguir (Chapman, 2007), con lo cual de acuerdo a las distintas variantes de CAIs estudiados, se han ido adaptando sus particularidades a un esquema básico de programa. Asimismo, con el mismo software se han confeccionado archivos de entrada de datos, básicamente de variables climáticas, geometría solar y demanda de agua caliente, que permiten un manejo más sencillo por parte del programa general.

El listado del cada programa comienza con el listado de la nomenclatura (no ejecutable), para facilitar el seguimiento de la lectura. Continúa luego con la declaración de las variables geométricas del CAI, más todos aquellos parámetros que permanecerán constantes durante toda la corrida del programa (coeficientes, ángulos, datos de materiales, etc.). Para facilidad de la lectura e interpretación del listado del programa, siguiendo a Chapman (2007) todas las instrucciones propias del FORTRAN se han escrito con mayúscula y la mayoría de los nombres de las variables, propiedades, geometría, etc., se han colocado con minúscula, salvo algunas muy elementales y evidentes como diámetro de tubo (D), longitud de tubo (L) y otras.

Respecto a las condiciones de inicio, si el programa se utilizó para validación, se colocaron los datos medidos en cada componente, pero si se trató de simulaciones anuales con un equipo ya validado, para dar las condiciones de inicio se pusieron todas las partes del equipo a la temperatura ambiente inicial del archivo de datos climáticos. Seguidamente se proceden a realizar los cálculos para cada escalón de tiempo, realizándose primero la lectura de los datos provenientes de un archivo confeccionado Ad Hoc para el programa, el cual se describe más adelante. En cada escalón de tiempo se determina primero la radiación solar absorbida y luego las pérdidas de calor, por los métodos explicados anteriormente, para determinar las nuevas temperaturas a que queda cada componente de interés del CAI y el calor útil entregado por el equipo. Estos valores determinados son grabados en un archivo externo, para su posterior análisis, y a su vez se toman como datos iniciales para la realización del siguiente escalón de tiempo de la simulación.

Para hacer los estudios comparativos, se utilizaron los mismos datos de clima con que se realizaron los experimentos (Galimberti et al., 1995), como así también se reprodujeron las extracciones de agua caliente. Por lo tanto, en la realización de cada experimento se fueron grabando datos de radiación global y directa, temperatura ambiente, velocidad y dirección del viento y humedad relativa. Los flujos de extracción

de agua caliente también fueron registrados. Todos los datos fueron integrados en un mismo archivo de base de datos, formato de texto, haciendo coincidir cada fila de dicho archivo con cada escalón de tiempo previsto para la simulación.

Para correr un año completo y estimar la fracción solar de los equipos se utilizaron años típicos meteorológicos, TMY, (o años meteorológicos típicos, AMT). En este caso fueron generados utilizando el programa TRNSYS (TRNSYS, 2003), que posee un módulo específico, TYPE 54 (Hourly Weather Data Generator), para realizar la generación de TMY, al cual se le deben introducir la latitud, y datos medios mensuales de radiación solar, temperatura ambiente, humedad y velocidad del viento. Este generador es recomendado por los autores del TRNSYS para ser utilizado par climas templados y fríos, y ha sido intensivamente probado y comparado (Lhendup y Lhundup, 2007) con otros métodos de generación y en diversos climas, lo cual le brinda buenos antecedentes para ser utilizado en la región central de la República Argentina.

En el caso de la extracción de agua, para su determinación, se consideró el nivel socioeconómico o situación particular del usuario al cual va apuntado este tipo de equipos en nuestro país. Suponiendo que quien adquiere o autofabrica un CAI está apuntando a un equipo económico y que no consuma tanta energía auxiliar, estando la provisión de energía auxiliar fuera del CAI en serie con la salida. Sabiendo también de las limitaciones físicas del tamaño del tanque y la potencialidad de proveer energía (que debería ser claramente explicado por un eventual vendedor de estos equipos), es de suponer que el usuario no consumirá mucha agua en el caso de tomar un baño. Además, dado que estos equipos llegarán a su máxima acumulación de energía por la tarde, unas pocas horas de pasado el mediodía solar, es conveniente la utilización de los mismos en dicho horario. Por lo tanto, si bien hay muchas propuestas de perfiles de consumo, con intensidades a distintas horas del día, en este caso se asumió un consumo bajo por persona, 40 litros por día, y con descarga del sistema por la tarde. En el archivo de datos, se estimaron caudales constantes de 6 litros por minuto. Por razones comparativas, se hicieron corridas con extracciones matutinas.

El agua de entrada al CAI tiene que tener asociada una temperatura. Para asignársela, se tuvo en cuenta lo dicho anteriormente, que se consideró en todos los casos el sistema tradicional de la mayoría de las casas de Argentina, en las cuales existe un tanque de almacenamiento en el techo de la vivienda, desde donde se alimenta el sistema de agua caliente de la edificación. Así, se supuso que el agua que llena el CAI proviene de un tanque de almacenamiento que está durante el día anterior sujeto a las condiciones

climáticas del ambiente, por lo cual tendería a tomar su temperatura media, pero a su vez, el agua utilizada proviene de la red y lo hace a una temperatura que no varía tanto. Por esta razón, se debe suponer un valor de temperatura de red,  $T_{red}$ , para el año o por épocas o por mes, y a su vez estimar cuánta agua del total del tanque es reemplazada por día por el agua de red a fin de hacer un promedio que permita estimar la temperatura del agua de entrada al CAI,  $T_{en}$ . Esto se hizo así, y se colocó una columna más con datos de  $T_{en}$  en los archivos de entrada que leen los programas principales. Se supuso un volumen del tanque de almacenamiento de agua de la casa de 500 litros.

Para el cálculo de la Fracción Solar Anual (FSA) o Mensual (FSM), Ec. (2.1), además de los valores de la Ec. (3.7) integrados adecuadamente para el numerador de la Ec. (2.1), se debe calcular la energía calórica demandada por los usuarios por mes o por año para el denominador de la Ec. (2.1). Esto se realiza suponiendo una temperatura de entrada de agua fría, que puede ser la misma que se dijo anteriormente para el tanque de almacenamiento de agua convencional de la casa. Para ello, la Ec. (3.40) es el vehículo operativo de cálculo:

$$Q_{dem} = c_w M_{dem} [T_{uso} - T_F] \quad (3.40)$$

que es una ecuación calorimétrica, que arroja el valor de calor de demanda,  $Q_{dem}$ , en Joules (J), siendo  $M_{dem}$ , la masa de agua demandada en un mes o un año, según corresponda, expresada en kilogramos (kg),  $T_{uso}$  la temperatura de salida deseada, y  $T_F$  la temperatura de agua fría explicada anteriormente. Como temperatura deseada ( $T_{uso}$ ) se adopta en general de 42 °C que es una temperatura relativamente alta que soporta bien el cuerpo humano. Hay recomendaciones de temperaturas menores, pero se debe tener en cuenta que puede haber una pequeña pérdida de calor desde la salida del CAI hasta el punto de consumo, con la consecuente disminución de la temperatura a la cual finalmente llega a la ducha.  $M_{dem}$  es la suma de las masas de agua que consumen todos los miembros de la casa multiplicados por los números de días del mes o del año, según corresponda. El valor de  $Q_{dem}$  en Joules da números de muchos dígitos, por lo cual se suele usar KiloJoule (KJ) ó MegaJoule (MJ).

Otros datos agregados al archivo de entrada fueron el número de día y cada hora del día. El número de día para realizar el cálculo de la declinación por la fórmula de

Cooper, y la hora del día, para determinar el ángulo horario, que es necesario para el cálculo del ángulo cenital y el ángulo de incidencia.

Como los datos generados por el generador de clima de TRNSYS están dados por hora (8760 líneas por año) y los datos medidos en los instrumentos no siempre se le puede fijar cualquier intervalo, fue necesario ajustar todos a la misma secuencia e intervalos de tiempo. Eso se realizó utilizando programas diseñados especialmente para achicar el número de datos de un archivo o para interpolar más datos aumentando las líneas a leer del archivo de datos. La disminución de líneas se hizo promediando valores y la expansión de los archivos mediante el uso de Polinomios de Lagrange (Chapra y Canale, 2014).

Siendo el primer enfoque para CAIs tubulares de tipo modular, utilizando el entorno del programa TRNSYS, se pasó luego en los otros modelos a la utilización de lo que Nafey (2005) denomina programas de propósito especial. Así, para los subsiguientes modelos tubulares y otros tipos de equipos, se utilizaron programas especiales para cada modelo, donde los datos correspondientes tanto a las variables climáticas como a los de demanda del usuario se leían de un único archivo de entrada. Por lo tanto, no fue necesario incorporar los programas de los CAI como un módulo en un programa más general.

### **3.6 Sobre las mediciones y la Validación de los modelos**

Las mediciones de temperatura en los equipos estudiados en el GES se hicieron mayormente mediante la utilización de sensores de termocuplas tipo "K" y tipo "T", con sus correspondientes registradores. Estas termocuplas son las que tienen mejores condiciones de linealidad en los rangos de la temperatura ambiente, siendo las tipo T mejores para llegar a los rangos de las temperaturas bajo cero y las K para temperaturas más altas. Las mediciones de las termocuplas tipo K, se visualizaron y registraron mediante dataloggers marca TES, 1307 Datalogging K/J Thermometer, aparatos que permiten la visualización y registración simultánea en dos canales. Las termocuplas tipo T fueron en general conectadas a una Unidad de Adquisición de Datos Agilent modelo 34970 A, al que se le pueden conectar hasta 3 módulos barreadores que permiten la lectura y registración de hasta 20 canales cada uno. La calibración de las termocuplas se realizaba regularmente por comparación con un termómetro de vidrio de precisión. Tal lo recomendado por Holman (2012), en la colocación de las termocuplas se tuvo en cuenta la utilización de pantallas de radiación, como así también la correcta colocación de acuerdo a la parte del equipo a medir, para minimizar los efectos conductivos y

convectivos que pudieran darse. La pequeña masa de la soldadura de la junta que hace de sensor en la termocupla, garantizó la falta de influencia de la misma en la medición que estaba haciendo, siendo por lo tanto la termocupla un elemento de medición "no intrusivo" (Wheeler y Ganji, 1996) y de alta velocidad de respuesta.

Las variables climáticas (menos radiación) fueron medidas con una estación meteorológica de precisión de Davis Instruments Precision Weather Station 6152 Wireless Vantage Pro2, que posee sensores de temperatura ambiente, humedad relativa, velocidad y dirección del viento y presión atmosférica. La radiación solar fue medida mediante un Piranómetro de alta precisión marca EKO modelo SBP 801, el cual se conectaba a uno de los canales de un módulo barredor del adquisidor Agilent. Alternativamente, para algunas experiencias, se utilizaron también sensores de radiación fotovoltaicos marca LI-COR modelo Li-200SA.

Cabe destacar, que siendo los CAIs sistemas dinámicos, aunque la secuenciación de las mediciones obedezca a ciertos intervalos de tiempo, se puede considerar que se trata de medición de variables en forma continua. Por lo tanto, para que las mediciones que se van realizando tengan errores pequeños, es necesario que las constantes de tiempo de los instrumentos de medición sean mucho muy pequeñas, para que las mediciones no estén afectadas por un "retardo" a las variaciones que experimentan las variables que se quieren medir. Wheeler y Ganji (1996) demuestran que para un sensor termométrico, la pequeñez de la constante de tiempo es directamente proporcional a la masa del sensor, lo cual se usa en el caso de mediciones mediante termocuplas. Para los otros instrumentos, con otros principios de funcionamiento, de la simple observación de la variación de las medidas respecto del tiempo, se observa que la velocidad de respuesta es muy alta (piranómetro, sensor de humedad, anemómetro, etc.).

Dado que por la experiencia que se fue adquiriendo en los primeros prototipos, se generó un conocimiento de la posibilidad de funcionamiento, se puede decir que se presumía con bastante certeza los lugares claves a ser monitoreados. De esta manera, tal como dice Baird (1991), es posible planear la experimentación y no se trata de un modelo totalmente nuevo. Salvo el primer caso del capítulo siguiente, donde las mediciones se recabaron de documentos confeccionados por otras personas, en el resto de los experimentos, las mediciones fueron todas propias y realizadas en las plataformas de medición del Laboratorio de Energía Solar de la UNRC.

Las simulaciones proveerán buenos resultados tanto si es bueno el modelo físico-matemático que se programa computacionalmente como los datos que en él se introducen.

El modo de validación que se utilizó se basó en el funcionamiento de los modelos haciendo correr las simulaciones durante varios días, los mismos días en que se experimentaron los prototipos. Se trató de cubrir distintas épocas del año y días de distintas características (soleados, nublado, seminublados, con viento, lluvia, etc.). Los datos recabados fueron registrados y comparados con los proporcionados por las simulaciones. Siendo los caudales impuestos arbitrariamente, y las transferencias de calor imposibles de medir, las comparaciones se centraron en las evoluciones de las temperaturas en las distintas partes de los CAIs que se monitoreaban. Puntos centrales de control fueron las entradas y las salidas de agua, temperaturas en extremos de tanques y tubos, el aire en la cavidad entre la cubierta interna y la superficie absorbadora.

El seguimiento de la evolución de temperaturas se hizo en forma gráfica, comparando los datos medidos con los simulados, ya que la comparación en tablas resulta sumamente dificultosa. Al tratarse de un problema no estacionario y variable en forma creciente y decreciente día por día, con calentamientos y enfriamientos, no es posible hacer un ajuste de curva para trabajar con los métodos estadísticos como desviación estándar, coeficiente de correlación, etc. Entonces, a fin de determinar la validez operacional, siguiendo la sugerencia de Sargent (1999) se trabajó con gráficos de comportamiento y se utilizaron desviaciones absolutas para la comparación de los valores de temperatura (Giordano, 2014). Para ello, considerando que las termocuplas no pueden experimentar un error mayor a  $\pm 1,1$  °C (Kerlin y Johnson, 2012), tomando como dato cierto la medida más su error, se trató de cumplir con un valor de desviación absoluta aceptable de  $\pm 7$  °C respecto a los valores medidos (Ver Figura 3.4). Los resultados obtenidos estuvieron casi en su totalidad por debajo de estos márgenes. Si hubo algunas desviaciones algo mayores, fueron casos puntuales y las simulaciones rápidamente se ordenaron y siempre hubo convergencia.

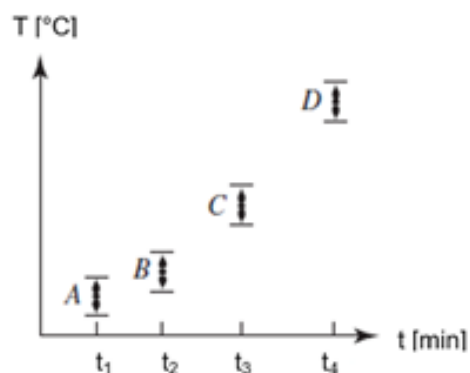


Fig. 3.4. Desviaciones absolutas para validar el modelo.

En lo que respecta al armado de los modelos, se usaron en general ecuaciones convencionales de la bibliografía (Incropera et al., 2007) (Kakaç et al., 2014) (Duffie y Beckman, 2013). En el caso de algunas variables termofísicas no se presentaron mayores problemas con los datos de conductividades térmicas de metales, calores específicos y densidades, pero se tuvo problemas con los datos de aislantes térmicos y absorptancias, dado que estos últimos debían ser de los elementos realmente utilizados, y los datos de catálogos del mercado eran muy poco confiables. Se recurrió muchas veces a los datos de la bibliografía y se notó que la variación de algunos de estos últimos parámetros, ocasionaba algunas veces cambios importantes en el ajuste del modelo mediante simulaciones. Así, si el modelo se ajustaba modificando estos parámetros dentro de lo razonable, no se podía garantizar que el procedimiento haya sido el adecuado, pero si el modelo funcionaba, era utilizado. Por otro lado, contribuyen positivamente a la robustez de los modelos la alta inercia térmica del agua, con valores certeros de su densidad y calor específico y los márgenes de temperatura entre los cuales puede oscilar el esquema de simulación, aproximadamente  $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$  dados por el clima y  $90\text{ }^{\circ}\text{C}$  para el agua caliente en la parte superior de un equipo sin extracción.

Como el objetivo primordial de estos equipos es calentar agua, la variable de suma importancia a determinar es el calor útil que se podrá proveer, que se calcula mediante la ecuación (3.7). Si se desea computar el error que se comete en ese cálculo, se observa que la otra variable a medir que puede ocasionar error es el flujo másico. Los caudalímetros están calibrados, contribuyendo con un error muy pequeño. Luego, en el cómputo de propagación de errores, se debe computar solamente uno de una resta de temperaturas y luego el de un producto, por lo cual el error relativo será muy pequeño.

## CAPÍTULO 4

### COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA TUBULARES

#### 4.1 Descripción de los equipos y principio de funcionamiento

El primer tipo de CAI que fue estudiado, es el denominado “tubular”, que en todo este capítulo se le denominará como CAIT. Este tipo de colectores se caracteriza por estar constituido por una serie de tubos conectados en serie dentro de la caja aislada con la cubierta transparente correspondiente. Estos tubos son de un diámetro lo suficientemente grande como para darle al sistema la capacidad de almacenamiento que lo caracteriza, y están colocados uno a la par de otro como se muestra en la Fig. 4.1., donde se le muestra visto de arriba y en corte. Este CAIT se monta generalmente en el techo de una vivienda quedando los tubos en sentido horizontal, con una inclinación  $\beta$  respecto a la horizontal y con la cubierta transparente apuntando hacia el Norte. Con el mismo criterio que el utilizado para los colectores planos, para un mejor aprovechamiento de la radiación solar en el invierno, se recomienda que  $\beta$  tenga un valor aproximado de la latitud del lugar, más 10 grados.

Con el CAIT en funcionamiento, cuando el agua caliente es demandada mediante la apertura de una canilla, la misma sale del equipo por un extremo del tubo superior (último tubo), siendo impulsada por la presión del agua fría que entra por un extremo del tubo inferior (primer tubo), reemplazando la misma cantidad de agua que es extraída. De esta manera, se minimizan los efectos de mezclado entre los distintos tubos y se favorece la estratificación, quedando el agua más fría en los tubos inferiores, y recibiendo un calentamiento paulatino mientras se va desplazando por "efecto pistón" en su recorrido por los sucesivos tubos del CAIT hacia la parte superior del mismo. Por la conexión en serie y este efecto pistón, se les suele denominar también "progressive pipe systems" (Morrison, 2001).

#### 4.2 El origen del estudio de colectores con acumulación integrada tubulares

El trabajo inicial en este tipo de CAIs fue realizado en el curso de una Tesis de Maestría en Arizona State University (Barral, 1997), a partir de una necesidad de una

empresa (Sun Systems Inc., Arizona) de poder predecir el comportamiento de los equipos que estaban fabricando, pensando en su aplicabilidad en distintos tipos de climas y de demandas. Dicha empresa ha discontinuado la producción de estos CAITs, pero modelos prácticamente iguales en forma y materiales, son fabricados actualmente por al menos dos empresas de U.S.A. (SunEarth Inc. y Integrated Solar, LLC), los cuales están certificados por la Solar Rating & Certification Corporation (SRCC, 2015).

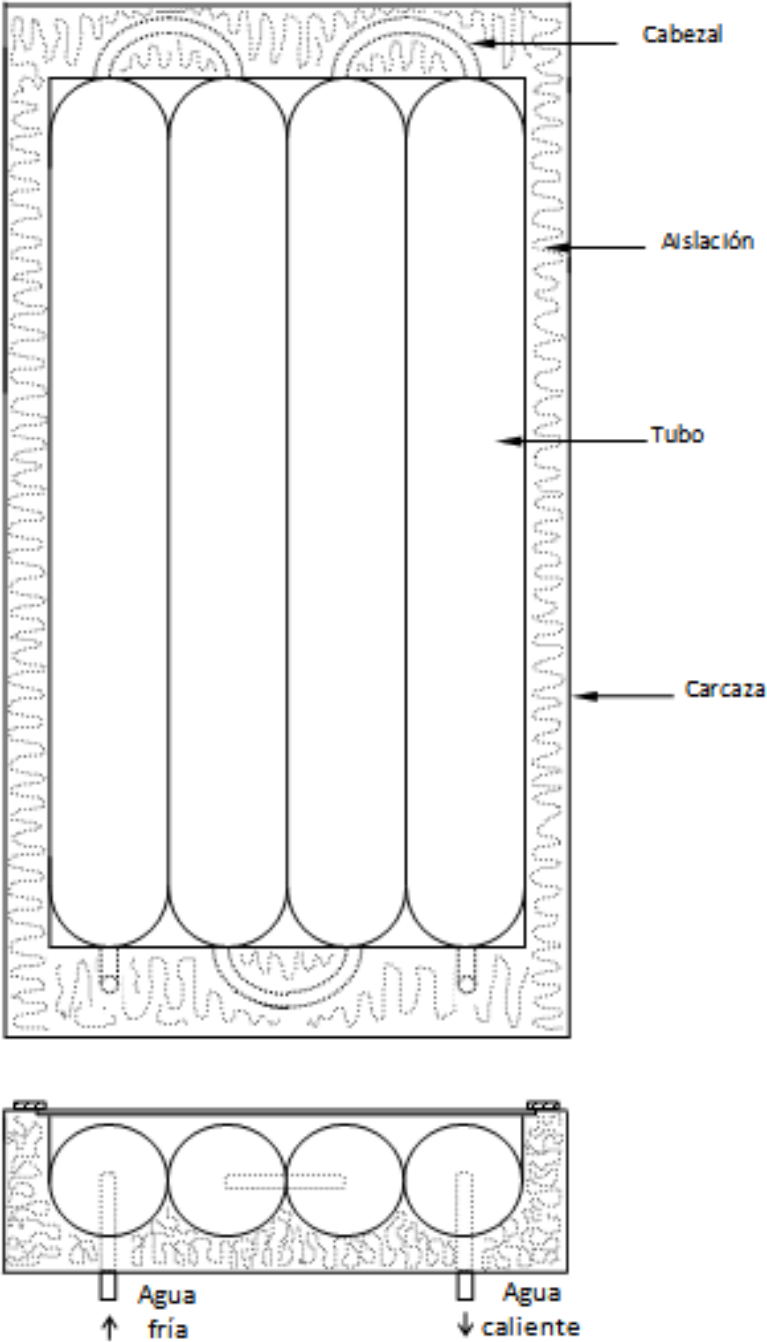


Fig. 4.1. Esquemas CAI tubular en una vista superior (arriba) y vista en corte (abajo).

En la Fig. 4.2. se muestra un esquema proporcionado por SunEarth Inc. (2015) en su Manual de Instalación, Operación y Mantenimiento para su modelo CopperHeart.

Estos modelos son pensados para lugares con relativamente buena radiación solar, para ser conectados directamente a la red y montados sobre el techo, aprovechando dentro de lo posible la inclinación del tejado, lo cual permite minimizar la estructura de soporte. La buena radiación diaria es un elemento que favorece a estos equipos al minimizar los efectos del enfriamiento nocturno. La forma cilíndrica soporta altas presiones, por lo cual si se les conectan a redes alimentadas con estaciones de bombeo, no van a presentar problemas de pérdidas o roturas. En lo que respecta a la disposición tubular, esta permite la construcción de una unidad bastante plana, ya que cubre una gran área si tener mucha profundidad, lo cual les hace adaptables para ser situados en forma estética, siendo esto una ventaja adicional para su promoción y venta.

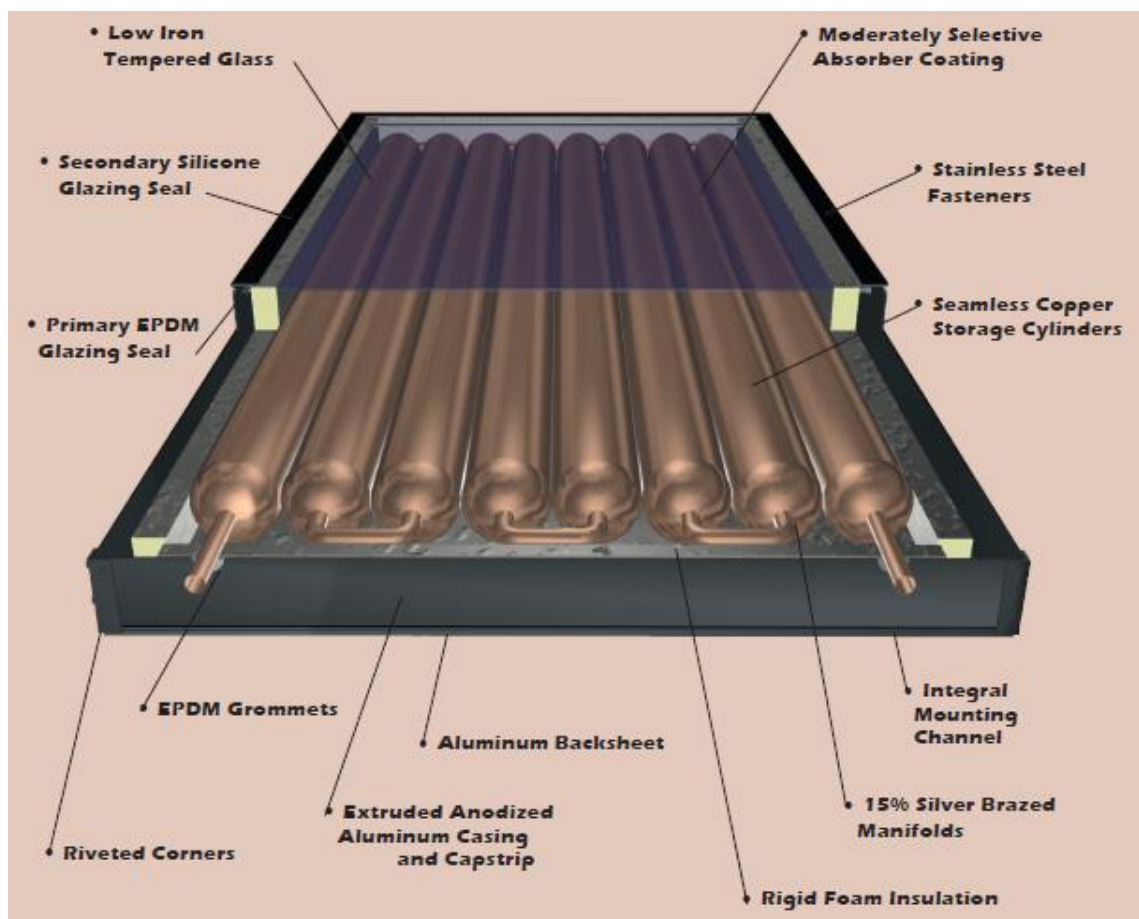


Fig. 4.2. CAI tubular fabricado por SunEarth Inc., Fontana, California, U.S.A.

El principal problema que presentan estos equipos, y que se magnificaría en el caso de querer utilizarlos en nuestro país para el segmento del mercado antes especificado, es que el elemento absorbedor-almacenador se fabrica totalmente de cobre, que es un material relativamente caro en Argentina. De todas maneras, como se detalló en los alcances del presente estudio, lo que con muchísima más probabilidad ocurra con los potenciales usuarios de estos sistemas en nuestro país, es la presencia de un tanque de almacenamiento intermedio en la vivienda, lo cual hace que los CAIs trabajen a una presión relativamente baja, muy cercana a la atmosférica, si se les coloca en el techo. Se hace posible así, la utilización de otros tipos de materiales y geometrías para los elementos que componen el absorbedor-almacenador.

### **4.3 Descripción del modelado del equipo**

La primera determinación a tomar fue la definición de la geometría de los CAITs a utilizar, teniendo en cuenta el volumen en función del consumo y debiendo definir el número de tubos. Adoptando como principal variable un volumen, la performance de los equipos fue analizada variando sus áreas, y por ende el número de tubos. Así, primeramente, se adoptó una forma rectangular de CAIT, donde se fijó una longitud del doble del ancho, lo cual es una relación normal para los colectores planos. De esta manera, a volumen fijo, los cambios de área implican un cambio en el número de tubos que van variando en forma acorde a su diámetro.

Luego, el armado del modelo, pensando desde un principio en un montaje algorítmico, fue dividido en tres partes básicas. Primero se plantearon todos los parámetros que permanecieron fijos durante todas las simulaciones, como la geometría del equipo, ángulo de inclinación, propiedades termofísicas, archivos de donde se leerán datos y en donde se escribirán resultados, etc. En una segunda parte se realizaron los cálculos para la determinación de la radiación solar absorbida por el equipo, computándose las pérdidas ópticas y determinándose los productos transmitancia-absortancia correspondientes a cada componente de la radiación. Finalmente, en el tercer bloque se procede a los cálculos de las pérdidas de calor, la determinación de las nuevas temperaturas del equipo y la evaluación del calor útil aportado por el CAIT. Estos dos últimos bloques continuaban haciendo ciclos de cálculo hasta la finalización de la simulación en el tiempo preestablecido.

En lo que respecta a la parte térmica, estos primeros CAITs fueron modelados de la manera explicada en el capítulo anterior, realizando balances de energía que tienen en cuenta la ganancia mediante energía solar y las pérdidas de calor, en un sistema que intercambia masa por una entrada y una salida. La disposición de una serie de tubos conectados en serie, indujo a pensar que con la entrada de agua de la red o del tubo anterior, se produce un mezclado completo en cada tubo y se puede considerar que la temperatura se homogeneiza. Con este criterio, se da la posibilidad de adoptar como nodo isotérmico a cada uno de los tubos. Entonces, se puede utilizar una ecuación similar a la Ec. (3.1), que en este caso, se convertiría en la siguiente expresión:

$$\frac{dT(j)}{dt} = \frac{1}{c_w M_w} \left[ \dot{S}(j) A_s + c_w \dot{m} (T(j-1) - T(j)) - q_{PERD} \right] \quad (4.1)$$

donde  $dT(j)/dt$  es la variación de temperatura que experimenta el tubo  $j$ ,  $T(j)$  representa la temperatura del tubo  $j$ ,  $T(j-1)$  es la temperatura del tubo (nodo) anterior. Para el primer tubo de abajo,  $T(j-1)$  será la temperatura del agua de entrada al CAIT. En la Ec. (4.1),  $c_w$  y  $M_w$  el calor específico del agua y la masa de agua en cada tubo respectivamente,  $\dot{S}(j)$  la potencia solar absorbida,  $A_s$  es el área de absorción de cada tubo,  $\dot{m}$  es el caudal de agua demandado por el usuario, y  $q_{PERD}$  engloba todas las pérdidas por convección, radiación y conducción que experimenta cada tubo.

Similarmente, con un balance de energía en cada sección de cubierta de vidrio, se puede establecer la siguiente ecuación para su modelado térmico:

$$\frac{dTC(j)}{dt} = \frac{1}{c_G M_G} \left[ q_{GAN} - q_{PERD} \right] \quad (4.2)$$

En la Ec (4.2)  $TC(j)$  representa la temperatura del nodo de cubierta  $j$ ,  $c_G$  y  $M_G$  el calor específico y la masa de vidrio en cada nodo de cubierta respectivamente,  $q_{GAN}$  y  $q_{PERD}$  (ecuaciones 3.33, 3.35, 3.36 y 3.37) los flujos de calores ganados y perdidos por el nodo de cubierta.

La radiación absorbida por el equipo,  $\dot{S}(j)$ , se calculó en este caso utilizando un modelo de cielo no isotrópico HDKR (Duffie y Beckman, 2013) para la radiación incidente, y se utilizaron los métodos descritos en el capítulo anterior para procesar los

efectos de la transmitancia y absorptancia de las distintas componentes de la radiación. Se consideraron efectos de sombreado por los bordes de la caja aislada, que pueden ser significativos para sistemas de pocos tubos (Barral, 1997). Para el cálculo de  $q_{GAN}$  y  $q_{PERD}$  en cada ecuación se utilizaron distintas expresiones de transferencia de calor.

Comenzando con las pérdidas de calor a través de la superficie transparente, al no haber correlaciones previstas para una superficie de tubos en cercanía de una pared plana, se resuelve utilizar una aproximación de superficie corrugada (Duffie y Beckman, 2013), siguiendo el camino clásico de determinación del coeficiente de transferencia de calor,  $h$ , a partir del número adimensional de Nusselt,  $Nu$ , mediante las siguientes ecuaciones:

$$h_{c,t-c} = \frac{Nu k}{L} \quad (4.3)$$

$$Nu = C_C Ra^n \quad (4.4)$$

$$Ra = \frac{g \beta' [T(j) - TC(j)] L^3}{\nu \alpha'} \quad (4.5)$$

$$L = \frac{D}{4} + d \quad (4.6)$$

donde  $h_{CTC}$  es el coeficiente de convección entre cada tubo y su correspondiente sección de cubierta transparente,  $Nu$  es el número de Nusselt,  $k$  es la conductividad térmica del aire y  $L$  es la longitud característica. En la Ec. (4.5)  $Ra$  es el número de Rayleigh,  $\beta'$  es el coeficiente de expansión térmica del aire,  $TC(j)$  es la temperatura del nodo de cubierta asociado con el tubo  $j$ ,  $\nu$  es la viscosidad cinemática del aire y  $\alpha'$  es la difusividad térmica del aire.

Finalmente, en la Ec. (4.4), el coeficiente  $C_C$  y el exponente  $n$  provienen de la forma geométrica del CAIT y su ángulo de inclinación respecto de la horizontal. Para la determinación de  $C_C$  y el exponente  $n$ , se utilizan los datos provenientes de la Tabla 4.1 (Duffie y Beckman, 2013), donde la relación,  $A'$  de aspecto se define como la relación que hay entre el espaciamiento medio entre la superficie corrugada,  $L$ , y la mitad del diámetro de los tubos, como se muestra en la Fig. 4.3. y la Ec. (4.7).

Tabla 4.1

Constantes a utilizar para el cálculo del número de Rayleigh

$\beta$	$A'$	$C_C$	$n$
0	0,75	0,06	0,41
	1	0,06	0,41
	2	0,043	0,41
45	0,75	0,075	0,36
	1	0,082	0,36
	2	0,037	0,41
60	0,75	0,162	0,30
	1	0,141	0,30
	2	0,027	0,42

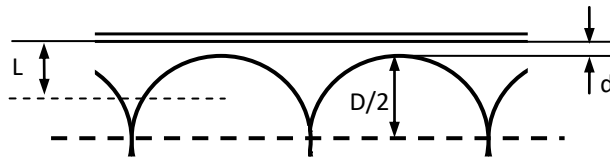


Fig. 4.3. Parámetros geométricos para la definición de la relación de aspecto  $A'$ .

$$A' = \frac{L}{D/2} = \left( \frac{2d}{D} + \frac{1}{2} \right) \quad (4.7)$$

donde  $d$  es el mínimo espaciamiento entre la cubierta y la parte superior de los tubos de un CAIT.

Un valor medio entre la temperatura del sector de cubierta y la temperatura del tubo correspondiente es utilizado para la determinación de las propiedades termofísicas: difusividad térmica, viscosidad cinemática, coeficiente de expansión del aire, etc.

Cuando más de una cubierta está presente, el número de Nusselt entre cubiertas se calcula mediante la ecuación ya explicada en el capítulo 3, para convección natural en una cavidad entre placas planas a distinta temperatura, Ec. (3.31)

Para determinar la transferencia de calor por convección entre la última cubierta transparente y el medio ambiente, se utilizará la ecuación para el caso de un colector montado sobre el techo de una casa, Ec. (3.35) del capítulo 3.

El tratamiento de la radiación entre los tubos y la parte interna de la primera cubierta, que por ser de vidrio se consideró opaca a la radiación solar, recibió un tratamiento especial, considerando que cada tubo no sólo interactúa con su sección de cubierta, sino también con las secciones adyacentes. Dicho análisis, descrito por Barral y Wood (1998), se basa en un estudio de los factores de forma (o factores de vista) entre las superficies y una determinación de correlaciones utilizando métodos estadísticos.

Cuando se consideró más de una cubierta transparente, se utilizó la Ec. (3.37) del capítulo anterior para la radiación entre dos cubiertas planas. Asimismo, la transferencia de calor hacia el cielo fue modelada tal lo explicado en el capítulo anterior. Para la evaluación de las pérdidas de calor por la parte de atrás y laterales del CAIT, se trabajó de la manera explicada en el capítulo anterior: unidimensionalidad en las paredes y despreciando las resistencias térmicas convectivas y radiativas hacia el ambiente por ser muy pequeñas respecto a la resistencia conductiva.

Para la resolución de las ecuaciones resultantes, una para cada tubo y una para cada sección de cubierta asociada, se utilizó el método de Runge-Kutta de 2do orden explicado anteriormente. En cada paso del programa, los coeficientes y propiedades termofísicas fueron evaluadas en función de la temperatura. En el caso de la evaluación por segunda vez de la derivada, para hacer el promedio propuesto por la ecuación 3.5, se omite el cálculo de variación de parámetros por temperatura, teniendo en cuenta que el pequeño salto de tiempo, implicará una variación de temperaturas tan pequeña, que prácticamente no modificará los valores de los coeficientes.

#### **4.4 Simulación utilizando el programa TRNSYS**

Para la realización de las simulaciones, se montó el modelo analítico descrito en el programa de simulación TRNSYS, con el objeto de aprovechar las prestaciones de los módulos pre-elaborados que el mismo posee. Dado que dicho programa tiene la codificación de su resolutor numérico realizada en el lenguaje de alto nivel FORTRAN, para adicionar un modelo propio como si fuera un módulo más del programa, es necesario codificarlo en el mismo lenguaje de alto nivel, y respetar unos protocolos de comunicación preestablecidos por el programa (TRNSYS, 2003). Por lo tanto, el modelo

físico matemático del CAIT fue codificado en FORTRAN. Las variables de interés fueron dispuestas como parámetros del componente, a fin de posibilitar una fácil modificación de los mismos para las distintas simulaciones.

De la librería de TRNSYS se utilizaron una serie de módulos que permitieron proveer los componentes físicos adicionales necesarios, como así también otras funciones como lo son lectura de datos e impresión de resultados. Los componentes fundamentales de todo el montaje de la simulación fueron: un lector de datos climáticos, funciones forzadoras, un procesador de radiación solar, el CAIT desarrollado, un controlador de temperatura, una válvula T, una válvula de protección de sobrepresión, un calentador auxiliar y un integrador (para integrar mensualmente las distintas energías), y dos unidades impresoras de datos (punto por punto y datos integrados).

Como entrada al programa para realizar las simulaciones, se utilizaron datos climáticos de ciudades para las cuales el programa tiene ya bases armadas y distintos perfiles de demanda fijados de acuerdo a lo que se deseaba simular. Los datos que tomaba el modelo fueron: (a) radiación extraterrestre, radiaciones total y difusa horizontal, y ángulos de posición del sol, datos provistos por el procesador de radiación; (b) temperaturas ambiente y de rocío y velocidad del viento, provistos por el lector de datos, y (c) perfiles de flujo de agua caliente y temperatura del agua de entrada, provistos por las funciones forzadoras. Los datos de salida fueron calor útil, energía total absorbida y temperaturas en los distintos tubos y nodos de cubierta. Como parámetros, con posibilidad de modificación entre una simulación y otra, se dispusieron el volumen y área de apertura totales, espesor de la aislación, distancia absorbedor-primera cubierta, coeficiente de extinción del vidrio, absorción de la superficie de los tubos y la emisividad del vidrio. Los datos de entrada fueron leídos en general cada seis (6) minutos, con lo cual se aseguraba la convergencia del método de resolución numérica. La temperatura de salida de agua caliente fue fijada en 50 °C.

El modelo fue validado mediante la comparación de datos experimentales extraídos de dos tests realizados a unidades reales (ASU, 1997) (SRCC, 1996) con resultados obtenidos mediante simulaciones utilizando los mismos datos de entrada que en los experimentos. Las comparaciones fueron realizadas sobre valores de temperatura a la salida de los equipos, eficiencia y fracción solar, utilizándose para las simulaciones los mismos datos climáticos con que se habían realizado los experimentos. En este caso no se utilizó lo propuesto para la validación en el capítulo anterior, dado que no fue posible seguir la experimentación con mediciones en los distintos puntos de los equipos,

y en vez de utilizarse el modelo de nodos isotérmicos, sólo se realizaban mediciones a la entrada y la salida, al estilo clásico de los ensayos de performance, donde el equipo es tomado como "caja negra".

Las simulaciones se corrieron primeramente sin considerar descargas de agua caliente. Para las descargas de agua caliente se consideraron perfiles de agua con demandas intensivas por la tarde y al mediodía, como si fuera una familia típica de 4 personas, durante todos los días del año. Se consideró una descarga total diaria de 246 litros, donde se incluye toda la demanda de agua caliente de una casa.

En la Fig. 4.4. se muestra la evolución de las temperaturas del último tubo de un CAIT simulado al cual no se le realizan extracciones de agua. Para magnificar el efecto se le pone como entrada siempre el mismo día (caso no real), con una buena radiación solar. Se observan una serie de calentamientos diarios y enfriamientos nocturnos, dando una curva media creciente. Esto es así, debido a que por la alta inercia térmica del equipo, no se enfría completamente durante la noche, comenzando al día siguiente con una cierta temperatura y realizando así un proceso acumulativo. De todas maneras, al aumentar la temperatura de las distintas partes del equipo, aumenta la diferencia de temperatura con el ambiente, y por ende las pérdidas. Esto hace que el sistema no pueda aumentar indefinidamente su temperatura, sino que tenderá a un equilibrio donde la energía que absorbe es igual a la que pierde, lo cual se observa en la Fig. 4.4., con la forma asintótica que va tomando la curva de picos de temperatura del tubo.

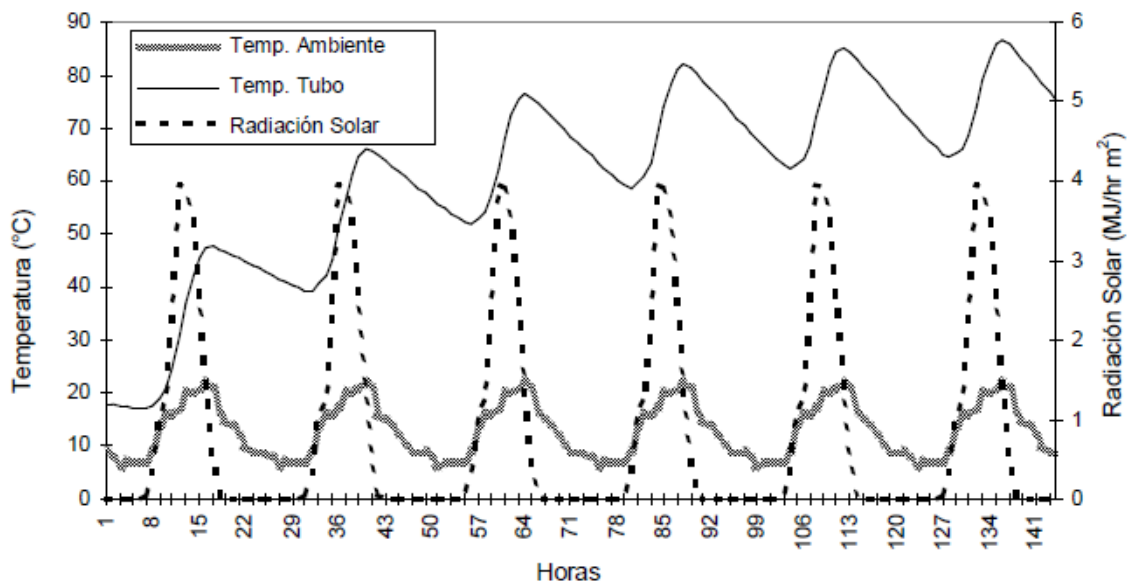


Fig. 4.4. Proceso de calentamiento de un CAIT sin extracciones, con días sucesivos de buena radiación solar.

El comportamiento simulado de un CAIT de seis (6) tubos, en funcionamiento con extracciones de agua caliente durante horas de la tarde es mostrado en la Fig. 4.5. Se trata de tres (3) días de invierno en la ciudad de Phoenix (Arizona, U.S.A.), 33° 31' Lat. Norte y 112° 04' Long. Oeste. Se han representado las temperaturas de los tubos extremos y la de un tubo intermedio, la temperatura de la cubierta exterior, la temperatura ambiente y la radiación solar. Se puede observar allí, que debido a su baja masa térmica, la cubierta sigue de cerca y rápidamente los cambios que se dan en la temperatura ambiente, mientras que los tubos están fundamentalmente afectados por la radiación solar, sufriendo un lento proceso de enfriamiento durante la noche, hasta llegar toda la unidad prácticamente a la misma temperatura por la mañana temprano. Se nota también el efecto de la extracción de agua, que hace que las temperaturas de los tubos se separen notoriamente, dado el reemplazo del agua extraída por agua más fría proveniente del tubo anterior, o de la red para el caso del primer tubo.

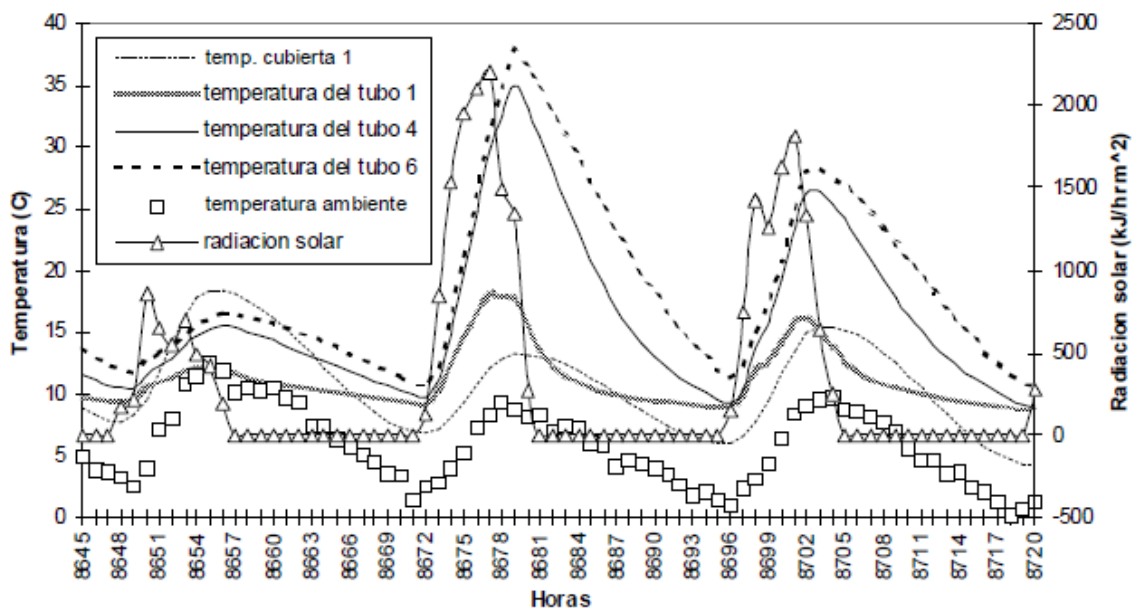


Fig. 4.5. Simulación del funcionamiento de un CAIT con descarga de agua caliente para tres (3) días invernales en la ciudad Phoenix, AZ, USA.

Después de este análisis, aunque se dijo que en la validación no se contaba con datos experimentales que corroboraran la variación de las temperaturas en los tubos, se ve en la simulación una respuesta razonable al fenómeno supuesto. Por el hipotético

"efecto pistón" y la consideración de tubo "totalmente mezclado" los tubos se escalonan en temperaturas de abajo hacia arriba en forma ascendente.

#### 4.5 Resultados de las simulaciones del CAIT

La eficiencia anual, y la fracción solar, definidas en el apartado 2.7 del capítulo 2, fueron estudiadas, para distintas combinaciones de volúmenes y áreas, dejando los otros parámetros constantes. Los resultados para dos volúmenes diferentes son mostrados en la Figura 4.6. (a) y (b).

