



**Escuela Superior de Ingenieros Industriales  
Ingeniería Mecánica, Térmica y de Fluidos  
Universidad de Málaga**

## **TESIS DOCTORAL**

*Análisis del efecto del caudal del primario en instalaciones  
solares  
térmicas para producción de ACS*

**Autor:** *Francisco Plaza Gomariz*

**Directores:** *José Manuel Cejudo López y Fernando Domínguez Muñoz*

**Málaga, 2019**

# ÍNDICE

<b>GLOSARIO DE TÉRMINOS .....</b>	<b>4</b>
<b>LISTA DE FIGURAS.....</b>	<b>6</b>
<b>LISTA DE TABLAS .....</b>	<b>9</b>
<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>11</b>
1.1. Las instalaciones solares térmicas de baja temperatura.....	11
1.1.1. Variables de diseño en instalaciones solares térmicas para calentamiento de ACS.....	13
1.1.2. Futuro de las instalaciones solares térmicas.....	14
1.2. Tecnología actual del sector solar térmico.....	17
1.2.1. Captadores solares planos. Absorbedores.....	17
1.2.2. Acumuladores e interacumuladores solares.....	19
1.2.3. Intercambiadores de calor de placas planas .....	19
1.2.4. Bombas circuladoras solares .....	20
1.2.5. Control y regulación de IST.....	21
1.3. Normativa aplicable.....	23
1.4. Parámetros de diseño típicos. Caudales y saltos térmicos nominales .....	24
<b>2. ANTECEDENTES Y OBJETIVOS.....</b>	<b>25</b>
2.1. Fundamentos teóricos .....	25
2.1.1. Transferencia de calor en el interior del absorbedor de captadores solares térmicos planos.....	25
2.1.2. La estratificación térmica en los acumuladores .....	27
2.1.3. Intercambiadores de calor en IST para calentamiento de ACS .....	30
2.1.4. Funcionamiento de IST en modo low-flow.....	32
2.1.5. Pérdidas de carga hidráulicas y punto de trabajo en IST .....	32
2.2. Estado de la cuestión .....	34
2.2.1. Introducción. Trabajos previos .....	34
2.2.2. Análisis comparativo entre distintos métodos de ensayo de eficiencia.....	35
2.2.3. Estudio de la incertidumbre en los ensayos de eficiencia de captadores solares.....	35
2.2.4. Estudio sobre la importancia de la estratificación en IST .....	36
2.2.5. Efecto del desequilibrio hidráulico en el funcionamiento de IST .....	38
2.2.6. Análisis del funcionamiento de IST que trabajan con bajo caudal .....	39
2.2.7. Carencias encontradas .....	41
2.3. Objetivos de la investigación .....	42
<b>3. METODOLOGÍA.....</b>	<b>44</b>
3.1. Introducción. Definición de las fases de trabajo realizadas.....	44
3.1.1. Preparación del banco de ensayos .....	44
3.1.2. Pruebas y calibración de sensores y datalogger .....	44
3.1.3. Realización de ensayos de rendimiento térmico en estado estacionario....	45

3.1.4. Tratamiento de datos de ensayo .....	46
3.1.5. Ajuste MLR y obtención de los coeficientes característicos de las curvas de eficiencia.....	46
3.1.6. Propagación de la incertidumbre de ensayo .....	46
3.1.7. Obtención de curvas de ensayo para distintos caudales y por cada captador .....	47
3.2. Presentación de componentes utilizados. Dotación del banco de ensayos y captadores .....	<b>47</b>
3.2.1. Banco de ensayos .....	48
3.2.2. Planta termostadora.....	51
3.2.3. Sondas de temperatura.....	52
3.2.4. Caudalímetros .....	53
3.2.5. Piranómetros .....	54
3.2.6. Anemómetro .....	55
3.2.7. Datalogger .....	55
3.2.8. Captadores solares térmicos ensayados .....	56
3.3. Ensayos de rendimiento térmico según el método de estado estacionario de la norma EN12975-2:2006.....	<b>58</b>
3.3.1. Realización del método de ensayo en estado estacionario .....	58
3.3.2. Montaje de los captadores y localización .....	59
3.3.3. Medida de la radiación solar .....	59
3.3.4. Medida de temperaturas .....	60
3.3.5. Medida de caudal.....	60
3.3.6. Medida de la velocidad del aire.....	61
3.3.7. Medida del intervalo de tiempo e instrumentación para el registro de datos .....	61
3.3.8. Medida del área del captador.....	61
3.4. Instalación de ensayos .....	<b>62</b>
3.5. Procedimiento de ensayo en estado estacionario al exterior .....	<b>63</b>
3.5.1. Preacondicionamiento del captador .....	63
3.5.2. Procedimiento de ensayo.....	66
3.6. Cálculo del rendimiento del captador.....	<b>72</b>
3.7. Ajuste MLR. Obtención de los valores de la curva característica de ensayo ....	<b>74</b>
3.8. Propagación de incertidumbre.....	<b>79</b>
3.8.1. Tipos de incertidumbre.....	79
3.8.2. Estimación de las fuentes de incertidumbre existentes .....	80
3.8.3. Cálculo y propagación de incertidumbres.....	81
3.9. Efecto de la incertidumbre en los resultados de ensayo .....	<b>84</b>
3.10. Simulación de instalaciones solares térmicas con las curvas de rendimiento obtenidas experimentalmente tras la propagación de incertidumbre .....	<b>85</b>
<b>4. RESULTADOS OBTENIDOS .....</b>	<b>93</b>

4.1. Comparativa entre curvas de rendimiento según caudal circulante y según tipo de absorbedor.....	<b>93</b>
4.2. Resultados de simulaciones anuales en Acsol 2.5 .....	<b>95</b>
4.3. Estudio económico. Costes y retorno de la inversión para cada tipo de sistema seleccionado .....	<b>100</b>
<b>5. CONCLUSIONES Y DESARROLLO FUTURO .....</b>	<b>107</b>
5.1. Conclusiones principales obtenidas. Aportaciones .....	<b>107</b>
5.1.1. La importancia del caudal del circuito primario.....	107
5.1.2. Diferencias de funcionamiento debidas a la configuración hidráulica del absorbedor .....	108
5.1.3. Validez del método de ensayo estacionario para la comparación de captadores.....	108
5.2. Otras aportaciones .....	<b>109</b>
5.2.1. Determinación de caudales óptimos para IST de preparación de ACS ....	109
5.2.2 Idoneidad de trabajar con caudal variable en el circuito primario según el uso de la IST .....	110
5.3. Líneas de investigación futuras .....	<b>112</b>
<b>6. REFERENCIAS .....</b>	<b>113</b>
<b>7. ANEXOS .....</b>	<b>116</b>