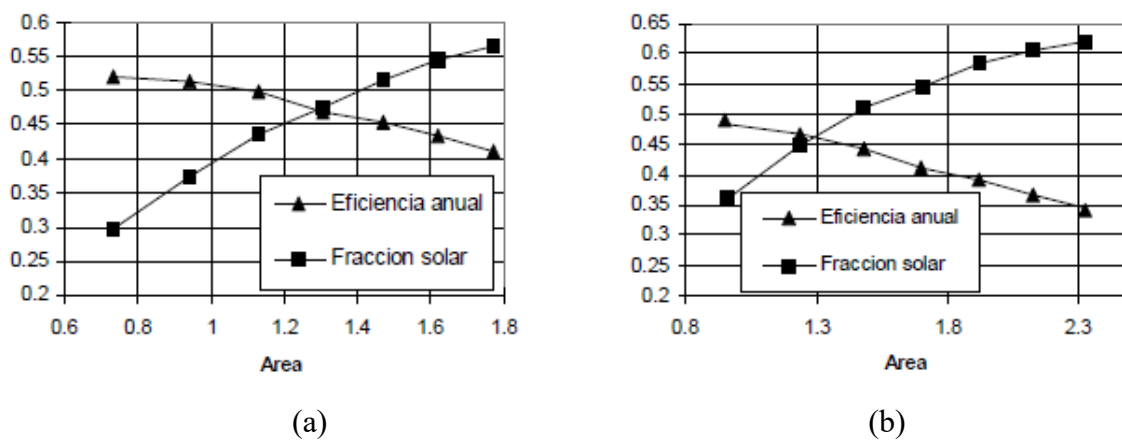


Fig. 4.6. Eficiencia y fracción solar en función del área para CAITs de volumen total (a) 160 litros y (b) 240 litros.

Observando los gráficos mencionados, se refuerza lo explicado anteriormente respecto a que la eficiencia no es un parámetro muy conveniente para evaluar la bondad de este tipo de unidades, ya que la misma es baja para CAITs que proveen una buena cantidad de energía anual. Esta disminución de eficiencia se da por el incremento del área expuesta al frío de la noche, lo cual incrementa las pérdidas, pero por otro lado, la mayor área favorece la absorción de energía solar durante el día, que es cuando generalmente se dan las mayores demandas de agua caliente. En otras palabras, el colector con mayor área (mayor número de tubos) está más capacitado para absorber energía en las horas en que esta es requerida. Adoptando entonces la fracción solar como parámetro principal para la evaluación de los equipos, se procedió a la comparación de los distintos perfiles de carga, resultado que es mostrado en la Fig. 4.7. para demandas de agua caliente cargadas en la mañana y en la tarde.

En la Fig. 4.7. se puede observar lo que ya se presumía por las pérdidas nocturnas, que demandas de agua matutina son menos favorables que aquellas que se dan en la tarde, lo cual obedece al hecho de que el CAIT viene de un proceso de enfriamiento nocturno y en las primeras horas de la mañana el equipo no ha tenido tiempo de almacenar suficiente energía debido a la baja radiación solar de estas primeras horas del día. Estas tendencias se repitieron para los años meteorológicos típicos de distintas ciudades.

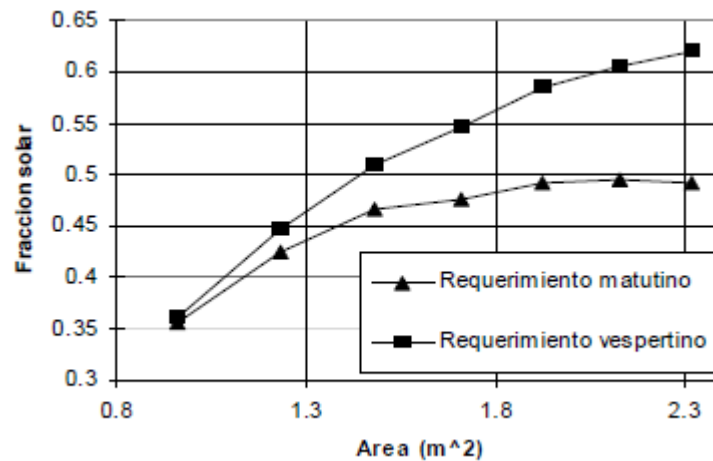


Fig. 4.7. Comparación de un requerimiento matutino y vespertino para un CAIT de 160 litros.

La Fig. 4.8. muestra fracción solar en función de área para un perfil vespertino y tres volúmenes totales diferentes; allí se comprueba que la curva se superpone y en algunos casos es lo mismo tener un volumen menor con muchos tubos que el volumen mayor siguiente con menos tubos. Para un volumen dado, a medida que se aumenta el área, significa que se aumenta el número de tubos, siendo éstos de menor diámetro.

Finalmente, dado que el programa computacional desarrollado permitía hacer fácilmente cambios en la asignación de valores a los parámetros, se hicieron análisis de sensibilidad para ciertas variables. Para ello, se adoptó una unidad de 6 tubos, con valores convencionales para todas las variables de diseño. Luego, las variables de interés fueron variadas, de a una por vez, dejando las otras constantes, para estudiar su influencia sobre la fracción solar del sistema.

Se analizó primeramente la influencia del espesor del aislante, cuyos efectos se observan en la Fig. 4.9. De allí surge que la aislación debe sobrepasar ciertos valores mínimos para garantizar que la unidad funcionará en la zona de altas eficiencias, pero que

después de los 200 mm (que es un valor considerable), incrementos en espesor no producen grandes mejoras y el volumen del colector se incrementa demasiado

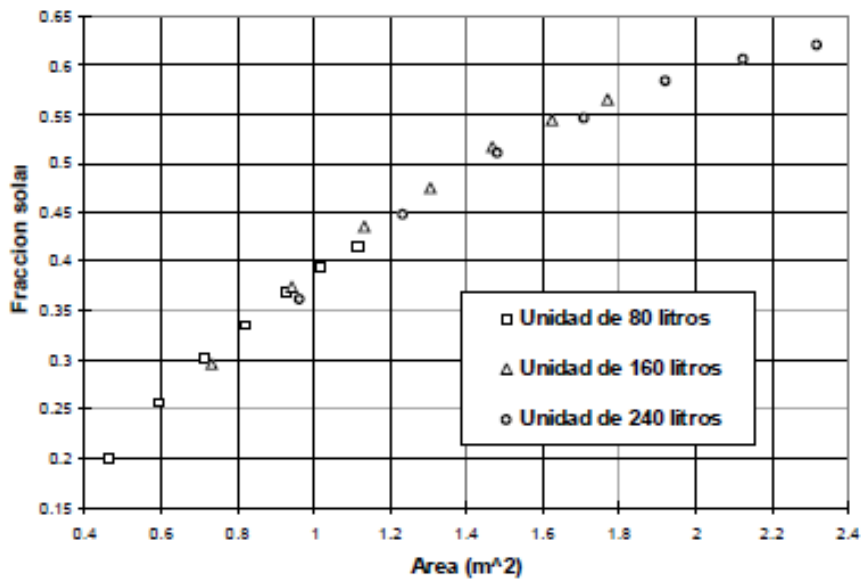


Fig. 4.8. Fracciones solares para CAITs de distinto volumen

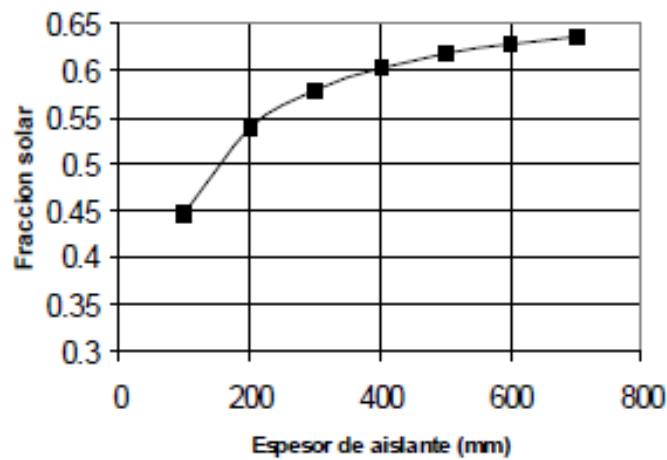


Fig. 4.9. Efecto del espesor del aislante en la Fracción Solar Anual de un CAIT.

En la Fig. 4.10. se muestra la influencia de la distancia del absorbedor a la cubierta transparente. Se observa que dentro de las posibilidades tecnológicas es conveniente un espaciamiento pequeño; grandes espaciamientos incrementan los efectos de sombreado e incrementan la convección natural, como indican las Ec. (4.5) y (4.4).

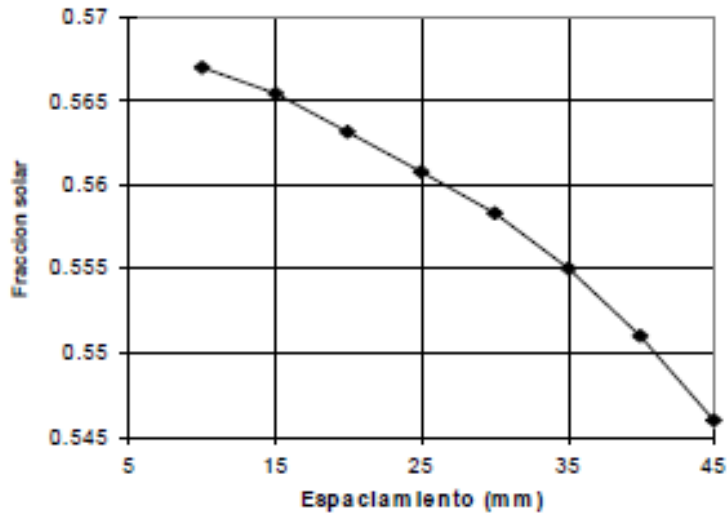


Fig. 4.10. Efecto del espaciado entre los tubos y la cubierta transparente en la Fracción Solar Anual de un CAIT

#### 4.6 Prototipo de CAIT desarrollado en la UNRC

En el marco de un convenio con el Obispado de Río Cuarto, ante la necesidad de agua caliente de una granja educativa, el GES diseña y construye un prototipo de CAIT (a partir de ahora CAIT UNRC) para proveer agua caliente para baño para los alumnos de la granja. La granja cuenta con un surgente de agua que provee agua a temperatura constante de 28 °C, que a la vez que puede impulsar el agua (no hay tanque de almacenamiento), posibilitando el llenado del colector con agua a cierta temperatura al inicio del ciclo diario, brindando un punto de partida ventajoso para el posterior calentamiento solar del agua. Se pensó en un diseño de fácil manejo y se seleccionaron materiales del mercado local y precio accesible para un proceso de autoconstrucción (Barral et al., 1999).

Se realizó un pre- diseño tentativo, en función del cual se trabajaron unos cálculos aproximados, tomando variaciones de datos de clima cada una hora, fundamentalmente temperatura ambiente, velocidad media del viento y radiación solar (Fasulo et al., 1994). Para estos cálculos iniciales se utilizaron hipótesis de unidimensionalidad para las pérdidas a través del aislante y correlaciones típicas de aplicaciones solares para la ganancia de energía a través de la cubierta transparente y pérdidas convectivas y radiativas.

Para construir el componente absorbedor-acumulador se usaron caños comerciales de Polipropileno de 110 mm de diámetro y 3,2 mm de espesor, que habitualmente son utilizados para desagües cloacales. Estos tubos tienen la ventaja de tener un O-Ring en los extremos, lo cual facilita su montaje sin tener que usar pegamento alguno. Dicha selección de materiales se basó en cálculos previos que se mencionaron anteriormente y considerando que los tubos se calentaban de acuerdo a datos climatológicos típicos de un día de invierno de la Región Centro-Sur de Córdoba, adonde estará instalado el sistema. El cálculo inicial se realizó considerando elementos de aislación convencionales (Incropera et al., 2014) y que no se realizaba extracción de agua durante casi todo el día (Duffie y Beckman, 2013), que es en forma bastante aproximada lo que sucedería con dicho sistema afectado a la ducha del personal de trabajo de la granja. Es decir, el agua en el CAIT calentaba durante toda la mañana y parte de la tarde sin realizar extracción alguna, y a partir de cierta hora de la tarde se realizaba un uso continuo y prácticamente a flujo constante durante un cierto tiempo.

Como las medidas de los codos comerciales para unir un tubo con otro no permitieron que un tubo se pusiera a la par del otro, fue necesario armar dos circuitos independientes de tubos que se colocaron intercalados para ocupar toda la superficie de la cavidad aislada. En la Fig. 4.11. se muestra uno de los circuitos, y adelantándose a la parte de instrumentación, se indican allí también donde iban conectadas las termocuplas para medir entradas y salidas en distintos tubos. Dichos circuitos funcionaron en paralelo, surgiendo de la bifurcación de una única línea proveniente del surgente justo antes de entrar al colector y uniéndose nuevamente a la salida del colector para constituir otra vez una sola línea de agua.

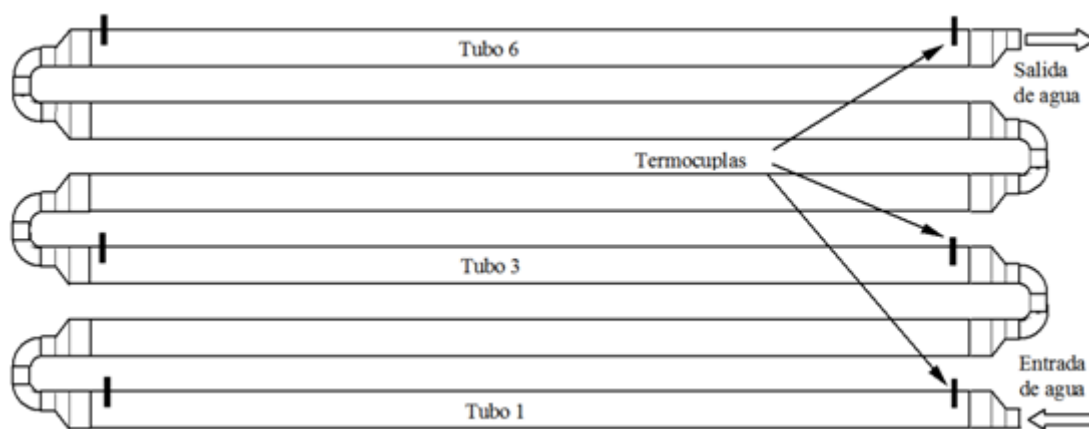


Fig. 4.11. Vista de uno de los circuitos de la superficie absorbedora-almacenadora, sentido de circulación del flujo y posición de las termocuplas.

Como se muestra en la Fig. 4.11. los acoplamientos de los codos en las reducciones de entrada y salida de cada tubo no están centrados. Esto se debe a que los tubos están dispuestos en forma horizontal y cuando se realiza el proceso de llenado quedaría aire atrapado (bolsas de aire) con el consiguiente llenado incompleto de encontrarse las entradas y salidas de los codos centradas. De la misma manera, si las entradas y salidas estuvieran centradas, en el proceso de vaciado del colector se quedaría agua estancada en cada tubo. El volumen total de agua dentro del colector es de 450 litros.

Para la construcción de la parte exterior de la caja y soportes para los tubos, se seleccionaron maderas resistentes a la intemperie. Los tablones de la cubierta exterior de la caja y los tirantes que soportan los tubos se encuentran unidos formando la estructura resistente del colector. Como aislante se optó por una combinación de lana de vidrio y poliestireno expandido de alta densidad. La cubierta transparente se hizo de policarbonato alveolar de 6 mm de espesor, por razones de gran superficie a cubrir, facilidad de manejo y precio. Además, entre la lana de vidrio y los tubos se colocó una superficie reflectante de aluminio confeccionada con las hojas de aluminio comunes que se usan para cocción de alimentos. En la Fig. 4.12. se muestra un corte transversal del CAIT UNRC con el ángulo de inclinación al que fue montado y donde se observa la disposición de los dos circuitos de caños que están intercalados y superpuestos.

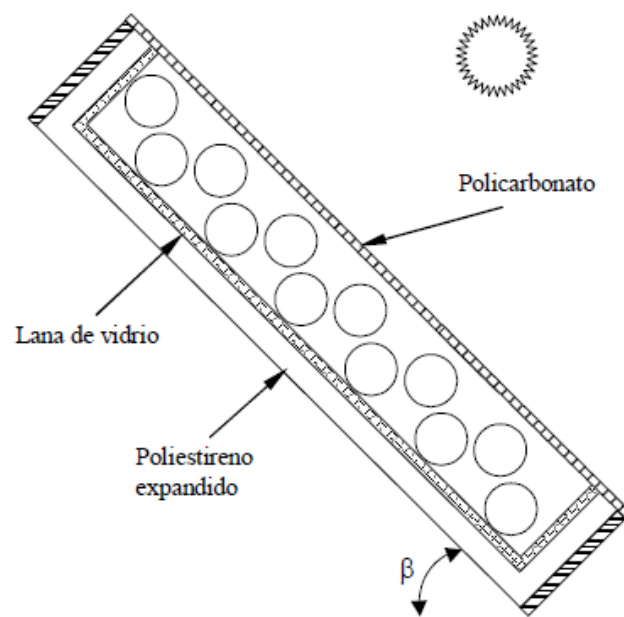


Fig. 4.12. Vista en corte del CAIT UNRC con su ángulo de montaje final.

En la Fig. 4.13. se muestra una etapa del proceso de aislación del equipo, donde se observan las superficies aluminizadas, la lana de vidrio y el poliestireno expandido. En una vista trasera, Fig. 4.14. se pueden ver la aislación posterior del CAIT y los dos circuitos en paralelo para la entrada y salida de agua.



Fig. 4.13. Colocación de aislantes en CAIT UNRC.



Fig. 4.14. Vista trasera del CAIT UNRC donde se observa el circuito de agua doble de entrada y salida.

El CAIT UNRC terminado se muestra en la Fig. 4.15., con la cobertura de policarbonato alveolar ya fijada, mediante perfiles "L" de aluminio y sellos de goma para dar impermeabilidad a la parte interna del equipo.



Fig. 4.15. CAIT UNRC terminado.

#### 4.7 Evaluación experimental y analítica del Prototipo UNRC

La Fig. 4.16. muestra las conexiones de agua del sistema, válvulas y elementos de medición. El agua de entrada al CAIT proviene del surgente por la cañería (a) y la válvula (b) permanecerá siempre abierta durante todo el calentamiento y uso del agua caliente (igualmente es útil por si debe efectuarse alguna reparación al CAI). La válvula (c) es únicamente para realizar el vaciado del equipo. Seguidamente se bifurca y a través de las válvulas indicadas por (d) entra al almacenador-absorbedor (e). En las cañerías de salida, en los dos circuitos se colocaron las válvulas (f) para permitir ingreso y salida de aire atmosférico, y así producir el vaciado y llenado del colector a la mañana. A continuación de estas últimas válvulas se colocaron los caudalímetros (g), uno para cada cañería, antes de la unión de las mismas en una sola cañería de salida hacia los usuarios. La derivación que se muestra hacia arriba a través de la válvula (h) es la que conduce a un tanque de expansión (j), para permitir la dilatación del fluido en el proceso de calentamiento. Se visualiza también un manómetro (i) que tiene como única función medir la presión a la

que trabaja el CAIT. Atravesando las válvulas (k) y (l) se llega a la provisión hacia los usuarios. La válvula (k) es una válvula esférica de cerrado rápido para un control de caudal operativo del tipo todo-nada; la válvula (l) es una válvula tipo esclusa que permite regular con precisión el flujo para la realización de las experiencias.

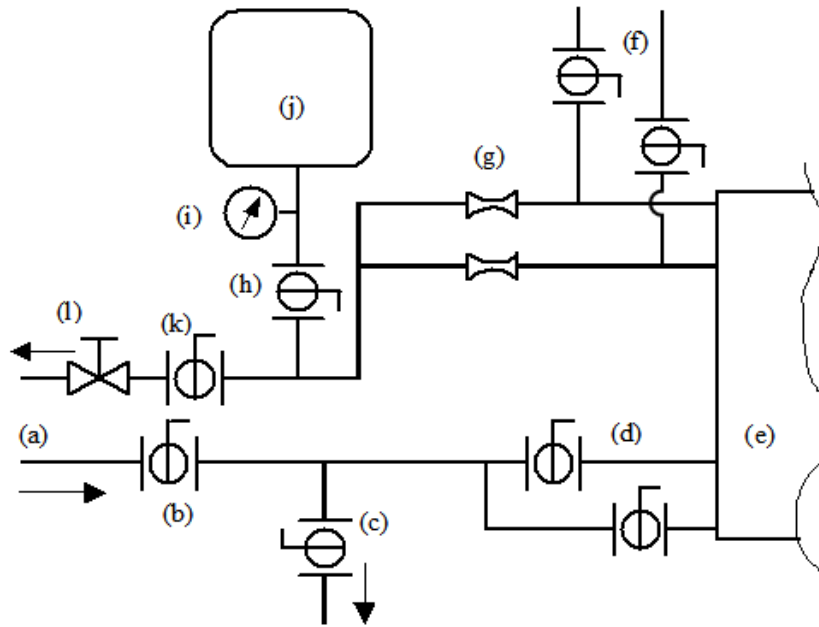


Fig. 4.16. Circuitos de agua, válvulas y elementos de medición para la entrada y salida de agua del CAIT UNRC.

Los ensayos se realizaron en época invernal, que es la más comprometida en cuanto a capacidad de proveer agua caliente. Se fijó como hora de llenado la hora solar 9 a.m. El llenado se realiza abriendo las válvulas (f) y (b), las válvulas (h) y (d) permanecen abiertas durante todo el proceso, y el resto todas cerradas. Una vez lleno el CAIT, se cierran las válvulas (f) y comienza el calentamiento.

El horario de comienzo de utilización del agua caliente es aproximadamente las 3 p.m. solar. Para extraer el agua caliente se abren las válvulas (k) y (l) ajustando la válvula (l) para lograr el caudal deseado. A la finalización del uso del agua caliente, el colector se encuentra lleno de agua proveniente del surgente. Para completar el ciclo se realiza el vaciado del colector, para lo cual se cierran las válvulas (b) y (k) y luego abren las válvulas (c) y (f), una vez que se ha completado el vaciado se cierran (c) y (f), con lo cual se finaliza el ciclo.

Durante los experimentos se registraron datos de temperaturas en distintos puntos del colector, el caudal de agua, datos meteorológicos como temperatura ambiente, radiación solar global, velocidad y dirección del viento y la presión relativa del agua en el sistema. Las temperaturas del colector fueron registradas mediante termocuplas tipo K conectadas a un termómetro de múltiples entradas con almacenamiento de datos, con una precisión de 1°C. Los puntos de medición fueron ocho. Seis de ellos corresponden a las temperaturas a la entrada y salida de los tubos 1, 3 y 6 del circuito inferior del colector. Las restantes termocuplas fueron colocadas para medir la temperatura del aire interior al colector, y la temperatura entre la capa de lana de vidrio y poliestireno expandido. Los caudales de agua de cada circuito se midieron mediante caudalímetros analógicos del tipo pistón y resorte. Se adoptó una descarga de flujo uniforme de 8 litros por minuto durante dos horas, a partir de las 4:00 p.m. hasta las 6:00 p.m., lo cual representaba en buena medida el uso del CAIT para la ducha diaria de los 24 alumnos afectados a trabajo en la granja. Eso significaba vaciar completamente el CAIT y tener que utilizar luego energía auxiliar. Las variables meteorológicas se midieron mediante una estación meteorológica automática, que registra temperatura ambiente, velocidad y dirección del viento, humedad relativa, etc. mientras que la radiación solar se registró mediante un piranómetro fotovoltaico conectado a un sistema de adquisición de datos. La presión relativa del agua se midió mediante un manómetro analógico. Los registros del termómetro digital, la estación meteorológica, y el piranómetro se realizaron en forma automática cada 3 minutos durante todo el ciclo de funcionamiento, mientras que los registros de los caudalímetros y del manómetro se realizaron en forma manual únicamente durante el lapso de la extracción de agua caliente.

El comportamiento térmico del CAIT UNRC se interpreta a partir de los registros obtenidos por el termómetro de múltiples canales. En la Fig. 4.17. se muestra un gráfico de la evolución de las temperaturas medidas en distintos puntos del colector a lo largo de un ciclo de trabajo. Dicho gráfico corresponde a un día invernal claro de buena radiación solar con una temperatura media durante el ciclo de 17 °C. Si bien se habían dispuesto 2 termocuplas por tubo, una a la entrada y otra a la salida, sólo una de ellas está representada para cada tubo, siguiendo la otras unas curvas prácticamente iguales a la del correspondiente tubo.

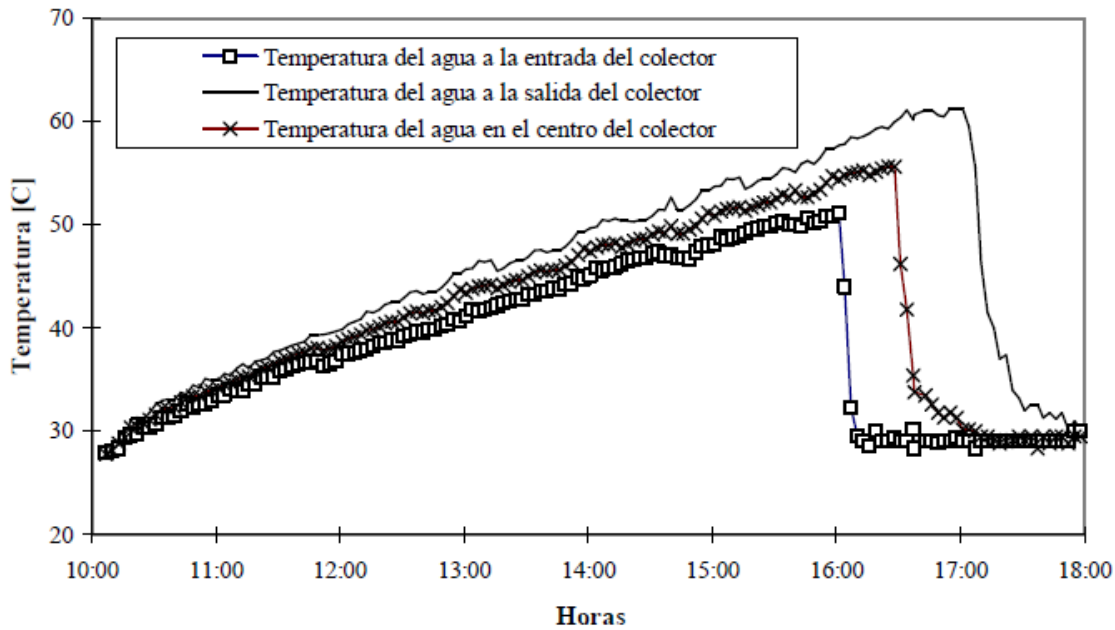


Fig. 4.17. Temperaturas medidas en distintos tubos del CAIT UNRC en un ciclo de operación diario

La Fig. 4.17. muestra que la temperatura obtenida para días soleados en la parte superior del colector ronda entre los 55 y los 70 grados, lo cual es completamente satisfactorio para los propósitos a los cuales se destinaría el sistema. Se observa también que dicha temperatura se mantiene durante más de una hora durante la extracción, bajando luego debido a que transcurrido ese tiempo se ha producido el vaciado completo del agua inicial que contenía el colector. A partir de allí la temperatura desciende, pero se mantiene durante bastante tiempo dentro de los niveles aceptables para ser usada en una ducha. Similares comportamientos presentan los tubos medios, aunque la caída de temperatura se da en un tiempo más corto, debido al efecto “pistón” que ocasiona el remplazo del agua caliente por agua nueva proveniente del surgente. Se observa que en el primer tubo la caída es inmediata, ya que es el primero en experimentar dicho remplazo por agua fría.

De las mediciones en los extremos de los tubos tanto en la fase de calentamiento como en la de descarga, se constata el mantenimiento de temperaturas muy próximas, por lo que puede considerarse que cada tubo representa un nodo isotérmico. Esto verifica entonces la validez de la hipótesis utilizada en el primer CAIT modelado, que se corrió con TRNSYS, y cuya validación original sólo había sido hecha a partir de valores promedio de eficiencia, temperaturas medidas a la salida y Fracción Solar. Así, esta verificación da pie para seguir profundizando en el uso de este modelo para otros casos

de CAIs a estudiar. Se observa también, que en el período de calentamiento sin descarga, los tubos inferiores del colector se encuentren entre 10 y 15 grados por debajo de la temperatura en los tubos superiores, esta diferencia gradual de temperaturas se produce por corrientes convectivas entre tubos que originan una estratificación relativamente significativa, que no fue considerada en el primer modelo de CAIT.

Mediciones realizadas en otros días muestran que la temperatura del agua los días totalmente nublados de invierno es alrededor de los 35 °C., debiéndose en tales casos recurrir a la fuente auxiliar de energía desde un primer momento para proveer una temperatura agradable del agua. De todas maneras, tales situaciones podrían llegar a ser comprometedoras en los más crudos días de invierno, funcionando el sistema muy bien para los demás días del año.

Para el modelado físico-matemático del CAIT UNRC se utilizó la misma metodología que en el caso del primer CAIT y la programación se realizó completamente en FORTRAN sin utilizar el TRNSYS (Lema et al., 2000). En este caso, dado que hay dos circuitos en paralelo, se tomó cada nodo como formado por dos tubos, totalizando entonces seis (6) nodos. En forma congruente, el nodo de cubierta fue el que cubría ambos tubos. Para simplificar, y habiéndose constatado las similitudes de los valores del coeficiente de transferencia de calor por convección, se adoptó cada nodo con su correspondiente cubierta como si fueran dos placas planas en convección natural. Para la radiación absorbida, dado que la cubierta es de policarbonato, se recurrió a los resultados experimentales encontrados por Barral et al. (2001) para considerar la transmitancia de la cubierta de policarbonato alveolar. Para el cálculo de las pérdidas, la cubierta de policarbonato se consideró como si no tuviera masa térmica, ya que en los 6 mm de espesor lo que mayormente hay es aire, ya que las láminas de policarbonato son muy finitas. Por otro lado, se lo consideró no-transparente a la radiación infrarroja, por lo cual se planteó una pérdida directa al cielo, afectada por una transmitancia. Este último efecto se vió compensado por la consideración de una resistencia conductiva a través de su espesor. Como el aire encerrado en los canales del policarbonato está quieto y la resistencia conductiva es muy grande, se desprecian efectos convectivos y radiativos entre las láminas inferior y superior del policarbonato alveolar.

Con los datos climáticos grabados de los días de los experimentos y las descargas de agua realizada, se corrieron simulaciones con este modelo, verificándose una razonable concordancia entre los resultados simulados y los medidos. En la Fig.4.18. se muestra una simulación para el mismo día experimental representado en la Fig. 4.17. Allí

se observa que se cumple la correspondencia propuesta en el método de validación, sobre todo en lo respecta al último tubo del equipo, que es la salida de agua al usuario. Los corrimientos en la etapa de descarga son muy semejantes. Se observa una diferencia en el período de calentamiento, donde las temperaturas medidas en los tubos indican una separación entre las de los tubos inferiores y los superiores, desde el inicio del proceso de calentamiento y en forma progresiva; se debe ésto a efectos de convección natural entre los tubos que no han sido tenidos en cuenta. El efecto no es apreciable en el período de descarga, donde prevalecen la convección forzada. De todas maneras, entre el inferior y superior en los días de mayores calentamientos, la diferencia no supera los 10 °C, para una distancia entre tubos de más de 1,20 m, y asimismo los resultados energéticos y la fracción solar real y simulada concuerdan.

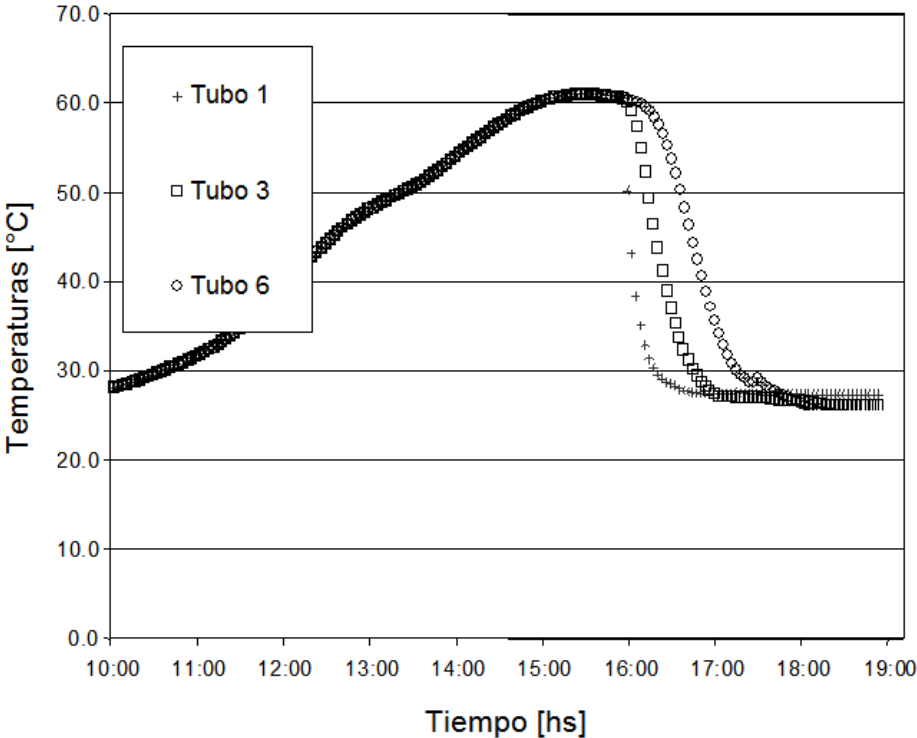


Fig. 4.18. Temperaturas simuladas del CAIT UNRC para los tubos 1, 3 y 6.

#### 4.8 Mejoramiento en el proceso de descarga y uso de energía auxiliar

En la búsqueda de la determinación de la Fracción Solar, se observa que no toda la potencialidad del CAIT está siendo considerada si el análisis se centra en volumen de agua descargada, ya que al inicio de la descarga las temperaturas de salida pueden ser muy superiores a las aceptables para el baño de un ser humano. En la vida real, esa

situación es controlada manualmente por el usuario con el mezclado de agua fría hasta lograr la temperatura de confort. Como consecuencia, menos agua es demandada del CAIT cuando esto ocurre, y así se puede decir que el equipo retiene energía en estas situaciones, por lo cual la descarga a flujo másico constante es una medida desventajosa respecto a la prestación real que puede dar el CAIT. Cuando la temperatura de salida es aproximadamente igual a la deseada o inferior, todo el caudal programado es extraído, debiendo eventualmente agregarle energía por otros medios para completar la temperatura deseada. Cabe aclarar, que se disponen desde hace tiempo con válvulas de tres vías que realizan automáticamente este mezclado, en forma totalmente mecánica mediante un termostato de temperatura regulable.

Con el objeto de representar esta situación en el algoritmo, se agregó un bloque de programación que diera cuenta de este proceso de mezclado (Barral et al., 2002). El diagrama de flujo simplificado de dicho bloque de programación se esquematiza en la Fig. 4.19. Sin cambiar el archivo de lectura de datos, el dato de flujo de extracción de agua no es acatado incondicionalmente, sino que se testea antes el nivel de temperatura del agua a la salida del CAIT, de manera tal de tomar la decisión de agregar calor auxiliar si la temperatura no es suficiente, dejar fluir sin ninguna acción correctiva si la temperatura está dentro de ciertos márgenes ó realizar el mezclado si la temperatura es muy alta.

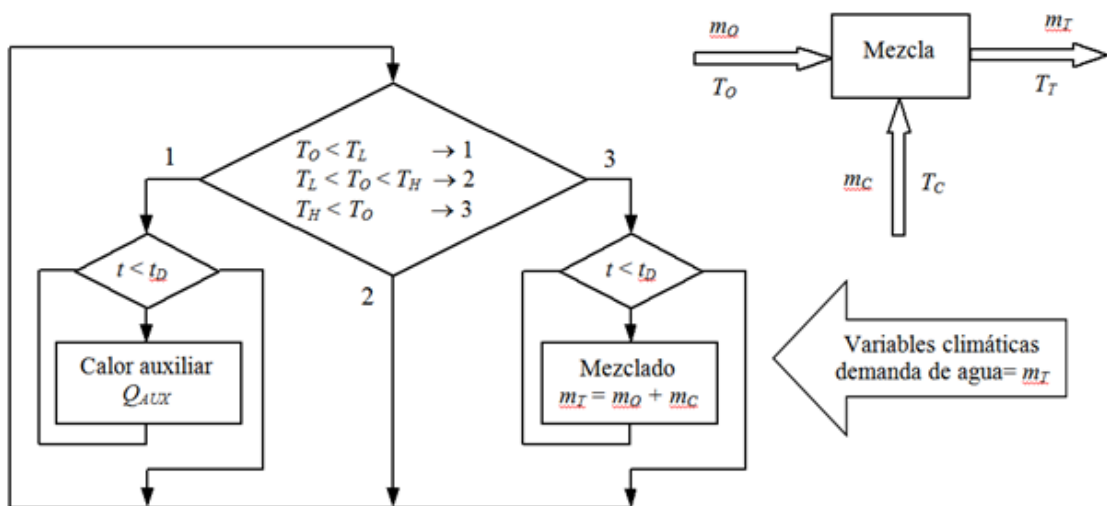


Fig. 4.19. Diagrama esquemático del control de temperatura para el duchado de una persona.

Para evitar oscilaciones frecuentes, se estableció una banda de regulación de  $2\Delta t$  para la temperatura de salida del CAIT, dentro de un valor central adoptado de 45 C. Por lo tanto, quedaron definidas mediante las ecuaciones (4.8) y (4.9) una temperatura superior,  $T_H$  y una temperatura inferior  $T_L$ , entre las cuales ninguna acción se realiza, funcionando el equipo con el flujo leído en el archivo de datos.

$$T_H = 45^\circ\text{C} + \Delta t \quad (4.8)$$

$$T_L = 45^\circ\text{C} - \Delta t \quad (4.9)$$

Las siguientes ecuaciones de balance de masa y energía, que se corresponden con el esquema de la Fig. 4.19. dan cuenta del flujo de agua fría a adicionar cuando es necesario:

$$\dot{m}_T = \dot{m}_C + \dot{m}_O \quad (4.10)$$

$$c_w \dot{m}_T T_T = c_w \dot{m}_C T_C + c_w \dot{m}_O T_O \quad (4.11)$$

de donde se obtiene:

$$\dot{m}_O = \frac{\dot{m}_T (T_T - T_C)}{T_O - T_C} \quad (4.12)$$

donde  $\dot{m}_T$  es el flujo total necesario para duchado, leído de la base de datos,  $\dot{m}_C$  es la masa de agua fría a adicionar para estar dentro de los márgenes preestablecidos,  $\dot{m}_O$  es la temperatura de salida del CAIT que se va calculando en cada paso de tiempo del programa, y las temperaturas  $T_T$ ,  $T_C$  y  $T_O$  son respectivamente temperaturas de duchado, de agua fría y de salida del CAIT.

Como la extracción por persona es relativamente pequeña frente al volumen total del CAIT, durante la extracción, la temperatura de salida no variará muchos grados, por lo cual para simplificar la programación del proceso de mezclado, se constata la temperatura al inicio de cada extracción, y la acción que corresponda no se suspende hasta tanto se haya finalizado el proceso de duchado de una persona. Eso se logra con los bloques de control que se ven en la Fig. 4.19, donde se compara el tiempo transcurrido  $t$  con el tiempo previsto para la ducha  $t_D$ . El tiempo  $t_D$  es en el que se completará el uso de

agua asignado a cada persona. Entonces, por ejemplo, si se determina en el primer bloque de decisión que se debe mezclar, se realiza la mezcla durante toda la extracción que durará  $t_D$ , sin volver a chequear la temperatura de salida hasta el próximo inicio de ducha.

Implementada esta modificación, se realizaron nuevas simulaciones, con datos extraídos de un año típico meteorológico de Río Cuarto, usando el primer programa y el modificado para realizar una comparación. Los resultados se muestran en las figuras 4.20 y 4.21 para un día templado-soleado y para un día frío-soleado. En ambos casos, la temperatura antes de la extracción está por encima de los 45 °C, por lo tanto, se inicia el proceso de mezclado en los duchados, y se mantiene hasta llegar al límite por debajo de los 45 °C, a partir del cual se debe adicionar calor auxiliar. Como resultado de la reserva de energía, se incrementa el tiempo de uso del CAIT respecto a lo que se simulaba anteriormente, indicado en las figuras mediante  $+\Delta t$ , y siendo así el proceso más cercano a lo que ocurre en la realidad. En el caso del día templado-soleado es de casi una hora y media más sin uso de energía auxiliar y en el caso de un día frío-soleado, aproximadamente una hora. La simulación para un año arroja una mejora de hasta un 32 % en la Fracción Solar Anual.

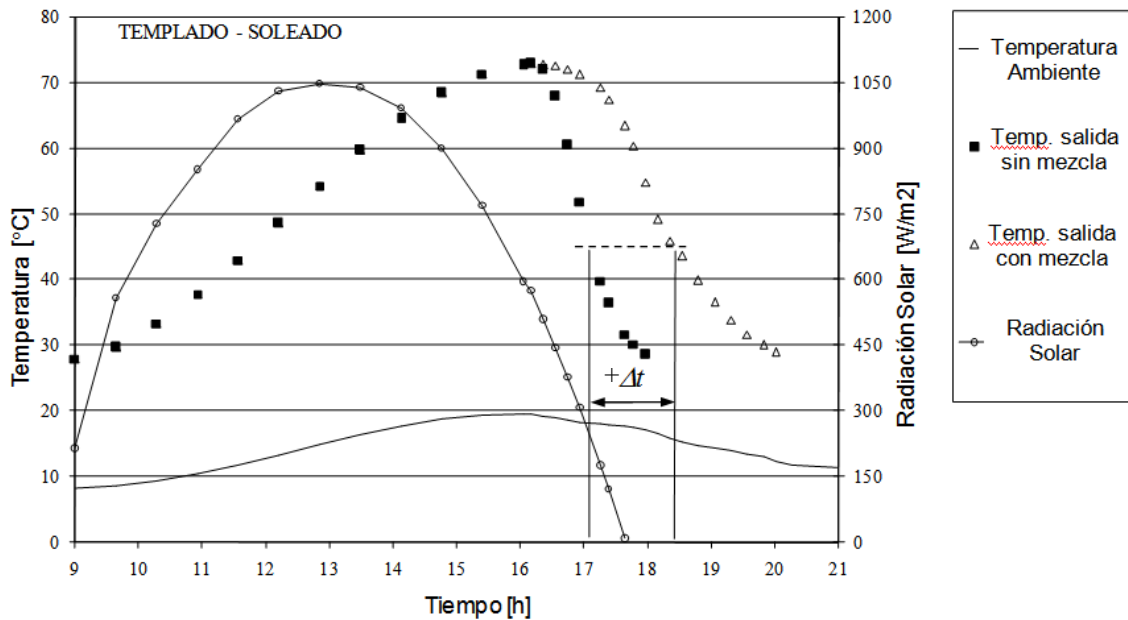


Fig. 4.20. Comparación de la temperatura de salida del CAIT UNRC entre el programa original y el modificado con mezclado y calor auxiliar, para un día templado-soleado.

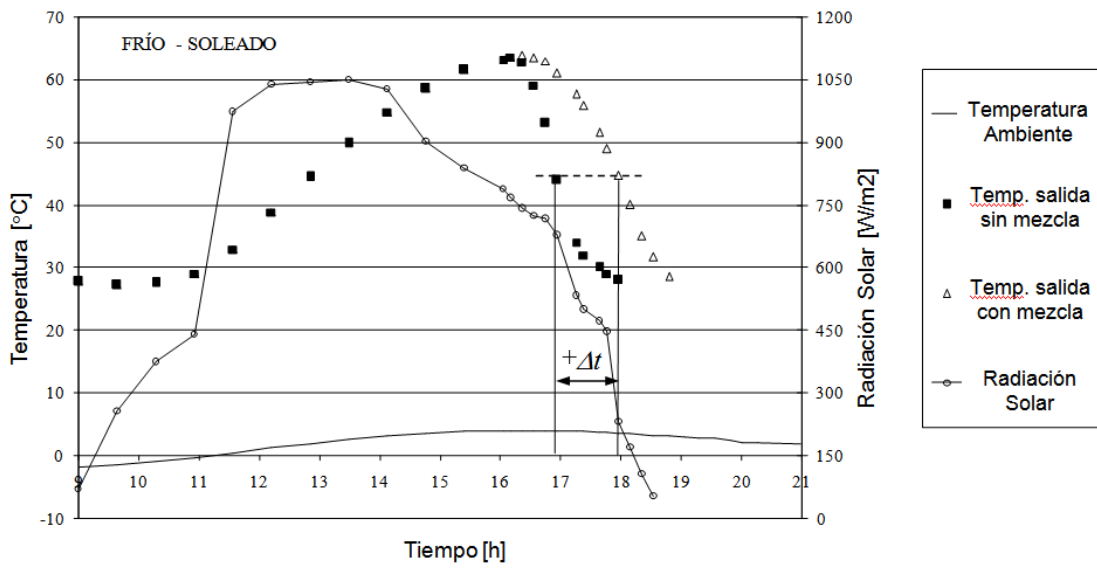


Fig. 4.21. Comparación de la temperatura de salida del CAIT UNRC entre el programa original y el modificado con mezclado y calor auxiliar, para un día frío-soleado.

## CAPÍTULO 5

### COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA MONOTANQUES

#### 5.1 Introducción y primer prototipo construido

El segundo modelo estudiado, fue un colector compuesto de un solo tanque cilíndrico, montado en forma vertical y con una cubierta transparente de capas de policarbonato alveolar en la parte superior y en la superficie cilíndrica (CAIM, de ahora en adelante). Este modelo fue desarrollado experimentalmente en el Laboratorio de Energía Solar de la Universidad de San Luis (LES); se presentaron los primeros resultados de las mediciones en 1997 (Fasulo et al., 1997) y se fueron analizando alternativas buscando la mejora de los equipos, con variantes en los tamaños, diseños y materiales. Los estudios realizados fueron mayormente experimentales y si bien se realizaron varios estudios analíticos, este CAIM y sus variantes no fueron modelados computacionalmente en forma completa. Aún así, su estudio aportó conocimientos respecto a la estratificación en tanques de almacenamiento y el análisis mediante el modelo de nodos de distintos CAIs. Además, la investigación de las pérdidas térmicas, comportamiento de las superficies selectivas y cubiertas transparentes, hicieron contribuciones importantes para la interpretación de los fenómenos físicos que ocurren en los CAIs, y la búsqueda de alternativas para el mejoramiento de diferentes procesos. Por esta razón, se hace en este capítulo un breve repaso sobre los aspectos principales investigados en los CAIM y se comentan los resultados que fueron de utilidad para avanzar en el desarrollo de este tipo de equipos.

La motivación para el desarrollo del primer prototipo se originó en hecho experimental del calentamiento que se observaba en los tanques de almacenamiento comunes domiciliarios de color negro. Disponiéndose de nuevos materiales a precios razonables y fáciles de manipular, como el policarbonato alveolar, se pensó en aprovechar estas propiedades para brindar a los tanques un recubrimiento no opaco que permitiera continuar con el arribo de los rayos solares, a la vez que se les daba una protección aislante para disminuir sus pérdidas de calor (Follari y Fasulo, 1998). Frente al colector de placa plana, en lo que respecta a absorción, al ser la superficie circular, el CAIM comienza a recibir los rayos solares con buenos ángulos de incidencia desde la mañana temprano y lo hace hasta la puesta de sol, mientras que el de placa plana tiene una buena recepción

en los horarios cercanos al mediodía, mientras que a la mañana temprano y durante las últimas horas de la tarde sus ángulos de incidencia son muy grandes y el aprovechamiento de la radiación solar es bajo. Dada la posibilidad de un aumento de temperatura importante, se optó por cambiar el material plástico por metal, y al tener que trabajar con agua, se seleccionó acero inoxidable, material que si bien es relativamente caro, la tecnología de construcción de tanques con este material es bien conocida. Es de resaltar, que no había hasta 1997 antecedentes en la bibliografía internacional y nacional sobre modelos parecidos al de esta propuesta.