## GLOSARIO DE TÉRMINOS

a	Precisión de medida de instrumento
$A_{int}$	Área útil del intercambiador, (m <sup>2</sup> )
$A_u$	Área de captación útil, (m <sup>2</sup> )
$C_p$	Calor específico (J/kg·K)
$C_b$	Conductancia térmica de la unión aleta-tubos del absorbedor, (W/m·K)
$C_{min}$	Capacidad calorífica, (J/K)
D	Diámetro exterior de distribuidores o de montantes del captador, (m)
$D_i$	Diámetro interior de montantes del captador, (m)
DTLM	Diferencia de temperaturas media logarítmica representativa, (°C)
$E_{alm\ acum}$	Energía almacenada en el acumulador, (kJ)
$E_{ext\ acum}$	Energía extraída en la descarga del acumulador, (kJ)
f	Factor de pérdidas de Darcy o Fracción solar anual de la IST, (%)
F	Factor de eficiencia térmica de una aleta del captador
F'	Factor de eficiencia del captador
$F_R$	Factor de evacuación del calor del captador
FU	Factor de utilización de la IST, (%)
g	Gravedad, (m/s <sup>2</sup> )
$G_d$	Irradiancia difusa sobre superficie de captación, (W/m <sup>2</sup> )
$G_T$	Irradiancia total sobre superficie de captación, (W/m <sup>2</sup> )
$h_{fi}$	Coeficiente convectivo entre tubería y fluido caloportador, (W/m <sup>2</sup> ·K)
H	Altura del acumulador, (m)
k	Factor de cobertura estadístico
$k_i$	Factor de pérdidas hidráulicas en accesorios
$k_1$	Coeficiente lineal de pérdidas térmicas del captador, (W/m <sup>2</sup> ·K)
$k_2$	Coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas del captador, (W/m <sup>2</sup> ·K <sup>2</sup> )
L	Longitud de tuberías, (m)
$\dot{m}$	Flujo másico, (kg/s)
$\dot{m}_d$	Flujo másico de descarga del acumulador, (kg/s)
$M_{HEAT}$	Masa de fluido entrante al acumulador desde captadores, (kg)
$M_{LOAD}$	Masa de fluido entrante al acumulador desde demanda, (kg)
$M_t$	Masa total de fluido en el acumulador, (kg)
n	Número de valores de la muestra estadística
Nu	Número de Nusselt
$P_{loc}$	Caída de presión por pérdidas hidráulicas localizadas, (m.c.a.)
Q	Caudal de descarga en acumulador, (m <sup>3</sup> /s)
$\dot{Q}_{cap}$	Flujo de energía aportada al fluido caloportador por captadores, (W)
$\dot{Q}_{int}$	Flujo de calor intercambiado en el intercambiador, (W)
$\dot{Q}_{int\ max}$	Flujo de calor máximo ideal intercambiado en el intercambiador, (W)
$\dot{Q}_{prod}$	Flujo de energía aportado al fluido por el captador durante el ensayo, (W)
$\dot{Q}_{sol}$	Flujo de energía incidente en el captador durante el ensayo, (W)
$R^2$	Coeficiente de determinación
Re	Número de Reynolds
Ri	Número de Richardson
$r_s$	Radio del tubo estratificador del acumulador, (m)
$T^*$	Temperatura media reducida, (m <sup>2</sup> K/W)
$t_a$	Temperatura del aire ambiente, (°C)
$t_{in}$	Temperatura de entrada del fluido al captador, (°C)
$t_m$	Temperatura media del fluido dentro del captador, (°C)
$t_{out}$	Temperatura de salida del fluido del captador, (°C)
$T_{bottom}$	Temperatura en la zona inferior del acumulador, (°C)
$T_{in}$	Temperatura del agua de entrada al acumulador, (°C)
$T_{c1}$	Temperatura de entrada fluido primario en intercambiador, (°C)

$T_{c2}$	Temperatura de salida fluido primario en intercambiador, ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{f1}$	Temperatura de entrada fluido secundario en intercambiador, ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{f2}$	Temperatura de salida fluido secundario en intercambiador, ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{start}}$	Temperatura del fluido en el acumulador antes de la descarga, ( $^{\circ}\text{C}$ )
$T_{\text{top}}$	Temperatura en la zona superior del acumulador, ( $^{\circ}\text{C}$ )
$u$	Incertidumbre de medida
$U_{\text{back}}$	Coeficiente de pérdidas térmicas posteriores del captador, ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
$U_{\text{edge}}$	Coeficiente de pérdidas térmicas laterales del captador, ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
$U_L$	Coeficiente global de pérdidas térmicas del captador, ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
$U_{\text{int}}$	Coeficiente global de transferencia del intercambiador, ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
$U_{\text{top}}$	Coeficiente de pérdidas térmicas por la cubierta del captador, ( $\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}$ )
$v$	Velocidad del fluido, (m/s)
$V_{\text{ac}}$	Volumen del acumulador o interacumulador, (l)
$v_s$	Velocidad media del fluido en el estratificador del acumulador, (m/s)
$W$	Distancia entre tubos verticales del absorbedor, (m)
$\beta$	Coeficiente de expansión térmica, ( $^{\circ}\text{C}^{-1}$ )
$\Delta P$	Caída de presión en circuito de tuberías, (m.c.a.)
$\Delta P_{\text{esp}}$	Pérdidas de carga específicas en equipos, (m.c.a.)
$\Delta t$	Paso de tiempo, (s)
$\Delta T_e$	Diferencia de temperaturas ( $T_{c1}-T_{f1}$ ), ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\Delta T_s$	Diferencia de temperaturas ( $T_{c2}-T_{f2}$ ), ( $^{\circ}\text{C}$ )
$\varepsilon_t$	Rugosidad absoluta del material de las tuberías, (mm)
$\eta$	Rendimiento térmico
$\eta_d$	Eficiencia de descarga de acumulador
$\eta_0$	Rendimiento óptico del captador
$\mu$	Viscosidad absoluta, (Pa·s). Valor medio estadístico de muestras
$\sigma$	Desviación típica
$\tau_{\alpha}$	Coeficiente transmisividad cubierta-absortividad placa absorbidora
$\vartheta$	Temperatura de referencia para propiedades, del agua ( $^{\circ}\text{C}$ )

## LISTA DE FIGURAS

- Figura 1.1.** Ejemplo de IST para calentamiento de ACS
- Figura 1.2.** Ejemplo de equipo compacto termosifón. Fuente: Pinterest
- Figura 1.3.** Ejemplo de instalación solar térmica para red de distrito. Fuente: solarheateurope.eu
- Figura 1.4.** Vistas seccionadas para los captadores solares parrilla y serpentín. Fuente: Buderus
- Figura 1.5.** Termografía infrarroja durante carga de un interacumulador de carga estratificada y vista seccionada. Fuente: Tisun
- Figura 1.6.** Intercambiadores de calor externos de placas. A la izquierda odelo soldado, derecha modelo desmontable. Fuente: Alfa-Laval
- Figura 1.7.** Modos de funcionamiento predefinidos y potencias para una bomba circuladora de alta eficiencia. Fuente: Grundfos
- Figura 1.8.** Centralita solar de última generación con salida PWM. Fuente: Resol
- 
- Figura 2.1.** Distintos grados de estratificación térmica en un mismo acumulador de ACS
- Figura 2.2.** Nomenclatura identificativa de temperaturas en el intercambiador de calor típico de una IST
- Figura 2.3.** Punto óptimo de trabajo para la bomba circuladora Grundfos Alpha Solar 25-75 130
- 
- Figura 3.1.** Banco de ensayos utilizado durante la investigación
- Figura 3.2.** Puntero solar para la medición del ángulo de incidencia en plano de captación
- Figura 3.3.** Esquema de principio del circuito hidráulico existente en el banco de ensayos
- Figura 3.4.** Válvula de equilibrado estático de caudal TA HYDRONICS STAD 25
- Figura 3.5.** Visores de líquido, sondas, purgadores y llaves de corte conectados a crucetas de  $\frac{3}{4}$ "
- Figura 3.6.** Planta termostadora LAUDA T4600
- Figura 3.7.** Sonda PT100 4 hilos clase 1/10
- Figura 3.8.** Calibración conjunta de sondas PT100 en baño de calibración JULABO F20
- Figura 3.9.** Registro temporal de las 5 sondas PT100 en baño de calibración JULABO F20