En la Fig. 5.1.(a) se muestra un esquema con el formato básico de este nuevo equipo y sus componentes y la conexión habitual que se puede hacer para su prestación de agua caliente a una casa (b). Se ve allí la orientación de las "costillas" del policarbonato alveolar que conforman tanto la superficie lateral del tanque cilíndrico como su tapa superior. La parte inferior de la caja del CAIM es un círculo de madera maciza, donde se apoyan tanto el tanque de acero inoxidable como los bordes finales inferiores de las cubiertas de policarbonato alveolar.

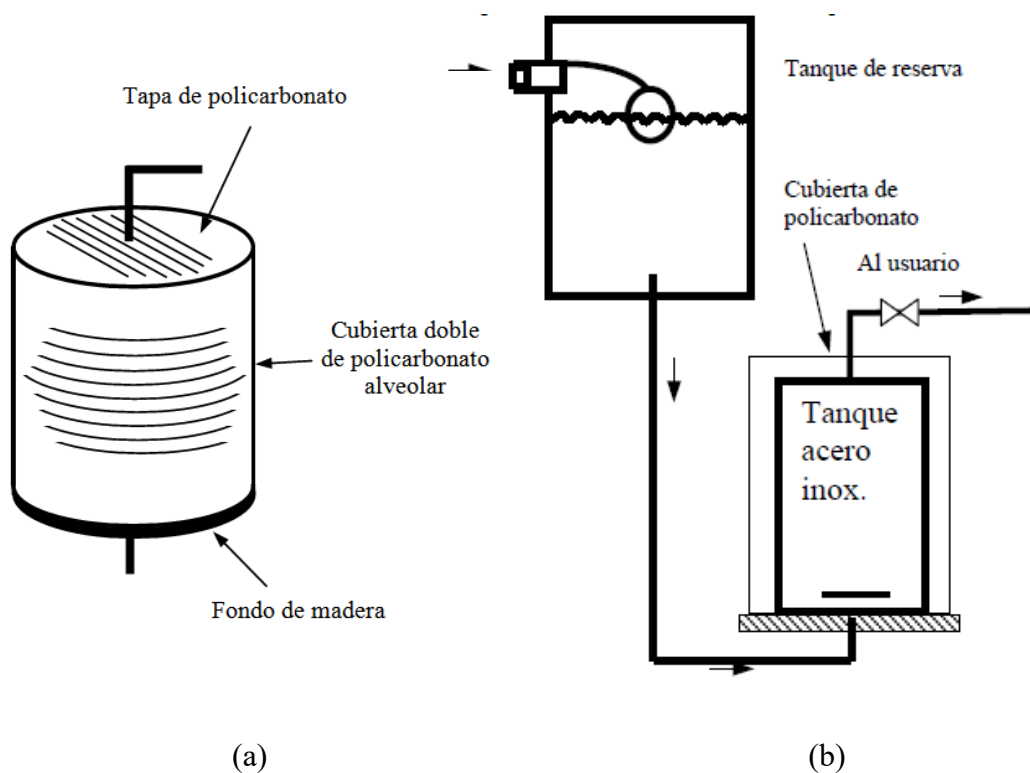


Fig. 5.1. (a) Esquema vista exterior de un CAIM; (b) disposición del CAIM respecto al tanque de almacenamiento de una casa y circuito de cañerías.

El primer prototipo fue hecho con un tanque de acero inoxidable de 384 litros de capacidad, con 1 metro de altura, donde la entrada de agua fría se hace por debajo y la salida del agua caliente por arriba, en ambos casos con una tubería centrada al medio del cilindro, como se observa en 5.1. (a). El tanque fue pintado de negro mate y la plancha de policarbonato se colocó con un diámetro tal que estaba apartada de la superficie del tanque en unos 10 cm. Basándose en los estudios experimentales de Lavan y Thompson (1997), se asumió que para los flujos que se manejarían y la relación L/D (altura/diámetro) de cilindro, la estratificación se mantendría en gran medida, pero aún así, para fortalecerla, se colocó una placa circular metálica por dentro del tanque, enfrentando el chorro entrante de agua fría, para evitar que la irrupción de la misma tendiera a provocar turbulencias que perturbaran dicha estratificación, como se ve en la Fig. 5.1. (b).

A este primer prototipo se le realizó un seguimiento midiendo temperaturas de entrada y salida de agua durante un período que incluyó desde fines de verano hasta principio de invierno, tomando como referencia un valor de 40 °C, que da una muestra de la autosuficiencia del equipo en cuanto a la provisión de agua caliente. Durante todos los días se midió la radiación incidente en el equipo, considerando la proyección plana del cilindro y la tapa como el área de recepción. Para poder cuantificar el aporte energético, asumiendo el modelo de nodos horizontales de Kleinbach et al. (1993), los cuales con la entrada de agua se moverían hacia arriba en un "efecto pistón" (plug flow model). De esta manera, una medida de la energía provista por el equipo se puede obtener considerando la temperatura del agua extraída y la del agua de entrada en una ecuación calorimétrica del tipo:

$$Q_{\text{útil}} = c_w m [T_{\text{sal}} - T_{\text{en}}] \quad (5.1)$$

donde  $Q_{\text{útil}}$  es la energía aportada por el equipo,  $c_w$  es el calor específico del agua,  $m$  es la masa extraída del equipo (igual a la cantidad ingresada),  $T_{\text{sal}}$  es la temperatura de salida y  $T_{\text{en}}$  la temperatura de entrada del agua fría de reposición.

Para esta medición energética, se propuso la realización de tres extracciones diarias de agua caliente, de 50 litros cada una (equivalente al consumo de una familia de tres personas); realizándose una por la mañana, otra al mediodía y otra por la tarde. Luego haciendo el cociente entre la energía útil diaria, dada por la Ec. (5.1) y la radiación

recibida durante el día, se determinó que para las épocas medidas, la eficiencia media del equipo oscilaba entre un 29 % y un 25 %. Se determinó entonces que el equipo era autosuficiente durante todo el verano y en parte de la primavera y el otoño. Un análisis de costos arrojó un período de amortización de 3,5 años si el usuario posee un calefón eléctrico, 5,5 años si calienta el agua con gas envasado, y 16 años si utiliza gas natural, todo a precios nacionales del año 1997.

El funcionamiento de este CAIM fue comparado en términos de eficiencia media con un sistema termosifónico comercial para proveer también 150 litros de agua caliente diarios, y el mismo arrojó valores por encima del 40 % (Fasulo et al., 1998). También fue comparado más adelante con un sistema termosifónico de construcción semiartesanal de colector plano con tanque de fibrocemento aislado, al cual se llamó TS100 y con un sistema comercial para proveer 270 litros de agua diarios, que se le llamo TS270 (Fasulo et al., 2002). Los resultados comparativos se muestran en el gráfico de la Fig. 5.2., donde están representados los días Julianos en absisas, las temperaturas en el eje izquierdo de ordenadas y la radiación solar en un eje secundario de ordenadas a la derecha del gráfico. Allí se observa que el CAIM tiene un comportamiento aceptable hasta mediados de marzo, pero que luego decae su prestación en temperaturas, siendo el equipo artesanal un poco mejor y el comercial muy superior al acercarse a los días invernales

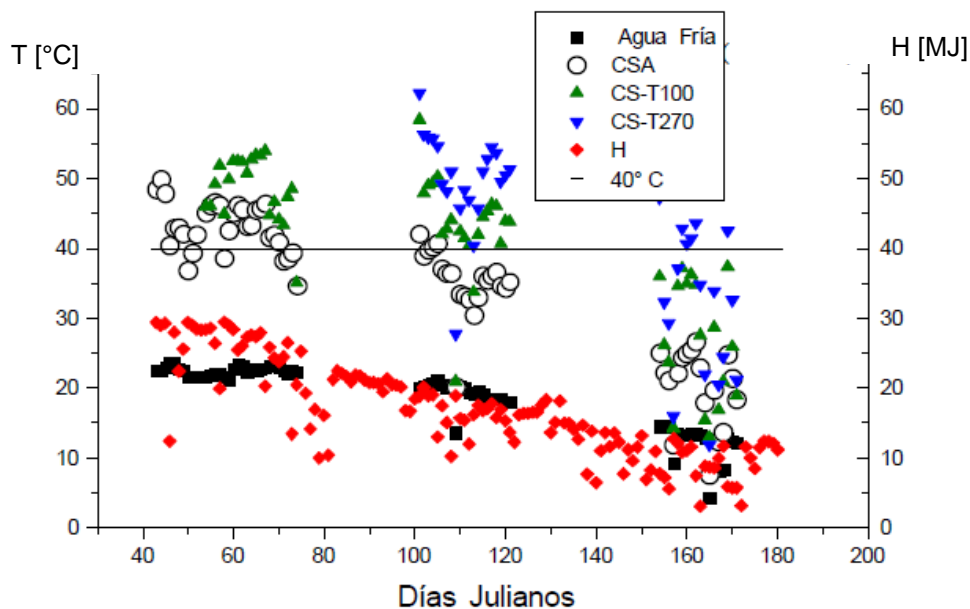
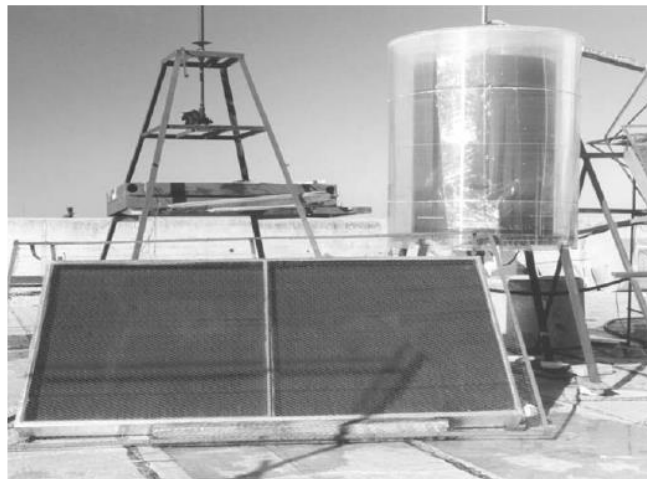
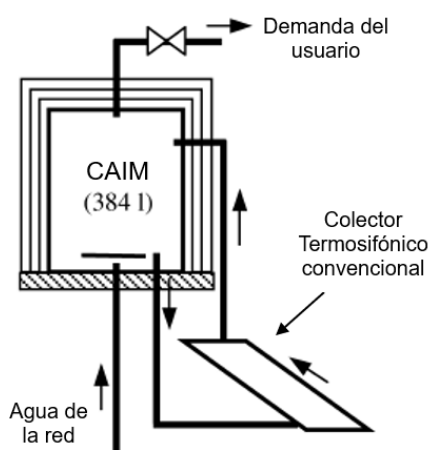


Fig. 5.2. Comparación de las temperaturas entregadas por un CAIM, un equipo termosifónico artesanal (T100) y un equipo termosifónico comercial (T270)

## 5.2 Combinación con un colector plano

Con los resultados promisorios del primer prototipo, y con la intención de potenciar la captación de energía y mejorar el problema de las pérdidas de calor nocturnas, se estudió un nuevo CAI, compuesto por dos componentes, un CAIM y un sistema de colectores solares planos (Fasulo et al., 1999). El CAIM fue similar al del primer prototipo, pero para disminuir las pérdidas nocturnas, se le agregó otra cubierta circular de policarbonato, separada 3 cm de la pared del tanque. Los colectores fueron los que se utilizaban normalmente en un equipo comercial termosifónico con un tanque de 270 litros: dos placas colectoras planas de 2 metros cuadrados cada una. En la Fig. 5.3. se muestra el sentido de circulación del agua con el agregado de los colectores de placa plana y una fotografía del equipo ya montado para ser ensayado.



(a)

(b)

Fig. 5.3. Sistema combinado de un CAIM con dos colectores de placa plana: (a) sentido de circulación del agua; (b) fotografía del montaje en el LES

Para la realización de mediciones en el interior del equipo, un segundo orificio fue practicado en el centro de la tapa superior donde a través de una cañería vertical se le introdujo una serie de termocuplas uniformemente distribuidas para ver la variación de la temperatura al interior del tanque.

Dado el agregado de área de captación, se supuso que la producción del equipo sería mayor, por lo cual el dispositivo fue sometido a una evaluación experimental consistente en la extracción de 300 litros de agua por día, distribuidas en tres de 100 litros cada una: una por la mañana, antes de la salida del sol; una a medio día; y la última por

la tarde luego de la puesta del sol. Las experiencias se programaron para efectuarlas en no menos de tres series, de no menos de 15 días consecutivos cada una, cubriendo tres períodos climáticos característicos representativos de todo el año.

Se realizaron las mediciones de entrada y salida de igual manera a los experimentos del primer prototipo y se analizaron los resultados obtenidos. Si bien este equipo mejoró la prestación respecto al primer prototipo, la cobertura autosuficiente se extendió a unos seis meses, quedando gran parte del período invernal y muchos días de otoño y primavera con una baja fracción solar. Otra vez se identifica a las pérdidas nocturnas como el problema a resolver. Las mediciones al interior del tanque en forma dinámica permitieron corroborar la certeza de la suposición de movimiento estratificado del agua.

### **5.3 Análisis de las pérdidas de calor de un CAIM**

A fin de comprender el proceso de pérdidas de calor de los CAIMs, se proyectó un análisis experimental y teórico para cuantificar dichas pérdidas y ver la manera de disminuirlas. En este caso, se utilizó un nuevo prototipo, de 768 litros, reforzándosele la aislación con el agregado de una nueva lámina circular de policarbonato, lo cual hace un total de 3 láminas concéntricas alrededor del tanque de acero inoxidable. Al igual que antes se le colocaron termocuplas al interior del tanque para ver la evolución de la estratificación del agua. Para completar un mapa de temperaturas en este estudio, también se colocaron termocuplas entre las láminas de policarbonato. También como antes, durante la realización de los experimentos, se monitorearon permanentemente las variables climáticas: radiación solar, temperatura ambiente, velocidad y dirección del viento y humedad relativa. En la Fig. 5.4. (a) se ve una fotografía del equipo mencionado, donde a trasluz se pueden ver las capas de policarbonato alveolar. En la parte (b) de dicha figura se muestran los nodos propuestos para estudiar el equipo (5 en total) y se esquematiza la distribución de las termocuplas al interior del tanque y entre las capas de policarbonato que conforman la superficie transparente y aislación. Se puede ver también en la parte superior el detalle de la disposición de las tapas de las sucesivas capas, puestas de tal manera de cortar la convección del calor hacia la parte superior del equipo (Fasulo et al., 2000).

Se estudiaron por separado las pérdidas conductivas, radiativas y convectivas utilizando correlaciones típicas de transferencia de calor de la bibliografía (Incropera et

al., 2007), constatándose los resultados con los experimentos en el prototipo. Las mediciones se realizaron con y sin extracciones de agua caliente. Se notó una mejoría importante con la incorporación de la tercera capa de policarbonato realizando los mismos cálculos de energía ganada, perdida y eficiencia. Utilizando las ecuaciones correspondientes a la parte radiativa, haciendo una evaluación teórica con las absorptancias y emitancias, se observa como mejoraría el equipo si se pudiera implementar una cobertura de superficie selectiva sobre el tanque.

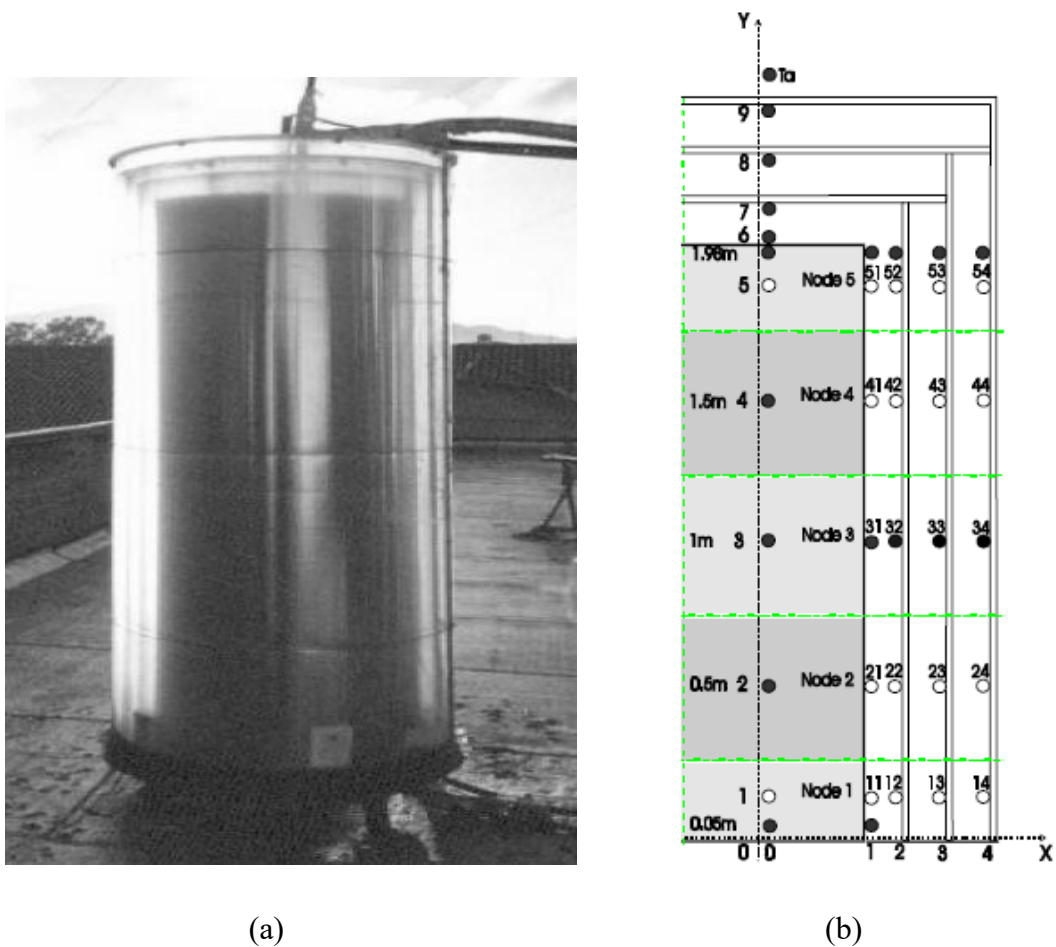


Fig. 5.4. (a) Fotografía del CAIM de 768 litros utilizado para la evaluación de las pérdidas térmicas; (b) identificación de nodos y distribución de termocuplas en el CAIM.

Se confirma el modelo de efecto pistón ante las extracciones, observándose que luego de la variación de la temperatura con el movimiento del agua, se produce una rápida

estabilización de la temperatura en todas las alturas del tanque, conservándose la estratificación.

#### 5.4 Estudios comparativos entre los equipos y con sistemas convencionales

Para hacer un estudio comparativo entre los prototipos desarrollados hasta ese momento y un equipo termosifónico convencional, se decide montarlos a los tres en paralelo y realizar los experimentos simultáneamente para todos en los mismos días (Fasulo et al., 2001). En la Fig. 5.5. se esquematiza el montaje de los equipos, alimentados por el mismo tanque de reserva. Fueron todos ubicados en el techo del Laboratorio de Energía Solar de la UNSL e instrumentados para realizar las correspondientes mediciones sobre ellos. A la combinación de un CAIMP con colectores planos se la denomina CAIMP.

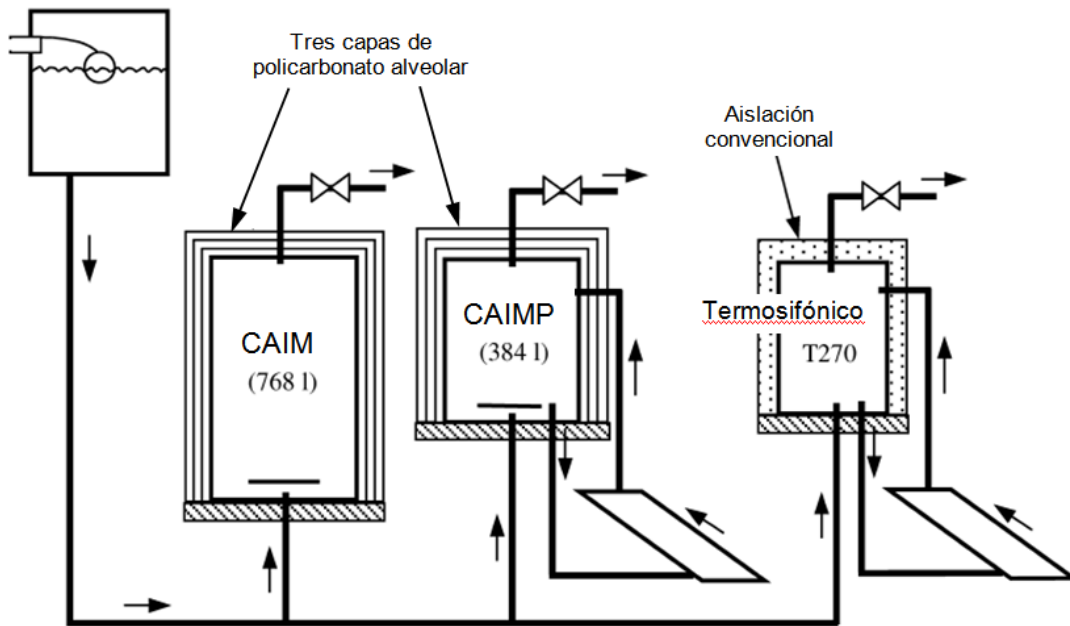


Fig. 5.5. Esquema del montaje de Prototipos y equipo comercial analizados experimentalmente en simultáneo

Se operó igual que antes, con una cobertura de días representativa de las distintas épocas del año, midiéndose energía ganada, y radiación solar, y computándose las pérdidas de calor y la eficiencia media. Las extracciones en cantidad de masa fueron proporcionales a los tamaños de los equipos. Un resumen de los resultados obtenidos se volcaron en la tabla 5.1. Las corridas se hicieron por grupos de días donde fue posible experimentar sin interrupción durante varios días. Es importante la evaluación en días

seguidos, dado que estos equipos tienen una alta inercia térmica que hace que los resultados de un día tengan mucha influencia sobre el día siguiente y aún sobre un tercer día. Asimismo, la eficiencia debe computarse como valor medio, habida cuenta que por lo dicho anteriormente podría haber una diferencia importante en los resultados entre un día y otro si se alternaran entre días de muy alta y muy baja radiación solar. Por ejemplo, si se tomara la eficiencia para un solo un día nublado, ocurrido luego de una seguidilla de días soleados, al permanecer el tanque caliente y no recibir mucha radiación ese día, la realización del cociente de eficiencia podría dar un valor extremadamente alto y no representativo para el comportamiento global del equipo.

Tabla 5.1

Resultado de la comparación del comportamiento de dos prototipos que utilizan colectores con acumulación integrada y un equipo termosifónico convencional

Corridas experimentales en días Julianos	→	I parte a 16 a 34	I parte b 35 a 43	II parte a 95 a 109	II parte b 110 a 118	III 121 a 131
Sistemas						
$\langle T_{air} \rangle$ (°C)		23.9	24.6	14.8	17.5	16.4
$\langle \sum S_i I_i \rangle$ (MJ) por día	1. T270	76.3	85.5	71.8	74.5	54.1
	2. CAIMP	72.5	77.7	64.8	68.6	49.4
	3. CAIM	68.9	70.2	51.0	53.9	40.1
$\langle T_{out,i} \rangle$ (°C)	1. T270	47.1	46.3	44.4	46.7	41.1
	2. CAIMP	44.2	45.5	38.9	43.5	38.3
	3. CAIM	41.3	45.5	31.3	34.7	31.8
$\langle \Delta T_{out,i} \rangle = \langle T_{out,i} - T_{in} \rangle$ (°C)	1. T270	26.0	25.2	26.0	29.1	24.0
	2. CAIMP	23.0	24.4	20.3	25.8	21.4
	3. CAIM	20.2	24.3	12.9	17.1	14.2
$\langle Q_{out,i} \rangle = m_i c \langle \Delta T_{out,i} \rangle$ (MJ)	1. T270	32.1	31.5	32.6	36.5	30.1
	2. CAIMP	28.9	27.6	25.5	29.3	24.2
	3. CAIM	25.3	21.5	16.2	14.9	12.2
$\langle L_i \rangle = c M_i \langle \Delta T_{inn,i} \rangle$ (MJ)	1. T270	-0.4	-0.7	-1.0	-0.3	-0.9
	2. CAIMP	-5.0	-5.4	-4.9	-4.8	-5.3
	3. CAIM	-7.0	-7.3	-6.7	-4.7	-6.0
$\langle \eta_{out,i} \rangle = \langle Q_{out,i} / \sum S_i I_i \rangle$	1. T270	0.42	0.36	0.45	0.49	0.56
	2. CAIMP	0.40	0.36	0.39	0.43	0.49
	3. CAIM	0.36	0.30	0.32	0.28	0.31

De las mediciones realizadas, se desprende que: (a) el CAIM tiene un buen aprovechamiento de la radiación solar en el verano, ya que a pesar de no estar aislado mantiene una eficiencia media aceptable; (b) el CAIM podría reemplazar con ventajas técnicas y económicas a un sistema termosifónico convencional en regiones templadas con buena radiación solar; (c) el CAIMP podría desempeñarse con una buena

performance durante 10 meses del año en la región donde fue experimentado; y (d) el equipo termosifónico sigue siendo el único que puede proveer una razonable provisión de agua caliente en los meses más fríos del año.

### **5.5 Mejoramientos con la utilización de vidrio y superficies selectivas**

En la búsqueda disminuir las pérdidas nocturnas de los CAIs, se pensó en la utilización de una cubierta de vidrio, que es opaco a la radiación infrarroja, y asimismo, prestando atención lo observado teóricamente en la sección 5.3, resultaba conveniente la aplicación de una superficie selectiva al tanque. Es así que se comenzaron los estudios experimentales con estos componentes para mejorar el funcionamiento de los CAIMs.

El primer material en trabajar fue el vidrio. Uno de los mayores problemas del vidrio son su peso y fragilidad frente a los impactos. Estas desventajas nos limitan en las posibilidades de construir la cubierta del CAIM completamente con vidrio. Por lo tanto, se resolvió adoptar un diseño con una primera cubierta cilíndrica interior de policarbonato celular de 4 mm de espesor con tapa de vidrio, una segunda cubierta de vidrio comercial común de 3,2 mm de espesor y una tercera cubierta de policarbonato alveolar. Para lograr una cobertura alrededor de un cilindro con vidrio, se cortaron tiras de aproximadamente 10 cm de ancho por 105 cm de alto para construir con estas una envoltura tipo cilíndrica pero segmentada. La tapa se construyó también con vidrio del mismo tipo.

En el caso del uso de superficies selectivas, obviamente resultaba imposible realizar un tratamiento a un tanque tan grande y se optó por utilizar una superficie selectiva de cromo negro autoadhesiva producida por una empresa Sueca (Skultuna Flexible). Esta película autoadhesiva tiene una absorción en la región del espectro solar de 0,9 a 0,92 y una emitancia en el espectro infrarrojo de 0,2 a 0,25.

Así, los dos CAIM, uno con la combinación vidrio-policarbonato y el otro con la combinación superficie selectiva-policarbonato fueron sometidos a similares de experiencias a los equipos anteriores, llevadas a cabo y entre los días Julianos 4 y 126, obteniéndose tablas de temperaturas, calor útil entregado por los equipos, pérdidas y eficiencias medias. Los resultados mostraron que para el proceso de conversión de la radiación solar y acumulación del calor la combinación de materiales superficie selectiva-policarbonato alveolar resulta un poco más eficiente que la combinación pintura-vidrio. Por otro lado, en el proceso de calentamiento para un colector solar acumulador con múltiple cubierta de vidrio y pintura, la temperatura más alta está siempre en la cubierta

de vidrio interna, que en el dispositivo provisto de múltiple cubierta de policarbonato alveolar y superficie selectiva. Se comprobó también que las pérdidas térmicas durante el periodo de calentamiento de la combinación de materiales pintura-vidrio son menores que las correspondientes a la combinación selectiva-policarbonato celular. Finalmente, las pérdidas térmicas durante el periodo de enfriamiento de la combinación de materiales superficie selectiva-policarbonato celular resultan menores que las correspondientes a la combinación pintura negra-vidrio. En resumen, de ser posible, sería recomendable el uso de superficies selectivas en este tipo de equipos.



## CAPÍTULO 6

### COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA DE DOS TANQUES Y CON SUPERFICIES REFLECTANTES INTERNAS

#### 6.1 Motivación para la selección de un nuevo modelo y su estudio

Si bien tanto los CAIs tubulares como los CAIs monotanques con recubrimiento de policarbonato demuestran funcionar muy bien dentro de las prestaciones esperadas para este tipo de equipos, aún presentan problemas de mano de obra y mantenimiento que los encarecen, y complican su aplicabilidad comercial. En el caso de los tubulares, una gran cantidad de tubos implica realizar conexiones en cada extremo de un tubo con el siguiente, lo cual incrementa la mano de obra, debiendo garantizar un sellado perfecto de cada conexión. Además, si los tubos no vienen del tamaño necesario, hay que realizar el corte de los mismos y la preparación de cada extremo previo a su montaje. En el modelo descrito en el capítulo 4, esto último no fue un problema, porque los caños de polipropileno eran del largo que provee el fabricante y con sellado por O-ring en cada extremo, pero el problema que eso es utilizable únicamente para un colector de gran tamaño, que no es usual en una familia común. En lo que respecta al CAI monotanque, la necesidad de un tanque de gran tamaño de acero inoxidable, implica un alto costo inicial del equipo, un equipo con un peso concentrado en el techo y mucha altura para el tanque de reserva de la casa. También se presenta la dificultad de la fabricación y montaje y mantenimiento de las cubiertas circulares de policarbonato.

Es así, que revisando las distintas propuestas de la bibliografía, se decide optar por un modelo intermedio, que siga con la modalidad de circulación por elementos en serie, aunque menos cantidad, y con la geometría circular que es apta para soportar la presión del agua. Se centró entonces el análisis en una propuesta basada en la realizada por Tripagnagnostopoulos et al. (1999), de dos tanques horizontales con superficies reflectantes. De entre los distintos modelos propuestos, se optó por adoptar una configuración de tanque y superficies reflectantes similar a lo que denominan *Experimental model STS-1* (Tripagnagnostopoulos et al., 2002). En esta configuración el tanque va ubicado horizontalmente, parte del mismo queda aislada respecto a la parte posterior del CAI (no expuesta a ningún tipo de radiación), subtendiendo un ángulo de 90° el arco que forma un corte transversal del tanque, como se muestra en la Fig. 6.1.



uno. Los tanques tienen un diámetro aproximado de 0,30 m, y una longitud de 1,00 m. Se fijaron estas medidas en función de la disponibilidad de chapa galvanizada del mercado para así minimizar la mano de obra. Con estas dimensiones prefijadas, usando los datos climáticos característicos de Río y conceptos de calorimetría, se hizo un programa para calcular la energía colectada para distintas áreas del colector para cualquier día del año, considerando una temperatura de seteo de 45 °C. En función de los resultados y de la masa de agua se dedujo que el área del colector debía ser de aproximadamente 2 m<sup>2</sup> (70 litros por metro cuadrado, aproximadamente). Es de notar que la relación Volumen-Área es muy similar al valor que por default que usa el programa F-chart para cálculo de sistemas activos con colectores planos (75 litros por metro cuadrado).

La superficie reflectante fue diseñada una vez establecidas las dimensiones del colector para llegar a lograr la apertura propuesta total de 2 m<sup>2</sup>. Partiendo de la información obtenida de Souliotis y Tripanagnostopoulos (2004) se utilizó un perfil formado por el empalme de una curva de perfil parabólico, el cual estaba en la parte más alejada del tanque y una curva evolvente, partiendo esta última desde la pared del tanque. Para ello se diseñó un programa para el cálculo de estas curvas. Se observa la determinación de la forma de la superficie reflectante en la Fig. 6.2. que es un corte transversal de la misma, que se extiende todo a lo largo de un tanque y a ambos lados del mismo. Se representa allí medio tanque y uno de las superficies reflectantes, estando la otra puesta en forma simétrica. En azul la sección parabólica y en rojo la evolvente.

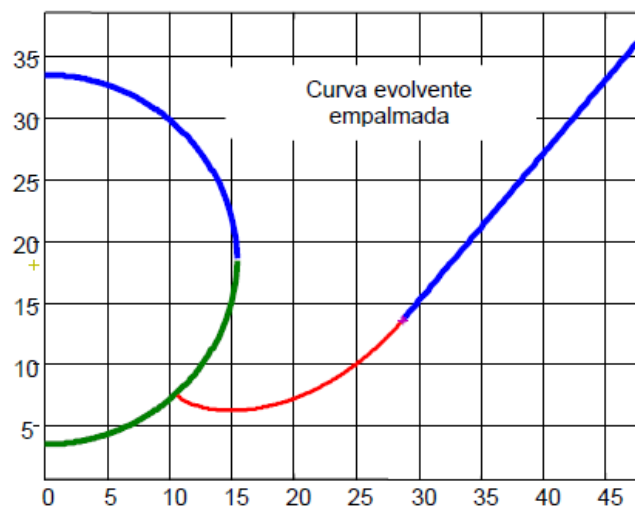


Fig. 6.2. Determinación de la forma de la superficie reflectante

Luego de esta definición geométrica, se procedió al estudio de la superficie absorbidora completa del CAI bitanque con superficies reflectantes (CAIBR), analizando la incidencia de los rayos y su llegada al tanque en forma directa y reflejada. Se dispusieron los tanques y las superficies reflectantes como se muestra en la Fig. 6.3., con incidencia de la radiación directa a  $0^\circ$ ,  $30^\circ$  y  $15^\circ$  respecto a la perpendicular a la cubierta transparente del colector. Se muestran en dicha Figura cuales serían las direcciones de las reflexiones de los rayos directos del sol. Este análisis muestra que para las distintas variaciones posibles de los rayos solares y en el rango de horas de mejor utilización en las distintas épocas del año, el CAIBR receptorá la mayoría de los rayos incidentes en su área de apertura, por lo cual puede permanecer estacionario.

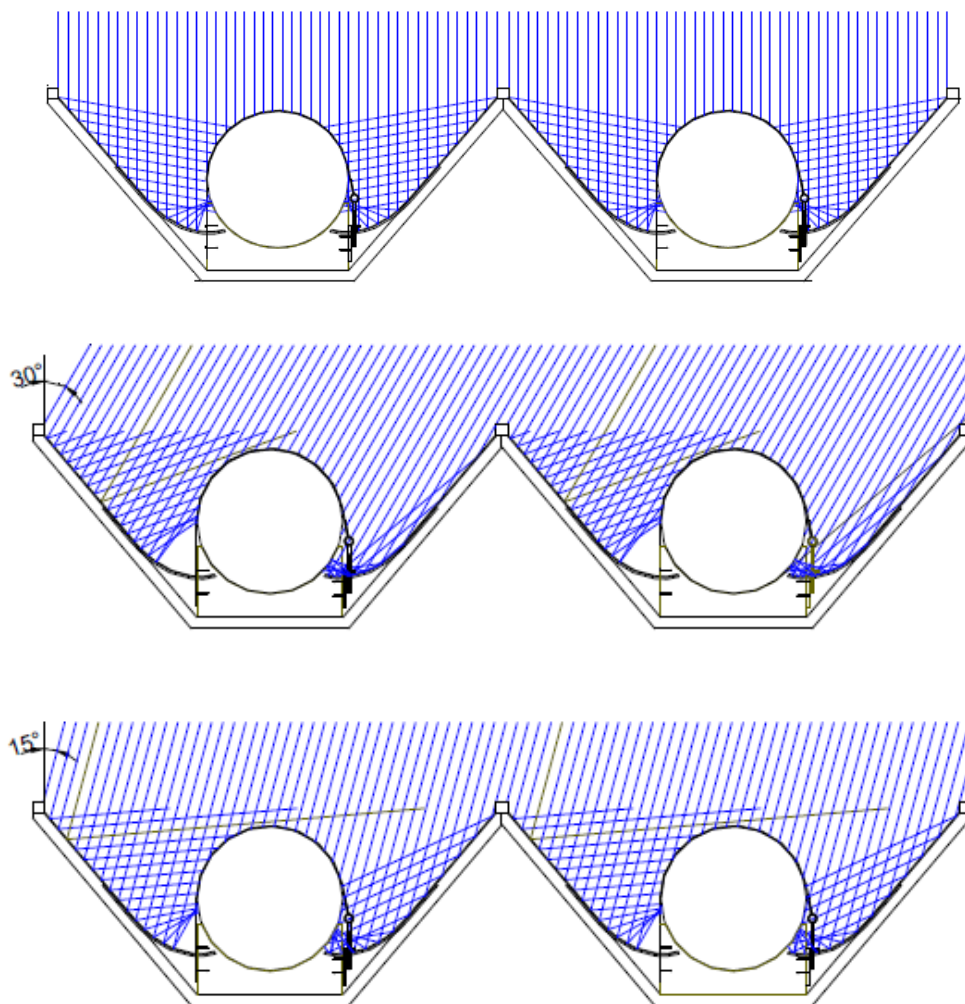


Fig. 6.3. Corte transversal de los tanques del CAI bitanque con superficies reflectantes e incidencia de radiación directa a  $0^\circ$ ,  $30^\circ$  y  $15^\circ$ .

El CAIBR se montó completamente en el laboratorio del GES. Sólo se hicieron construir en empresas locales los tanques de chapa galvanizada y se hicieron plegar algunas chapas para la cubierta exterior. Se realizaron pruebas hidráulicas a la presión real de trabajo de los tanques, verificándose la resistencia de los mismos. En su operación normal, el CAIBR funciona con una presión de unos 5 metros proveniente de un tanque de almacenamiento similar al de una instalación residencial. Se estudiaron distintos materiales para la realización de las superficies reflectantes, adoptándose material plástico de alto impacto como elemento estructural para la superficie y una lámina aluminizada brillante (material de cobertura de golasinas) como elemento reflector. Luego de algunos ensayos, se adoptó un pegamento de la firma 3M para adherir la lámina al material de alto impacto, logrando buena adherencia y resistencia a la temperatura. Como aislante se utilizó lana de vidrio de 50 mm y una cubierta sintética de 5 mm con una cara aluminizada. Para la cubierta se utilizó policarbonato alveolar de 4 mm, construyéndose un marco de chapa galvanizada con burletes de goma comerciales de 5 mm por 15 mm para lograr un cierre impermeabilizado.

En la Fig. 6.4 se muestra un esquema del corte longitudinal de todo el CAIBR, donde se observa la disposición de las entradas y salidas de cada tanque y el equipo. Para el mantenimiento de la estratificación, las entradas se realizan por la parte más baja del cada tanque y la salida por la parte más alta.

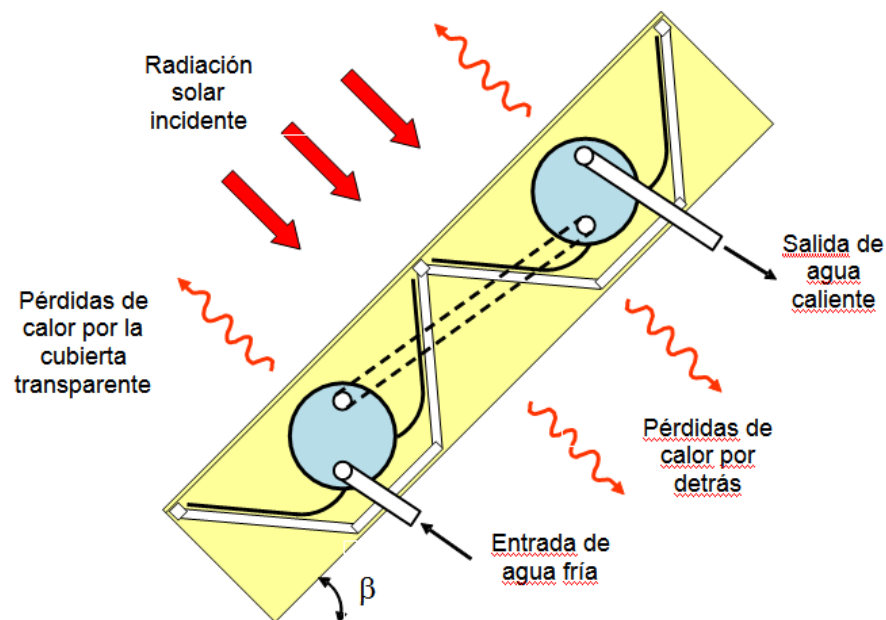


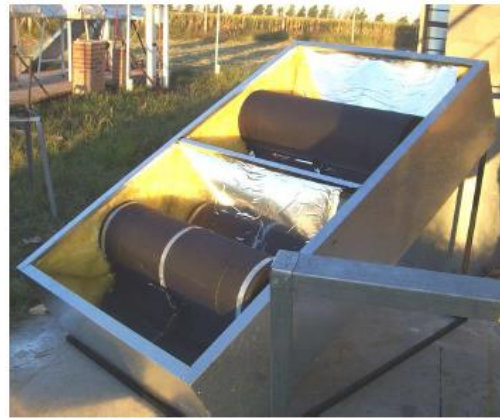
Fig. 6.4. Corte del CAIBR indicando entradas y salidas de agua y esquematizando la llegada de la radiación solar y pérdidas de calor.

Se esquematizan también en la Fig. 6.4 la incidencia de la radiación solar en la cubierta transparente y las pérdidas de calor por dicha cubierta y por la parte de atrás del CAIBR. No están representadas las pérdidas de calor laterales, que en este caso, al ser un equipo con un espesor importante, son más significativas que lo que lo son en un colector de placa plana. Dependiendo del ángulo de inclinación  $\beta$ , deberán rotarse los tanques antes de fijarse a la estructura, de manera que la entrada y la salida que están diametralmente opuestas, quede una en la parte más baja del tanque y la otra en la más alta; aquí se adoptó  $\beta = 45^\circ$ .

Se muestran en la Figura siguiente fotografías del equipo en etapa de montaje. En Fig. 6.5 (a), se ve la estructura soporte del equipo hecha de caño cuadrado 20x20, el material plástico de alto impacto aún sin cobertura reflectante, y un conjunto tanque-superficie reflectante ya montado. En la Figura 4 (b) se observan los dos tanques montados, parte del aislamiento de lana de vidrio y el recubrimiento exterior del colector de chapa galvanizada. Cada tanque se mantiene en la estructura mediante flejes de chapa galvanizada como se ve allí para el tanque de abajo; estos flejes también van pintados de negro mate.



(a)



(b)

Fig. 6.5. (a) estructura portante con superficies reflectantes y tanque; (b) tanques ya montados con parte del aislante y cobertura exterior de chapa galvanizada

El costo total de los materiales utilizados, incluida la fabricación de los tanques, fue de aproximadamente U\$S 205. No se realiza una estimación de la mano de obra por tratarse de un prototipo experimental, que generalmente demandan mucho tiempo de ejecución. Para un modelo comercializable debería pensarse en una optimización de tiempos, utilización de dispositivos y fabricación en serie. De todas maneras, el cómputo de

materiales arroja un valor más que aceptable, si se le compara por ejemplo con los materiales requeridos por un sistema termosifónico de los más simples e igual capacidad de tanque almacenador.

La parte posterior del CAIBR se observa en la primera fotografía de la Fig. 6.6. (a), donde aún no se ha colocado el aislante y la tapa exterior, y en la Fig. 6.6. (b) está el CAIBR completamente terminado, visto desde adelante con su cubierta de policarbonato y el soporte exterior donde se sujeta el equipo para que quede con el ángulo previsto respecto a la horizontal ( $\beta$ ). También se ven a la izquierda de esta última figura la entrada de agua fría, por la parte baja y la salida de agua caliente en la parte superior. A los efectos de aprovechar los beneficios de la estratificación (Alizadeh, 1999) las entradas a los tanques son por la parte inferior y las salidas por la parte superior; así, en la conexión en serie que se realiza entre ellos, una cañería sale de la parte superior del tanque inferior y entra en la parte inferior del tanque superior, no visible en estas figuras porque queda dentro del CAIBR en la cara opuesta a las de las entrada y salida. Estas conexiones, como así también las entradas y salidas del CAI son hechas con caños de calefacción de automóviles que se encastran abridadas a boquillas de bronce que están soldadas a los tanques.



(a)



(b)

Fig. 6.6. (a) vista posterior del CAI aún sin aislante; (b) CAI ya cerrado, donde se observan a la izquierda la entrada y la salida del agua.

### 6.3 Experimentación del primer prototipo - resultados sin descarga de agua

Este primer prototipo de CAIBR fue ensayado en secuencias de varios días y en forma continua durante día y noche. Todas las mediciones fueron realizadas en una plataforma de medición del Laboratorio de Energía Solar de la UNRC. A tal fin se dispusieron termocuplas en el interior de los tanques en cada una de las conexiones de entrada y salida de los mismos. En la Fig. 6.7. se esquematiza la disposición de las termocuplas y los termómetros digitales a los cuales estuvieron conectadas. Las termocuplas son tipo K y los termómetros, de la marca TES, son digitales con capacidad de grabación de datos, los que luego se pueden descargar en la computadora. Para la colocación de las termocuplas se perforaron unas partes de cañería de cobre colocadas ex-profeso entre las mangueras de conexión.

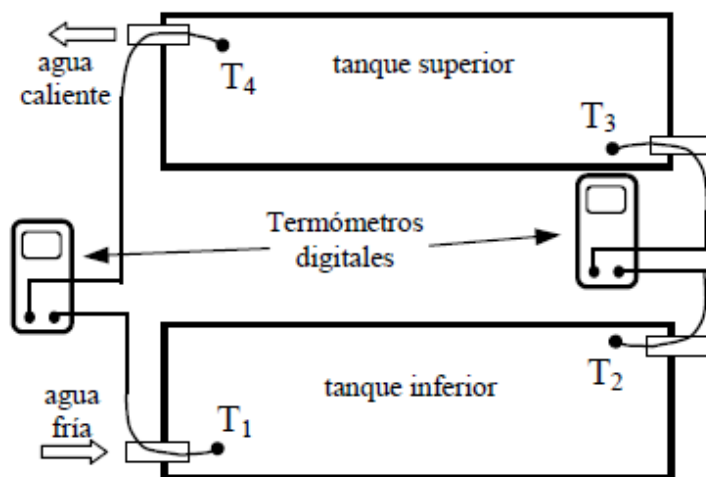


Fig. 6.7. Posicionamiento de las termocuplas en el interior de los tanques del CAI

De esta manera, la termocupla T<sub>1</sub> sensaba la temperatura del agua proveniente de la red o del tanque de almacenamiento no aislado de la vivienda, y la termocupla T<sub>4</sub> indicaba la temperatura del agua a la salida. T<sub>2</sub> mide la temperatura a la salida del tanque inferior y T<sub>3</sub> la de la entrada al tanque superior. La radiación solar global horizontal también fue medida durante los días de ensayo mediante el piranómetro de precisión marca EKO, modelo SBP 801, que el GES tiene dispuesto para registrar datos en forma permanente.

Los resultados obtenidos para 5 días de medición en el mes de julio se muestran en la Fig. 6.8. Estos días fueron mayormente soleados, con un día nublado, y temperaturas

nocturnas bastante bajas (línea roja) que llega incluso una noche a 0 °C. Para evitar dificultades en la lectura del gráfico, no se han representado los valores leídos por  $T_2$  y  $T_3$ , que se presentan en otro gráfico con su propia interpretación física. Así, en orden descendente y sin producirse ningún cruzamiento entre las lecturas, salvo unas dos horas al inicio, tenemos la temperatura de la salida del CAI ( $T_4$ , línea azul), la temperatura de la entrada del CAI ( $T_1$ , línea verde), y temperatura ambiente ( $T_{amb}$ , línea roja). En el eje de la derecha se leen los valores de radiación solar global horizontal, que están representados por la línea negra. Se debe aclarar que el conteo de las horas comienza a las 9 horas del primer día (hora solar). Se nota allí que durante un pequeño intervalo de tiempo la temperatura ambiente supera a la del agua de entrada.