- Figura 3.10.** Regleta de conexiones, paso calibrado y cabezal de los caudalímetros instalados
- Figura 3.11.** Piranómetros instalados. Superior con disco solar para medida de  $G_d$
- Figura 3.12.** Anemómetro VAISALA WAA151
- Figura 3.13.** Sensores y cableado conectados para prueba de datalogger AGILENT 34970A
- Figura 3.14.** Captadores solares ensayados. Izquierda tipo parrilla, derecha, serpentín
- Figura 3.15.** Ubicación de la sonda para medida de temperatura ambiente exterior
- Figura 3.16.** Valores registrados rendimiento térmico para las temperaturas medias reducidas de todos los ensayos, obtenidos durante la etapa de menor temperatura. (T20US parrilla y T20MS serpentín)
- Figura 3.17.** Valores registrados para un ensayo de 120 l/h en captador tipo serpentín
- Figura 3.18.** Diagrama de flujo para algoritmo de búsqueda y comprobación de estados estacionarios de etapas de registro
- Figura 3.19.** Producción energética de cada captador ensayado para un caudal de 140 l/h y una radiación solar global de 1.000 W/m<sup>2</sup>
- Figura 3.20.** Espacio definido por las 3 columnas de la matriz de datos de ensayo, puntos de rendimiento registrados y plano de regresión lineal múltiple
- Figura 3.21.** Coeficientes de determinación  $R^2$  para todos los rendimientos térmicos registrados en todos los ensayos realizados, para cada tipo de captador, parrilla en color negro y serpentín en color rojo
- Figura 3.22.** Curva de rendimiento obtenida en ajuste MLR frente a puntos de rendimiento registrados para ensayo a 100 l/h en captador tipo serpentín
- Figura 3.23.** Regiones según régimen de flujo interno en tubos verticales del absorbedor tipo parrilla para las condiciones existentes durante todos los ensayos
- Figura 3.24.** Regiones según régimen de flujo interno en el único tubo del absorbedor tipo serpentín para las condiciones existentes durante todos los ensayos
- Figura 3.25.** Secuencia de propagación de incertidumbres de medida hacia coeficientes de curva de eficiencia obtenida en ensayo
- Figura 3.26.** Superposición de la curva de eficiencia calculada en el análisis MLR con los valores de rendimiento registrados durante el ensayo afectados por su incertidumbre, para captador tipo serpentín, a 100 l/h y con una radiación de 1.000 W/m<sup>2</sup>
- Figura 3.27.** Comparativo de curvas de eficiencia límites para los dos caudales límite ensayados en el captador tipo serpentín, con una radiación de 1.000 W/m<sup>2</sup>

- Figura 3.28.** Comparativo de curvas de eficiencia límites entre los dos tipos de captador ensayado para los caudales límite ensayados y una radiación de  $1.000 \text{ W/m}^2$
- Figura 3.29.** Esquema de principio de las IST para calentamiento de ACS simuladas
- Figura 3.30.** Curvas de rendimiento utilizadas en las simulaciones por tipo de captador y caudal
- Figura 3.31.** Curvas de pérdida de carga en función del caudal para captadores tipo serpentín del fabricante Buderus. 1) Modelos verticales, 2) modelos horizontales. Fuente: Buderus
- Figura 3.32.** Valores para temperaturas de entrada del circuito primario y secundario del intercambiador en cada caso de estudio
- 
- Figura 4.1.** Comparativa de curvas de ensayo para cada caudal y captador ensayado, para una radiación de  $1.000 \text{ W/m}^2$
- Figura 4.2.** Curvas de rendimiento obtenidas para los distintos caudales de ensayo en captador tipo parrilla, para una radiación de  $1.000 \text{ W/m}^2$
- Figura 4.3.** Curvas de rendimiento obtenidas para los distintos caudales de ensayo en captador tipo serpentín, para una radiación de  $1.000 \text{ W/m}^2$
- Figura 4.4.** Valores medios anuales simulados para cada caso en la IST de la residencia de estudiantes
- Figura 4.5.** Valores medios anuales simulados para cada caso en la IST del edificio de viviendas
- Figura 4.6.** Horas de funcionamiento anuales obtenidas para cada tipo de IST simulada
- Figura 4.7.** Valores de fracción solar mensual para cada caso simulado
- Figura 4.8.** Valores de rendimiento de captación mensual para cada caso simulado
- Figura 4.9.** Valores de factor de utilización mensual para cada caso simulado
- Figura 4.10.** Diagrama de Sankey con flujos de energía para el caso de la residencia de estudiantes, captadores tipo parrilla y caudal bajo
- Figura 4.11.** Desglose de costes por sistema para cada combinación de caudal y tipo de captador en la residencia de estudiantes
- Figura 4.12.** Desglose de costes por sistema para cada combinación de caudal y tipo de captador en el edificio de viviendas
- Figura 4.13.** Demanda energética mensual para cada tipo de IST simulada

## LISTA DE TABLAS

- Tabla 3.1.** Calendario de ensayos e histórico de acciones en banco de ensayos
- Tabla 3.2.** Comparativa entre la precisión requerida para los sensores por la norma EN12975 y la instalada en el banco de ensayos
- Tabla 3.3.** Variables registradas cada 5 segundos por cada sensor conectado a los canales del datalogger
- Tabla 3.4.** Especificaciones técnicas de los 2 captadores ensayados
- Tabla 3.5.** Lista de ensayos para captadores solares térmicos según norma EN12975-2:2006
- Tabla 3.6.** Horas de comienzo y final de cada etapa de ensayo
- Tabla 3.7.** Variación del ángulo de incidencia inicial,  $\Delta\theta_{INIC}$ , y final,  $\Delta\theta_{FINAL}$ , velocidad media del aire,  $V_{aire}$  y porcentaje de radiación difusa,  $G_d/G_T$ , para cada etapa de ensayo
- Tabla 3.8.** Resumen de temperaturas de entrada medias por etapa y ensayo
- Tabla 3.9.** Máximas desviaciones permitidas por EN12975-2:2006 para condiciones de estado estacionario
- Tabla 3.10.** Valores de coeficiente de determinación  $R^2$ , número de muestras totales,  $n_{total}$ , y coeficientes característicos de curva de rendimiento obtenidos para todos los ensayos
- Tabla 3.11.** Incertidumbres asociadas a cada variable de medida de ensayo
- Tabla 3.12.** Relación entre los valores de la matriz final y las incertidumbres y covarianzas de los resultados de ensayo tras propagar la incertidumbre de medida
- Tabla 3.13.** Relación de casos de estudio para la simulación
- Tabla 3.14.** Valores para los coeficientes de las curvas de rendimiento simuladas con cada captador y caudal
- Tabla 3.15.** Valores para la selección de las bombas circuladoras en cada caso de estudio simulado
- Tabla 3.16.** Valores para la selección de los intercambiadores de placas de cada caso de estudio simulado
- Tabla 3.17.** Valores para la selección de acumuladores en cada caso de estudio simulado
- Tabla 3.18.** Datos comunes para simulación en Acsol 2.5 de los 2 casos de estudio
- Tabla 3.19.** Datos específicos para simulación en Acsol 2.5 entre los 2 casos de estudio
- Tabla 4.1.** Resumen de valores obtenidos en cada simulación realizada en Acsol 2.5

- Tabla 4.2.** Resumen de costes iniciales para cada caso simulado en la residencia de estudiantes
- Tabla 4.3.** Resumen de costes iniciales para cada caso simulado en el edificio de viviendas
- Tabla 4.4.** Resumen de costes de amortización para cada caso simulado
- Tabla 4.5.** Resumen de estudio comparativo de amortizaciones entre parrilla y serpentín, con bajo caudal, para caso de residencia de estudiantes

# 1. INTRODUCCIÓN

## 1.1. Las instalaciones solares térmicas de baja temperatura

La energía solar garantiza una reserva inagotable de energía para nuestro Planeta, siendo las instalaciones solares térmicas la opción de aprovechamiento de dicha energía con mejor rendimiento para el calentamiento de agua caliente sanitaria, en adelante, ACS. Esto es especialmente relevante en localizaciones con un elevado número de horas de sol al año, como ocurre en España, y en particular, en el sur de Andalucía.