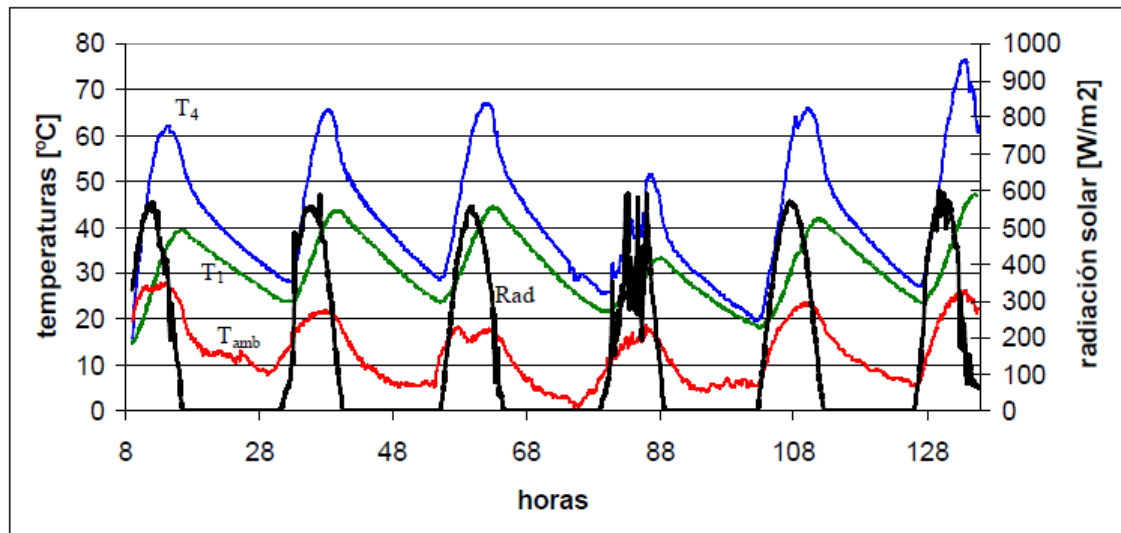


Fig. 6.8. Temperaturas desde el 20 al 25 de julio de 2006 para la entrada y la salida del CAI, temperatura ambiente y radiación solar global horizontal

Se puede ver que en los tres días iniciales soleados, los picos de temperatura máxima alcanzada en la parte más alta del tanque superior van creciendo día a día hasta alcanzar unos 67 °C en el tercer día, lo cual da cuenta de la gran inercia térmica de este sistema. Asimismo, durante esos tres días sucesivos los valores de temperatura ambiente van descendiendo, lo cual muestra que el sistema no presenta grandes pérdidas de calor y su funcionamiento está fuertemente ligado a los valores de la radiación solar. Ese efecto se ve claramente en el cuarto día, que aparece relativamente nublado, no pudiendo entonces el CAI alcanzar los valores de temperatura de los días anteriores. Como es de esperar, las temperaturas máximas del CAI se dan pasado el mediodía solar,

aproximadamente dos horas después, habida cuenta de que al no haber extracción de agua caliente, a pesar de que la radiación solar disminuye pasado el mediodía solar, las ganancias radiativas siguen superando a las pérdidas de calor y los tanques aún continúan calentándose un poco más.

Para estimar el ahorro energético debería realizar un análisis anual y con descarga de agua, pero con estas primeras mediciones se puede predecir, en forma aproximada, la prestación de agua caliente para el mes de julio del sistema, si uno considera que el agua va a ser utilizada para que se bañen las personas en la zona de mejor prestación del CAIBR (unas dos horas después del mediodía solar que tiene lugar aproximadamente a las 13:15 hora local). Estimando una temperatura de baño de  $T_B = 42\text{ }^\circ\text{C}$ , lo cual implicaría que si el agua sale más caliente debería mezclarse con agua fría, que con 50 litros de agua se baña una persona, y con los siguientes datos e incógnita:

*Masa total de agua en los tanques,  $m_A = 140$  kilos*

*Calor específico del agua,  $c$  (no es necesario su valor numérico para este cálculo)*

*Temperatura a la salida del tanque superior,  $T_S = 62\text{ }^\circ\text{C}$  ( $T_4$  en el pico de la curva)*

*Temperatura a la entrada del tanque inferior,  $T_E = 40\text{ }^\circ\text{C}$  (pico de temperaturas)*

*Temperatura del agua fría de red,  $T_F = 14\text{ }^\circ\text{C}$  (medida)*

*Masa total de agua estimada para el baño de una persona,  $m_T = 50$  kg*

*Masa de agua fría a mezclar,  $m_F = m_T - 140$*

Se puede realizar el siguiente cálculo calorimétrico:

Temperatura media del agua 
$$T_M = \frac{(T_S + T_E)}{2} = \frac{(62 + 40)^\circ\text{C}}{2} = 51^\circ\text{C}$$

Ecuación de equilibrio calorimétrico 
$$m_T c T_B = (m_T - 140) c T_F + 140 c T_M$$

despejando y resolviendo, se obtiene:  $m_T = 185$  kg

y de la cantidad de agua estimada para el baño de una persona (50 kg), se obtiene:

número de baños =  $185 \text{ kg} / 50 \text{ kg} = 3,7$

Es decir, se lograrían aproximadamente 4 baños a una buena temperatura.

Este cálculo aproximado resulta un buen orientador respecto a las prestaciones que se pueden esperar del equipo. Para una estimación más precisa, se debería tener un conocimiento de toda la distribución de temperatura en los tanques, ya que los mismos no son rectos y no están expuestos uniformemente a la radiación solar. Además, se debería haber trabajado con algún patrón de descarga. Se debe tener en cuenta además, que se está considerando la época con menos cantidad de horas de sol y más fría del año, por lo cual es de esperar que para otros meses, el aprovechamiento sea aún mejor.

En la Figura 6.9 se grafican además de las temperaturas de entrada y salida del CAIBR (con los mismos colores que antes), las temperaturas a la salida del tanque inferior ( $T_2$ , línea roja) y a la entrada del tanque superior ( $T_3$ , línea negra).

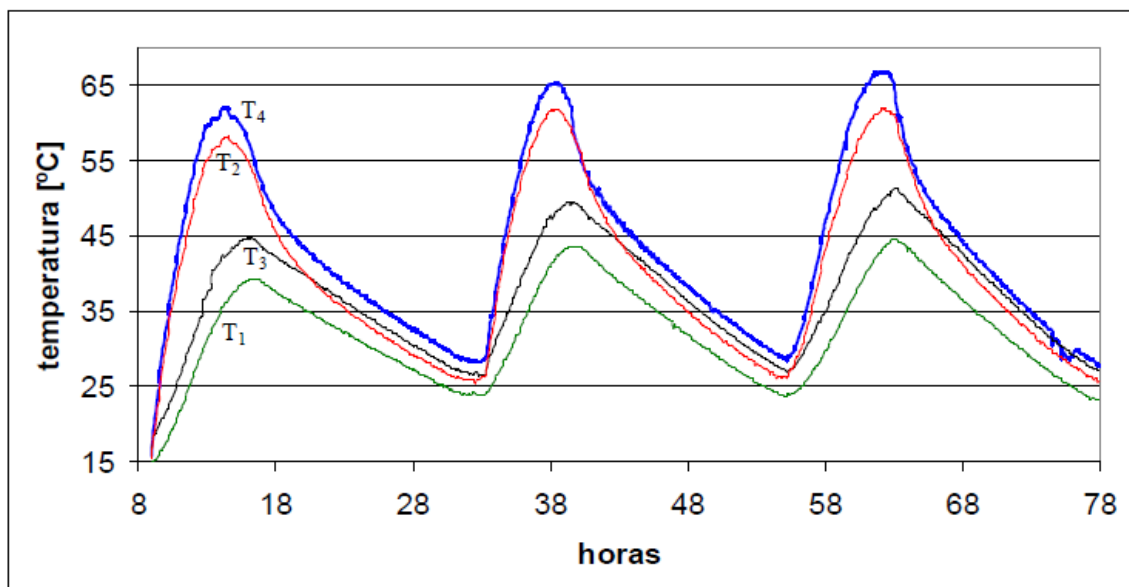


Fig. 6.9. Temperaturas de entrada, salida e intermedias del CAIBR desde el 20 al 22 de julio de 2006

Se observan las ciertas particularidades: (a) Durante las horas de sol los tanques se estratifican fuertemente y prácticamente por separado. El efecto de la convección natural se manifiesta en una diferencia entre las temperaturas de entrada de los tanques, pero en cada uno de ellos hay una marcada estratificación, para lo cual se deben comparar

la línea azul con la negra para el tanque superior, la cual llega a una diferencia máxima de estratificación de aproximadamente 15 °C, y la línea roja con la verde para el tanque inferior, la cual llega a diferencias máximas de estratificación aún algo mayores. La convección en el tanque inferior es más veloz que el pasaje de agua del tanque inferior al superior, lo cual podría deberse a la pérdida de carga que ocasiona la angosta cañería de unión entre ellos; (b) durante la noche (enfriamiento del sistema) la estratificación disminuye, se acercan todas las curvas, e incluso se produce un cruzamiento entre las temperaturas medidas por  $T_2$  y  $T_3$ , lo cual significa que el agua caliente de la parte superior del tanque inferior está fluyendo por convección natural al tanque superior; (b) dada la variabilidad de la temperatura dentro de cada tanque, es imposible modelar a cada tanque como un elemento de "mezclado total" como para aplicar el modelo de nodo isotérmico. Es decir, cada tanque se estratifica.

#### **6.4 Estudio experimental de otros dos CAIBR**

El siguiente paso en el estudio de los CAIBR, fue analizar su comportamiento con descargas de agua caliente, y además se usaron dos prototipos para comparar su comportamiento cuando las cubiertas transparentes son distintas. Teniendo en cuenta el funcionamiento del primer equipo, se realizaron modificaciones para mejorar el prototipo, y se construyó otro de similares características. Se realizó así entre ellos una comparación del comportamiento de un prototipo con cubierta transparente de vidrio común y otro con cubierta de policarbonato alveolar de 6 milímetros de espesor. Al CAIBR con cubierta de vidrio se le adicionó una malla metálica antigranizo.

Al prototipo inicial se le realizaron algunos cambios de materiales, como por ejemplo las superficies reflectantes se hicieron de chapa galvanizada, y la cubierta interior de aislante se hizo con un aislante térmico denominado comercialmente Thermofoil, que es un aislante térmico de lámina aluminizada con burbujas plásticas de aire; ambos cambios de materiales fueron en búsqueda de una garantía de mayor durabilidad. Como se dijo anteriormente, la única diferencia entre ambos prototipos ha sido la cubierta, que en un caso es vidrio común de 4 milímetros de espesor y en el otro policarbonato alveolar de 6 milímetros de espesor.

La parte frontal de ambos prototipos se muestran en la Fig. 6.10. (a) donde se distinguen los dos tipos de cubierta transparente. Los CAIBRs son alimentados mediante un tanque de agua situado a 5 metros de altura sobre un techo de una edificación del

laboratorio. Se les ha montado igual que antes con una inclinación de  $45^\circ$  respecto a la horizontal. Ambos se encuentran conectados al mismo circuito de agua de entrada y poseen también una salida de venteo de altura común, la cual también opera como válvula de seguridad. Para la instrumentación se utilizó un mismo adquisidor de datos para ambos colectores, el cual fue ubicado al medio detrás de ambos equipos, lo cual se muestra en la Fig. 6.10 (b), al cual llegan las termocuplas ubicadas en distintos puntos de los CAIBRs.



(a)

(b)

Fig. 6.10. (a) Prototipos de CAIBR con distintas cubiertas transparentes; (b) Sistema común para adquisición de datos.

Las temperaturas en los CAIBR se midieron utilizando termocuplas tipo K, que fueron colocadas a la entrada y a la salida de cada tanque y en el aire interior de cada una de las cavidades en que se alojan los tanques. Esos datos fueron recogidos y grabados en un sistema de adquisición de datos Agilent modelo 34970 A. Una estación meteorológica portátil marca DAVIS modelo Weather Monitor II, midió velocidad del viento, humedad relativa y temperatura ambiente. Con un Piranómetro de alta precisión marca EKO modelo SBP 801 se midió permanentemente la radiación global horizontal, y con un Pirheliómetro de Incidencia Normal EPLAB, Primera clase W.M.O., se midió la radiación directa también en forma permanente (grabado de datos cada un minuto). En el adquisidor de datos se cambiaba la escala al momento de las extracciones de agua para obtener un grado de detalle mayor de la evolución de la temperatura en los cortos intervalos en que dichas extracciones se realizaron. Las descargas de agua se midieron mediante la descarga del agua a la salida de los CAI en un recipiente plástico sobre una balanza digital, que se observan en la fotografía de la Fig. 6.10. (b), a la derecha.

Las mediciones de la temperatura del agua, se realizaron con termocuplas introducidas a través de las cañerías de entrada al primer tanque y de salida del último, ver Fig. 6.11., y en los extremos de las tuberías de conexión entre la salida del tanque de abajo (ubicada en el extremo opuesto a la entrada y en la parte superior de dicho tanque) y la entrada al tanque de arriba (ubicada en el extremo opuesto a la salida y en la parte inferior de este último tanque). La medición del aire en las cavidades ocupadas por los tanques fue realizada mediante termocuplas ubicadas en dichos lugares y apantalladas convenientemente para que su lectura no sea influenciada por la radiación solar. Los datos de los sensores son grabados en la unidad adquisidora de datos, de donde se descargan luego a una computadora personal mediante una salida en serie RS-232.

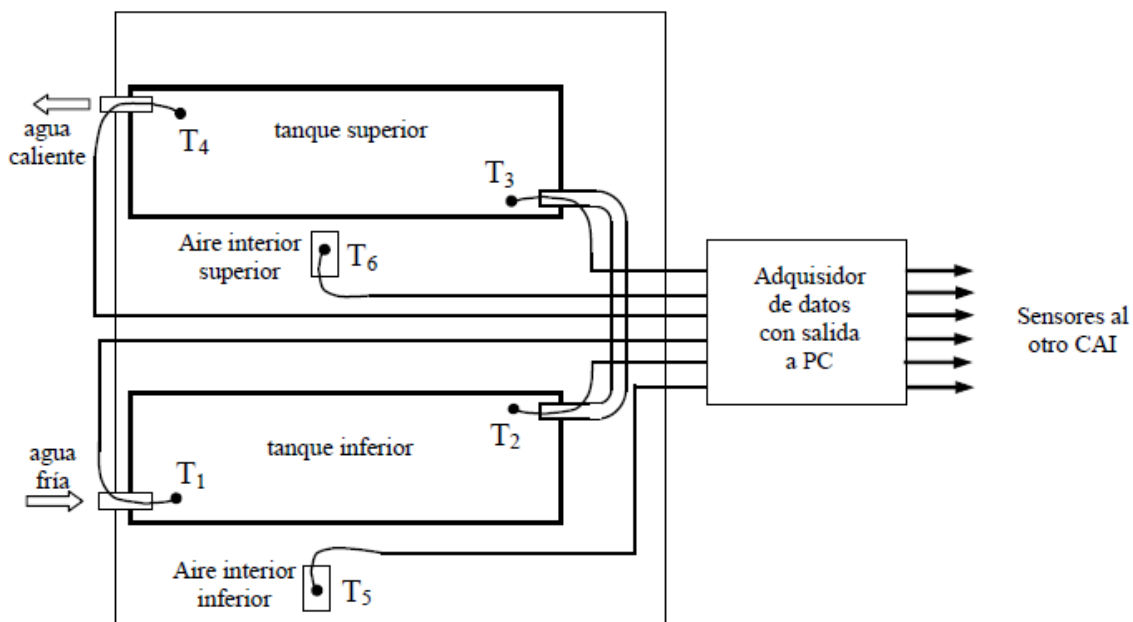


Fig. 6.11. Posición de las termocuplas dentro de un CAIBR y salida al adquisidor de datos.

Similarmente al primer prototipo, se realizó un primer grupo de mediciones sin extracción de agua, comparando el comportamiento de los distintos sistemas de cubierta transparente. Durante varios días seguidos se realizaron mediciones continuas de temperatura y radiación, la cuales se muestran en la Fig. 6.12. Los valores de temperatura se leen en el eje de ordenadas izquierdo. Si bien se cuenta con los datos de 4 temperaturas del agua en los colectores, para mayor claridad del gráfico sólo se muestran las curvas correspondientes a las temperaturas de salida de cada uno de los CAIBR (temperatura de salida del tanque superior). También se muestran las curvas de radiación global y directa,

con sus valores a ser leídos en el eje de ordenadas ubicado a la derecha. Ha de tenerse en cuenta que la medición de la radiación directa se mide con el pirheliómetro que está adosado a un seguidor solar, por lo cual no es comparable con la radiación global horizontal y de hecho se ve en el gráfico que en los días de buena radiación solar supera a la global horizontal; esta medición se muestra únicamente en forma cualitativa para identificar claramente los días en que se cuenta con buena radiación directa y cuando se produce la aparición de nubes.

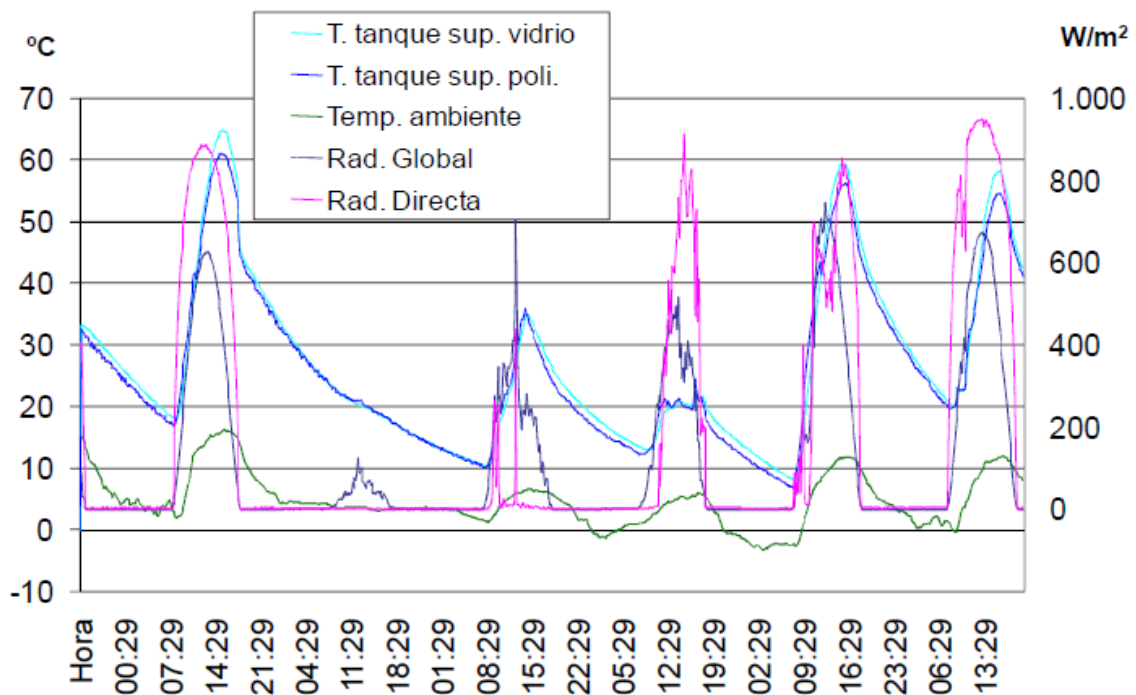


Fig. 6.12. Evolución de la temperatura en la salida los dos prototipos para una serie de cinco días, sin descarga de agua caliente.

Se ve en la Fig. 6.12. que los días de buena radiación solar cada CAIBR alcanza temperaturas aceptables como para el baño un ser humano. Se eligió este período en particular, ya que se caracterizó por días de muy baja temperatura ambiente, con dos días seguidos con temperaturas que llegaron a estar bajo cero, e incluso el primero de ellos fue un día bastante nublado. Allí se observa que el desempeño de los prototipos bajó notablemente, pero que luego de dos días soleados se recuperaron totalmente; dada la gran inercia térmica de estos sistemas, no pueden aumentar demasiado la temperatura con un solo día soleado.

Buscando la comparación entre las cubiertas, se observa que en general el prototipo con cubierta de vidrio, opaco al infrarrojo lejano que favorece el efecto invernadero, alcanza una temperatura ligeramente superior, por lo tanto, llega a almacenar algo más de energía que el prototipo con policarbonato, pero dicha diferencia no es sustancial y el enfriamiento de ambos es muy parecido. Observando más en detalle dos días, uno con mucha radiación directa y otro con poca radiación directa, o sea muy nublado, se observa que el vidrio supera al policarbonato cuando la radiación directa es alta, pero por el contrario en el período de calentamiento del día nublado el comportamiento del sistema con policarbonato supera ligeramente al que tiene vidrio.

## 6.5 Ensayos con descarga de agua caliente

Antes de realizar las mediciones con descarga de agua caliente, se analizó cual debería ser la cantidad de agua a extraer, al igual que como se realizara con el CAIT UNRC. Al ser variable la temperatura del agua de salida de los CAIBR, también lo tiene que ser la cantidad de agua a extraer, dado que deberá mezclarse con agua fría si está muy caliente o eventualmente puede estar muy fría y requerir de un calentamiento posterior con energía convencional. Por lo tanto como primera medida se determinó cual debería ser la temperatura de baño. En función a información de fabricantes de colectores solares de la República Argentina se adoptó como valor de referencia el agua que podría utilizar una persona para bañarse, 42 °C. Luego, en función a que el sistema está pensado para un uso racional de la energía, se adoptó como cantidad de agua necesaria para bañarse unos 40 litros de agua. Con estas hipótesis, para cada período de extracción, en función de la temperatura del agua a la salida del tanque superior, se puede estimar calorimétricamente la cantidad de agua a extraer para mezclar con agua fría cuando dicha temperatura es muy alta, o por otro lado, si la temperatura de salida es inferior a 42 °C, sacar directamente los 40 litros supuestos, los cuales deberán luego ser calentados para alcanzar la temperatura de referencia, lo cual también se calcula calorimétricamente. De esta forma, utilizando nuevamente los conceptos de calorimetría, se listan los datos y se opera para obtener la masa de agua caliente a extraer:

Masa total de agua para un baño,  $m_T = 40$  kg

Masa en kg de agua caliente extraída del colector,  $m_O$

Masa en kg de agua fría de red de agua,  $m_C$

Calor específico del agua,  $c$  (no es necesario su valor numérico para este cálculo)

Temperatura a la salida del tanque superior,  $T_O = \text{variable}$

Temperatura de la red de agua,  $T_C = 12 \text{ }^\circ\text{C}$  (se adoptan valores típicos invernales)

Temperatura de baño estimado,  $T_T = 42 \text{ }^\circ\text{C}$

$$c_W m T_T = c_W m_O T_c + c_W m_C T_R \quad (6.1)$$

$$m_T = m_O + m_C \quad (6.2)$$

Reemplazando la Ec. (6.1) en la Ec. (6.2) y despejando se obtiene:

$$m_O = m_T \frac{T_T - T_C}{T_O - T_C} \quad (6.3)$$

Estas ecuaciones son similares a las utilizadas en el CAIT UNRC cuando se simuló su utilización. La diferencia es que aquellas estaban en términos de flujo y estas están en términos de masa, ya que en el experimento lo que se determinaba era la masa total extraída mediante la balanza digital antes mencionada.

El problema para aplicar esta ecuación radica en la necesidad de constancia de la temperatura de salida en cada extracción. Entonces, para analizar la posibilidad de uso y en todo caso conocer el error que se puede cometer, se realizaron mediciones previas para analizar el comportamiento del agua a la salida de los CAIBR. Se monitoreo tanto el agua de salida como los otros puntos de medición de agua en el sistema. Se encontraron resultados típicos, que se muestran en la Fig. 6.13., donde se han representado las temperaturas de las entradas y salidas de agua de un CAIBR, y para una mejor visualización se ha ampliado la escala de tiempos en la zona de las extracciones. En particular en este caso se muestran cuatro extracciones, donde se observa primeramente que para cada extracción se puede considerar que el agua sale casi a temperatura constante, aunque varía de extracción un poco de extracción en extracción. Esto permite utilizar directamente la ecuación (3) para determinar la cantidad de agua a extraer antes del comienzo de la extracción, con sólo mirar la temperatura que el adquisidor de datos muestra para el canal de medición de la salida del CAIBR.

Por otro lado, estas curvas muestran claramente como se conserva la estratificación en el sistema, manteniéndose la temperatura de la salida con una variación

muy pequeña, mientras que la entrada del tanque superior y salida del inferior muestran variaciones más acentuadas. Esto es así, porque como cada tanque se estratifica casi independientemente del otro, en la extracción de alto caudal que se realiza con la apertura de una canilla, se está mezclando el agua caliente de la parte superior del tanque inferior con el agua fría de la parte inferior del tanque superior. De todas maneras, también se constata en un corto tiempo se produce la estabilización en un valor constante de temperatura. En otras palabras, se puede decir que la existencia de los dos tanques amortigua el efecto de la entrada violenta de agua fría ocasionada por una extracción equivalente a la apertura de una canilla para el baño de una persona.

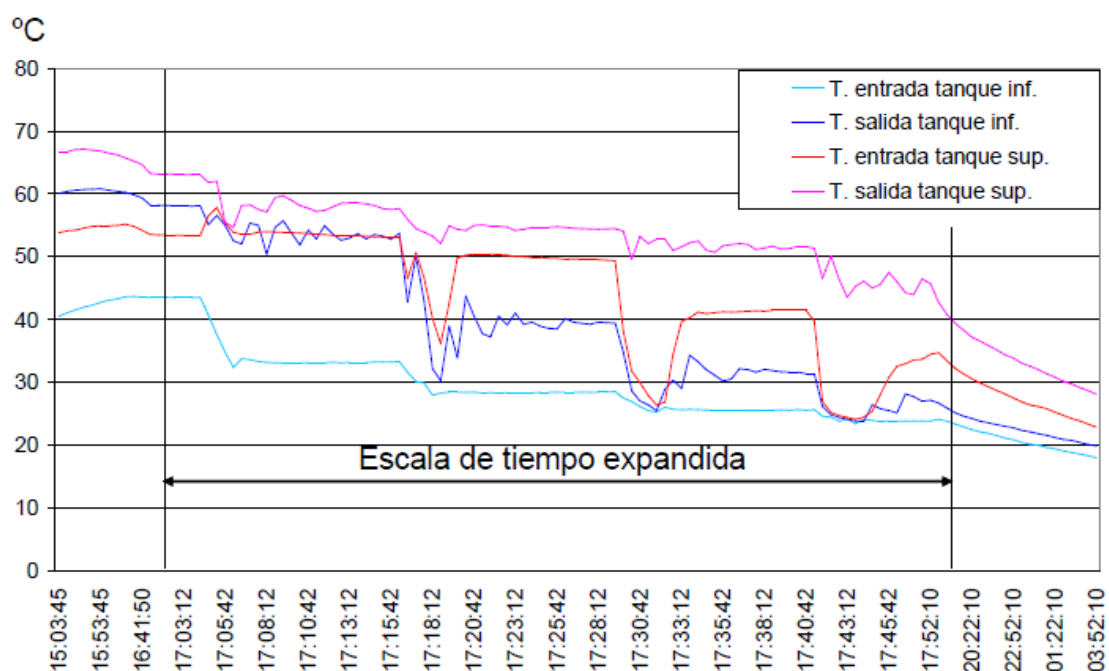


Fig. 6.13. Comportamiento de las salidas y entradas a los tanques de un CAIBR durante sucesivas extracciones de agua

Luego de esta verificación, se procedió a realizar las descargas, cuyos resultados se muestran en la Fig. 6.14, donde otra vez se utiliza una escala de tiempos expandida (E.T.A.) para visualizar mejor los procesos de extracción que son de corto tiempo. Los resultados numéricos se muestran en la Tabla 6.1 para el CAI con cubierta de policarbonato y en la Tabla 6.2 para el CAI con cubierta de vidrio.

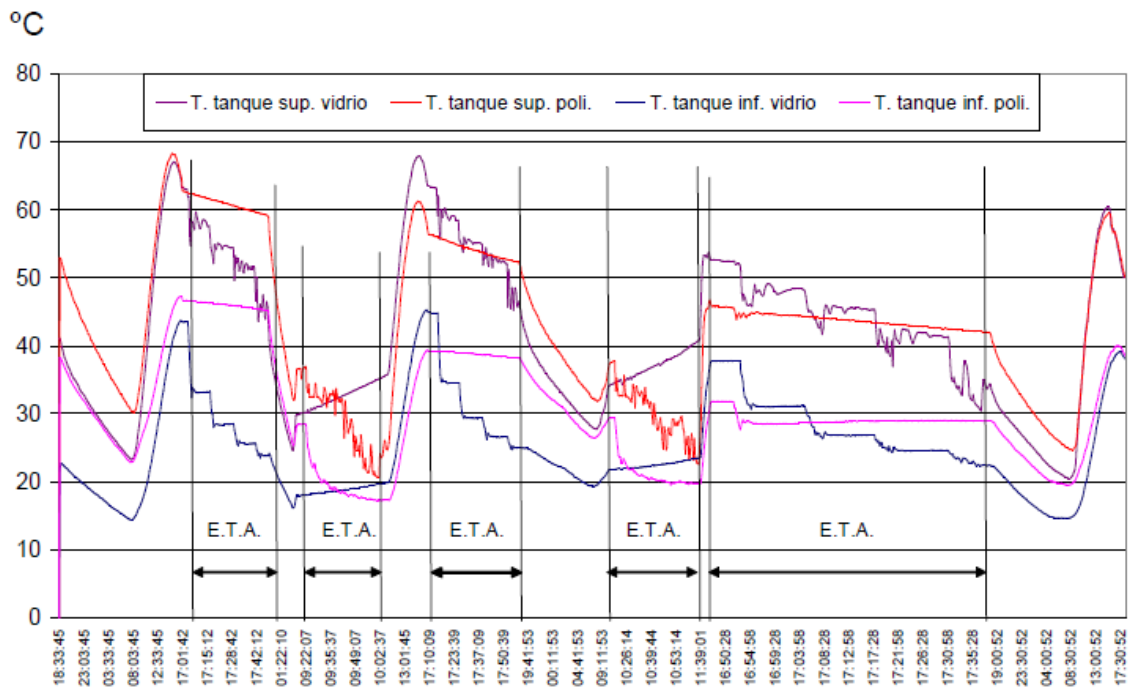


Fig. 6.14. Comportamiento de las salidas y entradas a los tanques de un CAIBR durante sucesivas extracciones de agua

Tabla 6.1

Seguimiento de las extracciones del CAI con cubierta de policarbonato

Fecha del ensayo	Tiempo de inicio	Litros extraídos	Temperatura Tanque °C	Tiempo de finalización	Temperatura de la descarga °C	Energía Extra KW.h
<b>27-Ago</b>	18:18	21	54,8	18:21	48	0
	19:04	23	50,9	19:08	48,4	0
	19:10	24	49,7	19:15	47	0
	19:16	24,5	48,5	19:21	46,2	0
<b>30-Ago</b>	15:10	17	65,1	15:13	52,7	0
	15:23	20	56,7	15:28	51	0
	15:38	21	54,7	15:43	50,8	0
	15:53	21,5	53,8	15:18	49,7	0
	18:23	25,7	47	18:29	44	0
<b>31-Ago</b>	15:49	18,5	61,6	14:53	49,4	0
	16:03	21	55	16:07	48	0
	16:58	22,5	52	17:04	47,6	0
	18:04	26	46,6	18:11	43,7	0
<b>03-Sep</b>	09:45	40	Menor a 42		32,25	0,45
		40	Menor a 42		31,4	0,49
		40	Menor a 42		26,45	0,72
		40	Menor a 42	10:20	23	0,88
<b>04-Sep</b>	10:47	40	Menor a 42		32,9	0,42
		40	Menor a 42		32,95	0,42
		40	Menor a 42		28,85	0,61
		40	Menor a 42	11:34	26,9	0,70

Como del análisis sin descarga se comprobó que ambos se comportan de forma similar, se decidió realizar ensayos en forma diferenciada, con algunas variantes en el CAI con cubierta de policarbonato y con extracciones sucesivas iguales para el CAI con cubierta de vidrio. Se puede ver primeramente, para la Fig. 6.14, donde se tienen los dos primeros días con una buena radiación solar, que la extracción del primer día no afecta en nada al segundo día, o sea, a pesar de que estos sistemas poseen una alta inercia térmica, las 4 extracciones se pueden repetir sucesivamente durante varios días soleados, sacándolas a todas por encima de los 42 °C, y el sistema se recuperará sin problemas.

Tabla 6.2

Seguimiento de las extracciones del CAI con cubierta de vidrio

Fecha del ensayo	Tiempo de inicio	Litros extraídos	Temperatura Tanque °C	Tiempo de finalización	Temperatura de la descarga °C	Energía Extra KW
<b>27-Ago</b>	18:27	22	53,6	18:32	47,4	0
	18:35	22	53,1	18:40	46,4	0
	18:44	23,5	50,3	18:48	47,1	0
	18:52	22,5	51,7	18:59	40,6	0
<b>30-Ago</b>	17:33	17,5	63,1	17:37	55,3	0
	17:47	19,5	58,7	17:52	52,2	0
	18:02	21	55,4	18:07	51,9	0
	18:17	21,5	54,1	18:21	50,2	0
	18:36	23	50,8	18:41	45	0
<b>31-Ago</b>	17:36	18	62	17:40	55,7	0
	17:42	20,5	56,4	17:53	51,1	0
	18:03	22,5	52,6	18:06	49,6	0
	18:16	23	50,8	18:18	45,8	0
<b>01-Sep</b>	17:33	17,5	64,4	17:36	52,1	0
	17:46	19,5	58,3	17:48	51,5	0
	17:58	21	55	18:01	50,2	0
	18:13	23	51,5	18:17	45,8	0
<b>02-Sep</b>	17:33	17,6	63	17:35	52,2	0
	17:45	20	57,6	17:48	21,2	0
	17:58	21,5	54,3	18:01	49,2	0
	18:11	23	51,6	18:13	43,9	0
<b>03-Sep</b>	17:42	17,5	63,1	17:45	53,3	0
	17:55	19,5	58,5	17:58	52	0
	18:08	20	57	18:11	50,2	0
	18:21	22,5	52,2	18:24	46,2	0
<b>04-Sep</b>	17:22	22,5	52,3	17:24	43,9	0
	17:34	25	48,3	17:37	42,7	0
	17:47	27	45,5	17:50	38,6	0,15
	18:00	40	41,6	18:06	33	0,41

Por otro lado, se ve que para los días muy fríos o nublados el sistema no es capaz de proveer toda el agua caliente necesaria, aunque de todas maneras hay que considerar que se está realizando el estudio en una época invernal, donde se darán las peores condiciones para este tipo de equipos.

Analizando y comparando las tablas se observa que: el día 27 de agosto el comportamiento de ambos CAIBR fue similar; el día 30 se extrajo agua antes del pico de radiación obteniendo más cantidad de agua caliente que el día 27 de agosto. Para la Tabla 6.1., en los días 3 y 4 septiembre se realizaron las extracciones por la mañana, que se sabe de antemano no será un horario conveniente. De todas maneras, para el del 4 de septiembre, que se hizo una hora después que el anterior, se observa que se consigue llegar a la temperatura de referencia con un aporte bastante menor de cantidad de energía que para el día anterior, lo cual sugiere que el ahorro de energía se extiende durante varias horas, aunque la máxima temperatura deseada no se alcance. Para la Tabla 6.2., en el día 4 de setiembre se da una situación intermedia, siendo que para las dos primeras extracciones se puede proveer toda la energía necesaria desde el CAIBR, mientras que las dos restantes deben ser suplementadas convencionalmente. Si bien fue una extracción vespertina, se trató en ese caso de un día nublado y frío.

De estos experimentos, se pueden extraer algunas conclusiones y criterios de importancia: (a) los sistemas de cubierta no presentan grandes diferencias en cuanto a su aprovechamiento energético, así, si bien el vidrio calienta más, también se enfría más por la noche, y en los días nublados el policarbonato tiene mejor comportamiento en lo que hace a absorción de radiación difusa y en la aislación térmica; (b) realizando las extracciones después del pico energético, que ocurre unas dos o tres horas después del mediodía solar, el aprovechamiento energético es mejor que realizando las extracciones justo en el pico, lo cual se debe a que al no dejar alcanzar tan altas temperaturas al CAIBR, el gradiente térmico con el ambiente es más pequeño y las pérdidas de calor no son tan grandes; (c) cuando se extrae el agua, las termocuplas detectan oscilaciones que dan la pauta de un movimiento turbulento del agua, pero en poco tiempo se recupera la estratificación, lo cual es muy conveniente desde el punto de vista termodinámico al evitarse el mezclado. (d) aún en los días nublados es posible extraerle energía a los CAIBR, aunque probablemente en muchos días nublados y fríos se le deba suministrar energía auxiliar a estos sistemas.

## 6.6 Modelado y simulación de los CAIBR

Al igual que en el caso de los CAIT, a fin de poder interpretar el funcionamiento a largo plazo sin tener que realizar innumerables experimentos que demandan recursos humanos y bloquean el instrumental de investigación por mucho tiempo, se decidió modelar los CAIBR para correr simulaciones. Para ello fueron de suma utilidad los resultados experimentales, que mostraron que a pesar de la extracción relativamente violenta de agua que realiza un hipotético usuario, en muy breve lapso de tiempo la estratificación de cada tanque se recupera, como se ve claramente en la Fig. 6.13. Lo mismo se había verificado en el caso del CAI monotanque estudiado en el capítulo anterior. Siguiendo entonces la propuesta de Alizadeh et al (1999), se dividió al tanque horizontal en capas de igual volumen para considerar cada capa como un nodo isotérmico, tal como se muestra en la Fig. 6.15. En la misma figura se esquematizan también los flujos de calor de las pérdidas que experimenta el equipo. Por razones de espacio se muestra solo un módulo de los dos que corresponden a los tanques que conforman un CAIBR, pudiendo en este caso ser el del tanque inferior, ya que no se representan las pérdidas en su parte superior (ocupada por el otro módulo de similar forma).

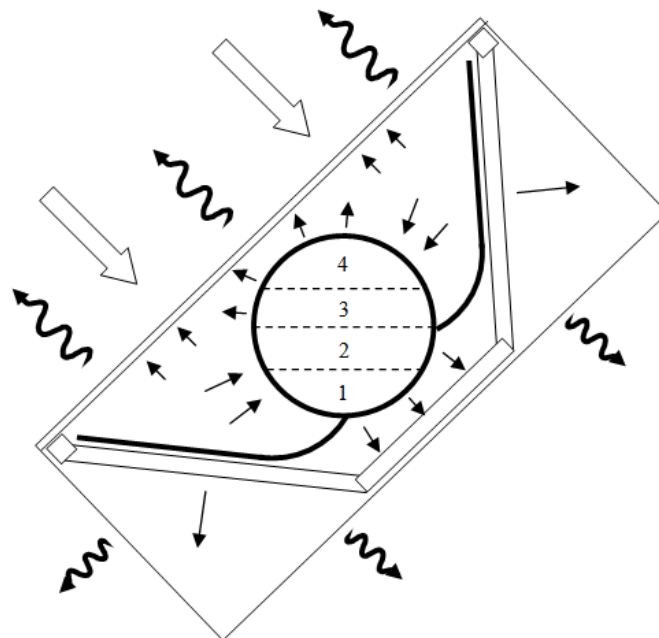


Fig. 6.15. Esquema de la división en nodos de un CAIBR y representación de los flujos de calor de pérdidas.

Para el tratamiento de la radiación solar incidente en la superficie, se utilizaron las mismas ecuaciones descritas en el capítulo 3, asumiendo porcentajes de reflexión sobre la superficie cilíndrica de los tanques, de acuerdo al ángulo de incidencia sobre las superficies reflectantes. Se asumió una absorptancia promedio de 0,8 para la terminación con pintura negro mate que tienen los tanques. Al igual que antes, sólo se consideró la masa térmica del agua contenida en los tanques, despreciando la baja incidencia de la masa térmica de la chapa de hierro. Tal como lo muestra el esquema de la Fig. 6.15. se supuso cada tanque dividido en cuatro nodos isotérmicos, y para el balance de energía se plantearon ecuaciones similares a las Ec. (3.1) para cada nodo de cada tanque.

$$\frac{dT(j)}{dt} = \frac{1}{c_w M_w} \left[ \dot{S}(j) A_s + c_w \dot{m} (T(j-1) - T(j)) - q_{PERD}(j) \right] \quad (6.4)$$

donde  $dT(j)/dt$  es la variación de temperatura que experimenta el nodo  $j$ ,  $T(j)$  representa la temperatura del nodo  $j$ ,  $T(j-1)$  es la temperatura del nodo anterior. Para el primer nodo de abajo,  $T(j-1)$  es la temperatura del agua de entrada al CAIBR.  $c_w$  y  $M_w$  son el calor específico del agua y la masa de agua en cada nodo respectivamente,  $\dot{S}(j)$  es el flujo de radiación absorbida,  $A_s$  es el área de absorción de cada nodo,  $\dot{m}$  es el caudal de agua demandado por el usuario, y  $q_{PERD}(j)$  es el flujo de calor de pérdidas del nodo, que pérdidas por convección, radiación y conducción. El tratamiento de las propiedades termofísicas y las variables climáticas fue hecha de la misma manera que para las simulaciones de los CAIT, recalculándolas para cada intervalo de tiempo, pero manteniéndolas constantes mientras dura dicho intervalo y se termina el cálculo de la derivada promedio. Un tratamiento particular se le dio a las pérdidas convectivas y radiativas, teniendo en cuenta la geometría compleja de la cavidad encerrada entre la parte interna de la cubierta transparente, las superficies reflectantes y la porción de cilindro que define la superficie exterior de cada tanque. Las pérdidas para la ecuación de balance de energía para un nodo son:

$$q_{PERD}(j) = \bar{h}_{t-a} A_{tc} (T(j) - T_a) + \frac{\sigma A_{tr}}{4 C_{R,TC}} (T_{t,av}^4 - T_c^4) + \frac{k A_{tk}}{L} (T(j) - T_{amb}) \quad (6.5)$$

donde  $\bar{h}_{t-a}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio entre el tanque y el aire circundante,  $A_{tc}$  es el área correspondiente a la convección para ese nodo,  $T_a$  es la temperatura del aire interior circundante,  $\sigma$  es la constante de Stefan-Boltzmann,  $C_{R,TC}$  es un coeficiente que tiene en cuenta el comportamiento de la superficie reflectante como una "superficie reradiante" (Incropera et al., 2007),  $A_{tr}$  es el área del tanque que emite radiación,  $T_{t,av}$  es la temperatura promedio del tanque,  $T_c$  es la temperatura de cubierta,  $k$  es la conductividad térmica del aislante,  $A_{tk}$  es el área del tanque que contribuye a la pérdida por conducción,  $L$  es el espesor promedio del aislante y  $T_{amb}$  es la temperatura ambiente exterior. Por razones de espacio se han evitado subíndices y supraíndices para indicar nodos y tiempos, los cuales han sido utilizados en el algoritmo codificado en lenguaje de alto nivel.

Para las pérdidas conductivas por detrás y los laterales, se trabajó con promedios de temperaturas y espesores de aislante en forma unidimensional, ya que el hacerlo en forma tridimensional no se justifica por la complejidad de la programación y teniendo en cuenta que representan menos de un 10 % de las pérdidas totales del CAI. Asimismo, las ecuaciones de balances térmicos para todos los nodos no fueron similares, teniendo en cuenta que para los nodos superiores, por ejemplo, no le corresponden pérdidas conductivas traseras, al no estar en contacto con la parte aislada posterior del CAIBR.

Un tratamiento particular se les dio a las pérdidas convectivas y radiativas, teniendo en cuenta la geometría compleja de la cavidad encerrada entre la parte interna de la cubierta transparente, las superficies reflectantes y la porción de cilindro que define la superficie exterior de cada tanque. Si bien el cilindro no es completo, tiene expuesta un 75 % de su superficie, por lo cual se le asumió como si fuera un cilindro infinitamente largo y para computar sus pérdidas convectivas se utilizó la correlación propuesta Churchill y Chu (Incropera et al, 2007) para la determinación del número de Nusselt global, mediante la Ec. (4). Se muestran a continuación las ecuaciones para el tanque inferior del CAIBR; ecuaciones similares se plantean para el tanque superior.

$$\overline{Nu}_D = \left\{ 0,60 + \frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{\left[ 1 + (0,559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (6.6)$$

En Ec. (6.6)  $Ra_D$  es el número de Rayleigh correspondiente al diámetro característico  $D$  (diámetro del tanque), que se computa mediante la Ec. (6.7),  $Pr$  es el número de Prandtl,

Ec. (6.8), y el coeficiente de transferencia de calor por convección promedio para el tanque inferior se obtiene mediante la Ec. (6.9):

$$Ra_D = \frac{g \beta' (T_{av} - T_a) D^3}{\nu \alpha} \quad (6.7)$$

$$Pr = \frac{\nu}{\alpha} \quad (6.8)$$

$$Nu_D = \frac{\bar{h}_{t-a} D}{k} \quad (6.9)$$

En las ecuaciones anteriores,  $g$  es la aceleración de la gravedad,  $\beta'$  es el coeficiente de expansión térmica del aire,  $T_{av}$  es la temperatura promedio del tanque,  $\nu$  es la viscosidad cinemática del aire,  $\alpha'$  es la difusividad térmica del aire y  $k$  es la conductividad térmica del aire. En todos los casos de convección, para la determinación de las propiedades termofísicas se utilizó la temperatura de película, definida como el promedio entre la superficie sólida y el aire circundante.

El coeficiente  $C_{R,TC}$  se calcula mediante la siguiente ecuación:

$$C_{R,TC} = \frac{1 - \varepsilon_t}{\varepsilon_t A_t} + \frac{1}{A_t F_{t-c} + \left[ \left( \frac{1}{A_t F_{t-re}} \right) + \left( \frac{1}{A_c F_{c-re}} \right) \right]^{-1}} + \frac{1 - \varepsilon_c}{\varepsilon_c A_c} \quad (6.10)$$

donde  $\varepsilon_t$  es la emisividad de la superficie del tanque,  $A_t$  es el área del tanque considerada para la radiación,  $F_{t-c}$ ,  $F_{t-re}$  y  $F_{c-re}$  son los factores de configuración tanque-cubierta, tanque-sup.reradiante y cubierta-sup.reradiante respectivamente,  $A_c$  es la superficie de cubierta involucrada en el proceso radiativo y  $\varepsilon_c$  es la emisividad de cubierta.

También se plantearon ecuaciones de balance térmico para el aire interior, las superficies reflectantes y la cubierta del CAIBR.

$$\frac{dT_a}{dt} = \frac{1}{c_a M_a} \left\{ q_{gan} - h_{a-re} A_{re} [T_a - T_{re}] - h_{a-c} A_c [T_a - T_c] \right\} \quad (6.11)$$

$$\frac{dT_{re}}{dt} = \frac{1}{c_{re} M_{re}} \left\{ h_{a-re} A_{re} [T_a - T_{re}] - \frac{k A_{re}}{L_{re}} [T_{re} - T_{amb}] \right\} \quad (6.12)$$

$$\frac{dT_{re}}{dt} = \frac{1}{c_c M_c} \left[ h_{a-c} A_c (T_a - T_c) + \frac{\sigma A_c}{C_{R,TC}} (T_{av}^4 - T_c^4) - \sigma \varepsilon_c A_c (T_c^4 - T_s^4) - h_{c-amb} A_c (T_c - T_{amb}) \right] \quad (6.13)$$

donde  $c_a$  y  $M_a$  son el calor específico y la masa de aire contenida en el sector correspondiente del tanque, respectivamente,  $q_{gan}$  es el flujo de calor hacia el aire debido a las pérdidas del tanque,  $h_{a-re}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire interno y la superficie reflectante,  $A_{re}$  es el área de la superficie reflectante,  $T_{re}$  es la temperatura de la superficie reflectante,  $h_{a-c}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre el aire interno y la superficie interna de la cubierta transparente,  $c_{re}$  y  $M_{re}$  son el calor específico y la masa de la superficie reflectante respectivamente,  $A_{re}$  es el área de la superficie reflectante,  $L_{re}$  es el promedio del espesor del aislante entre la superficie reflectante y el aire ambiente,  $c_c$  y  $M_c$  son el calor específico y la masa de la sección de cubierta involucrada en el intercambio de calor,  $T_s$  es la temperatura de cielo, que se calcula mediante la ecuación (3.39), y  $h_{c-amb}$  es el coeficiente de transferencia de calor por convección entre la parte exterior de la superficie transparente y el medio ambiente. Como el aire es un medio no-participativo (transparente a la radiación térmica), en la Ec. (6.11) no aparece ningún término que de cuenta de un intercambio radiativo.

En lo que respecta a la convección del calor, para esta geometría particular no se encontró en la bibliografía ninguna correlación que vinculara las distintas partes como integrando una cavidad, por lo cual se tomó a cada superficie como una pared independiente. Así, la parte interna de la cubierta transparente fue tomada como una superficie inclinada calentada por debajo, planteando las siguientes ecuaciones:

$$\overline{Nu}_{L,c} = \frac{\bar{h}_{a,-c} L_{car}}{k} \quad (6.14)$$

$$L_{car} = \frac{A_c}{P} \quad (6.15)$$

$$\overline{Nu}_{L,c} = 0,15 Ra_L^{1/3} \quad (6.16)$$

donde en el número de Rayleigh, la aceleración de la gravedad fue multiplicada por el coseno del ángulo de inclinación del colector. En la Ec. (6.15)  $L_{car}$  es la longitud característica y  $P$  es el perímetro del área de cubierta involucrada en el cálculo.

La superficie reflectante inferior fue considerada como una placa horizontal sujeta a convección natural (ver Fig. 6.15.), como superficie superior calentada y las siguientes ecuaciones fueron utilizadas:

$$\overline{Nu}_{L,re} = 0,27 Ra_L^{1/4} \quad (6.17)$$

$$L_{car,re} = \frac{A_{re}}{P} \quad (6.18)$$

$$Ra_L = \frac{g \beta' (T_a - T_{re}) L_{car}^3}{\nu \alpha} \quad (6.19)$$

La superficie reflectante superior fue considerada como una pared plana vertical (ver Fig. 6.15.) y se usó la siguiente correlación:

$$\overline{Nu}_{L,re} = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16}\right]^{4/9}} \quad (6.20)$$

Finalmente, para la superficie exterior de la cubierta transparente, se procede como se detallara en el capítulo 3 de modelado, utilizando la Ec. (3.35) para convección hacia el ambiente y la Ec. (3.38) para la radiación hacia el cielo, siendo la temperatura de cielo la que resultad de computar las Ec. (3.39) y (3.40).

Para el armado del modelo físico-matemático, otra vez se recurrió al lenguaje de alto nivel FORTRAN y se procedió al trabajo de validación utilizando los mismos archivos de clima y regímenes de extracción de agua que los de los experimentos. Comparando los resultados medidos y simulados, se fueron ajustando variables, sobre todo propiedades de los materiales y algunas correlaciones, hasta lograr una concordancia

muy buena entre los resultados medidos y los simulados. Tal lo propuesto en el capítulo 3, para la validación se siguió el método de comportamiento del gráfico, constatándose las desviaciones absolutas del modelo respecto a las temperaturas medidas. Se presentaron unos pocos puntos fuera del margen previsto, que no fue posible corregirlos con ajustes de conductividad térmica de aislantes y absortancias-emisividades de las superficies. El seguimiento de las curvas tanto en las entradas como salidas de los tanques fue razonable. La parte más problemática se dio durante los períodos de extracción de agua caliente, donde el pasaje de flujo nulo a un valor importante generó turbulencias, que fueron detectadas por las termocuplas, como se observa en la Fig. 6.13. Este comportamiento fue imposible de considerar, siendo el modelo una suposición de reemplazo "ordenado" de agua fría por caliente. Esta situación se observa en la Fig. 6.16, donde los gráficos de los valores simulados siguen una curva "suave" en su evolución de temperatura al comienzo de cada extracción, mientras que los valores reales experimentan oscilaciones. Estas oscilaciones se mantienen en menor medida luego de finalizada la extracción alrededor de un valor medio.

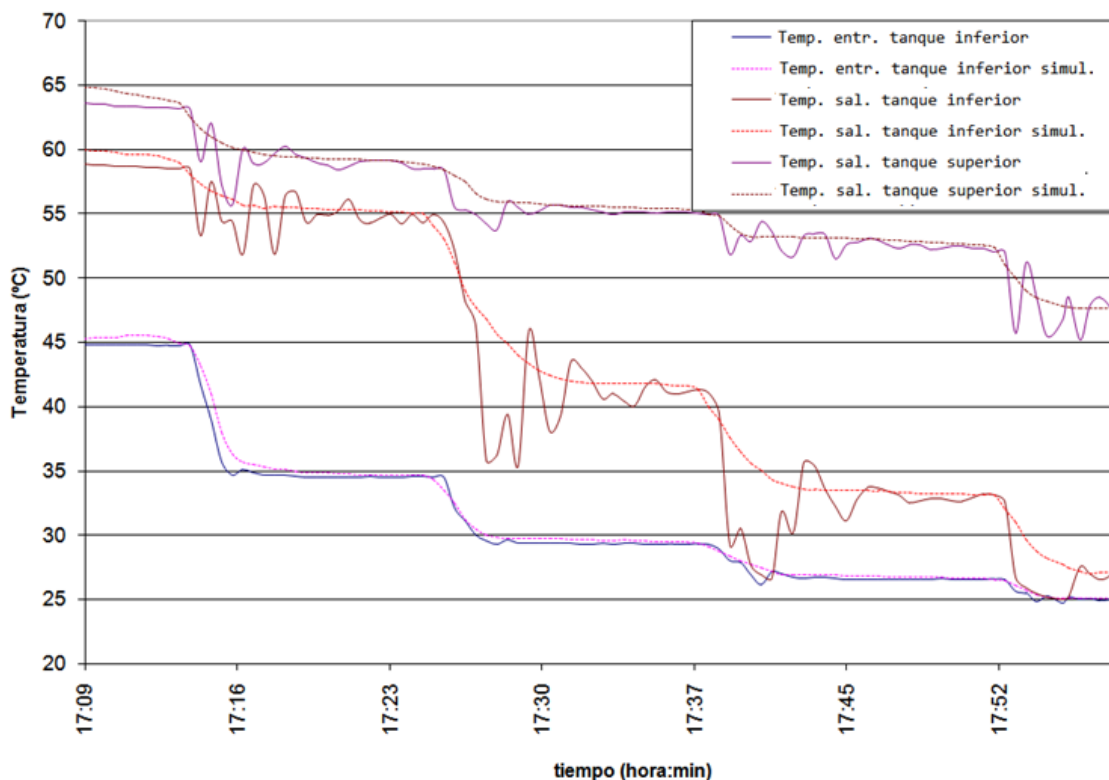


Fig. 6.16. Comparación entre los valores medidos y los simulados en un CAIBR con cubierta de vidrio, durante el período de realización de extracciones.

Por lo tanto, aunque el modelo no representa el mezclado en la entrada de los tanques, el proceso real la estabilización se da relativamente rápido una vez finalizada la extracción, por lo cual esta falta de modelización no afecta al comportamiento global del sistema, y se puede considerar que la estratificación se mantiene. Las oscilaciones son detectadas por las termocuplas por la baja inercia térmica que estas tienen, lo que originalmente, como se dijo en el capítulo 3, representa una ventaja para el seguimiento de la evolución de las temperaturas; por el contrario, si dichos sensores hubieran tenido más masa (encapsuladas en una funda metálica, por ejemplo) el efecto de las oscilaciones hubiera sido "atenuado".

También en la Fig. 6.16, como igualmente se observaba en la Fig. 6.13., la temperatura de la salida del tanque inferior va disminuyendo en forma más pronunciada, hasta llegar en la última extracción a estar casi a la temperatura de la entrada del tanque inferior. Esto es perfectamente comprensible, ya que tanto lo medido como lo simulado están indicando que el agua del tanque inferior ha sido casi completamente reemplazada por el agua fría proveniente de la red. Hay que tener en cuenta, que si bien los procesos de extracción completos son relativamente rápidos, el CAIBR aún continúa recibiendo energía radiante durante dicho período.



## CAPÍTULO 7

### COLECTORES CON ACUMULACIÓN INTEGRADA DE PERFIL OVAL

#### 7.1 Motivación para el diseño del prototipo oval

Los modelos anteriores de CAI dieron buenas prestaciones térmicas para los objetivos con que fueron diseñados, pero se pensó que aún podía mejorarse probando con otros modelos que además de la solución técnica, mejoraran aún más la cuestión económica. Ya se comentó cuando se avanzó del modelo tubular al bitanque, que se hacía en búsqueda de un equipo más compacto y que no demandara tanta cantidad de conexiones, sobre todo si se pretende fomentar la autoconstrucción. En otras palabras, es demasiado costoso para producciones a baja escala el uso de sistemas automatizados de fabricación, por lo que los diseños deben contener la menor cantidad de partes posible y es necesario minimizar la cantidad de operaciones de manufactura. En lo que respecta a los modelos bitanques, si bien tiene menos componentes que el CAIT, se presenta el problema de la superficie reflectante, que es difícil de conformar físicamente y si no es de alta calidad (por ende, cara) no podrá garantizar una buena reflectancia con el paso el tiempo. También un problema de los CAIBR es que al tener que concentrar toda la masa en pocos tanques, estos son de gran diámetro y así la caja exterior que los soporta tiene una altura importante.

Luego, conservando en forma aproximada el área de apertura, para que siga entrando la misma radiación solar, y con un volumen de agua a calentar similar, se propuso el diseño de un CAI con un perfil transversal oval (de ahora en más se le llamará CAIO) que ocupara toda la caja. De esta manera, se eliminan completamente las superficies reflectantes, y es posible disminuir la altura total del equipo. Esto último se muestra esquemáticamente en la Fig. 7.1. para un sistema con tanque circular y otro del mismo volumen, pero oval. La elección de la sección oval obedece a la necesidad de que el tanque soporte la presión interna del agua, que si bien es de pocos metros de columna de agua, no sería fácil de mantener con una pared fina de chapa en una forma de caras planas. Habiéndose comprobado en el capítulo anterior que los tanques se comportan en forma casi independiente, para ahorrar material y disminuir el tamaño de todo el equipo

para que sea más fácil de transportar y maniobrar, sólo se realizó un módulo de la mitad del volumen que tenían los prototipos de CAIBR.

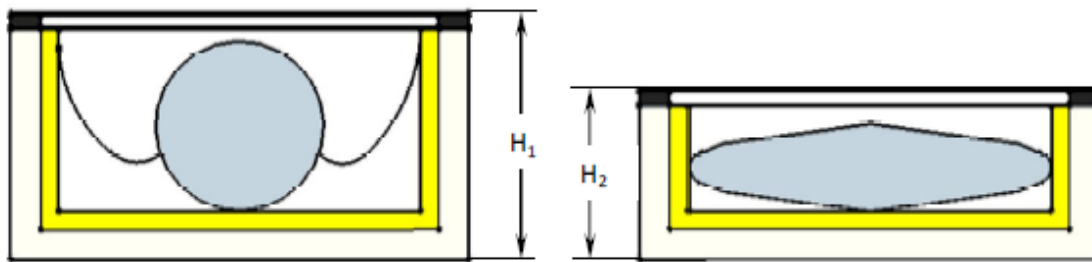


Fig. 7.1. Vista en corte de un CAI circular con superficies reflectantes y otro con un tanque de perfil oval que ocupa todo el volumen de la caja contenedora aislada.

## 7.2 Descripción del equipo y principio de funcionamiento

Como en los casos anteriores, desde el primer trazo del diseño se atendió a las formas geométricas del equipo y los materiales a emplear. Pensando en que el tanque absorbedor-almacenador debe soportar una cierta presión y que es por cuestiones de costo y peso conviene utilizar un espesor de chapa lo más fino posible, se tiene que arribar a una solución de compromiso. Asimismo, las dimensiones del recipiente deben ser tales que produzcan una superficie irradiada lo suficientemente grande para lograr el calentamiento del volumen de agua que determinado. Se estudiaron las dimensiones de materiales estándar del mercado local para disminuir las operaciones de manufactura y evitar la generación de rezagos. Por último, las formas planteadas fueron tales que permitieran la construcción sin el uso de grandes máquinas como prensas de estampado o plegadoras de gran tamaño.

Se descartaron los materiales caros como el acero inoxidable y el cobre, y se adoptó el criterio de que los materiales a emplear como materia prima fueran aquellos que se puedan conseguir en el mercado local a costos competitivos y cuya elaboración y procesos de manufactura fueran conocidos y estén disponibles en la región. También debía lograrse resistencia a la corrosión, fundamentalmente en las partes del tanque que estén en contacto con el agua. Por otro lado, la cubierta transparente debía ser capaz de resistir granizo, que es habitual en la región de Río Cuarto. Finalmente, el conjunto de materiales y procesos de manufactura empleados debían garantizar durabilidad del equipo a fabricar.

Asumiendo que no hay grandes modificaciones en lo que hace a la caja aislada, y a partir de las condiciones de diseño establecidas anteriormente, la parte fundamental del CAI era el recipiente que integraría las funciones de colector y acumulador. Así, para iniciar el diseño, se partió de lo dicho anteriormente considerando que un equipo de este tipo sería utilizado en viviendas unifamiliares en las que existe un tanque de reserva de agua ubicado en el techo de la casa. Por lo tanto, la presión a la que estaría sometido el equipo sería como máximo la correspondiente a 4 m de columna de agua.

Al igual que en el caso de los CAIBR, antes de determinar las medidas del equipo, se procedió a un precálculo aproximado tomando en cuenta la energía radiante disponible y la prestación que se pretende del equipo. Se usaron datos de radiación media mensual para Río Cuarto (Grossi Gallegos y Righini, 2007), a partir de la cual se determinó que en Julio sobre una superficie inclinada a 45° hacia el norte se dispone de una media de aproximadamente 14 MJ de energía por metro cuadrado. La experiencia del GES en el estudio de colectores acumuladores permitió inferir que alrededor el 60 % de esa energía se lograría transmitir efectivamente al agua. Se estableció la relación entre el volumen contenido de fluido y el área expuesta a la radiación solar en 100 dm<sup>3</sup> por metro cuadrado, con lo que se lograría un salto térmico medio de 20° C en Julio.

Para simplificar la construcción se decidió que la forma del recipiente debía ser de una superficie cilíndrica de base ovalada, ya que dicho perfil se conformaría empalmando arcos de círculo de diferentes radios. El radio menor del perfil del tanque se definió de 25 mm, ya que es una medida comercial habitual de tubos y hierros macizos en el mercado, lo que facilitó la construcción. La separación entre los ejes de los arcos de radio menor se fijó de manera que el perfil de la caja que contendría al tanque se podría construir a partir del ancho estándar de chapa galvanizada común que es de 1220 mm. Esta última determinación disminuyó notablemente las operaciones de construcción de la caja, ya que se evitaron operaciones de corte, perforado y remachado para fabricarla. Al obrar el propio tanque ovalado como elemento estructural, se eliminó evitó también el uso caños cuadrados para sostener la caja y los aislantes, como se había hecho antes para los CAIBR (Ver Fig. 6.5.). Determinados el radio menor del perfil y la separación entre los ejes de éstos, el radio de los arcos circulares mayores se ajustó para obtener la relación volumen/superficie mencionada. El perfil resultante se muestra en la Fig. 7.2. La longitud del recipiente se definió de 1,20 m, por lo que resultó un tanque de 72 dm<sup>3</sup> de capacidad.

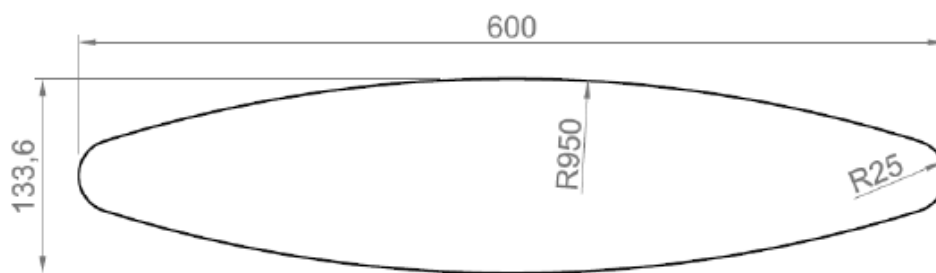


Fig. 7.2. Medidas del perfil oval en mm.

Para la construcción del recipiente del CAI, hubiera sido ideal una chapa de acero inoxidable, que se consigue en el mercado en varias calidades. Sin embargo, no resulta económico el uso de este material, ya que no sólo es costoso el material en sí, sino también la tecnología necesaria para su manufactura, además de no disponerse de un stock de accesorios en el mercado (niples roscados, codos, etc.) que se puedan adquirir en forma rápida y económica. En consecuencia, investigando los calentadores que cuentan con algún tipo de acumulador y que usan energías convencionales (termotanques a gas o eléctricos) se encontró que los más económicos están hechos con chapa de hierro 1008 ó 1010, recubiertos en su interior con esmalte antióxido y protección catódica con ánodo de sacrificio para eliminar la corrosión del tanque. Esta es una opción muy adecuada para el recipiente de este nuevo CAI, ya que el proceso de calentamiento es lento y además no se presentan puntos calientes, lo que disminuye la probabilidad de rotura del esmalte antióxido y la posterior corrosión del tanque. En vista de lo mencionado se decidió que el recipiente se construya con chapa de acero 1010 estándar (conocida vulgarmente como “chapa negra”). El material seleccionado es barato, dúctil, posee buena resistencia mecánica y se puede soldar de manera simple con proceso de soldadura eléctrica por arco voltaico. También es posible conseguir sin dificultades accesorios para soldar como niples, codos, etc. Lógicamente se debe recubrir interiormente con esmalte convertidor antióxido y además agregar un ánodo de sacrificio de magnesio. Este último elemento viene de diferentes medidas y dado que es un repuesto normal de los termotanques comunes, es muy barato y se consigue en el mercado local sin problemas.

Para la construcción de la caja exterior del CAIO se utilizó chapa de acero galvanizado calibre 24 (0,56 mm de espesor). La aislación se realizó con una manta de lana de vidrio en la parte más interna, contra el tanque, que puede estar expuesta a una temperatura más alta, y luego una capa de poliestireno expandido, ambos materiales muy económicos y fácilmente manejables.

Basándose en los buenos resultados obtenidos en el equipo monotanque, a fin de minimizar las pérdidas nocturnas, se diseñó una cubierta transparente compuesta, con una lámina de vidrio interior y policarbonato en la parte exterior. De esta manera, el vidrio que es opaco a la radiación de onda larga produce un efecto invernadero entre él y la superficie absorbedora y el policarbonato exterior completa la aislación convectiva. A su vez, el policarbonato es resistente al impacto, por lo cual no es necesario proveer a este equipo con una malla metálica antigranizo. El vidrio es de 4 mm de espesor y el policarbonato es de tipo alveolar de 6 mm de espesor.

La determinación del espesor de la chapa fue problemática, dado de que no se trataba de un perfil cilíndrico o esférico para los cuales hay soluciones convencionales de análisis estructural cuando se tiene como dato la presión. Se recurrió entonces al uso de un software dedicado que aplica el método de elementos finitos en sus soluciones, como lo explican Garnica et al. (2011b). Fue así que no se recurrió a la típica solución del sobredimensionamiento, lo cual hubiera llevado a poner grandes espesores, sobre todo en las uniones soldadas y empalmes donde se pueden concentrar tensiones. Al igual que en los casos anteriores, la propia cañería de entrada de líquido que descarga a la atmósfera a través del reservorio de agua de la casa, opera como válvula de seguridad y absorberá las eventuales dilataciones que sufra el agua por calentamiento.

Para la realización del cálculo estructural se debía suponer un espesor de chapa y teniendo en cuenta la soldabilidad del material se hizo una propuesta inicial de chapa de acero 1010 de calibre 18, cuyo espesor es de 1,27 mm. Además de ser cómoda para soldar, ese espesor es muy simple de curvar para lograr la forma del perfil diseñado. Al tratarse de un prototipo, la parte del perfil que corresponde a los radios menores del óvalo se decidió construirla usando una sección de caño estructural de 50 mm de diámetro y espesor 1,60 mm. De esta manera se aumentó la cantidad de soldadura necesaria para la construcción del tanque prototipo, pero se evitó el desarrollo y construcción de utilajes y dispositivos especiales para curvar la chapa. Cabe mencionar que se agregó a la forma oval establecida, una pared que dividió a la sección en dos partes iguales, como se muestra en la Fig. 7.3. La función de este tabique es proporcionar una división que evite el mezclado del agua más fría que se encuentra en la parte inferior del CAIO, en los alrededores de la tubería de ingreso de agua proveniente del exterior. Dicho tabique trabaja también de refuerzo estructural ya que une las dos paredes de radio mayor del óvalo que tenderían a abrirse por los efectos de la presión del agua circulante; así,

contribuye también a alivianar el peso del tanque, ya que su refuerzo implica la utilización de paredes más delgadas.

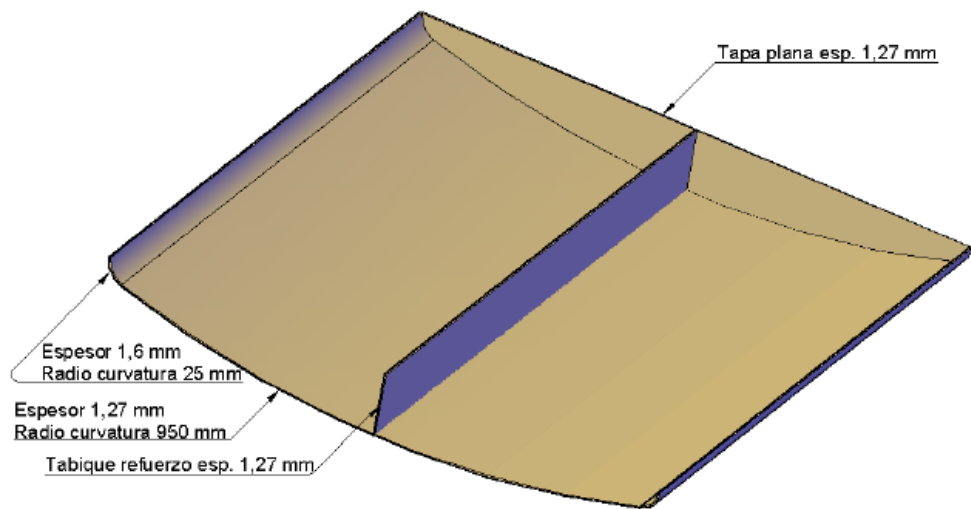


Fig. 7.3. Vista en perspectiva de la mitad del tanque de perfil oval.

Para cerrar los extremos del tanque, se utilizaron tapas directamente planas, cortadas de la misma chapa que constituye el tanque. Si bien las tapas planas no son lo recomendado para recipientes de presión, no es posible construir tapas cóncavas para un prototipo. Se debe evaluar su desempeño bajo la presión de trabajo, y si es necesario cambiar el espesor de la chapa. Todo el cálculo fue realizado por el software dedicado mencionado anteriormente. Para asegurar la no rotura del tanque se consideró estaría sometido a una presión de 4 m de columna de agua, lo cual es imposible si se le piensa arriba del techo, al lado del tanque de reserva de la casa. Este sobredimensionamiento oficia de coeficiente de seguridad en la faz estructural. En dichas tapas se ubicaron la entrada de agua fría y la salida de agua caliente, que se hicieron con niples roscados comerciales de diámetro nominal  $\frac{3}{4}$  de pulgada. También se incluyó en una de las tapas un soporte roscado para el ánodo de magnesio para protección catódica anticorrosión.

En la Fig. 7.4. se muestra el diseño completo del CAIO: tanque, aislantes, cubiertas transparentes, carcasa exterior, sellos de goma, entrada y salida de agua, etc. Una vez finalizada la etapa de diseño, se construyó el prototipo en el taller de desarrollo del GES, sin la necesidad de más herramientas que las existentes en cualquier pequeño taller de herrería. Solamente se tercerizó el corte de la chapa del tanque a un servicio de corte con pantógrafo de plasma con control numérico, aunque esto no es estrictamente necesario, bien podría haberse hecho de manera manual. Siguiendo los lineamientos de

no rotura de estratificación ya analizados en el modelo monotanque (Fasulo et al., 2001), se resolvió hacer la entrada de agua a través de un caño perforado que minimizara los efectos de mezclado. El montaje del mismo en el proceso de fabricación se observa en la Fig. 7.5. En la Fig. 7.6. se ve el tabique intermedio ya colocado.

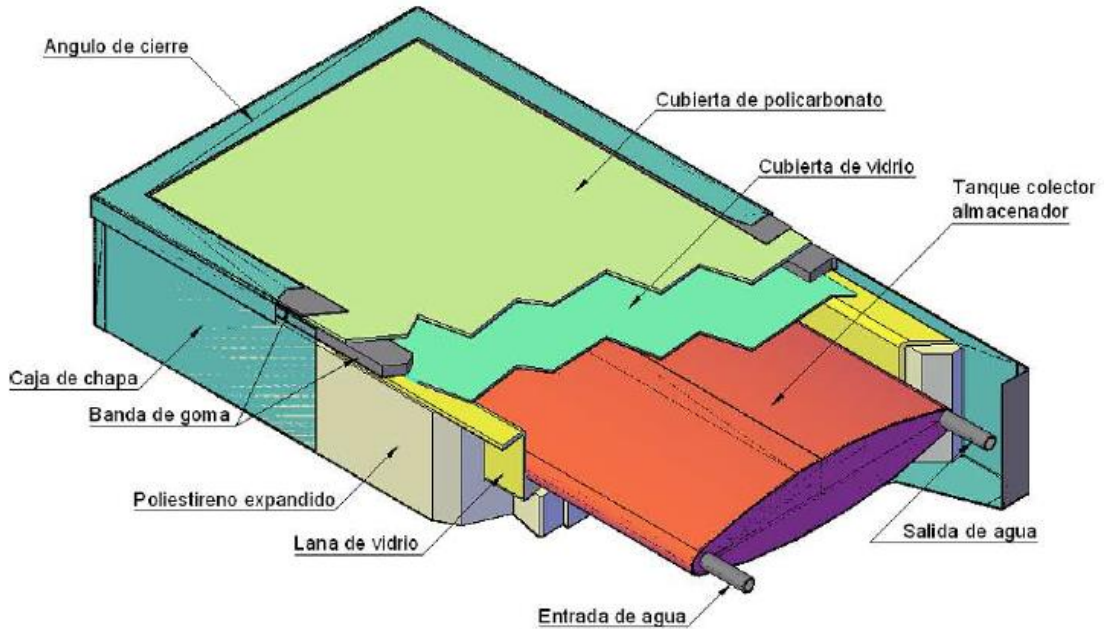


Fig. 7.4. Esquema de montaje de todas las partes del CAIO.



Fig. 7.5. Proceso de fabricación del CAIO. Soldadura del caño perforado para la entrada de agua fría

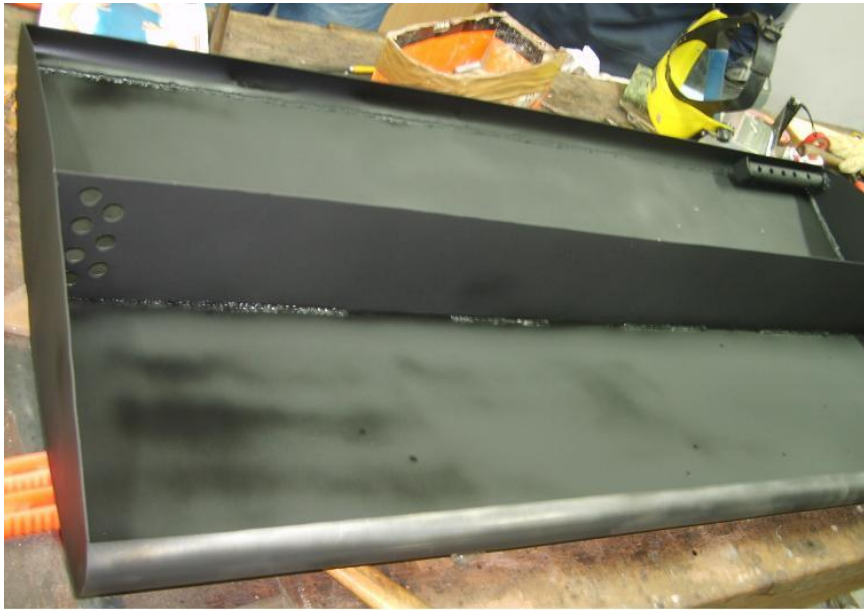


Fig. 7.6. Proceso de fabricación del CAIO. Vista del tabique central y sus orificios para pasaje de agua en extremo opuesto a entrada y salida de agua.

Para mejorar la absorción de energía radiante, se pintó la superficie exterior del tanque con pintura negro mate. Si bien en el estudio de los colectores monotanque, la opción de utilizar superficies selectivas demostró ser muy eficiente, no se justifica si una de las premisas es bajar costos y se piensa en la posibilidad de autoconstrucción. Pensar en un tratamiento superficial para un tanque de esta geometría resultaría en un proceso complejo y caro, como también sería dificultosa la utilización de la lámina autoadhesiva. De todas maneras, como también se comprobó en el estudio experimental de los colectores monotanque, la combinación de pintura negro mate y vidrio tiene muy buen rendimiento, ya que la pintura favorece la absorción, y aunque también emite, la presencia del vidrio que es opaco para la radiación de onda larga, no deja escapar esta emisión, produciendo el efecto invernadero.

A fin de poder averiguar en detalle el comportamiento del prototipo, se colocaron 16 termocuplas en el interior del tanque, que representan a 16 partes iguales en volumen, para conocer la evolución de la temperatura del fluido, y también cómo se modifican en el tiempo los valores térmicos por efectos de mezclado. Estas se introdujeron por cañerías desde las tapas laterales. Se muestra un esquema de las mismas en la Fig. 7.7., donde se encuentran identificadas numéricamente. Se puede ver allí también allí la posición del ánodo de sacrificio.

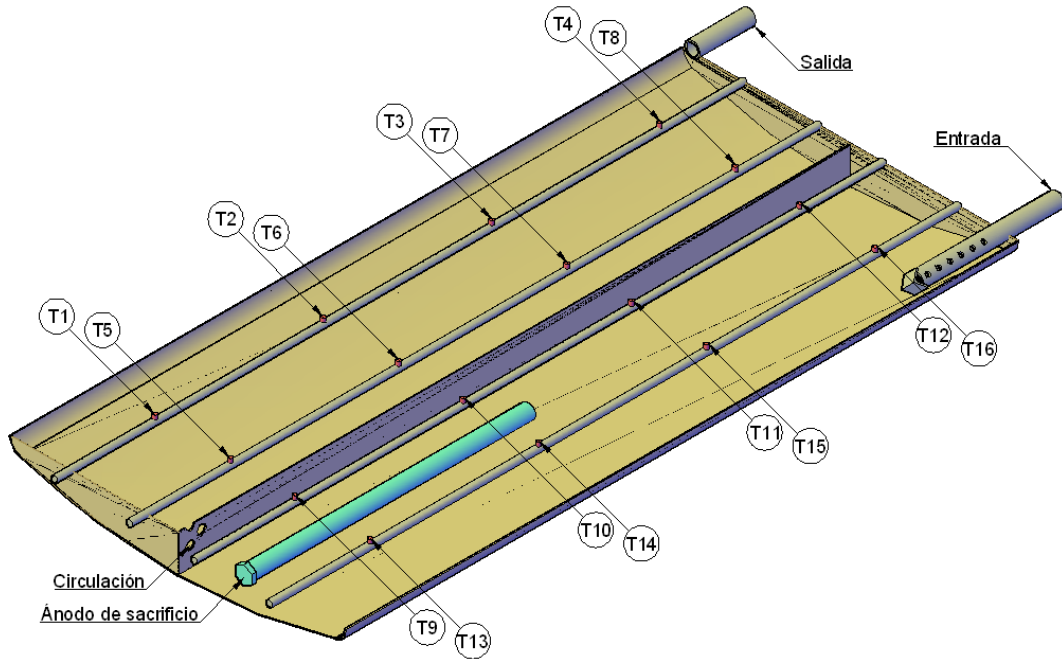


Fig. 7.7. Esquema de la disposición de las termocuplas y otros componentes en el absorbedor-almacenador del CAIO

El prototipo construido se muestra en la Fig. 7.8., montado sobre una de las plataformas de medición del Laboratorio del GES. Las dimensiones finales del equipo armado son: 740 mm de ancho, 1400 mm de largo, y 260 mm de profundidad. En comparación con el modelo CAIBR resultó en un 40 % menos de volumen total, lo cual redundó en una economía de material y en un equipo más maniobrable para el montaje arriba del techo de una casa. En el equipo sobre la plataforma, por su cara lateral más cercana se ven asomar los cuatro manojos de termocuplas, que se dirigen de allí al adquisidor de datos. Un listado completo de los materiales utilizados con sus costos, estimación de la mano de obra y análisis económico de la fabricación se puede consultar en el trabajo de Garnica et al. (2011b).

### 7.3 Evaluación térmica del comportamiento del CAIO

Para la evaluación térmica de este equipo, a las termocuplas interiores se le agregaron sendas termocuplas a la entrada y a la salida, y se colocó un piranómetro en el plano de la cubierta transparente. Todas las señales se relevaron con un adquisidor de datos Agilent 34970A. Además, se contó con los datos de temperatura ambiente y

velocidad del viento tomados por la estación meteorológica del Laboratorio de Energía Solar en el Campus de la UNRC



Fig. 7.8. CAIO montado en la plataforma de medición del GES

En la Fig. 7.9. se aprecian las mediciones de dos días corridos de funcionamiento, donde se ve que la evolución de las temperaturas internas presenta gran estratificación, no encontrándose grandes diferencias entre el semivolumen inferior y el superior, lo cual indica que el tabique no afecta a la estratificación. También se muestran en el gráfico la radiación global incidente sobre la cubierta, y la potencia absorbida (o perdida) por el agua.

La cobertura del volumen del tanque dada por la distribución de las 16 termocuplas permitió calcular a potencia transferida efectivamente al fluido considerando la variación de energía de cada porción del tanque, y considerando el tiempo que lleva dicha variación. Las líneas de trazo verticales indican el momento en el que el colector comienza a transferir energía al agua y el momento en el que deja de hacerlo, resultando que la admisión de energía comienza con radiación global sobre el plano de la cubierta de alrededor de  $180 \text{ W/m}^2$ , finalizando la absorción de energía cuando la mencionada radiación es de aproximadamente  $300 \text{ W/m}^2$ . Calculando la energía que llega al plano de la cubierta a lo largo del día y la que contiene el fluido al finalizar la absorción de energía se encuentra que en el primer día el 52,5% de esa energía resulta transferida al agua,

mientras que en el segundo día 45,8%. Esto resulta coherente con el hecho de que en el segundo día las temperaturas son mayores, con lo cual aumentan las pérdidas.

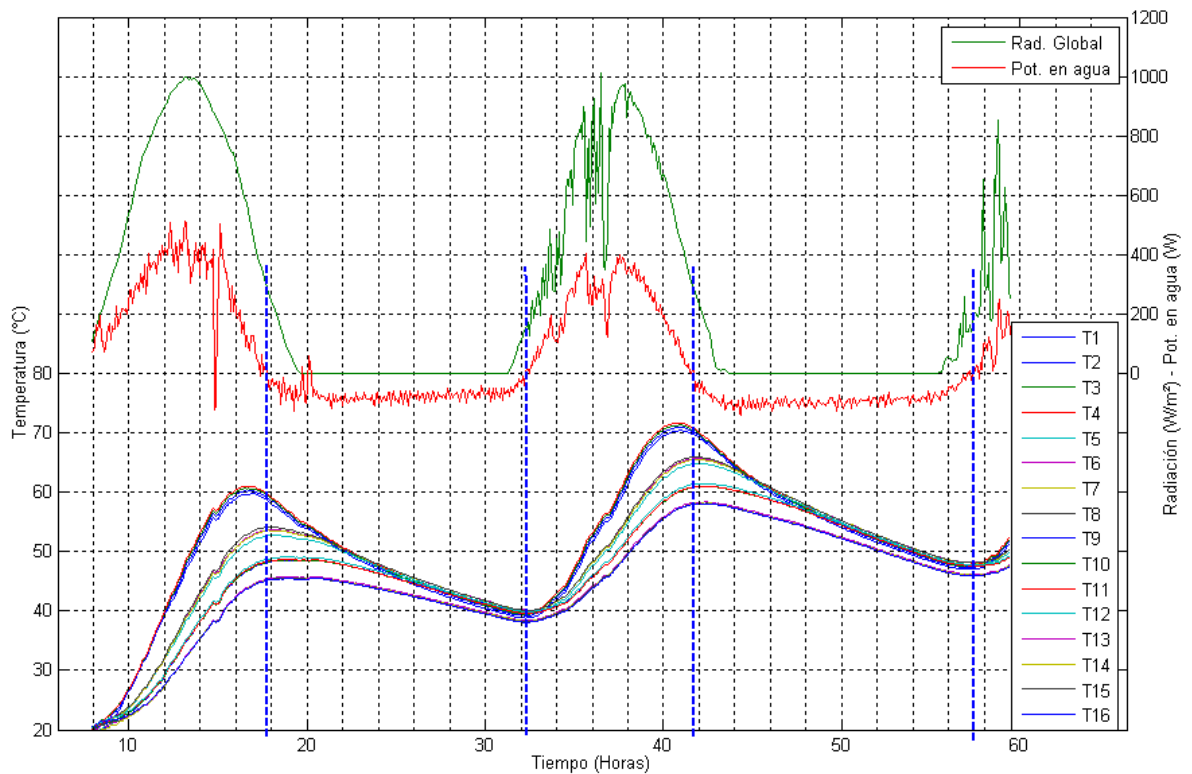


Fig. 7.9. Evolución de temperaturas dentro del CAIO. Radiación global sobre plano de la cubierta transparente y potencia transmitida al agua

#### 7.4 Modelado y simulación del Colector con Acumulación Integrada Oval

El análisis del comportamiento del CAIO siguiendo la evolución de la temperatura en los 16 volúmenes asignados a las termocuplas permitió afirmar la validez del método de los nodos isotérmicos para el planteamiento del modelo físico. En la Fig. 7.10. se muestra dicha evolución para un período de calentamiento durante un día de julio. Cada pequeño rectángulo representa 1/16 de volumen (el esquema no está a escala) y la hora se indica en hora solar. Mirando el código de colores de las temperaturas (a la derecha del esquema), resulta evidente el proceso de estratificación. Teniendo en cuenta el retardo del nivel inferior, se puede ver que para este caso se produce una diferencia aproximada de 20 °C entre la parte inferior y la superior del almacenador.

Por lo tanto, siguiendo la metodología de modelado físico-matemático descrita en el capítulo 3, se procedió a la división del CAIO en nodos horizontales, cuatro (4) en

total, de igual volumen cada uno, como se muestra en la Fig. 7.11. y se plantearon los balances energéticos de acuerdo a las ecuaciones del tipo Ec. (3.1) para los nodos de tanque y Ec. (3.2) para los nodos de cubierta transparente. Al igual que antes, solo la masa térmica del agua fue considerada, dado el valor despreciable del producto del calor específico por la masa de la chapa del tanque. Se modelaron las ganancias de radiación absorbida mediante las ecuaciones correspondientes para cubierta de policarbonato alveolar y para vidrio, como así también las pérdidas en sus distintas componentes, conductivas, convectivas y radiativas.

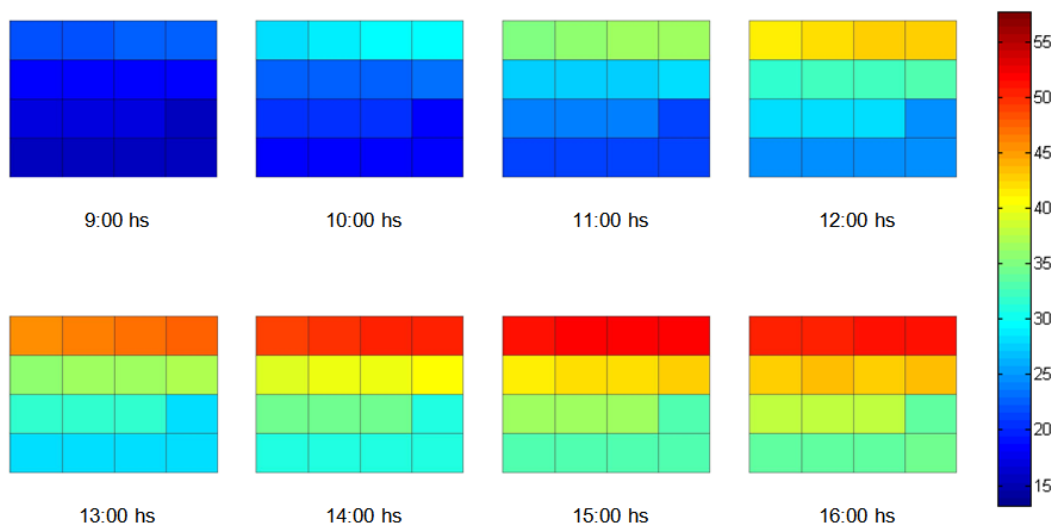


Fig. 7.10. Evolución térmica de cada uno de los 16 volúmenes del CAIO durante un período de calentamiento en un día del mes de julio de 2011.

Como se ve en la Fig. 7.11. las partes exteriores de los nodos se aproximaron a superficies planas para poder aplicar las correlaciones correspondientes de transferencia de calor por convección y radiación. De esta manera, para las pérdidas convectivas se utilizó la Ec. (3.30) para superficies planas de una cavidad con una cierta inclinación respecto a la horizontal. En el caso de la radiación entre la superficie absorbedora y la placa interna de vidrio (opaca al infrarrojo) y las dos placas planas subsiguientes, se recurrió a la Ec. (3.36) para dos placas planas cercanas. La convección al medio ambiente se modelizó con la Ec. (3.35), mientras que la radiación hacia el cielo se calculó con las Ec. (3.37), (3.38) y (3.39).

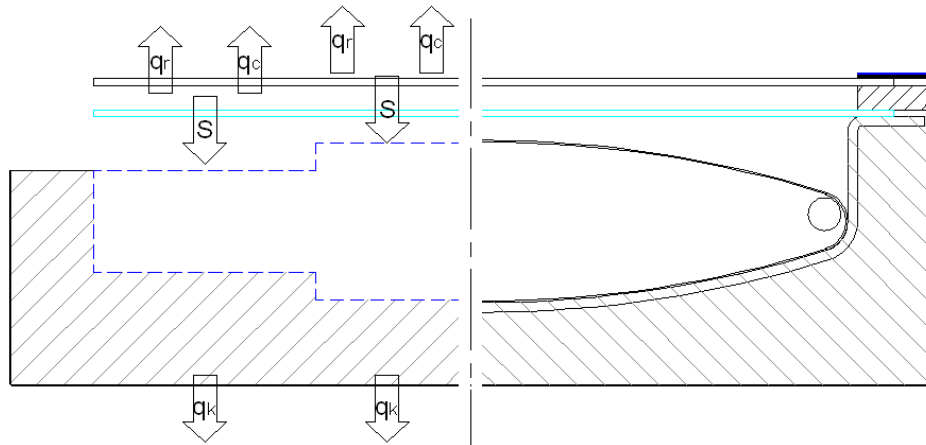


Fig. 7.11. Representación gráfica de las ganancias y pérdidas de energía consideradas para el modelado del CAIO

Como en los casos anteriores, el programa de simulación se divide en bloques de determinación de parámetros fijos, absorción de energía, cálculo de pérdidas y nuevas temperaturas, y producción de calor útil. Además de los datos convencionales, tomados de la bibliografía, se usaron datos de catálogos y fabricantes para definir las propiedades de los materiales. Se hicieron corridas para comparar valores reales con valores simulados y dentro de lo posible ajustar parámetros que permitan mejorar el programa de simulación. En la Fig. 7.12. se muestra la comparación de los valores reales medidos con los simulados para los mismos días, para un proceso de calentamiento del CAIO sin extracción de agua. En la Fig. 7.12 también se muestra una comparación realizada, en este caso considerando la potencia recibida, calculada como se explicó antes para los datos medidos, y potencia recibida simulada. También se grafica allí la radiación solar incidente (medida) en el plano de la cubierta transparente.

Tal como en los otros CAIs analizados, el pico de máxima temperatura alcanzada por esto sistemas se da unas pocas horas después del mediodía solar, oportunidad en que sería más beneficioso realizar una extracción para el mejor aprovechamiento de la energía acumulada durante ese día. Asimismo, con un día soleado previo, al día siguiente por la mañana, antes de que salga el sol, aún el agua puede encontrarse a una temperatura moderada, como para poder utilizarla en una forma menos intensiva. Mediante las simulaciones se constata que el modelo representa bastante bien al sistema dentro de los valores propuestos en el capítulo 3 y se le considera operacionalmente validado. Aunque se producen algunos desfases más grandes, las curvas se recuperan en el ciclo siguiente. Deberían investigarse un poco más las propiedades de los materiales.

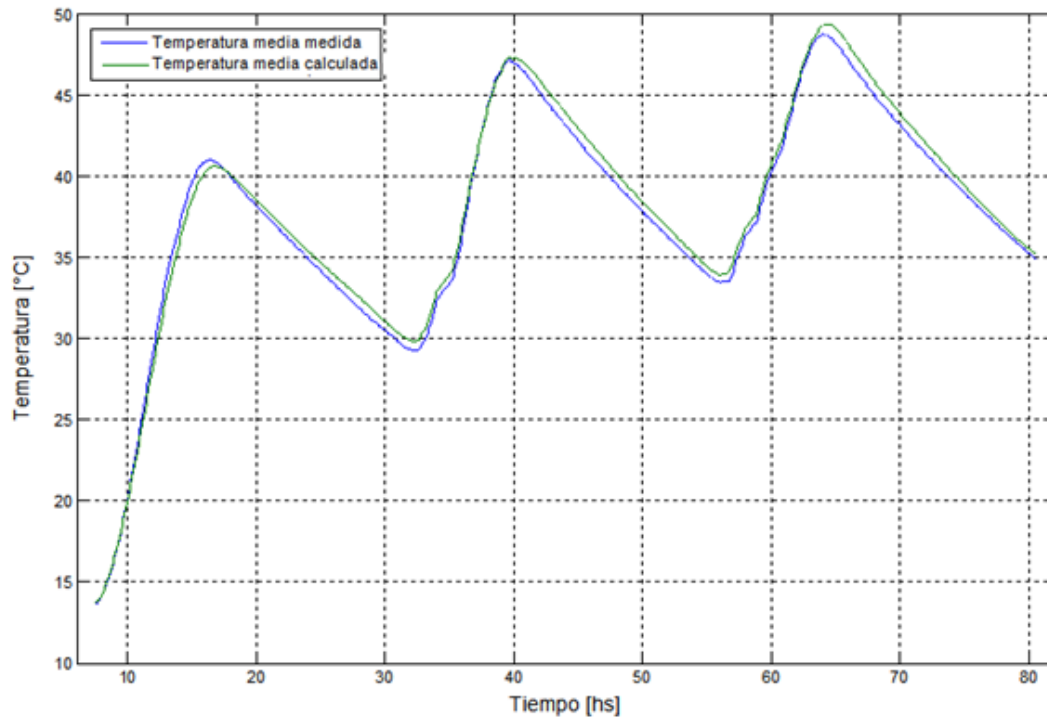


Fig. 7.12. Comparación de datos simulados con datos medidos para un proceso de calentamiento del CAIO sin extracción de agua.