El funcionamiento básico de este tipo de instalaciones es sencillo. Lleva siendo el mismo desde hace más de 4 décadas, habiendo cambiado únicamente la tecnología de fabricación y las calidades de los materiales existentes para su funcionamiento, lo que, sin duda, contribuye a hacerla más eficiente. Además, hoy día existe una base sólida en cuanto al conocimiento de su funcionamiento, dimensionado y averías, así como un amplio marco normativo aplicable, con el que controlar unos niveles de calidad mínimos, encaminados a asegurar que se genere la cantidad de energía requerida en el diseño de la instalación.

Debido al indudable ahorro en emisiones contaminantes que ofrecen este tipo de instalaciones, han sido objeto de fuertes incentivos por parte de la Administración, promocionando su instalación. De este modo se les ayuda a competir con otras tecnologías más contaminantes, pero en las que el consumidor ya tiene depositada su confianza. Estos programas de subvenciones, sin embargo, no siempre han conseguido dejar en el lugar que se merece la opinión que el usuario final tiene sobre la energía solar, pero, indudablemente, han provocado que se instalen muchísimas más instalaciones solares térmicas que si no hubiera existido ayuda alguna.

El funcionamiento de una instalación solar térmica para calentamiento de ACS, en adelante IST, se basa en la circulación de un fluido caloportador, normalmente agua con un porcentaje de anticongelante, a través de captadores solares, donde este es calentado gracias al aprovechamiento de la radiación solar incidente. A continuación, el fluido caliente cede su energía al agua de consumo, lo que se hace en un intercambiador de calor. Estos componentes principales se muestran en la Fig. 1.1.

Para grandes instalaciones, este intercambiador suele ser un equipo externo, constituido por placas planas paralelas, donde los fluidos intercambian calor, pero sin existir mezcla entre los mismos. En instalaciones menores, el intercambio de calor se realiza en intercambiadores helicoidales, sumergidos en el propio volumen de ACS, conociéndose al equipo de acumulación e intercambio como interacumulador. En cualquier caso, el volumen de ACS calentado es almacenado continuamente en un acumulador. Este se conoce como acumulador primario o solar, y permite que exista una reserva de ACS para solucionar el desfase temporal entre la generación de calor útil en los captadores solares y el consumo de ACS.

Desde este acumulador solar, y dependiendo de la normativa reguladora de cada país, el fluido podrá pasar directamente a consumo, recibiendo antes el calor necesario hasta que se alcance la temperatura de preparación de ACS, o, en otros sistemas, se deberá trasladar a otro acumulador secundario, donde también alcanzará la temperatura de preparación de ACS prefijada, que suele ser de 60 °C. En ambos casos la energía necesaria para alcanzar la temperatura de preparación de ACS es suministrada por un equipo auxiliar, (caldera, resistencia por efecto Joule, etc.), siendo consumida energía convencional sujeta a emisiones contaminantes.

La circulación del fluido caloportador se lleva a cabo mediante una bomba circuladora eléctrica, que también consume energía convencional, por lo que es otro consumo residual que, junto con el apoyo auxiliar, debe ser considerado. Para aprovechar al máximo las horas con radiación solar disponible y calentar el agua acumulada, siempre que sea necesario, las IST incorporan una unidad de control, que decide cuándo debe hacerse circular el fluido gracias a la lectura de distintas temperaturas en varios puntos del circuito. Esta sería la configuración típica de una IST forzada para calentamiento de ACS, donde la unidad de control decide cuándo actúan la bomba circuladora y el equipo de apoyo auxiliar. En el caso mostrado en la Fig. 1.1, esto se hace en función de la lectura de 4 sondas de temperatura del sistema.