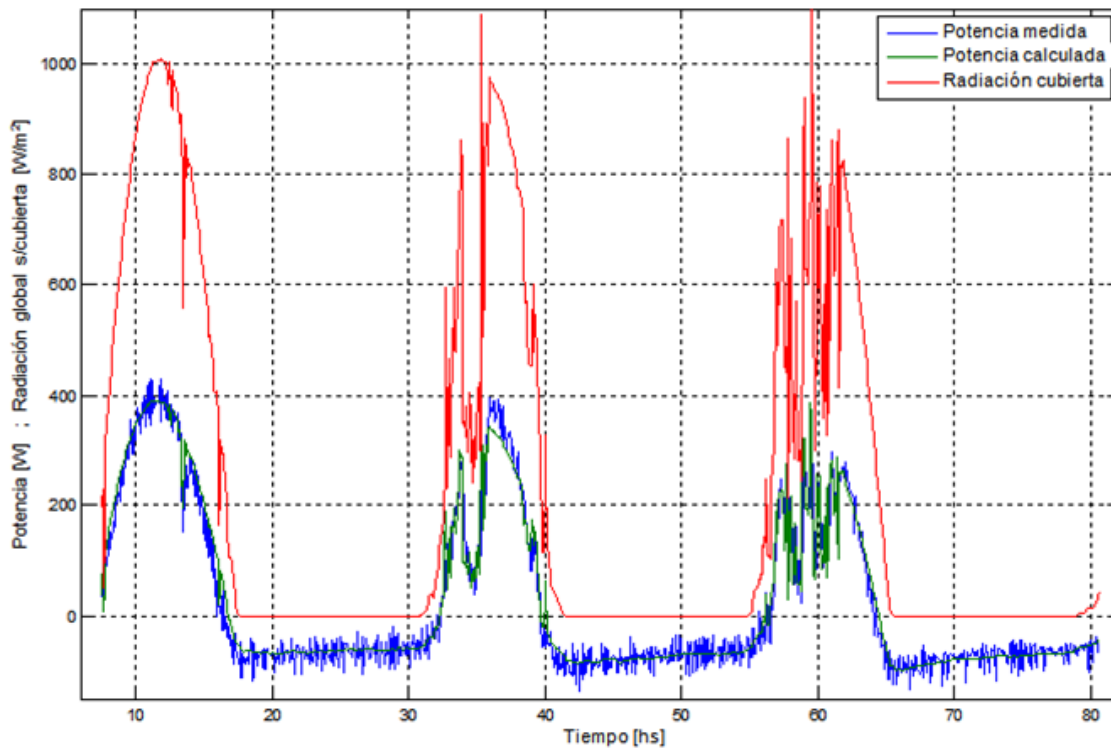


Fig. 7.13. Comparación entre las potencias medidas y simuladas del CAIO en función de la radiación solar recibida en la cubierta transparente.

## 7.5 Comparación del uso del CAIO en distintos lugares de Argentina

Con el modelo desarrollado, se comenzaron a correr simulaciones de distintos lugares del país para analizar la influencia de las variables climáticas en el desempeño de estos equipos de tanque con perfil oval. Fue para ello necesario generar los años meteorológicos típicos (AMT), lo cual se realizó utilizando datos del Servicio Meteorológico Nacional y datos de radiación solar provistos por grupos de investigación de Argentina y de una base de datos de radiación de distintas ciudades del mundo y el simulador TRNSYS. Como se dijo anteriormente, se privilegió la determinación de la Fracción Solar capaz de proveer el equipo en cada situación, tomándose fracciones anuales y mensuales. Adicionalmente, a modo orientativo, también se determinaron las eficiencias medias de los equipos, que obviamente resultan dependientes del clima.

En cada caso hubo que determinar la energía calórica demanda por una casa, para lo cual teniendo determinado el equipo se adoptó una casa integrada por cuatro personas con un consumo de agua de 40 litros por persona. Para cada caso hubo que estimar la temperatura de agua de entrada al CAIO, lo cual se hizo como se comentó anteriormente, suponiendo que el agua del tanque de almacenamiento es del doble que la capacidad del CAIO y el agua extraída es reemplazada por agua de la red, mientras la que permanece en el tanque está a la temperatura media del día anterior. Se supone para ello la temperatura del agua de la red y se calcula la temperatura de entrada como el promedio de las dos temperaturas mencionadas. Por lo tanto, hacia los meses invernales se incrementará un poco la demanda de energía al tener que calentar agua más fría.

Otro aspecto a considerar fue que la eficiencia se calcula como el calor útil producido por el equipo respecto a la radiación que llega a la superficie transparente del mismo, mientras que el dato disponible habitualmente es la radiación solar global horizontal. Por lo tanto, para cada paso del programa fue necesario grabar en el archivo de salida también el dato de radiación solar sobre la superficie inclinada  $G_T$ , en vatios, que luego multiplicado por  $\Delta t$ , arroja la radiación que arriba en términos de energía. Luego, integrando para un día se obtiene la energía que llegó al CAIO en ese día,  $H_T$ , expresada en MegaJoules (MJ).

Los resultados se presentan a continuación en tablas de una fila por cada mes del año, donde para dar una idea del nivel de radiación y temperatura de cada lugar, se ponen en las segunda y tercera los datos de radiación global horizontal diaria media mensual y

Temperatura diaria media mensual. En una cuarta columna se pone el resultado del cálculo de la energía demandada por de agua caliente. En la quinta columna el calor útil simulado por el programa para los datos de entrada indicados, y en las sexta y séptima columna los resultados calculados para la Fracción Solar Mensual, FSM, y para la Eficiencia Media Mensual, EMM. En una última fila se muestran los valores anuales de energía total demandada, calor útil aportado por el equipo y Fracción Solar Anual, FSA, y Eficiencia Media Anual, EMA. Cabe acotar que los valores de FSA y EMA no son los promedios de las columnas, sino que tienen que calcularse considerando la demanda energética anual el calor útil total anual y la energía radiante total anual incidente sobre la cubierta transparente.

Para dar algún sentido a la búsqueda, se representó primeramente la ciudad de Río Cuarto para tomarla como referencia, ya que es donde mayormente se ha realizado esta investigación. Luego, tomando latitudes próximas y en base a conocimiento previo de las características del clima, se consideraron la Ciudad Autónoma de Buenos Aires y la ciudad de Mendoza. La primera de estas obviamente más húmeda y con menos radiación solar y la segunda a la inversa, con un clima más seco y una radiación promedio algo superior a la de Río Cuarto. Los datos de latitud y longitud ayudan a ubicar geográficamente las ciudades analizadas.

Tabla 7.1

Resultados de la simulación del calor útil entregado por un CAIO, Fracción Solar Mensual y Eficiencia Media Mensual para un año meteorológico típico de la ciudad de Río Cuarto.

<b>Localidad: Río Cuarto      Latitud: 33° 66' S      Longitud: 64° 20' O</b>						
<b>mes</b>	<b>H [MJ]</b>	<b>Tamb [°C]</b>	<b>Qdem [MJ]</b>	<b>Qutil [MJ]</b>	<b>Fs</b>	<b>Eficiencia Media</b>
Enero	25,23	23,23	419,95	427,20	1,02	0,47
Febrero	22,29	22,40	370,26	360,10	0,97	0,44
Marzo	17,82	19,80	431,20	360,66	0,84	0,43
Abril	13,86	16,40	462,32	301,03	0,65	0,40
Mayo	10,19	12,80	540,52	239,56	0,44	0,35
Junio	8,83	9,50	589,05	239,53	0,41	0,38
Julio	9,07	8,95	649,97	240,61	0,37	0,38
Agosto	12,37	11,18	650,49	315,66	0,49	0,43
Septiembre	15,90	13,30	609,93	366,29	0,60	0,48
Octubre	19,74	17,49	571,77	413,34	0,72	0,49
Noviembre	23,18	20,14	496,79	412,50	0,83	0,49
Diciembre	24,13	22,35	459,03	405,15	0,88	0,47
<b>Totales →</b>			<b>6251,29</b>	<b>4081,63</b>	<b>0,65</b>	<b>0,44</b>

Tabla 7.2

Resultados de la simulación del calor útil entregado por un CAIO, Fracción Solar Mensual y Eficiencia Media Mensual para un año meteorológico típico de la Ciudad Autónoma de Buenos Aires.

<b>Localidad: Ciudad Autónoma de Buenos Aires      Latitud: 34°36' S      Longitud: 58°23' O</b>						
<b>mes</b>	<b>H [MJ]</b>	<b>Tamb [°C]</b>	<b>Qdem [MJ]</b>	<b>Qutil [MJ]</b>	<b>Fs</b>	<b>Eficiencia Media</b>
Enero	22,39	25,10	394,83	377,09	0,96	0,46
Febrero	20,59	23,70	347,25	299,95	0,86	0,40
Marzo	17,10	21,40	400,37	344,75	0,86	0,43
Abril	12,82	17,70	433,47	269,51	0,62	0,39
Mayo	9,50	14,30	510,41	214,85	0,42	0,34
Junio	7,20	11,20	557,31	181,27	0,33	0,35
Julio	8,60	10,90	613,88	229,15	0,37	0,38
Agosto	11,41	12,70	616,58	284,19	0,46	0,42
Septiembre	14,18	14,20	583,70	318,50	0,55	0,46
Octubre	18,22	17,70	555,19	372,07	0,67	0,48
Noviembre	21,71	20,60	484,24	381,77	0,79	0,48
Diciembre	23,18	23,20	445,08	388,70	0,87	0,47
<b>Totales →</b>			<b>5942,30</b>	<b>3661,80</b>	<b>0,62</b>	<b>0,43</b>

Tabla 7.3

Resultados de la simulación del calor útil entregado por un CAIO, Fracción Solar Mensual y Eficiencia Media Mensual para un año meteorológico típico de la ciudad de Mendoza.

<b>Localidad: Mendoza      Latitud: 32°53' S      Longitud: 68°50' O</b>						
<b>mes</b>	<b>H [MJ]</b>	<b>Tamb [°C]</b>	<b>Qdem [MJ]</b>	<b>Qutil [MJ]</b>	<b>Fs</b>	<b>Eficiencia Media</b>
Enero	26,32	25,20	378,02	450,24	1,19	0,47
Febrero	22,72	24,00	334,43	356,42	1,07	0,43
Marzo	17,39	20,80	400,03	345,81	0,86	0,42
Abril	14,18	16,50	446,66	304,79	0,68	0,40
Mayo	10,12	11,70	543,63	227,53	0,42	0,34
Junio	9,11	8,00	605,53	239,65	0,40	0,37
Julio	8,60	7,80	671,67	218,82	0,33	0,37
Agosto	10,58	10,70	668,49	258,89	0,39	0,41
Septiembre	16,70	13,30	619,73	392,45	0,63	0,49
Octubre	20,59	18,70	564,05	443,68	0,79	0,51
Noviembre	25,88	22,20	472,52	478,01	1,01	0,51
Diciembre	27,04	25,00	418,78	471,78	1,13	0,49
<b>Totales →</b>			<b>6123,53</b>	<b>4188,09</b>	<b>0,68</b>	<b>0,44</b>

Como era de esperar, la FSA de un CAI es algo inferior a los valores que se pueden esperar para sistemas termosifónicos pensados para una prestación similar. De todas

maneras, un 65 % es un valor razonable para Río Cuarto, teniendo en cuenta el costo del equipo y el tiempo de amortización previsto. Asimismo, como también es lógico de esperar, las FSM son en general menores para CABA y mayores para Mendoza respecto a Río Cuarto. Es de destacar que la eficiencia media no experimenta variaciones tan marcadas como al FS. Cabe aclarar, que aquellos datos de FSM mayores a "1", como el mes de enero de Río Cuarto y cuatro meses calurosos de Mendoza, están indicando que el CAIO está sobrado de energía, pudiendo proveer algo más de lo que se demanda. Lamentablemente esa energía no puede trasladarse a los meses invernales, ya que no se trata de un equipo pensado para almacenamiento estacional. A lo sumo lo sobrante de un día pasa para el otro, y en los extremos de las mejores épocas, se traslada sólo un poco el último día de exceso de energía.

Buscando las mejores regiones para aplicar estos equipos y el límite de hasta dónde funcionan eficientemente si nos dirigimos hacia el sur del país, se seleccionaron las siguientes tres ciudades: La Rioja, Presidencia Roque Saénz Peña (Chaco) y Santa Rosa (La Pampa). Se muestran a continuación las tablas de resultados.

Tabla 7.4

Resultados de la simulación del calor útil entregado por un CAIO, Fracción Solar Mensual y Eficiencia Media Mensual para un año meteorológico típico de la ciudad de La Rioja.

<b>Localidad: La Rioja    Latitud: 29°24' S    Longitud: 66°51' O</b>						
<b>mes</b>	<b>H [MJ]</b>	<b>Tamb [°C]</b>	<b>Qdem [MJ]</b>	<b>Qutil [MJ]</b>	<b>Fs</b>	<b>Eficiencia Media</b>
Enero	23,40	27,10	325,21	386,35	1,19	0,45
Febrero	22,79	25,50	297,43	341,83	1,15	0,41
Marzo	18,29	23,40	353,31	375,73	1,06	0,44
Abril	15,52	19,80	392,95	354,25	0,90	0,42
Mayo	13,50	15,20	480,45	359,54	0,75	0,40
Junio	9,79	10,90	544,31	274,68	0,50	0,39
Julio	10,69	10,80	607,24	305,97	0,50	0,41
Agosto	14,80	14,30	598,93	406,40	0,68	0,46
Septiembre	19,30	17,30	547,26	476,25	0,87	0,51
Octubre	22,50	22,90	483,08	499,63	1,03	0,52
Noviembre	24,19	25,40	400,45	444,67	1,11	0,51
Diciembre	24,52	27,50	353,93	417,88	1,18	0,48
<b>Totales →</b>			<b>5384,54</b>	<b>4643,19</b>	<b>0,86</b>	<b>0,45</b>

Se observan excelentes valores de FSM y FSA para ambas ciudades, con valores un poco inferiores en los meses invernales. Asimismo, La Rioja que tiene valores de radiación un poquito superiores, lo supera a Presidencia Roque Saénz Peña que está en

una latitud más baja. Esta mejora de los equipos no sólo es atribuible a los valores de radiación solar de las regiones, sino también a la temperatura de entrada algo elevada al CAIO, lo cual se da por la alta temperaturas medio ambiental que ocasiona una temperatura de entrada a los CAIO algo superiores. También hay que tener en cuenta que Presidencia Roque Saénz Peña es un lugar más húmedo, lo cual tiene su influencia en los valores de radiación que llega a la tierra.

Tabla 7.5

Resultados de la simulación del calor útil entregado por un CAIO, Fracción Solar Mensual y Eficiencia Media Mensual para un año meteorológico típico de la ciudad de Presidencia Roque Saénz Peña (Chaco).

<b>Localidad: Presidencia Roque Saénz Peña    Latitud: 26°47' S    Longitud: 60°27' O</b>						
<b>mes</b>	<b>H [MJ]</b>	<b>Tamb [°C]</b>	<b>Qdem [MJ]</b>	<b>Qutil [MJ]</b>	<b>Fs</b>	<b>Eficiencia Media</b>
Enero	23,04	27,10	334,28	383,13	1,15	0,46
Febrero	22,32	26,30	296,05	327,50	1,11	0,40
Marzo	18,00	24,80	339,33	376,63	1,11	0,45
Abril	13,32	21,50	367,56	293,43	0,80	0,41
Mayo	11,16	18,40	433,11	281,67	0,65	0,38
Junio	10,44	15,10	479,82	322,70	0,67	0,44
Julio	10,44	15,40	526,26	313,68	0,60	0,43
Agosto	12,24	17,30	525,29	318,97	0,61	0,43
Septiembre	16,20	18,60	495,49	384,28	0,78	0,49
Octubre	19,44	22,60	457,68	412,20	0,90	0,50
Noviembre	20,88	24,70	396,30	368,23	0,93	0,49
Diciembre	23,40	26,10	368,81	388,14	1,05	0,47
<b>Totales →</b>			<b>5019,97</b>	<b>4170,54</b>	<b>0,83</b>	<b>0,45</b>

Finalmente, vemos que para Santa Rosa, si bien mantiene una eficiencia media comparable a las de los otros equipos, sus FSM y FSA son bajas, lo cual indica que la cobertura de demanda con energía solar no es de lo más adecuada. Aunque igualmente el uso del CAIO puede originar un ahorro de energía y es amortizable en el tiempo, estaríamos en presencia de lo comentado en la Introducción respecto a la satisfacción de los clientes. Estos verían que muchos días tendrían que accionar el respaldo energético que les ocasiona pérdidas monetarias. Además, es más razonable pensar en aplicaciones apuntando al norte del país, donde en promedio se tienen sectores con una situación socioeconómica más comprometida. Cuando se ve la situación de la población yendo hacia el Sur del País, se observa una incidencia mayor de la clase media, sobre todo considerando la baja densidad poblacional y el compromiso climático que experimentan

en sus viviendas. Así, si el poder adquisitivo es superior, estos usuarios pueden estar pensando en que están capacitados para invertir en un buen equipo termosifónico tradicional o un sistema activo.

Tabla 7.6

Resultados de la simulación del calor útil entregado por un CAIO, Fracción Solar Mensual y Eficiencia Media Mensual para un año meteorológico típico de la ciudad de Santa Rosa.

<b>Localidad: Santa Rosa    Latitud: 36°37' S    Longitud: 64°17' O</b>						
<b>mes</b>	<b>H [MJ]</b>	<b>Tamb [°C]</b>	<b>Qdem [MJ]</b>	<b>Qutil [MJ]</b>	<b>Fs</b>	<b>Eficiencia Media</b>
Enero	24,01	23,70	420,86	407,61	0,97	0,47
Febrero	21,49	22,50	368,31	335,83	0,91	0,43
Marzo	17,32	19,00	436,50	341,41	0,78	0,42
Abril	12,60	15,00	478,01	255,79	0,54	0,37
Mayo	9,29	10,70	570,62	199,04	0,35	0,32
Junio	6,98	7,60	623,41	158,47	0,25	0,32
Julio	8,21	7,20	687,17	203,41	0,30	0,36
Agosto	11,02	9,40	688,62	268,83	0,39	0,41
Septiembre	13,79	11,80	643,10	306,75	0,48	0,46
Octubre	18,61	15,80	606,54	383,28	0,63	0,49
Noviembre	22,90	19,40	520,81	409,82	0,79	0,49
Diciembre	24,98	22,70	468,47	429,96	0,92	0,48
<b>Totales →</b>			<b>6512,44</b>	<b>3700,19</b>	<b>0,57</b>	<b>0,43</b>

## CAPÍTULO 8

### REALIZACIÓN DE ENSAYOS NORMALIZADOS PARA EL ESTUDIO DE LA RELACIÓN VOLUMEN/ÁREA DE LOS CAIs

#### 8.1 La necesidad de normalizar y normas aplicables a los CAIs

Para lograr desarrollos firmes de aplicaciones tecnológicas es requisito esencial que los equipos que se ofrezcan en el mercado sean confiables. Dicha confiabilidad es obtenible mediante la realización de ensayos normalizados que permitan establecer en qué grado un equipo reúne ciertas cualidades. Es así muy importante entonces la venta de equipos certificados. En el caso de los equipos solares, se pueden analizar internamente, analíticamente, desarmándolos, realizando balances térmicos, análisis de pérdidas, y hasta realizar simulaciones, pero no es práctico si los resultados se deben obtener rápidamente y en cantidad. Por lo tanto, se ha convenido que el equipo, colector o sistema completo, debe tratarse dentro de lo posible como “caja negra” en el estudio de su comportamiento térmico, como si estuviera funcionando en su prestación habitual, evaluando parámetros climáticos, sus variables de entrada y de salida y recomendaciones del fabricante en cuanto a instalación y operación.

Otra condición importante es que ensayos deben sean uniformes y con resultados comparables. En distintos estudios de equipos solares térmicos los investigadores, tecnólogos y fabricantes realizan sus análisis y definen parámetros para interpretar sus resultados; muchas veces uno de ellos suele ser alguna “eficiencia” ó “rendimiento térmico”, que no todos la definen de la misma manera. Las definiciones se prestan a distintas interpretaciones y muchas veces no son comparables, midiéndose distintas variables en cada caso, y siendo un caso típico el uso de eficiencias o rendimientos de todo tipo: instantáneos, diarios, diurnos, medios, etc. Dichas definiciones les resultan útiles a los investigadores para realizar sus monitoreos y estudios comparativos de sus sistemas, interpretar sus resultados de interés y proponer mejoras, y es muy válido que lo hagan si les resultan provechosos para sus fines, pero si no tienen una correspondencia adecuada, no serán aplicables para certificar el funcionamiento de equipos de acuerdo a normas o estándares preestablecidos por organismos competentes.

Cada país cuenta a su vez con organismos oficiales, reconocidos por los gobiernos, que se encargan de regular la certificación de los componentes y equipos que se utilizan en el mercado. Así, en particular para lo concerniente a energía solar térmica, los más reconocidos son la Solar Rating Certification Corporation (SRCC, 2016) de Estados Unidos y The Solar Keymark (ESTIF, 2016), que comprende a 17 países de Europa (Nielsen et al., 2009). Estos son los organismos que adoptan las normas y estándares a ser aplicados en sus correspondientes jurisdicciones. Si bien en general, la certificación es de carácter voluntario, en los mercados competitivos y con potenciales compradores instruidos, si una empresa pretende prosperar, le conviene certificar sus productos. En Argentina no existe aún un organismo seleccionado por su gobierno para realizar esta actividad, estando en el congreso de la nación en tratamiento varios proyectos de ley para avanzar sobre la regulación de la energía solar térmica.

De todas maneras, por el impulso de distintas instituciones se están realizando avances en la evaluación de equipos, lo cual es acompañado desde el Instituto Argentino de Normalización y Certificación (IRAM, 2015), quien está reconocido por el Gobierno Nacional como Organismo Nacional de Normalización. Es así, que en a principios de 2016, es aprobada la normativa IRAM 210004, "Métodos de ensayos exteriores para la caracterización y predicción del rendimiento anual de los sistemas solares", que es una adaptación bastante fiel de la ISO 9459-2 (IRAM, 2016). De esta manera, aunque no esté aún regulado a nivel nacional el calentamiento de agua mediante energía solar térmica, los fabricantes, proveedores y laboratorios de medición, tienen una guía a nivel nacional, que muy probablemente sea la adoptada en un futuro. Es importante resaltar que varios países latinoamericanos también utilizan la ISO 9459-2 directamente, o adaptaciones de la misma, entre los cuales podemos mencionar a Brasil, Chile, Uruguay, Perú, Colombia y México, con los cuales nuestro país mantiene importantes vinculaciones.

Desde el año 2005 el GES trabaja con ensayos normalizados para colectores y sistemas completos (compactos ó prefabricados), habiendo realizado ensayos a solicitud de empresas de la República Argentina. Comenzó así con los tradicionales sistemas termosifónicos, utilizando en standard ISO 9459-2 ante la inexistencia de normas en el país. Luego, la misma metodología de ensayo fue aplicada a las investigaciones con los CAIs. También comenzaron a trabajar en el país en la implementación de esta norma, el Instituto Nacional de Tecnología Industrial (INTI, 2016) y la Regional Buenos Aires de la Universidad Tecnológica Nacional (Navntoft et al., 2009).

## 8.2 Descripción de los aspectos técnicos de la IRAM 210004

En el caso de un producto ingenieril para una aplicación tecnológica, como es este caso, las normas y estándares se centran mayormente en lo que es realización de "ensayos" (testing). En un ensayo, material, componente o equipo es sometido a ciertas condiciones de funcionamiento, mientras se realizan mediciones que determinarán si el elemento ensayado reúne las condiciones mínimas requeridas para su funcionamiento (ensayo "pasa" "no pasa"), y/o se lo clasificará de una u otra manera en lo que respecta a su prestación para la función que está diseñado. La norma IRAM 210004 no prevé una situación del tipo "pasa-no pasa", sino que es básicamente para predecir la performance térmica del equipo en el término de un año. Adicionalmente, de la observación del comportamiento, la aplicación la norma, se pueden detectar problemas en el equipo y personal entrenado, podría sugerir correcciones de fabricación para mejorar la performance.

La aplicación de esta norma implica un cierto grado de complejidad y laboriosidad, ya que no se puede realizar un ensayo de corto tiempo y es necesario realizar una serie de mediciones durante varios días. Esto es así, porque para que los resultados tengan validez estadística, se debe trabajar obligatoriamente con distintos niveles de energía radiativa para obtener una ecuación que represente el funcionamiento del sistema cubriendo un amplio rango de posibilidades. Luego, vinculando a todas las mediciones con regresiones lineales, es posible representar la posibilidad de provisión de energía calórica útil del sistema mediante una única ecuación (Ec. 8.1), y también mediante una única ecuación el incremento de temperatura que puede experimentar el agua almacenada (Ec. 8.2). En dichas ecuaciones, los coeficientes  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $a_3$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ , y  $b_3$  son los coeficientes obtenidos por la aplicación de las regresiones lineales.

$$Q = a_1 H + a_2 (t_{a(day)} - t_{main}) + a_3 \quad (8.1)$$

$$t_{d(max)} - t_{main} = b_1 H + b_2 (t_{a(day)} - t_{main}) + b_3 \quad (8.2)$$

La determinación de las ecuaciones anteriores se logra realizando al menos 6 series de mediciones (1 por día), en las cuales se deja calentar libremente el sistema desde 6 horas antes del mediodía solar, mientras se mide toda la energía radiante recibida por la superficie del absorbedor (irradiación) durante el día,  $H$ , para luego después de 6 horas

del mediodía solar se realizar una descarga de al menos 3 volúmenes, de la capacidad del tanque a un caudal especificado de 10 l/min mientras se mide la temperatura de salida.  $Q$  es la energía solar neta adquirida por el acumulador,  $t_{a(day)}$  es la temperatura media ambiente durante todo el período de calentamiento,  $t_{main}$  es la temperatura de agua fría que entra al almacenador,  $t_{d(máx)}$  es la temperatura máxima a la cual el agua está siendo extraída.

En la Figura 8.1. se representan las mediciones de lo que sería un sistema ideal, un sistema parcialmente estratificado (situación bastante normal) y un CAI en cuyo almacenador se produce un fuerte proceso de mezclado (situación no deseable); esto último ocurre cuando la sección de entrada no se encuentra bien diseñada y gran parte del agua de entrada se mezcla mucho con las áreas originalmente algo estratificadas.

Desde las etapas de preparación de cada ensayo, y luego durante toda la ejecución de cada serie de mediciones se deben ir grabando los valores de radiación global incidente sobre el absorbedor del sistema y temperatura ambiente. Se hace ésto para poder luego calcular en forma integrada el valor total de energía arribada en el día,  $H$ , y para calcular el valor de la temperatura media durante las 12 horas de calentamiento,  $t_{a(day)}$ .

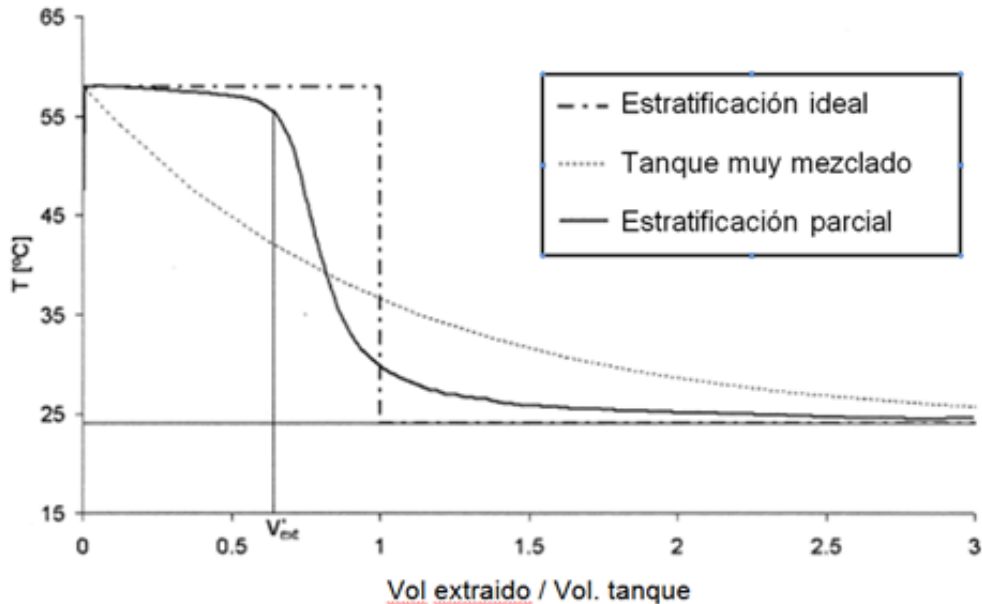


Fig. 8.1. Perfiles de temperatura durante el proceso de extracción de agua caliente previsto en el standard 9459-2

Se debe utilizar tanto para la carga del sistema inicialmente como para la extracción final una temperatura de ingreso de agua fría constante,  $t_{main}$ , y en el mismo

valor a la carga de la mañana como a la extracción de la tarde, para que el cálculo de la energía absorbida por el equipo sea correcto. Mirando la Fig. 8.1, dicha energía absorbida es proporcional al área que queda definida entre la temperatura de entrada de agua fría y la curva de descarga.

Las mediciones de calentamiento anteriores, se complementan con al menos dos grupos de mediciones más, denominadas “mixing” (mezclado) y de pérdidas nocturnas, para determinar un coeficiente de pérdida de calor del tanque de almacenamiento,  $U_s$ , Ec. (8.3) siendo estos ensayos necesarios para la predicción del comportamiento (performance) del sistema a largo plazo (un año). En la Ec. (8.3)  $\rho_w$  indica la densidad del agua,  $c_w$  es el calor específico del agua,  $V_s$  es el volumen del almacenador,  $\Delta t$  es el período de tiempo durante el cual se produce el enfriamiento,  $t_i$  es la temperatura del almacenador al inicio del período de enfriamiento,  $t_f$  es la temperatura media del almacenador al finalizar el enfriamiento, y  $t_{as(av)}$  es la temperatura ambiente adyacente a depósito almacenador. La medición del mezclado permite verificar cuán bien se mantiene la estratificación en el tanque de almacenamiento cuando se le está realizando una extracción y el ensayo de pérdidas nocturnas da una idea de cuán bien aislado se encuentra el tanque de almacenamiento.

$$U_s = \frac{\rho_w c_w V_s}{\Delta t} \ln \left[ \frac{t_i - t_{as(av)}}{t_f - t_{as(av)}} \right] \quad (8.3)$$

Tal como lo expresan Joshi et al. (2005), todas estas mediciones y su procesamiento, implican la disponibilidad de una importante infraestructura, bases de datos y personal entrenado, a la vez que demandan bastante tiempo por la exigencia de las condiciones climáticas. Pero dicha inversión de recursos se justifica, ya que los resultados finales de la aplicación de esta norma son las expresiones generalizadas adelantadas en las Ec. (8.1) y (8.2) que son herramientas muy poderosas, ya que pueden ser aplicadas a distintas condiciones climáticas y de demanda para predecir el comportamiento energético del equipo ensayado y saber cuánta energía convencional se puede ahorrar. Ha de tenerse en cuenta que el ensayo no prevé originalmente la determinación de algún tipo de “eficiencia”.

Con los datos obtenidos de las mediciones, es posible luego predecir la provisión de energía que puede dar un equipo en un año mediante un cálculo día por día. Para ello

se utiliza para cada día la Ec. 8.1, a la cual se le trabaja con una base de datos climáticos (generalmente un año típico meteorológico) y se le deben adicionar los datos de temperatura de agua fría,  $t_{main}$ , y volumen de descarga de agua caliente,  $V_c$ , arbitrario, es el consumo supuesto del usuario. El procedimiento está explicado en la norma y no lo reproducimos aquí por razones de espacio. Básicamente, lo que hace es tomar a toda la energía acumulada en el almacenador y mediante una función que reproduce la curva de descarga se le extrae todos los días  $V_c$ . Es así posible determinar la energía remanente en el almacenador, a la cual se le suma al día siguiente la nueva colección de energía, y así se va haciendo la secuencia de los valores de energía extraída por día y energía remanente para el día siguiente, hasta completar un año. Este procedimiento de la norma es básicamente una simulación anual, a partir del modelado el equipo como una caja negra, considerando sus ganancias y sus pérdidas.

### **8.3 El problema de la determinación de la relación Volumen/Área**

Siguiendo el criterio explicado en la introducción, respecto a la satisfacción del cliente respecto a la temperatura del agua y el uso de la energía auxiliar, y tratando de no equivocarse en el dimensionado de los equipos, surge la duda respecto a cuál debe ser el volumen de almacenamiento respecto al área de apertura del colector. Los distintos modelos de CAI que se han propuesto, obedecen a criterios de los investigadores y tecnólogos, algunas veces por ensayo y error y en otros casos, como fruto de un precálculo aproximado (Garnica et al., 2006). Mohsen et al. (2009) realizaron experiencias con un único tanque rectangular y cambiando la profundidad del tanque, determinaron profundidad óptima para la región climática de la capital de Jordania. Es obvio que no se puede poner un tanque de gran tamaño con una apertura de colector pequeña porque sería muy difícil calentar el agua, como así tampoco es conveniente un volumen muy chico para una gran área, que calentaría rápido, pero redundaría en muchas pérdidas térmicas.

Se resolvió trabajar sobre este problema, para poder aportar tanto al diseño como a la selección de CAIs, en función de las necesidades de un potencial usuario, para lo cual se utilizaron dos CAIs y la norma IRAM 210004. Contándose ya con un prototipo de CAI oval, se lo utilizó con una sola cubierta y se construyó otro modelo parecido al oval en su concepción básica, pero con un tanque rectangular, similar al propuesto por Mohsen et al. (2009), al cual se le denomina colector con acumulación integrada rectangular, CAIR. La construcción de este último prototipo fue más sencilla que la del de perfil oval, ya que

su utilizaron todos materiales disponibles en el mercado, debiendo sólo realizar cortes y soldaduras, sin tener que recurrir al conformado de la chapa. Por supuesto, esta disposición geométrica requirió de mucho más material, al no optimizarse la forma para resistir la presión y tener que colocar refuerzos. Se muestra en la Fig. 8.2. un esquema con el diseño del CAI rectangular.

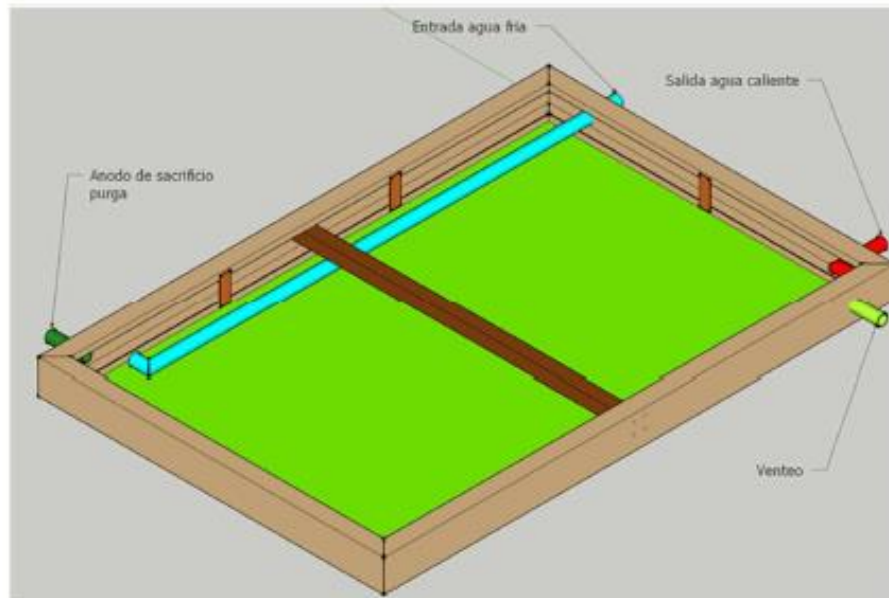


Fig. 8.2. Esquema de diseño de absorbedor-almacenador para un CAI rectangular.

En la Fig. 8.3. se muestra una fotografía del absorbedor-almacenador del CAIR en proceso de fabricación, donde se notan los perfiles rectangulares normalizados para hacer el marco, como así también el refuerzo interno y la cañería de entrada de agua fría. Esta cañería se dispuso de forma tal de minimizar los efectos de destrucción de la estratificación, ya que el agua entra por la parte de abajo de un caño que va hasta el otro extremo de la entrada. Así, este caño hace también que la entrada se produzca en forma cruzada a la salida, con lo cual se logra un recorrido más largo y distribuido del agua dentro del colector. El volumen final de este tanque fue determinado una vez que se le llenó de agua, teniendo en cuenta que al no poseer un tabique central como el oval, sufriría deformaciones por la presión ejercida por el agua sobre sus paredes. El volumen resultó ser de 110 litros ( $0,110 \text{ m}^3$ ).

Luego, considerando los volúmenes y áreas de apertura de ambos CAI, resultó una relación volumen/área de  $85,9 \text{ l/m}^2$  para el oval y  $104,6 \text{ l/m}^2$  para el rectangular. Es decir, que la relación volumen/área del CAIR es aproximadamente un 22 % superior a la

que tiene el CAIO. Como ejemplo comparativo, para los sistemas activos con placa plana, cuya eficiencia es mayor por el bombeo del fluido caloportador, el método f-chart de cálculo está diseñado para una relación de  $75 \text{ l/m}^2$  (Duffie y Beckman, 2013).



Fig. 8.3. Absorbedor-almacenador de CAIR en proceso de fabricación.

#### **8.4 Ejecución de los ensayos bajo norma de los equipos**

Los ensayos del CAIO y del CAIR se realizaron utilizando una máquina móvil de ensayos múltiples diseñada y construida en el Laboratorio de Energía Solar de la UNRC. La misma está equipada con 3 tanques de 100 litros cada uno, dos bombas de circulación, 6 resistencias calefactoras de 1500 W cada una, dos caudalímetros de distinto rango de medición y una serie entradas y salidas, válvulas y conexiones. Esta máquina permite realizar tanto ensayos de colectores solares para calentamiento de agua mediante norma IRAM 210002-1 (ISO 9806-1) y equivalentes como ensayo de sistemas completos mediante norma IRAM 210004 (ISO 9459-2) y equivalentes. En la Fig. 8.4. se muestra el panel frontal dicha máquina (panel de maniobras), donde se visualizan parte de los componentes mencionados. Las entradas y salidas se ubican en la parte posterior en dirección a los colectores y sistemas a ensayar, y consisten en mangueras de alta resistencia a la presión y temperatura, con aislación de espuma de polietileno con cubierta exterior de aluminio. En la Fig. 8.5. se ven las fotografías de los dos sistemas montados sobre una de las plataformas de ensayo del GES.



Fig. 8.4. Vista del panel de control de una máquina de ensayos múltiples para colectores de agua caliente y sistemas completos prefabricados.



(a)



(b)

Fig. 8.5. CAIs montados sobre plataforma de ensayos: (a) absorbedor-almacenador de perfil oval; (b) ) absorbedor-almacenador de perfil rectangular.

Los ensayos se realizaron durante los meses de mayo, junio y julio de 2015, en donde 8 días debieron descartarse por baja radiación solar. Se tomaron 9 días para la realización de los calentamientos y descargas de cada CAI para obtener una buena

representación estadística, y un día más para cada uno para la realización del ensayo de pérdidas nocturnas, el cual implica una noche completa de exposición del equipo a la intemperie luego de haberse cargado a una temperatura uniforme de más de 60 °C. En los días de baja radiación se aprovechó para realizar el ensayo de mezclado, donde también se debe llevar el almacenador a 60 °C uniformes y realizar una descarga igual a la de los días de calentamiento (3 volúmenes como mínimo).

En las figuras siguientes se muestran ya procesados los datos de las descargas de agua caliente, para los dos niveles de radiación especificados en la norma. Como lo prevé la presentación de datos de la Norma, tanto las curvas de de descarga del calentamiento como de mezclado, están dadas en valores normalizados, graficándose en vez de temperatura, el porcentaje de energía provisto en cada intervalo de tiempo considerado respecto al total dado por el equipo para el evento que corresponda (descarga de calentamiento o mezclado). Dicha normalización se realiza con un cálculo calorimétrico teniendo en cuenta los datos medidos en cada proceso de medición.

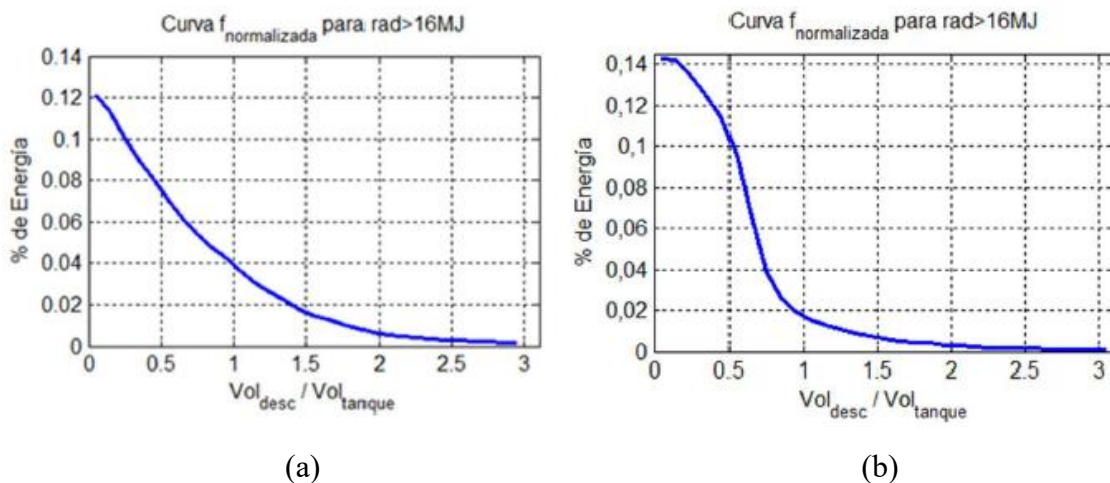


Fig. 8.6. Curvas normalizadas de descarga de calentamiento para un nivel de radiación diaria mayor a 16 MJ. (a) perfil oval; (b) perfil rectangular.

Observando en las Figuras 8.6. 7 8.7., las curvas para las descargas de calentamiento en los dos niveles distintos de radiación, tal lo previsto en la norma, se ve una mejor respuesta a la estratificación del colector de perfil rectangular respecto del oval. Esto resulta razonable, si se tiene en cuenta que el CAIO tiende a "afinar" su sección en la parte superior, que es donde se alcanzan las mayores temperaturas por el efecto de la estratificación, mientras que el equipo rectangular mantiene constante su sección en todo su perfil lateral.

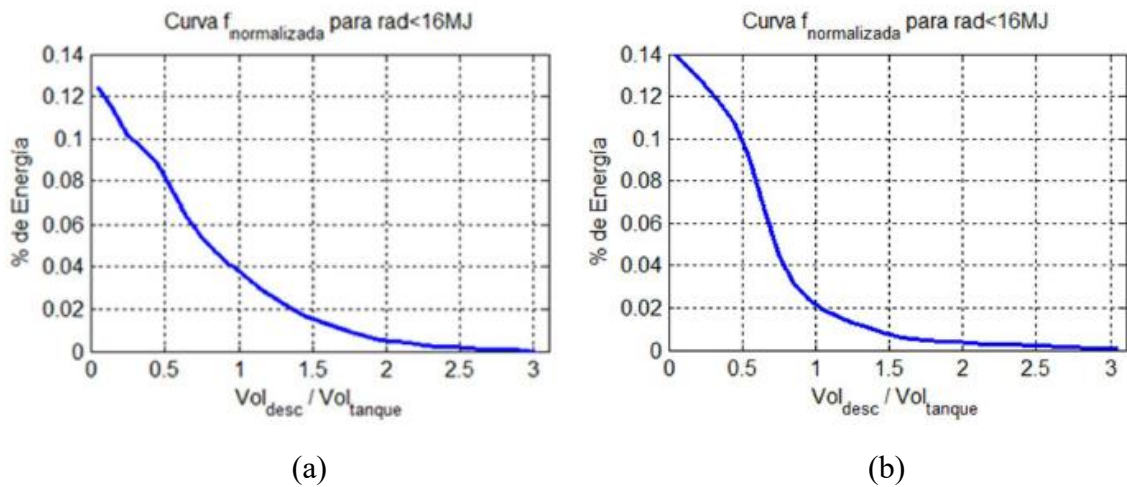


Fig. 8.7. Curvas normalizadas de descarga de calentamiento para un nivel de radiación diaria menor a 16 MJ. (a) perfil oval; (b) perfil rectangular.

También se puede observar, que después de extraído un volumen, aún resta extraer más energía (el área entre la curva y el eje de absisas). Cabe aclarar que esto no significa que la energía se pierda, sino que se ha mezclado con el agua fría entrante, y se difiere su uso para una vez que se ha vaciado ya el primer tanque. Si no se va a usar más de un tanque (que es lo razonable en una instalación bien diseñada), esta energía que se ve más allá de un volumen, queda remanente para pasar la noche dentro del tanque e iniciar el ciclo de calentamiento al día siguiente, tal como se explicara en el método de predicción de la fracción solar anual. De todas maneras, como los CAIs tienen altas pérdidas nocturnas, no es conveniente esta situación.

Los resultados del ensayo de mezclado se muestran en la Fig. 8.8. Allí también se ve que el CAIR presenta un mejor comportamiento; es decir, se mezcla menos el agua de entrada con el volumen calentado. Cuando se ve que la curva mantiene un valor alto durante un espacio de vaciado mayor, se aproxima a la estratificación ideal indicada antes en la Fig. 8.1. Las indicaciones de curvas  $f$  y  $g$  normalizadas indicadas en los gráficos indican dos funciones que se determinan de la aplicación de la norma,  $f$  para descarga y  $g$  para mezclado, que no se ha explicado aquí por razones de espacio.

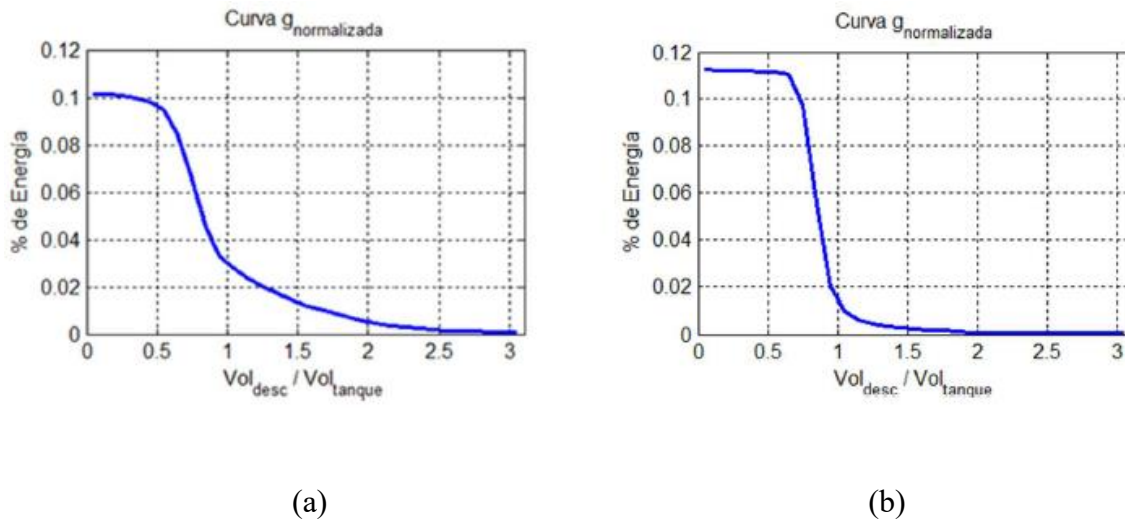


Fig. 8.8.: Curvas normalizadas de mezclado (mixing): (a) perfil oval; (b) perfil rectangular.

## 8.5 Predicción del comportamiento energético anual de los equipos

Aplicando el procedimiento antes explicado de secuencias diarias de calentamiento por irradiación, extracción, mezcla, enfriamiento nocturno, es posible predecir el comportamiento térmico anual de cada equipo. Si bien la norma explica el procedimiento, no provee el programa de cálculo, por lo cual el mismo fue desarrollado en el GES. Cabe aclarar, que para poder realizar dicha secuencia, si se observan las ecuaciones (8.1) y (8.2) se deduce que deben contarse con una base de datos de 365 días con datos integrados de temperaturas e irradiancias sobre la superficie del colector. Para que los resultados sean confiables, conviene tener al menos 8760 líneas con dichos datos (24 horas x 365 días). Al igual que antes, se utilizó el año típico meteorológico de Río Cuarto generado por TRNSYS para armar el archivo de datos.

En este caso se ha supuesto para la simulación, la extracción diaria a las 6:00 p.m. hora solar de un volumen de tanque todos los días de la semana.

Con el objeto de que los resultados sean de fácil interpretación, se han provisto gráficos adicionales, no previstos en la norma, los cuales permiten una mejor interpretación de los resultados. En el mismo programa desarrollado para la predicción anual, se ha adicionado un algoritmo, que permite la ejecución de gráficos que permiten visualizar los efectos de aplicar la metodología de la norma. Estos gráficos se muestran en las figuras siguientes. Las Fig. 8.9. y 8.10. dan cuenta día por día de cuáles son los que

tienen cobertura energética total solar. La línea llena (roja) indica la energía requerida en ese día, que se ha calculado en función a la demanda de 40 °C (como lo establece la norma), considerando que el agua fría proviene de un tanque de almacenamiento de la casa que está a la temperatura media del día previo. Así, los puntos por encima de la línea llena (verdes) indican los días en que la extracción de agua supera los 40 °C en todo el volumen extraído, y los puntos por debajo de la línea llena (azules), los días en que la energía solar no fue suficiente para lograr la cobertura total y sería necesario agregar energía auxiliar aguas abajo del CAI.

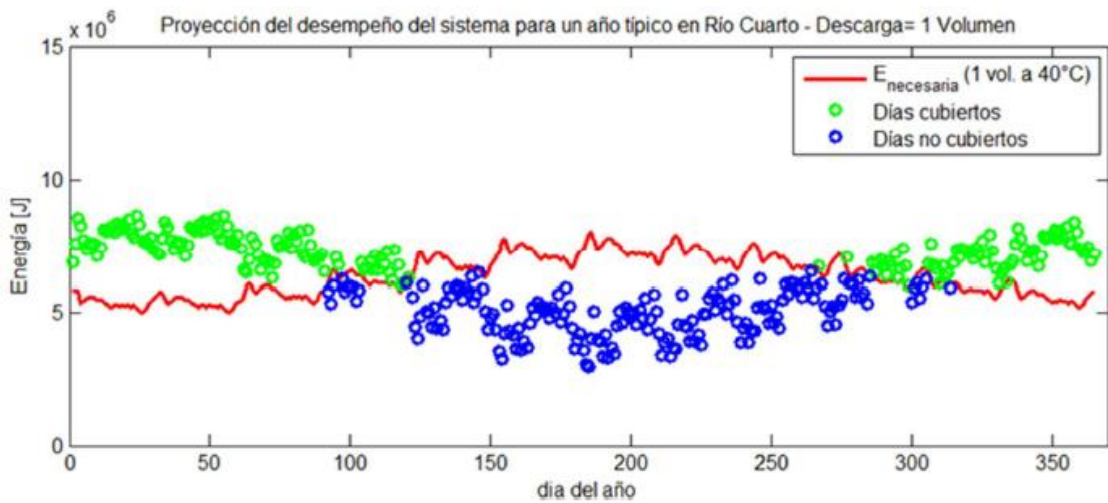


Fig. 8.9. Días cubiertos y no cubiertos con energía solar para el lapso de un año por el CAI con sección oval.

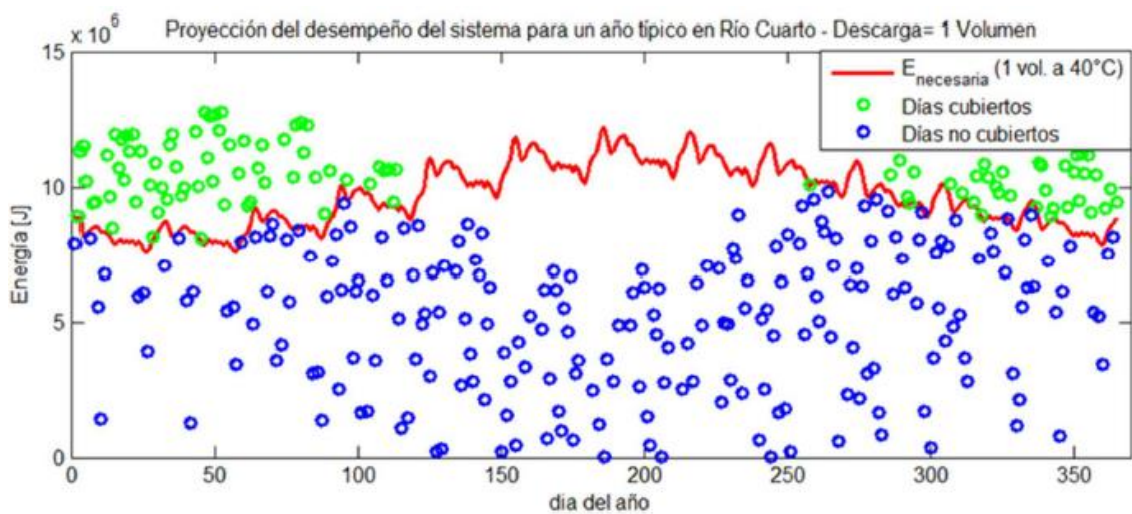


Fig. 8.10. Días cubiertos y no cubiertos con energía solar para el lapso de un año por el CAI con sección rectangular.

Es claro en los gráficos que para los volúmenes previstos, el sistema con perfil oval provee una prestación mejor que el rectangular, aunque el sistema con sección rectangular haya tenido un buen comportamiento en lo que respecta a las curvas de descarga de calentamiento y mixing. Lo que sucede es que como el CAIR tiene más volumen, se espera que sea capaz de proveer más energía (línea roja). Asimismo, como los datos climáticos son los mismos, se puede comparar día a día y se ve que el colector de sección rectangular provee en muchos casos más energía que el de sección oval, lo cual es lógico porque tiene más superficie expuesta; pero los cálculos se deben hacer en función a valores relativos y no absolutos. En definitiva, para el volumen previsto, el CAIR es menos efectivo en cuanto a la cantidad de días que puede cubrir. Por otro lado, la prestación del rectangular es muy mala en los días invernales y parte de otoño y primavera. Volviendo sobre lo dicho en la Introducción de esta Tesis, aún cuando el CAIR está ahorrando energía, obligaría al usuario a utilizar muchos días la energía auxiliar, incluso hasta en algunos días de verano, lo cual hace presumir que el equipo no está trabajando tan bien como debiera. Por otro lado, la prestación del CAIO se ve bien homogénea, comenzando a demandar energía auxiliar luego de pasado mediados de marzo y hasta algunos días de octubre, con poca demanda en primavera y ninguna en verano.

Se ha realizado también el agregado de un módulo al programa para la realización de descargas de agua hasta que el agua a la salida disminuya a menos de 40 °C, momento en que se detiene la descarga, marcándose con un punto por encima de la línea llena para aquellos días en que se alcanzó a sacar un volumen de tanque, y con un punto por debajo, los días en que no se alcanzó. Similarmente a lo anterior, también en esta metodología de análisis, el desempeño del CAIR estuvo por debajo del CAIO.

Recordando los precálculos aproximados que guiaron el diseño de los CAIB, y que resultaron en equipos aptos para las prestaciones buscadas (Garnica et al., 2006) (Stoll et al., 2007), surge como recomendable no superar un cierto valor de litros de almacenamiento por metro cuadrado de área de apertura de colector si se desea proveer agua a un nivel de temperatura aceptable que no obligue a activar la energía auxiliar frecuentemente. De esta manera, se puede recomendar que para la región de Río Cuarto, no se supere un valor de relación volumen/área que exceda el orden de los 80 litros por metro cuadrado, dejando en claro que ese es un valor de implicancia regional.

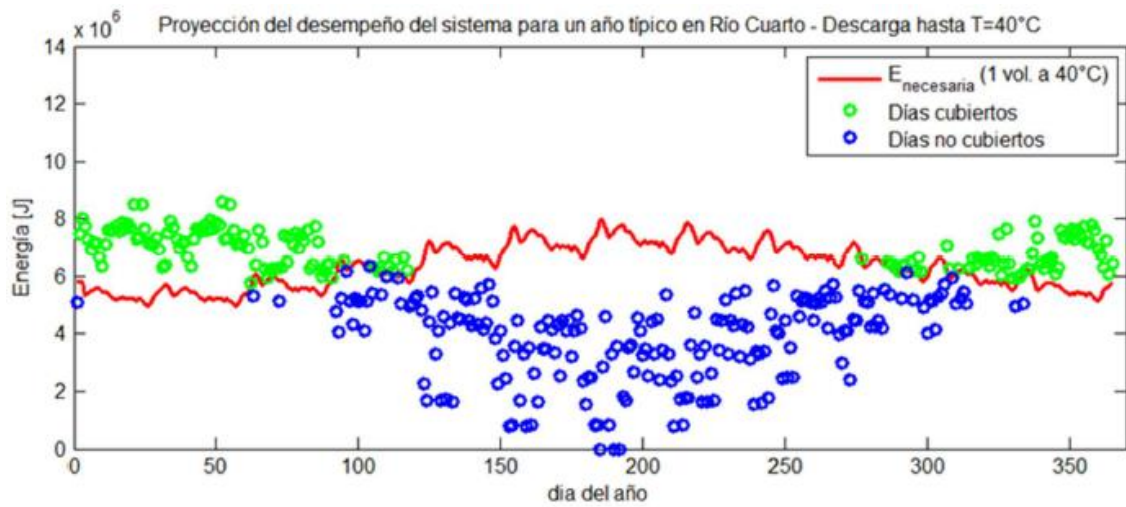


Fig. 8.11. Días en que se detuvo la descarga al llegar a valores menores a 40 °C, para el lapso de un año, para el colector de sección oval.

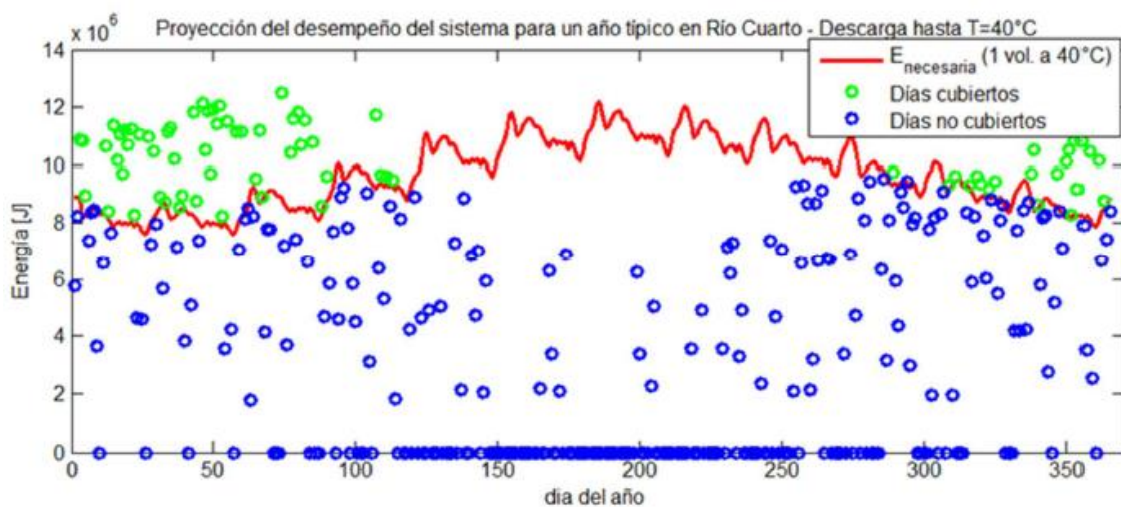


Fig. 8.12. Días en que se detuvo la descarga al llegar a valores menores a 40 °C, para el lapso de un año, para el colector de sección rectangular.

El modelo computacional utilizado para los CAIO fue retocado levemente en cuanto a su geometría para generar un modelo computacional para los CAIR y poder analizar las prestaciones con distintos valores de relación Volumen/Área. Se adoptó el perfil rectangular porque resulta más fácil realizar cambios en la geometría; luego, para

la variación de la relación, se dejaba fija el área y se iba dando más profundidad al tanque. Corriéndose simulaciones con distintas relaciones, se verificó que para los lugares con mejores valores de radiación y temperaturas medias más altas (caso la Rioja y Presidencia Roque Saénz Peña) es posible utilizar relaciones mayores, del orden de hasta unos 95 litros por metro cuadrado.

Respecto a la utilización de la norma IRAM 210004, o su análoga internacional ISO 9459-2, resulta muy útil para poder hacer estudios comparativos entre los CAIs, pero en cierta medida pone a estos equipos en desventaja si se desea hacer un análisis más global considerando otro tipo de equipos que tienen tanques con aislación completa, como un termosifónico convencional o equipo de tubos evacuados compacto. Esto se da por la programación de las extracciones de agua en los ensayos, que las normas las prevén después de 6 horas pasado el mediodía solar. En el caso de los CAIs, el momento de mayor acumulación de energía se da entre las dos y tres horas y media de pasado el mediodía solar, lo cual se puede observar en los múltiples gráficos presentados aquí para los distintos modelos. A partir del pico de temperatura en el último nodo, que también se da en los restantes a valores menores por la estratificación, se comienza un proceso de descenso de temperatura media en todo el equipo, y por ende una disminución de la energía que se había recogido y almacenado hasta ese momento. Por lo tanto, la extracción de la norma se hace cuando el equipo ha perdido algo de la energía acumulada, ocasionando una subvaluación de la capacidad real de un CAI de absorber energía y entregarla al usuario. Este problema no se presenta en los casos de equipos con tanque aislado, que mantienen mejor la temperatura en el almacenador.

## CAPÍTULO 9

### CONCLUSIONES Y ESTUDIOS A FUTURO

Este capítulo se divide en tres secciones que incluyen los aportes centrales de la Tesis, las conclusiones generales y las líneas futuras de trabajo. En la primera sección se resumen aquellos aspectos sobre los que se habían planteado los objetivos básicos, describiendo los resultados más importantes desde el punto de vista académico y científico. En la segunda sección, teniendo en cuenta otros los aspectos abordados durante el desarrollo, se incluyeron distintas conclusiones generales vinculadas a cuestiones tecnológicas, de materiales, y utilización de los equipos, que apuntan a mejorar las buenas prácticas para la utilización efectiva y eficiente de los equipos aquí estudiados, siendo en algunos casos estas conclusiones planteadas más como recomendaciones para fabricantes, vendedores y usuarios. Finalmente, en función de los hallazgos y avances hechos en el presente trabajo, se plantea una sección que abre una serie de líneas de estudio que deberían explorarse con la intención de seguir profundizando en el mejoramiento de estos equipos, su difusión y proliferación en el nicho de mercado al cual están dirigidos.

#### 9.1 Aportes principales de la Tesis

Se han desarrollado modelos computacionales para distintos modelos de CAIs para correr simulaciones de estos equipos, que permiten observar y predecir el comportamiento de los mismos introduciéndole datos climáticos y de demanda de agua caliente. Mediante dichas simulaciones se puede ver como fluctúan con el transcurso del tiempo las temperaturas en ciertas partes de los equipos, contabilizando la ganancia de energía radiante y las pérdidas de calor. Es de particular importancia el resultado que se obtiene respecto al calor útil aportado por los equipos, el cual integrado convenientemente en el tiempo y procesado con los datos demanda, permite hallar la Fracción Solar mensual o anual de estos equipos.

Mediante experimentos y con la concordancia obtenida de las simulaciones con los datos medidos, se confirmó la validez de la utilización del concepto de nodos isotérmicos para el tratamiento analítico de los CAIs. Esto se da tanto cuando la separación es física en partes más pequeñas, que es el caso de los CAIT en que se toma

un nodo por tubo, como en el caso de los CAIS compuestos por uno o más tanques grandes, donde dichas separaciones físicas no existen. En este último caso, con los flujos másicos relativamente bajos que normalmente se utilizan en estas aplicaciones y geometrías adecuadas para la entrada de agua, la rotura de la estratificación no ocurre, funcionando en gran medida el efecto pistón que hace que el movimiento del agua se realice de manera uniforme, y si se produce alguna mínima turbulencia durante la extracción, el ordenamiento del agua se recupera rápidamente. Se recomienda por lo tanto, explotar la utilización de este modelo cuando se analicen casos análogos a los de la presente Tesis.

Se identificó a la relación Volumen/Área como una variable central en el diseño de los CAIs, debiendo mantenerse la misma dentro de ciertos valores para tener una buena prestación de energía y temperatura. Si bien cualquier equipo con un absorbedor-almacenador dentro de una caja aislada y con una cubierta transparente, va a producir un ahorro de energía, si la idea es lograr una cobertura razonable en términos de Fracción Solar, debe tenerse en cuenta esta relación en el diseño del equipo. Se mostró que para Río Cuarto una relación Volumen/Área del orden de los 80 litros por metro cuadrado resulta adecuada para la obtención de buenos resultados de los CAIs. A medida que estas aplicaciones tecnológicas se piensan para regiones con mejores condiciones de radiación y temperatura ambiente media algo superior, la relación puede ser incrementada, como en el caso de las ciudades de La Rioja y Presidencia Roque Saénz Peña (Chaco) donde las simulaciones arrojaron la posibilidad de llegar a relaciones del orden de los 95 litros por metro cuadrado.

La calificación de los equipos en base a la Fracción Solar es indefectiblemente la metodología a utilizar para el análisis de su aplicación en cada caso. La Fracción Solar una relación muy elemental, que plantea cuánto de la energía demandada es cubierta por el recurso solar, y con toda su simpleza es la que permite tomar la decisión más correcta sobre la aplicación o no de un CAI. Remitiéndose por ejemplo al caso de estos equipos en los climas más beneficiados, se ve que llegan a prestaciones similares a las de un equipo termosifónico en un clima templado. Por otro lado, también muestra el límite geográfico donde su aplicabilidad comienza a ser dudosa. Asimismo, fue la fracción solar la que permitió ver el comportamiento de los CAIs cuando las extracciones se realizaban por la mañana, después de haber sufrido el equipo todas las pérdidas nocturnas (Fig. 4.7.). Bajo este concepto, fue estudiada la factibilidad de aplicación de los equipos con tanque de perfil oval, en ciudades de Argentina de distintos tipos de clima, pudiéndose

determinar para que tipos de climas estos equipos son muy recomendables y donde comenzaría a haber una fracción solar muy baja que haga pensar en desestimar su utilización.

## **9.2 Conclusiones de carácter general y recomendaciones**

Las siguientes conclusiones van en orden de lo más especializado a lo más práctico, pudiéndose pensar en una secuencia del siguiente tipo: tecnólogo, fabricante, vendedor, usuario. Por lo tanto, en los primeros párrafos se tratarán aspectos vinculados a materiales y procesos de fabricación, siguiendo luego con detalles relativos a lo que se puede y se debe ofrecer en el mercado y finalmente lo que debe esperar el usuario de un colector con acumulación integrada.

Como primera medida, y como se fue remarcando constantemente en esta Tesis, los CAIs están pensados para un sector del mercado en donde el costo del equipo es una variable central, por lo cual no se debe pensar en mejoras que impliquen materiales caros o metodologías de fabricación complejas y sofisticadas, caso contrario se debe pasar directamente a considerar la opción de un buen equipo termosifónico o un sistema activo. Se deben asimismo eliminar las opciones que demanden trabajo extra al usuario, como la propuesta por algunos autores de cubrir el equipo por la noche para evitar las pérdidas nocturnas. Se supone que un CAI debe aportar a mejorar la calidad de vida y no se estaría cumpliendo este precepto si el usuario debe subir al techo de su casa un día de invierno para realizar ese trabajo extra.

Es difícil que las superficies reflectantes baratas mantengan en el tiempo un buen poder de reflectancia, y además, al estar bajo cubierta no es fácil realizar su limpieza y mantenimiento, y menos pensar en que dicho mantenimiento corra por cuenta del usuario. Se recomienda por lo tanto tratar de buscar diseños, ya sea tubulares o de tanques, que logren una buena cobertura del área de captación o "llenado" de la caja aislada, de manera tal que los rayos solares incidan lo más que se pueda directamente sobre la superficie absorbadora.

Los equipos que mejor han respondido a la prevención de las pérdidas nocturnas, sin perder de vista la cuestión económica, son aquellos que presentan una combinación de doble cubierta, la exterior de policarbonato alveolar y la interior de vidrio, con una terminación de pintura negro mate en los tubos o tanques. Se remarcó el aspecto económico, porque la opción de superficie selectiva para el absorbedor-almacenador es

muy buena, pero la disponibilidad de la cubierta autoadhesiva aumenta los costos y se requiere de cierta delicadeza y habilidad para su colocación. En esta opción de doble cubierta se combinan la absorción de la pintura negra, las cualidades del vidrio para impedir el escape de las ondas infrarrojas causando el efecto y la resistencia al impacto y aislación que provee el policarbonato alveolar. Se evita así una malla antigranizo y se aumenta la aislación.

Si bien la chapa común, denominada normalmente como "chapa negra" en Argentina, es un material que tiende a oxidarse, si se le aplica una protección adecuada y pintura, puede mantener una durabilidad muy buena. Incluso, para un equipo que de por sí va a ser pesado por la cantidad de litros de agua que va a contener, no adiciona ningún compromiso adicional el peso de la chapa, con lo cual puede pensarse en espesores no tan finos. Esto último, facilita mucho la soldabilidad, y en consecuencia la facilidad de armado de los tanques. Como ejemplo de ello, sirve el prototipo de colector oval utilizado en este trabajo, que ha pasado a cumplir su función real y se encuentra instalado en el Laboratorio del Grupo de Energía Solar de la UNRC desde hace casi 7 años funcionando normalmente, sin haber experimentado ningún deterioro el tanque, habiéndosele cambiado solo una vez el policarbonato exterior.

Debe considerarse en el diseño algún dispositivo que haga que el agua fría de entrada tenga una irrupción suave dentro del tubo o tanque para no romper la estratificación. Esto vio en el caso del equipo monotanque con la colocación de una placa deflectora o en CAI de perfil oval con el montaje de un caño perforado con los orificios adecuadamente orientados.

Para la comparación de equipos de similares características es necesario recurrir a la utilización de normas y protocolos preestablecidos y probados de aceptación internacional o a adaptaciones de los mismos. En el caso de los CAIs, su evaluación ha sido incluida dentro del standard ISO 9459-2 o su adaptación propuesta por IRAM para Argentina en la norma IRAM 210004. Más allá de las observaciones realizadas en este trabajo respecto a algunas falencias de esta norma para los CAIs, es lo que hoy se cuenta en forma más universal para su calificación, y no deberían aceptarse pruebas y ensayos realizados con metodologías no formalizadas oficialmente. Debe quedar absolutamente en claro que no existen ensayos a corto plazo para estos equipos.

Se debe desmitificar el concepto de "eficiencia", tan utilizado por los fabricantes y vendedores de electrodomésticos en los tan útiles etiquetados de categorías A, B, C, etc., usados para heladeras, acondicionadores de aire y otro equipos. Este etiquetado no

es directamente aplicable a estos equipos que dependen tanto del clima y del tipo de uso. Básicamente, el hecho se centra en que dicha clasificación está hecha para equipos que "consumen" energía, mientras que los CAIs (y otros equipos de energías renovables) hacen uso de una energía que es "gratuita". En consecuencia, lo importante es cuánta energía (gratuita) me provee el equipo en función a mis necesidades, lo cual no es ni más ni menos que la Fracción Solar. A partir de allí, sí se puede hacer una comparación de costos entre equipos solares de similares prestaciones.

Las indicaciones de uso de los CAIs tienen que estar claramente especificadas y el usuario debería firmar un consentimiento acerca de su conocimiento las prestaciones para las cuales fue diseñado el equipo. Esto no sólo es aplicable a los CAIs, sino también a otros equipos solares, cuyas prestaciones tienen ciertos límites. La limitante común a todos es la capacidad del tanque de almacenamiento; es decir, si el equipo está diseñado para una cierta cantidad de personas por día, no puede pretenderse que provea más energía de la diseñada. Similarmente, aunque sean pocas las personas para el consumo original proyectado, no se debe caer en el "derroche", que sería equivalente a más personas. En particular, para los CAIs, debido al enfriamiento nocturno, se tiene el problema de la performance un poco más pobre en los casos de extracciones matutinas.

Quienes comercialicen estos equipos deben tener en claro los condicionamientos geográficos que ocasionan servicios cuantitativamente inferiores a latitudes más altas, como se demostró en los estudios comparativos de colectores de perfil ovals. El CAI va a seguir funcionando en latitudes altas, incluso no se va a congelar, pero la Fracción Solar va a bajar.

También debe tenerse en cuenta la pérdida de transparencia que sufre el policarbonato alveolar con el paso del tiempo. Igualmente, el CAI va a seguir funcionando, pero la pérdida de transparencia afectará a la transmitancia y por ende a la energía radiante absorbida por el equipo, disminuyendo paulatinamente su rendimiento. Si bien no hay un tiempo fijo establecido, es razonable comenzar a revisarlo a partir de los cuatro años de instalado el equipo. La detección de dicha pérdida es visual por comparación con un policarbonato nuevo. Debe tenerse la precaución durante el cambio, como así también en el proceso de fabricación, que las planchas de policarbonato tienen una protección UV en uno de sus lados, que es el que debe ponerse mirando al exterior. Esto viene aclarado en el plástico que cubre la plancha de ambos lados, por lo cual se recomienda retirar dicho plástico a posteriori del montaje de la cubierta, para no confundirse.

La **utilización de un** termotanque como fuente de energía complementaria es una mala opción si se piensa montar un CAI en la vivienda, ya que si no hay demanda de agua por el usuario y el termotanque está conectado en automático, igualmente seguiría encendiendo para mantener la temperatura de seteo. Por el contrario, si se le apagara para utilizar el agua proveniente del CAI, cuando se demande agua caliente, la que proviene del CAI deberá pasar por el termotanque lleno de agua fría, mezclándose con la misma en un proceso de destrucción de exergía, para proveer al usuario agua tibia, debiendo esperarse la evacuación de la misma hasta que suba la temperatura. Una opción es poner una válvula by-pass para "puentear" el paso por el termotanque, pero si disminuye la temperatura del CAI respecto a la deseada y se quiere requerir del termotanque abriendo la válvula by pass, el agua del termotanque estaría fría y debería esperarse para su calentamiento. Los mejores socios de los CAIs son los calefones comunes a gas o eléctricos conectados aguas abajo de la salida del CAI.

## 9.2 Líneas de trabajo futuras

En función a todo lo expuesto en los distintos capítulos de esta Tesis y a las conclusiones anteriormente explicitadas, surgen algunos aspectos que merecen ser tenidos en cuenta con atención, pensando en avanzar a mejorar la calidad de los equipos y tener en claro sus posibilidades de aplicación.

Gran parte del trabajo de fabricación de los CAIs radica en la construcción del absorbedor-almacenador, que en el caso de ser un equipo de tanques, demanda corte, conformado y soldadura de materiales; materiales que además, por ser metálicos tienen un peso considerable. Si el diseño prevé acero inoxidable, también es importante su costo. Debería por lo tanto investigarse la posibilidad de utilizar algún polímero para la construcción de estos elementos, a través de algún proceso que utilice matrices o moldes. El tanque podría a su vez salir directamente con las entradas diseñadas para una conexión directa, incluso a rosca. Estando disponible el tanque, solo restaría introducirlo en la caja aislada, sacar las conexiones al exterior y cubrirlo con las superficies transparentes. Esto, por supuesto, tiene más sentido en un futuro mediano con una producción algo más industrial de estos equipos. Debe tenerse en cuenta que los polímeros más conocidos y útiles para ciertas aplicaciones, son a la larga afectados por el contacto con el agua, y más aún si ésta se encuentra a temperatura elevada (Mittelman et al., 2008), lo cual se puede solucionar con ciertos agregados químicos en el proceso de fabricación del polímero. A

su vez, dicho componente debería tener resistencia estructural. Luego, el trabajo en esta línea implicaría la búsqueda del material adecuado con un diseño y proceso de fabricación que además de la estabilidad química provea una solución en cuanto a la resistencia estructural del componente.

Haciendo algunas variaciones para considerar la geometría de los equipos, se podrían adaptar los programas disponibles para los distintos modelos de CAIs, para trabajar en la realización de un mapeo regional que indique las adecuadas relaciones Volumen/Área para cada región. Esto daría un punto de referencia para la decisión de fabricantes y vendedores en el ofrecimiento de sus equipos si son similares a los aquí descritos, o también podría servir como guía para la proposición de nuevos modelos por otros investigadores o tecnólogos dispuestos a trabajar en este tema.

Un problema de la ISO 9459-2 es que trabaja o con volumen límite o temperatura límite, y si bien dos puntos de referencia importantes, no siempre el usuario va a sacar un volumen fijo, sino que en la vida real sucede lo indicado por primera vez en los modelos tubulares, cuando el agua está muy caliente se realiza una mezcla. En el caso de quedarse con baja temperatura, es bueno saberlo como elemento de referencia por si se piensa en una reformulación del diseño del equipo, pero lo real es que el equipo sigue funcionando y el usuario refuerza energéticamente el flujo para que llegue a la temperatura deseada. Sería más instructivo estudiar el equipo desde el concepto de energía límite, para lo cual tendría que ver cuánta energía demanda el usuario por día y en función de la energía que acumuló el sistema, ir dando los volúmenes necesarios. Si se queda corto de temperatura, la tendrá que proveer el sistema de refuerzo convencional. La norma como está es más acorde para la evaluación de equipos termosifónicos y la aplicación a los CAI es como si fuera "extensión", pero no atiende a las particularidades de estos sistemas. Igualmente, tal como se dijo al final del capítulo 8, no permite evaluar toda la potencialidad de los CAI ya que la extracción se realiza después del pico máximo de acumulación de energía, y tampoco permite predecir para extracciones que se realizan a horarios distintos a los de la tarde. Para los CAI es vital la evaluación en otras horas del día, ya que no cuenta con un tanque de acumulación aislado que le permite mantener la energía acumulada más tiempo. Por ejemplo, una extracción matutina en los CAI es bastante menos provechosa que la que se puede obtener de un sistema termosifónico convencional. También para el cálculo de la temperatura del tanque para contabilizar las pérdidas nocturnas realiza una suposición que no es real, que es considerar al tanque como "completamente mezclado" (fully mixed) lo cual justamente en estos equipos es lo que no sucede, sino que por el

contrario quedan completamente estratificados. Puede que el error no sea demasiado grande, ya que el caso de completamente mezclado en realidad es como si se calculara una temperatura promedio, pero merece ser investigado. Por lo tanto, todos estos aspectos deberían ser estudiados convenientemente para realizar una propuesta normativa alternativa a la existente. Hay que tener también en cuenta que los países en vías de desarrollo, en donde estas tecnologías podrían ser de más utilidad, se deben analizar muy bien las adopciones de normas extranjeras e internacionales, para que las adaptaciones que de ellas se hagan contemplen las realidades tecnológicas y socio-económicas de los países, y que en la búsqueda de reglas del juego claras, no se terminen proponiendo normas que se conviertan en un obstáculo para el desarrollo y promoción de una actividad. Eventualmente podría darse que alguna exigencia técnica o requisito de calidad sea de una rigurosidad difícil de cumplir.

## REFERENCIAS

- Adams J. C., Brainerd W. S., Hendrickson R. A., Maine R. E., Martin J. T., Smith B. T., 2009. *The Fortran 2003 Handbook; The Complete Syntax, Features and Procedures*. Springer, London.
- Albizzati E., Arese A., 2011. Calentamiento solar de agua: impacto energético y ambiental. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 15, pp. 7.65-7.60.
- Alghoul M.A., Sulaiman M.Y., Azmi B.Z. y Abd. Wahab M., 2005. Review of materials for solar thermal collectors. *Anti-Corrosion Methods and Materials*, Vol. 52, Nro 4, pp. 199–206.
- Alía de Saravia D., Saravia L. y Saravia D., 2002. Avances introducidos en la capacidad del simulador de sistemas solares térmicos Simuterm (Simusol). *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 6 N° 2, pp. 08.31 – 08.36.
- Alizadeh S., 1999. An experimental and numerical study of thermal stratification in a horizontal cylindrical solar storage tank. *Solar Energy* Vol. 66, Nro 6, pp. 409–421.
- Altuntop N., Arslan M., Ozceyhan V., Kanoglu M., 2005. Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 2285–2298.
- Anand D.K., Kennish W.J., Knasel T.M. y Stolarz A.C., 1979. Validation methodology for solar heating and cooling systems. *Energy*, Vol. 4, Nro 4, pp. 549-560.
- Aranovitch E., Gilliaert D., Gillet W. B. y Bates J. E., 1989. *Non Nuclear Energies, Recommendations for Performance and Durability Tests of Solar Collectors and Water Heating Systems*. Commission of the European Communities, Joint Research Centre, Ispra.
- ASHRAE, 2003. *Standard ANSI/ASHRAE 93-2003, Methods of Testing to Determine the Thermal Performance of Solar Collectors*. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, USA.
- ASHRAE, 2009. *2009 ASHRAE Handbook - Fundamentals, SI Edition*. American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc., Atlanta, USA.
- Asif M. y Muneer T., 2006. Life cycle assessment of built-in-storage solar water heaters in Pakistan. *Building Services Engineering Research and Technology*, Vol. 27, Nro 1, pp. 63-69.
- Asif M., Currie J. y Muneer T., 2007. Comparison of aluminium and stainless steel built-in-storage solar water heater. *Building Services Engineering Research and Technology*, Vol. 28, Nro 4, pp. 337–346.
- ASU, 1997. *Solar Collector Test Report No GFW000907*. Arizona State University, Solar Test Facility, Tempe, Arizona, USA.

Bainbridge D. A., 1981. The Integral Passive Solar Water Heater Book [libro en línea] Disponible: <<http://www.builditsolar.com/Projects/WaterHeating/ISPWH/IPSWH.pdf>> [con acceso el 25-11-2016]

Baird, D. C., 1991. Experimentación: una introducción a la teoría de mediciones y al diseño de experimentos, 2da ed. Prentice Hall, México.

Banks J., 1998. Principles of Simulation. En Banks J. (Editor). Handbook of Simulation - Principles, Methodology, Advances, Applications, and Practice, pp. 3-30. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, USA.

Barral J. R., 1997. Performance Analysis of Tubular Integral Collector Storage Units, MSc. Thesis, Arizona State University, Tempe, Arizona, USA.

Barral J. R., Wood B. D., 1997. Modelo Computacional Analítico para el Estudio de Colectores Acumuladores Integrados Tubulares. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 1, Nro 2, pp. 61-64.

Barral J. R. y Wood B. D., 1998. Simplified Model for Radiation Heat Transfer Analysis of the Tubular Integral-Collector-Storage Absorber Surface. Proceedings of LATCYM 98, VII Latin-American Congress of Heat and Mass Transfer, Vol IV, pp. 990-995. Salta, Argentina.

Barral J. R., Galimberti P., Mola J., D. Caracoche F., Lema A. I., 1999. Diseño, Construcción y Análisis de un Colector Acumulador Integrado Tubular de Bajo Costo. Anales del Congreso Iberoamericano de Ingeniería Mecánica, CIDIM'99, Santiago, Chile.

Barral J. R., Morichetti G., Galimberti P. D., Fasulo A. J., 2001. Evaluación de la energía solar absorbida por un colector acumulador integrado monotanque con cubiertas de policarbonato alveolar. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente, Vol. 5, pp 03.31 – 03.36.

Barral J. R., Galimberti P. D., Lema A. I., Adaro J. A. y Fasulo A. J., 2002. Design, construction and simulation Analysis of a low cost Tubular Integral – Collector - Storage System. EuroSun 2002 - The 4<sup>th</sup> ISES - Europe Solar Congress. Bologna – Italia.

Barral J. R., Galimberti P. D., Fasulo A. J., Schroeter F., 2003. Desarrollo de un método para el cálculo de la radiación solar absorbida por una placa con cubiertas múltiples de policarbonato alveolar. Actas del 3er Congreso Bolivariano de Ingeniería Mecánica, COBIM III. Lima, Perú, 2003.

Barral J. R., 2010. Ensayos térmicos normalizados de colectores solares planos y sistemas de calentamiento de agua. La transmisión efectiva y comprensible de sus resultados a los interesados. Revista de Energías Renovables ANES, Vol. 1, Nro 8, pp. 11-20.

Beckman W. A., Thornton J., Long S. y Wood B. D., 1994. Control problems in solar domestic hot water systems. Solar Energy, Vol 53, N° 3 pp. 233-236.

- Berdahl P. y Martin M., 1984. Emissivity of Clear Skies. *Solar Energy*, Vol. 32, Nro 5, pp. 663-664.
- Bourges B., Rabl A., Leide B., Carvalho M. J., Collares-Pereira M., 1991a. Accuracy of the European solar water heater test procedure. Part 1: Measurement errors and parameter estimates. *Solar Energy*, Vol. 47, Nro. 1, pp. 1–16.
- Bourges B., Rabl A., Carvalho M. J., Collares-Pereira M., 1991b. Accuracy of the European solar water heater test procedure. Part 2: Prediction of Long-Term Performance. *Solar Energy*, Vol. 47, Nro. 1, pp. 17–25.
- Brainerd W. S., 2015. *Guide to Fortran 2008 Programming, Second Edition*. Springer-Verlag London Ltd.
- Build it solar, 2015. The Renewable Energy site for Do-It-Yourselfers, Disponible en: <[http://www.builditsolar.com/Projects/WaterHeating/water\\_heating.htm#Batch](http://www.builditsolar.com/Projects/WaterHeating/water_heating.htm#Batch)> [con acceso el 20/08/2015].
- Chapman S. J., 2007. *Fortran 95/2003 for Scientists and Engineers, Third Edition*. McGraw-Hill, New York, USA.
- Chapra S. y Canale R. P., 2014. *Numerical methods for engineers, seventh edition*. McGraw-Hill Education, New York, USA.
- Chaurasia P. B. L. y Twidell J., 2001. Collector cum storage solar water heaters with and without transparent insulation material. *Solar Energy*, Vol. 70, Nro 5, pp. 403–416.
- Davis Energy Group, 2011. SunCache ICAT Final Report. [publicación en línea]. Disponible desde Internet en: < <http://www.arb.ca.gov/research/apr/past/icat07-1.pdf> > [con acceso el 18/08/2015]
- Duffie J. A. y Beckman W. A., 2013. *Solar Engineering of Thermal Processes, Fourth Edition*, John Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, USA.
- Ecevit A., Al-Shariah A. M., Apaydin E. D., 1989. Triangular built-in-storage solar water heater. *Solar Energy*, Vol. 30, Nro 3, pp. 253–265.
- Echazú R, Quiroga M, Cadena C. y Saravia L., 2006. Diseño, ensayo y simulación de un sistema integrado tanque-colector solar. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 10, pp. 03.105-03.112.
- Energía Estratégica [en línea] Energía Estratégica Newsletter, Dirección URL: <<http://www.energiaestrategica.com/ya-esta-a-la-venta-el-calefon-solar-cordobes/>> [consulta: 8 de enero de 2016]
- Esteves A., Buenanueva F., 2005. Calefón colector acumulador unificado de bajo costo. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 9, pp. 03.43-03.48.

ESTIF [en línea] The Solar Keymark. ESTIF - the European Solar Thermal Industry Federation. Dirección URL: <<http://www.estif.org/solarkeymarknew/>> [consulta: 10 de agosto de 2016]

Faiman, D., 1984. Towards a Standard Method for Determining the Efficiency of Integrated Collector Storage Solar Water Heaters. *Solar Energy*, Vol 33, Nro 5, pp. 459-463.

Fanney, A. H. y Klein, S. A., 1987. Comparison of Experimental and Calculated Performance of Integral Collector-Storage Solar Water Heaters, *Solar Energy*, Vol. 38, pp. 303-309.

Fasulo A. J., Barral J. R., Adaro J. A. y Lema A. I., 1994. Análisis de las Variables Climáticas en Río Cuarto. Estado de Avance. Actas de la XVII Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energía Solar (ASADES), pp. 503-510, Rosario, Argentina.

Fasulo A., Perello D. y Follari J., 1997. Un Colector Solar Acumulador. *Avances en Energías Renovables y medio Ambiente*, Vol. 1, Nro 1, pp. 93-97.

Fasulo A., Perello D. y Follari J., 1998. A Solar Heater Water Reservoir for Domestic Use - Proceeding of World Renewable Energy Congress V, Part IV, Solar Thermal Applications, pp. 2307-2310, Florencia, Italia.

Fasulo A., Follari J. y Barral J., 1999. Un Colector Solar Acumulador Integrado con uno Plano. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente* Vol. 3, Nro 1, pp. 03.45-03.48.

Fasulo A., Barral J. y Torres A., 2000. Model to calculate the thermal losses of a solar collector accumulator, *Proceedings of VI World Renewable Energy Congress*, Vol. IV pp. 2595-2598., Brighton, England.

Fasulo A., Follari J. y Barral J., 2001. Comparison Between a Simple Solar collector accumulator and a Conventional Accumulator. *Solar Energy*, Vol.71, Nro 6, pp. 389-401.

Fasulo A., Follari J., Barral J. y Rodrigo V., 2001. Mejoras introducidas a un colector solar acumulador integrado. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. Nro 5, pp. 03.43-03.47.

Fasulo A., Follari J. y Barral J., 2002. Un nuevo colector solar acumulador. *Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 10, pp. 43-49.

Fasulo A. y Barral J., 2005. Desarrollo de un colector solar acumulador, superficies selectivas–policarbonato vs. pintura negra–vidrio. *Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 17, pp. 11-20.

Fernández de Cañete J., 2015. Asignatura “Modelado de Sistemas Dinámicos” [En línea]. Introducción al modelado de sistemas, presentación de clase. Disponible en: <http://www2.isa.uma.es/C14/Modelado%20de%20Sistemas%20Dinamicos/default.aspx> [consulta: 19 de setiembre de 2015].

- Figuerola G., Placco C., Gea M. y Saravia L., 2006. Colector acumulador solar portátil de bajo costo. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 10, pp. 03.35-03.40.
- Follari J. y Fasulo A., 1998. Veinte años con los calefones solares argentinos. *Energías Renovables y Medio Ambiente*. Vol. 5, pp. 1-6.
- Galimberti P. D., Adaro J. A., Barral J. R., Lema A. I., Fasulo A. J., 1995. Variables Climáticas en la región Centro Sur de Córdoba. *Actas de la XVIII Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energía Solar (ASADES)*, pp. 67-72, San Luis, Argentina.
- Garg H. P. y Rani U., 1982. Theoretical and experimental studies on collector/storage type solar water heater. *Solar Energy*, Vol. 29, Nro 6, pp. 467-478.
- Garnica J. H., Barral J. R., González A. S. y Lucchini J. M., 2006. Estudio experimental de un colector con acumulación integrada de dos tanques con superficies reflectantes y 10, pp. 3-53-3-59.
- Garnica J. H., Lucchini J. M., Stoll R. G. y Barral J. R., 2010. Ensayos normalizados de colectores solares y sistemas de calentamiento de agua en argentina: análisis de la situación, avances y dificultades. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 14, pp. 3.147–3.154.
- Garnica J. H., Lucchini J. M. y Barral J. R., 2011a. Performance of integral collector storage systems of oval section tanks. *Actas de ISES Solar World Congress 2011*, pp. 748-759, Kassel, Alemania.
- Garnica J. H., Barral J. R., Lucchini J. M. y Stoll R. G., 2011b. Diseño optimizado de un colector acumulador de recipiente no cilíndrico usando métodos de elementos finitos. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 15, pp. 03.51-03.59.
- Garnier C., Muneer T. y Currie J., 2011. Thermal model for performance prediction of integrated collector storage systems. *Journal of Renewable Sustainable Energy*, Vol. 3, pp. 013104-1 - 013104-17.
- Garnier C., Currie J., Muneer T., 2009. Integrated collector storage solar water heater: Temperature stratification. *Applied Energy*, Vol. 86, pp. 1465–1469.
- Garrido S., Lalouf A., Moreira J., 2013. Implementación de energías renovables como estrategia para modificar la matriz energética en Argentina; de las políticas puntuales a las soluciones sistémicas. *Acta de la XXXVI Reunión de Trabajo de la Asociación Argentina de Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 1, pp. 12.55-12.61.
- Giordano F. R., Fox W.P., Horton S. B., 2014. *A First Course in Mathematical Modeling*, Fifth Edition. Brooks/Cole Cengage Learning, Boston, USA.
- Goetzberger A, Rommel M., 1987. Prospects for integrated storage collector systems in central Europe. *Solar Energy*, Vol. 39, Nro. 3, pp. 211-219.

Grossi Gallegos H. y Righini R., 2007. Atlas de Radiación Solar de la República Argentina. Universidad Nacional de Luján, Buenos Aires, Argentina.

Guo K. L. y Wu S. T., 1985. Numerical Study of Flow and Temperature Stratifications in a Liquid Thermal Storage Tank. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 107, pp. 15-20.

Hoffman J. D., 2001. *Numerical Methods for Engineers and Scientists*, Second Edition. Marcel Dekker, Inc., New York, USA.

Holman J. P., 2012. *Experimental methods for engineers*, eighth edition. The McGraw-Hill Companies, Inc., New York, USA.

Incropera F. P., DeWitt D.P, Bergman T. L. y Lavine A. S., 2007. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, Sixth Edition, John Wiley and Sons, Inc., Hoboken, New Jersey, USA.

Iqbal M., 1983. *An Introduction to Solar Radiation*. Academic Press, Toronto.

IRAM, 2016. IRAM 210004, Métodos de ensayos exteriores para la caracterización y predicción del rendimiento anual de los sistemas solares. Instituto Argentino de Normalización y Certificación, Buenos Aires, Argentina.

IRAM [en línea] Instituto Argentino de Normalización y Certificación, Historia, Dirección URL: <<http://www.iram.org.ar/index.php?id=Historia>> [consulta: 27 de noviembre de 2015]

ISO, 1994. International Standard ISO 9806-1 Test methods for solar collectors - Part 1: Thermal performance of glazed liquid heating collectors including pressure drop. International Organization for Standardization, Suiza.

ISO, 1995. International Standard ISO 9459-2 Solar heating – Domestic water heating systems – Part 2: Outdoor test methods for system performance characterization and yearly performance prediction of solar-only systems. International Organization for Standardization, Suiza.

Jaluria Y., 1996. *Computer Methods for Engineering*. Taylor & Francis, Boca Ratón, Florida.

Jaluria Y., 2008. *Design and optimization of thermal systems*, 2nd edition. CRC Press, Taylor & Francis Group, Boca Ratón, Florida.

Joshi S.V., Bokil R.S., Nayak J.K., 2005. Test standards for thermosyphon-type solar domestic hot water system: review and experimental evaluation. *Solar Energy*, Vol. 78, Nro. 6, pp. 781–798.

Kacaç S., Yener Y. y Pramuanjaroenkij A., 2014. *Convective Heat Transfer*, Third Edition. CRC Press Taylor & Francis Group, Boca Raton, Florida, USA.

- Kalogirou S., 1997. Design, construction, performance evaluation and economic analysis of an integrated collector storage system. *Renewable Energy*, Vol. 12, Nro. 2, pp. 179-192.
- Kalogirou S. A., 2004. Environmental benefits of domestic solar energy systems. *Energy Conversion and Management*, Vol. 45, pp. 3075–3092.
- Kalogirou S., 2009. Thermal performance, economic and environmental life cycle analysis of thermosiphon solar water heaters. *Solar Energy*, 83, 1, pp. 39-48.
- Kalogirou S. A., 2014. *Solar Energy Engineering, Processes and Sytems*. Academic Press, Oxford, UK.
- Kaloudis E. Caouris Y.G., Mathioulakis E. y Belessiotis V., 2010. Comparison of the dynamic and input–output methods in a solar domestic hot water system. *Renewable Energy*, Vol. 35, pp. 1363–1367.
- Kays, W. M. y Crawford, M.E., 1993. *Convective Heat and Mass Transfer*, Third Edition, McGraw-Hill, Inc., New York, USA.
- Kerlin T. W. y Johnson M., 2012. *Practical Thermocouple Thermometry*, Second Edition. International Society of Automation, Research Triangle Park, North Carolina, USA.
- Kleinbach E. M., Beckman W. A., y Klein S. A., 1993. Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks. *Solar Energy*, Vol. 50, Nro. 2, pp. 155-166.
- Koroneos C. J., Nanaki E. A., 2012. Life cycle environmental impact assessment of a solar water heater. *Journal of Cleaner Production*, Vol. 37, pp. 154-161.
- Kumar R. y Rosen M. A., 2011. Integrated collector-storage solar water heater with extended storage unit. *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31 pp. 348-354.
- Kuri Abdala, J. A., 2015. “Apuntes de Planeación del M.I. José Antonio Kuri Abdala”. [En línea]. Tema3, Subtema3. Disponible en: [http://www.ingenieria.unam.mx/~jkuri/Apunt\\_Planeacion\\_internet/TEMAIII.3.pdf](http://www.ingenieria.unam.mx/~jkuri/Apunt_Planeacion_internet/TEMAIII.3.pdf) [consulta: 15 de setiembre de 2015].
- Lavan Z. y Thompson J., 1977. Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks. *Solar Energy*, Vol 19, pp. 519-524.
- Lawrence M. G., 2005. The Relationship between Relative Humidity and the Dewpoint Temperature in Moist Air, A Simple Conversion and Applications. *Bulletin of the American Meteorological Society*, Febrero 2005, pp. 225-233
- Lema A. I., Barral J. R., Galimberti P. D., Caracoche F. y Fasulo A. J., 2000. Theoretical Performance of a Tubular Integral Collector Storage System. *Proceedings of EUROSUN 2000*, Vol.1, pp. I.2.17-1 a I.17-7, Dinamarca.

Lenel U. y Mudd P., 1984. A review of materials for solar heating systems for domestic hot water. *Solar Energy*, Vol 32, N° 1, pp.109-120.

Lhendup T. y Lhundup S., 2007. Comparison of methodologies for generating a typical meteorological year (TMY). *Energy for Sustainable Development*, Vol. 11, Nro. 3, pp. 5-10.

Lucchini J. M., Garnica J. H., y Barral J. R., 2015. Comparación del comportamiento de dos colectores con acumulación integrada a partir de ensayos normalizados. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 19, pp. 03.67–03.78.

Mascaró J. L., Esteves A., Muszkopf D.B. y Kuhn E. A., 2001. Colector solar de costo bajo. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 5, pp. 03.49-03.53.

Meinel A. B. y Meinel M. P., 1982. *Aplicaciones de la Energía Solar*. Reverté S. A., Barcelona, España.

Mohamad A. A., 1997. Integrated solar collector–storage tank system with thermal diode. *Solar Energy*, Vol. 61, Nro 3, pp. 211–218.

Mohsen M. S., Al-Ghandoor A., Al-Hinti I., 2009. Thermal analysis of compact solar water heater under local climatic conditions. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, Vol. 36, pp. 962–968.

Morante F. y Zilles R., 2006. El calentamiento solar de agua en la ciudad peruana de Arequipa en el contexto de la transferencia tecnológica. *Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 19, pp. 1-8.

Morrison G. L. y Wood B. D., 1999. Packaged solar water heating technology, twenty years of progress. *Proceedings of the ISES Solar World Congress*, Vol I, pp. 42-52. Jerusalén, Israel.

Morrison G. L., 2001. Solar Water Heating. En Gordon J. (Editor) *Solar Energy, the state of the art*, ISES position papers, pp. 223-289. Internacional Solar Energy Society. James & James, London.

Moran M. J., y Shapiro H. N., Boettner D. D. y Bailey M. B., 2014. *Fundamentals of engineering thermodynamics*, 8th edition: SI version. John Wiley & Sons, Inc., Hoboken, New Jersey.

Nafey A. S., 2005. Simulation of solar heating systems—an overview. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 9, pp. 576–591.

Naron D. J., 2000. Using the DST method for testing “Solar only” and “Preheat” solar domestic hot water systems. *Proceedings of EuroSun 2000, The third ISES, Europe Solar Congress*, Copenhagen, Dinamarca.

Navntoft C., Garreta F. y Sanni P., 2009. Banco de ensayos y certificación de colectores solares planos y equipos integrados: primeros ensayos bajo normas ISO 9459-2

adaptadas. Comunicaciones XXXII Reunión de Trabajo de la Asociación de Energías Renovables y Ambiente, Río Cuarto, Argentina.

Nellis G. y Klein S., 2009. Heat Transfer. Cambridge University Press., New York, USA.

Nielsen J.E., Drück H. y Müller-Steinhagen H., 2009. European standards for thermal solar systems and Solar Keymark Certification. Proceedings of the ISES Solar World Congress 2009, Johannesburg, South Africa.

Nienborg B., 2010. El Mercado para Calentadores Solares en la Argentina – Estado actual, Rentabilidad, Potencial, Barreras y Posibles Soluciones. Tesis Master of Science Renewable Energy Management. Albert-Ludwigs-Universität Freiburg.

Norton B., 1992. Solar Energy Thermal Technology. Springer-Verlag, Londres.

Norton B., 2014. Harnessing Solar Heat. Springer, New York, USA.

Numerical Algorithms Group [en línea] The Numerical Algorithms Group Ltd, Oxford, UK. Dirección URL: < <http://www.nag.co.uk/> > [consulta: 15 de octubre de 2016].

Oberkampf W. L. y Trucano T. G., 2002. Verification and validation in computational fluid dynamics. Progress in Aerospace Sciences, Vol. 38, Nro 3, pp. 209–272.

Placco C., Saravia L., Cadena C., 2010. Informe Técnico sobre Colectores Solares para Agua Caliente. Instituto de Investigación en Energías No Convencionales (INENCO), Salta, Argentina.

Ramadan M.R.I., El-Sebaii A.A., Aboul-Enein S. y Khallaf A.M., 2004. Experimental testing of a shallow solar pond with continuous heat extraction. Energy and Buildings, Vol. 36, pp. 955–964.

Ramirez W. F., 1998. Computational Methods for Process Simulation, 2nd Edition. Butterworth Heinemann, Oxford, UK.

Ramirez-Vargas, R., K. Whitfield, B. Hicks, B. D. Wood, 1998. Durability & Reliability of Solar Domestic Hot water heaters – Survey Results, Final Report Part I, DOE Contract DE-FG36-95GO10086.000, National Renewable Energy Lab, March 1998.

Reddy K. S., 2007. Thermal Modeling of PCM-Based Solar Integrated Collector Storage Water Heating System. ASME Journal of Solar Energy Engineering, Vol. 129, Nro 4, pp. 458-465.

Rieder W. G. y Busby H. R., 1990. Introductory Engineering Modelling Emphasizing Differential Models and Computer Simulations, Robert E. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida.

Rittelmann W., 2004. Field investigation of 18 solar-assisted domestic hot water systems with integral collector storage. Proceedings of The SOLAR 2004 Conference, 33rd ASES Annual Conference, Portland, Oregon.

Rosen M. A., 2001. The exergy of stratified thermal energy storages. *Solar Energy*, Vol. 71, Nro 3, pp. 173-185.

Rufes Martínez P., 2010. *Energía Solar Térmica, Técnicas para su aprovechamiento*. Marcombo S.A., Barcelona, España.

Sargent R. G., 1996. Some Subjective Validation Methods Using Graphical Displays of Data. *Proceedings of 1996 Winter Simulation Conference*, pp. 345-351. J. M. Charnes, D. J. Morrice, D. T. Brunner, and J. J. Swain, eds., Coronado, California, USA.

Sargent R. G., 2011. Verification and validation of simulation models. *Proceedings of the 2011 Winter Simulation Conference*, pp. 183-198. S. Jain, R.R. Creasey, J. Himmelspach, K.P. White, and M. Fu, eds., Phoenix, USA.

Sauer B., 2012. Life Cycle Inventory Modeling in Practice. En Curran M. A. (Editora), *Life Cycle Assessment Handbook, A Guide for Environmentally Sustainable Products*. Scrivener Publishing LLC-Wiley, Beverly, MA, USA.

Schollenberger F. S., Kreith F. y Burch J., 2015. Geographical Limitations on Integral Collector Storage Collectors Due to Freezing. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 137, Nro 3, pp. 1003-1-1003-7.

Shah L. J. y Furbo S., 2003. Entrance effects in solar storage tanks. *Solar Energy*, Vol. 75, Nro 4, pp. 337-348.

Singh R., Lazarus I. J. y Souliotis M., 2016. Recent developments in integrated collector storage (ICS) solar water heaters: A Review Article. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 54, pp. 270-298.

Smyth M., Eames P.C., Norton B., 2001. Evaluation of a freeze resistant integrated collector/storage solar water-heater for northern Europe. *Applied Energy* Vol. 68, Nro 3, pp. 265-274.

Smyth M., Eames P.C. y Norton B., 2004. Techno-economic appraisal of an integrated collector/storage solar water heater. *Renewable Energy*, Vol. 29, Nro 9, pp. 1503-1514.

Smyth M., McGarrigle P., Eames P.C. y Norton B., 2005. Experimental comparison of alternative convection suppression arrangements for concentrating integral collector storage solar water heaters. *Solar Energy*, Vol. 78, Nro 2, pp. 223-233.

Smyth M., Eames P.C. y Norton B., 2006. Integrated collector storage solar water heaters. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 10, Nro 6, pp. 503-538.

Sodha M. S., Shokla S. N., y Tiwari G. N., 1984. Thermal performance of n built in storage water heaters (or shallow solar ponds) in series. *Solar Energy*, Vol. 32, Nro. 2, pp. 291-297.

Sodha M. S., Bansal N. K., Hrishikeshan D. S. y Bansal P. K., 1985. A study of plastic shallow solar pond water heater for domestic applications. *Solar Energy* Vol. 34, Nro. 6, pp. 505-512.

Solcrafte [en línea] Agua Caliente. Gratis, Dirección URL: <<http://www.solcrafte.com/es/agua-caliente-gratis/>> [consulta: 13 de marzo de 2016]

Souliotis M. y Tripanagnostopoulos Y., 2004. Experimental study of CPC type ICS solar systems. *Solar Energy*, Vol. 76, Nro 4, pp. 389-408.

Souliotis M., Singh R., Papaefthimiou S., Lazarus I. J. y Andriosopoulos K., 2016. Integrated collector storage solar water heaters: survey and recent developments. *Energy Systems*, Vol. 7, Nro 1, pp. 49-72.

SRCC, 1996. Directory of SRCC Certified Solar Collectors and Water Heating Systems Ratings, Solar Rating & Certification Corporation, Washington, D. C., USA.

SRCC [en línea] Solar Rating & Certification Corporation, SRCC Certification, Rating & Listing Directory. Washington, DC. Dirección URL: <<http://www.solar-rating.org/>> [consulta: 10 de agosto de 2016]

Stoecker, W. F., 1989. Design of thermal systems, 3ra ed. McGraw-Hill, Inc., New York, USA.

Stoll R. G., Garnica J. H., Barral J. R. y Fasulo A. J., 2007. Estudio del comportamiento de colectores con acumulación integrada de dos tanques con y sin descarga de agua caliente. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 11, pp. 03.53-03.60.

Su Y. y Davidson J. H., 2005. Natural Convective Flow and Heat Transfer in a Collector Storage with an Immersed Heat Exchanger: Numerical Study, *ASME Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 127, Nro 3, pp. 324-332.

SunEarth Inc. [en línea] SunEarth Quality Solar Water Heating Products, CopperHeart Install Manual. Fontana, California, U.S.A. Dirección URL: <<http://sunearthinc.com/systems/copperheart/>> [consulta: 30 de octubre de 2015]

Tacchi V., Monrós A., 2004. Dispositivos solares para calentar agua: nuevo prototipo experimental. *Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 8, Nro 1, pp. 3.61-3.64.

Tilca F., 2015. Consideraciones sobre fuentes de energía. *Energías Renovables y Medio Ambiente*, Vol. 35, pp. 21-25.

Timilsina G. R., Kurdgelashvili L. y Narbel P. A., 2012. Solar Energy: Markets, Economics and Policies. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Vol. 16, Nro 1, pp. 449-465.

Tripanagnostopoulos Y. y Yianoulis P., 1992. Integrated Collector-Storage Systems with Suppressed Thermal Losses, *Solar Energy*, Vol. 48, Nro 1, pp. 31-43.

Tripanagnostopoulos Y., Souliotis M. y Nousia T., 1999. Solar ICS systems with two cylindrical storage tanks. *Renewable Energy*, Vol. 16, Nro 1-4, pp. 665-668.

Tripanagnostopoulos Y., Souliotis M., y Nousia T., 2002. CPC type integrated collector storage systems, *Solar Energy* Vol. 72, Nro. 4, pp. 327–350.

Tripanagnostopoulos Y. y Souliotis M., 2004. ICS solar systems with horizontal cylindrical storage tank and reflector or CPC of involute geometry. *Renewable Energy*, Vol. 29, Nro 1, pp. 13-38.

Tripanagnostopoulos Y. y Souliotis M., 2006. ICS solar systems with two water tanks. *Renewable Energy*, Vol. 31, Nro 11, pp. 1698–1717.

TRNSYS, 2003, “A Transient System Simulation Program”, Version 16.0, Solar Energy Laboratory, University of Wisconsin.

Tully, N., 1986. Short Term Performance of Integral Solar Water Heaters, *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 108, Nro 1, pp. 6-10.

Voivontas D., Tsiligiridis G. y Assimacopoulos D., 1998. Solar potential for water heating explored by GIS. *Solar Energy*, Vol. 62, Nro. 6, pp. 419–427.

Wheeler A. J. y Ganji A. R., 2009. Introduction to engineering experimentation, 3rd Edition. Prentice Hall, Saddle River, New Jersey.

Wood B. D. y Rogers B., 1987. Summary of National Approaches to Short-Term SDHW Systems Testing. International Energy Agency, Solar Heating and Cooling Program.

Zauner C., Lager D. y Hohenauer W., 2011. Thermophysical and spectroscopical characterization of new materials for solar thermal applications. *Actas de ISES Solar World Congress 2011*, Kassel, Alemania.

Żelazna A. y Pawłowski A., 2013. Life cycle assessment of solar hot water system for multifamily house. En Pawłowski, Dudzin´ska & Pawłowski (Editores), *Environmental Engineering IV*, pp. 479-482, Taylor & Francis Group, London.

Zollner A., Klein S. A., y Beckman W. A., 1985. A performance prediction methodology for integral collection-storage solar domestic hot water systems. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 107, pp. 265-272.

## APENDICE A

### LISTADO DE PROGRAMA PARA UN CAIT

```
! *****
! *
! *   PROGRAMA PARA MODELAR EL COMPORTAMIENTO TERMICO DE   *
! *   UN COLECTOR CON ACUMULACION INTEGRADA TUBULAR       *
! *   CON UNA CUBIERTA TRANSPARENTE DE VIDRIO            *
! *
! *****
!
! PROPOSITO:
!   1 - Determinar la evolución de la temperatura en cada tubo de un colector con
!       acumulación integrada tubular (CAIT) a medida que pasa el tiempo.
!   2 - Determinar el calor útil entregado por el CAIT en cada escalón de tiempo.
!
! METODOLOGIA:
!   1 - Se define antes de cada corrida del programa la geometría del equipo, las propiedades
!       de los materiales, el ángulo de inclinación y otros parámetros que permanecerán
!       constantes durante toda la simulación. Las cosas a cambiar están en el primer bloque
!       del programa e identificadas inicialmente con !## y la explicación del cambio posible.
!   2 - Se leen datos climáticos y de demanda de agua caliente de un archivo externo;
!       los datos de radiación global horizontal y radiación directa están incluidos.
!   3 - Se determina la energía absorbida y las pérdidas de calor para cada tubo en cada
!       intervalo de tiempo y se determinan las temperaturas y calor útil entregado.
!   4 - Se graban los datos calculados para cada intervalo de tiempo en un archivo externo.
!
! *****
!   GEOMETRÍA DEL CAI TUBULAR Y PROPIEDADES (Nomenclatura)
!
! Ac= área del sector de cubierta correspondiente a un tubo.  $Ac= L*DT$ ,
! Acond(1)= superficie para el cálculo de la pérdida por conducción del primer tubo, [m2].
! Acond(N)= superficie para el cálculo de la pérdida por conducción del último tubo, [m2]
! Acondint= superficie para el cálculo de la pérdida por conducción de los tubos interiores, [m2]
! cv= calor específico del vidrio [J/(kg.K)]
! cw= calor específico del agua [Joule/kg.K]
! DT= diámetro de los tubos, calculado en función del volumen y el número de tubos, [m]
! esp= espesor del aislante en bordes y fondo de la caja del CAI, [m]
! espv= espesor del vidrio [m]
! L= Largo de los tubos [m]
! Itg= espaciado entre la parte superior de cada tubo y la cubierta transparente [m]
! N= número de tubos
! PI= número pi, 3,1416
! rov= densidad del vidrio [kg/m3]
! Vol= volumen total del CAI, [m3]
! W= ancho de la superficie absorbadora,  $N*DT$ , y que es la mitad del largo de tubos [m]
!
! *****
!   RADIACIÓN SOLAR ABSORBIDA (Nomenclatura)
!
! absor= absortancia solar de la superficie absorbadora
! beta= ángulo de inclinación del colector sobre la horizontal [grados ó radianes]
! cbeta= coseno de beta
```

! ctita= coseno del ángulo de incidencia  
 ! ctitaz= coseno del ángulo cenital  
 ! del= (delta) declinación, calculada mediante la fórmula de Cooper [grados ó radianes]  
 ! delti= intervalo de tiempo para el cálculo en diferencias finitas [s]  
 ! ext= coeficiente de extinción del vidrio, [1/m]  
 ! Fd= factor de vista de la radiación difusa sobre el plano del colector  
 ! Fg= factor de vista de la radiación reflejada sobre el plano del colector  
 ! fi= latitud [grados ó radianes]  
 ! G= radiación global horizontal  
 ! Gb= radiación directa horizontal  
 ! Gd= radiación difusa horizontal  
 ! indr= índice de refracción de la cubierta transparente.  
 ! nd= número de día  
 ! nfd= segundos al final del día, para finalizar el DO de cada día  
 ! nh= número de hora  
 ! niph= número de escalones de tiempo en una hora  
 ! om= ángulo horario  
 ! prtaeb= producto Tau-Alfa efectivo para la radiación directa  
 ! prtaed= producto Tau-Alfa efectivo para la radiación difusa del cielo  
 ! prtaeg= producto Tau-Alfa efectivo para la radiación reflejada del suelo  
 ! Rb= factor geométrico (proyección de radiación directa sobre plano inclinado con ángulo beta)  
 ! rocer= reflectancia del vidrio cuando el ángulo de incidencia de la radiación directa es "cero"  
 ! rog= albedo de la tierra  
 ! rpa= componente de radiación no polarizada paralela del ángulo de incidencia.  
 ! rpaed= componente de radiación no polarizada paralela ángulo efectivo radiac. difusa isotróp.  
 ! rpaeg= componente de radiación no polarizada paralela ángulo efectivo radiac. reflejada suelo  
 ! rpe= componente de radiación no polarizada perpendicular del ángulo de incidencia.  
 ! rpeed= componente de radiación no polarizada perpend. ángulo efectivo radiac. difusa isotróp.  
 ! rpeeg= componente de radiación no polarizada perpend. ángulo efectivo radiac. reflejada suelo  
 ! Sdot= radiación absorbida por la superficie de los tanques o tubos en una hora [Joule]  
 ! tab= (tau-alfab) producto transmitancia absortancia para radiación directa  
 ! tad= (tau-alfad) producto transmitancia absortancia para radiación difusa  
 ! tag= (tau-alfag) producto transmitancia absortancia para radiación reflejada por la tierra  
 ! tan= tau alfa normal de la cubierta  
 ! tau= transmitancia de radiación directa  
 ! taua= transmitancia de radiación directa debida únicamente a la absorción del vidrio  
 ! tauad= transmitancia de radiación difusa del cielo debida únicamente a la absorción del vidrio  
 ! tauag= transmitancia de radiación reflejada debida únicamente a la absorción del vidrio  
 ! taur= transmitancia de radiación directa debida únicamente a la reflexión del vidrio  
 ! taurd= transmitancia de radiación difusa del cielo debida únicamente a la reflexión del vidrio  
 ! taurg= transmitancia de radiación reflejada del suelo debida únicamente a reflexión del vidrio  
 ! tita= ángulo de incidencia en radianes  
 ! tita2= ángulo de incidencia refractado dentro de la cubierta transparente en radianes  
 ! titaed= ángulo de incidencia efectivo para la radiación reflejada por cielo isotrópico  
 ! titaed2= ángulo de refracción del ángulo titaed  
 ! titaeg= ángulo de incidencia efectivo para la radiación reflejada por el suelo  
 ! titaeg2= ángulo de refracción del ángulo titaeg  
 ! titag= ángulo de incidencia en grados  
 ! titaz= ángulo cenital en radianes  
 ! titazg= ángulo cenital en grados  
 !  
 ! \*\*\*\*\*  
 ! PERDIDAS DE CALOR (Nomenclatura)  
 !  
 ! alfa(i)= difusividad térmica para tubo i [m<sup>2</sup>/s]. Calculada mediante ecuación cuadrática.

! Ar= relación de aspecto (superficie corrugada según D&B, ecuación 3.13.1)  
 ! betap= coeficiente de expansión volumétrica del aire,  $1/T$  [1/K]  
 ! C= coeficiente para cálculo de Nuss en superficie corrugada,  $Nuss=\max[(C*Ra^{**expnu}),1]$   
 ! delT= valor absoluto de la diferencia de temperaturas entre tubo y cubierta,  $|T-TC|$  [K]  
 ! dTCdtm(i)= derivada promedio de temperatura de cubierta i respecto al tiempo [°C/s]  
 ! dTdt1(i)= primera estimación derivada de temperatura del tubo i respecto al tiempo [°C/s]  
 ! dTdt2(i)= segunda estimación de derivada de temperatura del tubo i respecto al tiempo [°C/s]  
 ! dTdtm(i)= derivada promedio de temperatura de tubo i respecto al tiempo [°C/s]  
 ! dTCdt1(i)= primera estimación de derivada de temp. de cubierta i respecto al tiempo [°C/s]  
 ! dTCdt2(i)= segunda estimación de derivada de temp. de cubierta i respecto al tiempo [°C/s]  
 ! Eg= emisividad del vidrio  
 ! Et= emisividad del tubo  
 ! expnu= exponente para el cálculo de Nus en superficie corrugada  
 ! fdia= cantidad de segundos de un día, para el contador del lazo de cada escalón de tiempo  
 ! Ftg= factor de vista Tubo-Vidrio  
 ! grav= aceleración de la gravedad, 9,81 [m/s<sup>2</sup>]  
 ! H= parámetro intermedio para el cálculo de temp. de rocío en la ecuación de Magnus  
 ! HR= humedad relativa [%]  
 ! htg= coeficiente de convección tubo-vidrio  
 ! hw= coeficiente de convección vidrio-ambiente  
 ! k= conductividad térmica del aislante [W/m.K]  
 ! ka(i)= conductividad del aire para tubo i [W/(m.K)]. Calculada mediante ecuación lineal  
 ! lc= distancia característica para el cálculo del número de Rayleigh,  $lc=D/4+ltg$ , [m]  
 ! LH= longitud característica de la casa, [m]  
 ! ltg= distancia parte superior del tubo a superficie interior de cubierta, [m]  
 ! mdot= flujo másico de agua demandada al CAI [kg/s]  
 ! Mv= masa de vidrio por cada sector de cubierta que corresponde a un tubo, [kg]  
 ! Mw= masa de agua por tubo, [kg]  
 ! nu (i)= viscosidad cinemática para tubo i [m<sup>2</sup>/s]. Calculado mediante ecuación cuadrática.  
 ! Nuss= número de Nusselt tubo-vidrio (se toma como superficie corrugada).  
 ! Pr= Número de Prandtl (adimensional)  
 ! Qcond(i)= pérdida conductiva entre el tubo i el ambiente, [W]  
 ! Qconvcc(i)= pérdida convectiva de la porción de cubierta i hacia el ambiente, [W]  
 ! Qconvtg(i)= pérdida convectiva entre tubo i y su correspondiente porción de cubierta, [W]  
 ! Qradcc (i)= pérdida convectiva de la porción de cubierta i hacia el cielo, [W]  
  
 ! Qradtg(i)= pérdida radiativa entre el tubo i y la porción de cubierta que le corresponde, [W]  
  
 ! Qutil= calor entregado por el CAIT en el intervalo de tiempo considerado, [J] y [kJ]  
 ! Ra= número de Rayleigh (adimensional)  
 ! ro= densidad del agua, 1000 [Kg/m<sup>3</sup>]  
 ! seg= cantidad de segundos transcurridos para cada día (leído en archivo de datos)  
 ! sig= (sigma), constante de Stefan Boltzmann,  $5,67 \times 10^{-8}$  W/(m<sup>2</sup> K<sup>4</sup>)  
 ! sup= superficie de la casa  
 ! T(i)= temperatura del tubo i  
 ! TC(i)= temperatura del sector de cubierta transparente i  
 ! TCE(i)= temperatura del sector de cubierta transparente i obtenida usando la primera  
 ! estimación de la dTC/dt  
 ! TE(i)= temperatura del tubo i obtenida usando la primera estimación de la dT/dt  
 ! Tamb= Temperatura ambiente [K]. Entra del archivo de clima en grados Celsius.  
 ! Tin= temperatura de entrada del agua  
 ! TM= temperatura media para calcular propiedades termofísicas del aire,  $(T+TC)/2$ , [K]  
 ! Ts= Temperatura de cielo [K]  
 ! Tro= Punto de Rocío, [°C]  
 ! Vv= velocidad del viento [m/s]

PROGRAM caitub

IMPLICIT NONE

```
!                ***** DECLARACIÓN DE VARIABLES *****

REAL :: Ac, Acondint, Ar, beta, C, cbeta, ctita, ctitaz, cw, del, delti, dia, DT, Eg, esp,      &
      espv, Et, expnu, Fd, fdia, Fg, fi, Ftg, G, Gb, Gd, grav, hora, H, HR, hw, k, L, lc,      &
      mdot, Mv, Mw, N, nfd, niph, nseg, om, PI, Pr, Rb, Qutil, ro, rog, rov, rpa,          &
      rpaed, rpaeg, rpe, rpeed, rpeeg, sig, Sdot, tab, tad, tag, , Tamb, tan, taua,        &
      taur, taurd, taurg, tita, tita2, titaed, titaed2, titaeg, titaeg2, titag, titaz,      &
      titazg, , TM, Tout, Tro, Ts, Vv, Vol

REAL, DIMENSION(12) :: alfa, betap, delT, dTCdt1, dTCdt2, dTCdtM, dTdt1, dTdt2,          &
      dTdtM, htg, ka, Acond, nu, Nuss, Qcond, Qconvcc,                                  &
      Qconvtg, Qradtg, Qradcc, Ra, T, TC, TCE, TE

INTEGER :: nd, N, i      !** define las variables enteras

PI= atan(1.00)*4.00  ! Número Pi

! *DEFINICION DEL INTERVALO DE TIEMPO PARA SECUENCIAR LOS CALCULOS*

niph= 6.0             ! ## Cambiar cuando de acuerdo al escalón de tiempo deseado.
delti= 3600.0/niph
fdia= 24.0*3600.0    ! para definir el conteo de finalización del día.

!
!                ***** GEOMETRIA Y DATOS DEL CAI *****

Vol= 0.150           ! ## Cambiar cuando se define el Volumen del CAI
N= 8                 ! ## Cambiar cuando se define el número de tubos

D=((2.0/PI)*(Vol/(N**2-(N/6.0))))**(1.0/3.0)  ! diámetro tubos
W=N*D               ! ancho sup. absorbedora
L=2*W               ! largo sup. absorbedora
ro= 1000.0
cw=4186.0
Mw= ((PI*D**2.0)/4.0)*L*ro  ! cálculo de la masa de agua contenida en cada tubo
Ac= L*D
Acond(1)= 2.0*L*D+2.0*D*D
Acond(N)= 2.0*L*D+2.0*D*D
Acondint= L*D+2.0*D*D
esp= 0.05           ! ## Cambiar si cambia espesor de aislante
rov= 2500.0
cv= 750.0
espv= 0.004         ! ## Cambiar si cambia espesor del vidrio
Mv=rov*espv*Ac
sup= 80.0           ! ## Cambiar si se desea modificar la superficie de la casa
LH= (sup*2.4)*(1.0/3.0)

! *** CONSTANTES Y DATOS PARA RADIACIÓN SOBRE LA SUP. COLECTOR ***
```

```

beta= 45.0*(PI/180.0)          ! ## Cambiar si cambia ángulo de inclinación
fi= -33.1*(PI/180.0)         ! ## Cambiar si cambia latitud del lugar
cbeta= cos(beta)
Fd=(1+cbeta)/2.0
Fg=(1-cbeta)/2.0
absor= 0.9                    ! ## Pintura negro mate

! *** CONSTANTES Y DATOS PARA CALCULOS DE PERDIDAS DE CALOR ***

! ** RADIACIÓN
sig= 5.67E-8
betam= 17.62
lambda= 243.12
Eg= 0.88
Et= 0.9
Ftg= 1.0/Eg + 1.0/Et - 1.0

! ** CONVECCIÓN TUBO-CUBIERTA (Se deben setear valores antes de correr el programa)

ltg= 0.025                    ! ##### Cambiar de acuerdo espaciamento tubos-cubierta.
grav= 9.81
lc= D/4.0 + ltg
Ar=lc/(D/2.0)

! Selección de las constantes y exponente de superficie corrugada para el cálculo del número
! de Nusselt a usar en el intercambio convectivo entre la superficie superior de los tubos y
! la superficie interior de la cubierta transparente

IF ((beta.GE.0.0).AND.(beta.LT.PI/6.0))THEN
  IF(Ar.LT.2.0)THEN
    C=0.060
    expnu =0.41
  ELSE
    C=0.043
    expnu=0.41
  ENDIF
ELSE expnu
  IF((BETA.GE.PI/6.0).AND.(BETA.LT.0.96))THEN
    IF(Ar.LT.0.75)THEN
      C=0.075
      expnu =0.36
    ELSE
      IF(Ar.LT.1.0)THEN
        C=0.082
        expnu =0.36
      ELSE
        C=0.037
        expnu =0.41
      ENDIF
    ENDIF
  ENDIF
ELSE

```

```

IF(Ar.LT.0.75)THEN
  C=0.162
  expnu =0.30
ELSE
  IF(Ar.LT.1.0)THEN
    C=0.141
    expnu =0.30
  ELSE
    C=0.027
    expnu =0.42
  ENDIF
ENDIF
ENDIF
ENDIF

```

! \*\* CONDUCCION A TRAVES DEL AISLANTE  
k=0.037 ! ##### Cambiar de acuerdo al tipo de aislante

! \*\* CALCULO DE COEFICIENTES DE RADIACION QUE QUEDARAN FIJOS \*\*

! Se calculan los ángulos de incidencia efectivos de difusa y reflejada la fig 5.4.1 de D&B,  
! de acuerdo a la ecuación propuesta

titaed= 59.7 - 0.1388\*beta + 0.001497\* beta\*\*2  
titaeg= 90.0 - 0.5788\*beta + 0.002693\* beta\*\*2

! Conversión a radianes

titaed =( titaed \*PI)/180.0  
titaeg =( titaeg \*PI)/180.0  
beta =( beta \*PI)/180.0

! \*\*\* PRODUCTO TAU-ALFA PARA RADIACIÓN DIFUSA Y REFLEJADA \*\*\*

! Cálculo del ángulo de refracción para los ángulos efectivos de incidencia de la componentes  
! difusa y reflejada del suelo para la cubierta.

titaed2=ASIN(SIN(titaed)/inder)  
titaeg2=ASIN(SIN(titaeg)/inder)

! Cálculo de las componentes de radiación no polarizada perpendicular y paralela.

rpeed=(SIN(titaed2- titaed)\*\*2/(SIN(titaed2+ titaed))\*\*2  
rpaed=(TAN(titaed2- titaed)\*\*2/(TAN(titaed2+ titaed))\*\*2  
rpeeg=(SIN(titaeg2- titaeg)\*\*2/(SIN(titaeg2+ titaeg))\*\*2  
rpaeg=(TAN(titaeg2- titaeg)\*\*2/(TAN(titaeg2+ titaeg))\*\*2

! Cálculo de la transmitancia como resultado de los efectos de la reflexión únicamente.

taurd=((1- rpaed)/(1+ rpaed)+(1- rPId)/(1+ rPId))/2.0  
taurg=((1- rpaeg)/(1+ rpaeg)+(1- rPIg)/(1+ rPIg))/2.0

! Cálculo de la transmitancia como resultado de los efectos de absorción únicamente

```
tauad=EXP(-(ext* espv)/COS(titaed2))
tauag=EXP(-(ext* espv)/COS(titaeg2))
```

! Cálculo de la transmitancia de la cubierta de vidrio computando los efectos de la reflexión y la absorción.

```
taud= tauad * taurd
taug= tauag * taurg
```

! Determinación de los Productos Tau-Alfa para la radiación difusa del cielo y la reflejada del suelo, adicionando los efectos de múltiples reflexiones entre ! la cubierta transparente ! y la superficie absorbadora,

```
prtaed= taud*absor*1.02
prtaeg= taug*absor*1.02
```

```
! ** FINALIZACION DE LA PRIMER PASADA DE CALCULOS NO ITERATIVOS **
!
! ** INICIO DE CALCULOS PROGRESIVOS PARA CADA ESCALÓN DE TIEMPO **
```

! Se supone que el CAI larga todo a Tamb. Se setean todos los tubos y cubiertas en dicho ! valor leyendo el primer dato de temperatura ambiente del archivo de clima.

```
DO i= 1, N
  T(i)= 21.25 + 273.15      ! ##### Cambia la temp. inicial con cada archivo de clima
  TC(i)= 21.25 + 273.15
```

```
END DO
```

```
! *** APERTURA DE ARCHIVOS DE DATOS CLIMATICOS Y DESCARGA AGUA ***
!   *** APERTURA DE ARCHIVOS NUEVOS PARA IMPRIMIR RESULTADOS ***
```

```
OPEN(UNIT=35, FILE="climah.caitv", STATUS= "old") ! datos climáticos y flujo.
```

```
OPEN (UNIT=37, FILE="tcub.out", STATUS= "new")  ! evolución temperaturas de cubierta
```

```
OPEN (UNIT=38, FILE="ttyqu.out", STATUS= "new") ! evolución temp. de cubierta y Qutil
```

! Los siguientes formatos se relacionan con las dos sentencias anteriores

```
100 FORMAT(8f10.4)      ! ##### poner la cantidad de datos a imprimir en una fila igual a N,
                        ! que será igual al número de secciones de cubierta
```

```
200 FORMAT(9f10.4)     ! ##### poner la cantidad de datos a imprimir igual a N+1, porque
                        ! este archivo necesita una columna más, correspondiente a Qutil
```

! Seteo de contadores

```
nd= 1      ! se setea el contador de días para largar el conteo, después lo lee del archivo
           ! de datos y finaliza el primer DO cuando llega un año.
```

```
nfd= 86400.0 ! seteo último segundo del día para finalizarlo al inicio del segundo DO
```

```
! ***** INICIO DE CALCULO DIA POR DIA Y POR ESCALÓN DE TIEMPO *****
```

```
DO
```

```
  IF(nd==365) EXIT !lazo de cálculo día por día, si llega al último día, finaliza.
```

! ##### cambiar si se hace por menos días.

! \*\*\*\*\* INICIO DE CALCULOS PARA CADA ESCALON DE TIEMPO \*\*\*\*\*

nseg= 1.0 ! seteo del número de segundos del día para iniciar acumulación de segundos  
! se le asigna un valor para que en al último funcione el .GT. del DO.

DO

IF(nseg.GT.nfd) EXIT ! lazo de cálculo para cada escalón de tiempo, si llega a la  
! totalidad de segundos de un día, finaliza

! Lectura de datos climáticos y flujo

READ(35,\*) dia, hora, om, Tamb, G, Gb, Gd, Vv, HR, Tin, mdot

! \*\* CALCULO DE RADIACIÓN ABSORBIDA POR LOS TUBOS \*\*

nd= INT(dia) !conversión del dato de número de día en entero

nh= INT(hora) !conversión del dato de número de hora en entero

! se calcula la declinación

del= (PI/180.0)\*23.45\*SIN(360.0\*((284.0+dia)/365.0)\*(PI/180.0))

om= (PI/180.0)\*om !conversión ángulo horario en radianes

! coseno ángulo de incidencia

ctita= COS(fi+beta)\*COS(del)\*COS(om)+SIN(fi+beta)\*SIN(del)

! coseno ángulo cenital

ctitaz= COS(fi)\*COS(del)\*COS(om)+SIN(fi)\*sin(del)

tita= ACOS(ctita)

titaz= ACOS(ctitaz)

! cálculo del factor geométrico para proyectar radiación directa.

Rb=ctita/ctitaz

! valores para Rb si aún no hay radiación directa sobre el plano inclinado del CAIT

IF (ctita.LT.0.0) Rb=0.0 ! tita > 90°, el plano del colector no ve aún la Gb

IF (ctitaz.LT.0.0) Rb= 0.0 ! titaz > 90°, aún no salió el sol y no vale la pena calcular

! \*\*\* PRODUCTO TAU-ALFA PARA RADIACIÓN DIRECTA \*\*\*

! Si el ángulo de incidencia es igual a cero, se selecciona otra ecuación para el cálculo

! de la transmitancia por reflexión

IF(tita.NE.0.00000)THEN

tita2=ASIN(SIN(tita)/inder)

! cálculo de las componentes no polarizadas paralela y perpendicular de la radiación

rpe=(SIN(tita2-tita))\*\*2/(SIN(tita2+tita))\*\*2

rpa=(TAN(tita2-tita))\*\*2/(TAN(tita2+tita))\*\*2

! cálculo de la transmitancia para el ángulo de incidencia debido sólo al efecto de la reflexión

$$\text{taur} = ((1 - \text{rpa}) / (1 + \text{rpa}) + (1 - \text{rpe}) / (1 + \text{rpe})) / 2.0$$

ELSE

! cálculo de la reflectancia para radiación directa cuando el ángulo de incidencia es "cero"

$$\begin{aligned} \text{tita2} &= 0.00 \\ \text{rocero} &= ((\text{inder} - 1) / (\text{inder} + 1)) ** 2 \\ \text{taur} &= (1 - \text{rocero}) / (1 + \text{rocero}) \end{aligned}$$

ENDIF

! cálculo de la transmitancia por el sólo efecto de la absorción del vidrio para la radiación directa.

$$\text{taua} = \text{EXP}(-(\text{ext} * \text{espv}) / \text{COS}(\text{tita2}))$$

! cálculo de la transmitancia del vidrio para la radiación directa

$$\text{tau} = \text{taua} * \text{taur}$$

! adición de los efectos de múltiples reflexiones de la relación cubierta-absorbedor para la radiación directa y de absorción de energía por la superficie transparente y determinación del producto tau-alfa para la radiación directa.

$$\text{prtaeb} = 1.02 * \text{tau} * \text{absor}$$

! Cálculo del flujo de Energía Térmica radiante absorbida por unidad de tiempo y de área de la superficie absorbidora.

$$\text{Sdot} = \text{Rb} * \text{prtaeb} * \text{Gb} + \text{Fd} * \text{prtaed} * \text{Gd} + \text{Fg} * \text{rog} * \text{prtaeg} * \text{G}$$

! \*\*\*\*\* CALCULO DE LAS PERDIDAS DE CALOR \*\*\*\*\*

!

! Determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección para calcular las pérdidas entre cubierta y ambiente

$$\text{hw} = (8.6 * \text{Vv} ** (0.6)) / (\text{LH} ** 0.4)$$

! \*\* Para radiación entre cubierta y cielo \*\*

! Calculo de la temperatura del punto de Rocío mediante la ecuación de Magnus (usa Tamb en °C, que es como se lee del archivo de clima)

$$\begin{aligned} \text{H} &= (\log(\text{HR}) - 2) + (17.62 * \text{T}) / (243.12 + \text{T}) \\ \text{Tro} &= 243.12 * \text{H} / (17.62 - \text{H}) \end{aligned}$$

! Cálculo de la Temperatura de Cielo. La ecuación requiere Tamb en Kelvin. Se convierte antes.

$$\begin{aligned} \text{Tamb} &= \text{Tamb} + 273.15 \\ \text{Ts} &= \text{Tamb} * (0.711 + 0.0056 * \text{Tro} + 0.000073 * \text{Tro} ** 2.0 + 0.013 * \text{COS}(0.2618 * \text{nh})) ** (0.25) \end{aligned}$$

! \*\*\*\*\* PROPIEDADES TERMOFÍSICAS PARA CADA UNO DE LOS TUBOS \*\*\*\*\*

```

DO i= 1, N
! ** Para convección entre tubos y cubierta **
  TM=(T(i)+TC(i))/2.0
  nu(i)= (0.00011029*TM**2.0 + 0.02806857*TM - 2.44771429)*1.0E-6
  alfa(i)=(0.00018286*TM**2.0 + 0.03028571*TM - 3.07714286)*1.0E-6
  ka(i)= (0.0782*TM + 2.64)*1.0E-3
  Pr=nu(i)/alfa(i)
  delT(i)= ABS(T(i)-TC(i))
  betap (i)=1.0/TM
  Ra(i)= (grav*betap(i)*delT(i)*lc**3.0)/(nu(i)*alfa(i))
  Nuss(i)=C*Ra(i)**expnu
  IF(Nuss(i).LT.1.0)Nuss(i)=1.0
  htg(i)= (Nuss(i)*ka(i))/lc
END DO

! ***** CALCULO TRANSF. DE CALOR ENTRE TUBOS Y CUBIERTA *****
!
! ** CONDUCCIÓN - Tubos 1 y N por separado **

  Qcond(1)= ((k*Acond(1)*(T(1)-Tamb))/esp)      ! TUBO 1

  DO i= 2, N-1
    Qcond(i)= ((k*Acondint*(T(i)-Tamb))/esp)    ! TUBOS INTERIORES
  END DO

  Qcond(N)= ((k*Acond(N)*(T(N)-Tamb))/esp)      ! TUBO N

! ** CONVECCIÓN - Tubos-Cubiertas
DO i=1, N
  Qconvtg(i)=(htg(i)*Ac*(T(i)-TC(i)))
END DO

! ** RADIACIÓN - Tubos-Cubiertas

DO i=1, N
  Qradtg(i)= Ac*(sig*(1.0/Ftg)*(T(i)**4.0-TC(i)**4.0))
END DO

! ***** CALCULO TRANSF. DE CALOR ENTRE CUBIERTA Y CIELO *****
! ** CONVECCIÓN - Cubiertas-Cielo
DO i= 1, N
  Qconvcc(i)=(hw*Ac*(TC(i)-Tamb))
END DO

! ** RADIACIÓN - Cubiertas-Cielo
DO i= 1, N
  Qradcc(i)= Ac*( sig*Eg*(TC(i)**4.0-Ts**4.00))
END DO

! **** PRIMERA ESTIMACIÓN DE LA DERIVADA DE LA TEMPERATURA RESPECTO
! DEL TIEMPO PARA TUBOS Y CUBIERTA ****

! ** TUBOS
! Primer tubo por separado porque recibe agua a Tin

```

```

dTdt1(1)=(1.0/(cw*Mw))*(Sdot*Ac+cw*mdot*(Tin-T(1))-Qcond(1)      &
-Qconvtg(1)-Qradtg(1))
DO i= 2, N
  dTdt1(i)=(1.0/(cw*Mw))*(Sdot*Ac+cw*mdot*(T(i-1)-T(i))-Qcond(i)  &
-Qconvtg(i)-Qradtg(i))
END DO

! **CUBIERTAS
DO i= 1, N
  dTCdt1(i)=(1.0/(cv*Mv))*(Qconvtg(i)+Qradtg(i)-Qconvcc(i)-Qradcc(i))
END DO

! ***PRIMERA ESTIMACIÓN DE PRÓXIMA TEMP. PARA TUBOS Y CUBIERTAS ***

DO i= 1, N
  TE(i)=T(i)+dTdt1(i)*delti
  TCE(i)=TC(i)+dTdt1(i)*delti
END DO

! *** SEGUNDA ESTIMACIÓN DE LA DERIVADA DE LA TEMPERATURA RESPECTO
! DEL TIEMPO PARA TUBOS Y CUBIERTA CON TEMPERATURAS PROYECTADAS**

! ***** CALCULO TRANSF. DE CALOR ENTRE TUBOS Y CUBIERTA *****
!
! ** CONDUCCIÓN - Tubos 1 y N por separado **

Qcond(1)= ((k*Acond(1)*(TE(1)-Tamb))/esp)      !TUBO 1

DO i= 2, N-1
  Qcond(i)= ((k*Acondint*(TE(i)-Tamb))/esp)    ! TUBOS INTERIORES
END DO

Qcond(N)= ((k*Acond(N)*(TE(N)-Tamb))/esp)     ! TUBO N

! ** CONVECCIÓN - Tubos-Cubiertas
DO i=1, N
  Qconvtg(i)=(htg(i)*Ac*(TE(i)-TCE(i)))
END DO

! ** RADIACIÓN - Tubos-Cubiertas
DO i=1, N
  Qradtg(i)= Ac*(sig*(1.0/Ftg)*(TE(i)**4.0-TCE(i)**4.0))
END DO

! ***** CALCULO TRANSF. DE CALOR ENTRE CUBIERTA Y CIELO *****
! ** CONVECCIÓN - Cubiertas-Cielo
DO i= 1, N
  Qconvcc(i)=(hw*Ac*(TCE(i)-Tamb))
END DO

! ** RADIACIÓN - Cubiertas-Cielo
DO i= 1, N
  Qradcc(i)= Ac*(sig*Eg*(TCE(i)**4.0-Ts**4.00))
END DO

```

! \*\*SEGUNDA ESTIMACIÓN DE LA DERIVADA DE LA TEMPERATURA RESPECTO  
! DEL TIEMPO PARA TUBOS Y CUBIERTA \*\*\*\*\*

! \*\* TUBOS

! Primer tubo por separado porque recibe agua a Tin

$$dTdt2(1)=(1.0/(cw*Mw))*(Sdot*Ac+cw*mdot*(Tin-T(1))-Qcond(1) \quad \&$$

$$-Qconvtg(1)-Qradtg(1))$$

DO i= 2, N

$$dTdt2(i)=(1.0/(cw*Mw))*(Sdot*Ac+cw*mdot*(T(i-1)-T(i))-Qcond(i) \quad \&$$

$$-Qconvtg(i)-Qradtg(i))$$

END DO

! \*\*CUBIERTAS

DO i= 1, N

$$dTCDt2(i)=(1.0/(cv*Mv))*(Qconvtg(i)+Qradtg(i)-Qconvcc(i)-Qradcc(i))$$

END DO

! \*\*\*CALCULO DEL PROMEDIO DE LAS DERIVADAS \*\*\*

DO i= 1, N

$$dTdtm(i)=(dTdt1(1)+dTdt2(1))/2.0$$

$$dTCDtm(i)=(dTCDt1(i)+dTCDt2(i))/2.0$$

END DO

! \*\*\*CALCULO LAS PROXIMAS TEMPERATURAS \*\*\*

! ya quedan seteadas al valor inicial para el próximo escalón de tiempo

DO i= 1, N

$$T(i)=T(i)+dTdtm(i)*delti$$

$$TC(i)=TC(i)+dTCDtm(i)*delti$$

END DO

! \*\*\*CALCULO DEL CALOR UTIL ENTREGADO POR EL CAIT \*\*\*

! Se expresa como energía calórica, por lo cual al flujo calórico se lo multiplica por el tiempo  
! que dura el intervalo.

$$Qutil= cw*mdot*(T(N)-Tin)*delti$$

! Se lo divide por 1000 para que quede expresado en KiloJoules [KJ], dado que el Joule es una  
! unidad muy pequeña e implicaría un número de muchas cifras enteras.

$$Qutil= Qutil/1000.0$$

! Se graban los resultados de las temperaturas de tubos y cubiertas obtenidos al final del  
! cálculo en el escalón de tiempo, como así también el del calor útil obtenido.

! temperaturas de cubierta en un archivo solo y temperatura de tubos y calor útil en otro archivo

WRITE (37,100) (TC(i), i= 1, N)

WRITE (38,200) (T(i), i= 1, N), Qutil

! se incrementa el contador para chequear al comienzo del siguiente lazo si pasó un día

$$nseg= nseg+delti$$

END DO ! calcula por intervalo hasta concluir el último el último segundo del día

END DO ! completa los 365 días del año

END PROGRAM caitub