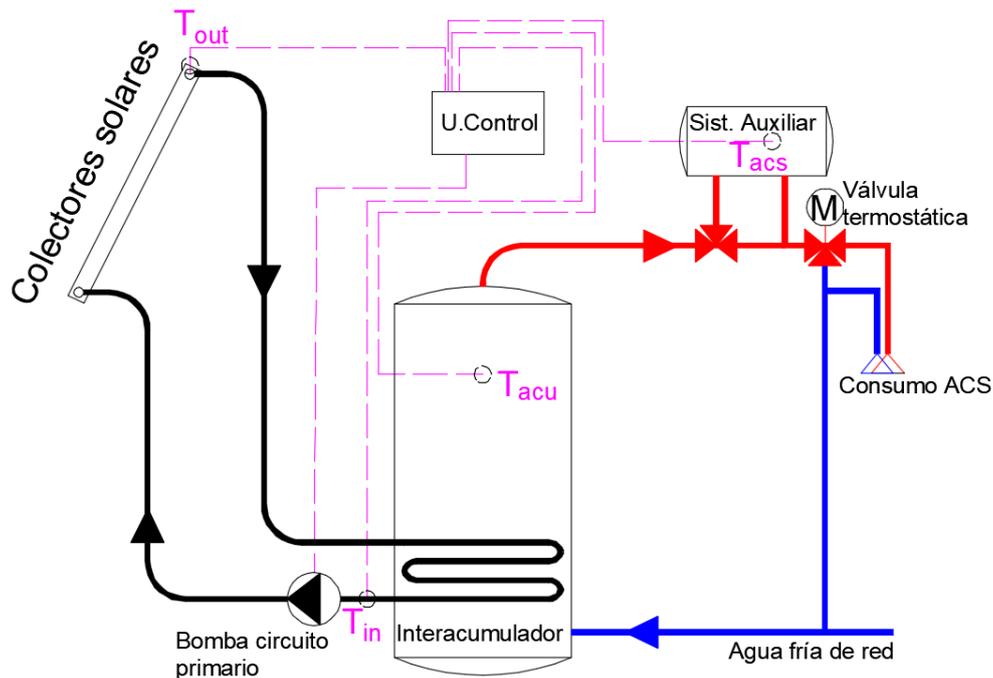


Figura 1.1. Ejemplo de IST para calentamiento de ACS

Para aquellos casos donde existan pequeños consumos de ACS, sobre todo en viviendas unifamiliares situadas en localizaciones con buen nivel de radiación, es posible evitar la necesidad de instalar una bomba circuladora, aprovechando la diferencia de densidades existentes entre fluido caliente y frío del circuito solar. Su único inconveniente es que toda la IST debe quedar ubicada en la misma localización, ya que se aprovecha para incorporar el sistema de intercambio y el de acumulación juntos, en los conocidos como acumuladores de doble envoltorio o “*tank in tank*”. Este tipo de sistemas compactos se conoce como equipos termosifón, siendo mostrados en la Fig. 1.2.

Además del gran interés que las IST tienen para calentar ACS, existen otros usos que aceptan de forma muy eficiente esta tecnología, como son el calentamiento de piscinas y el apoyo de calefacción. En este último caso, las viviendas suelen tener instalados sistemas de calefacción de baja temperatura, como suelo radiante o emisores térmicos, con temperaturas de trabajo cercanas a 35 °C. Con los avances tecnológicos y la industria térmica solar existente hoy en Europa, cualquier IST tiene una vida útil que se aproxima a los 25 años. Para ello es necesario que se cumplan unos requisitos mínimos en cuanto a calidad de componentes, dimensionado y, sobre todo, instalación y

mantenimiento. En este sentido es muy importante destacar las distintas normativas aplicables, a cada uno de los niveles anteriores.

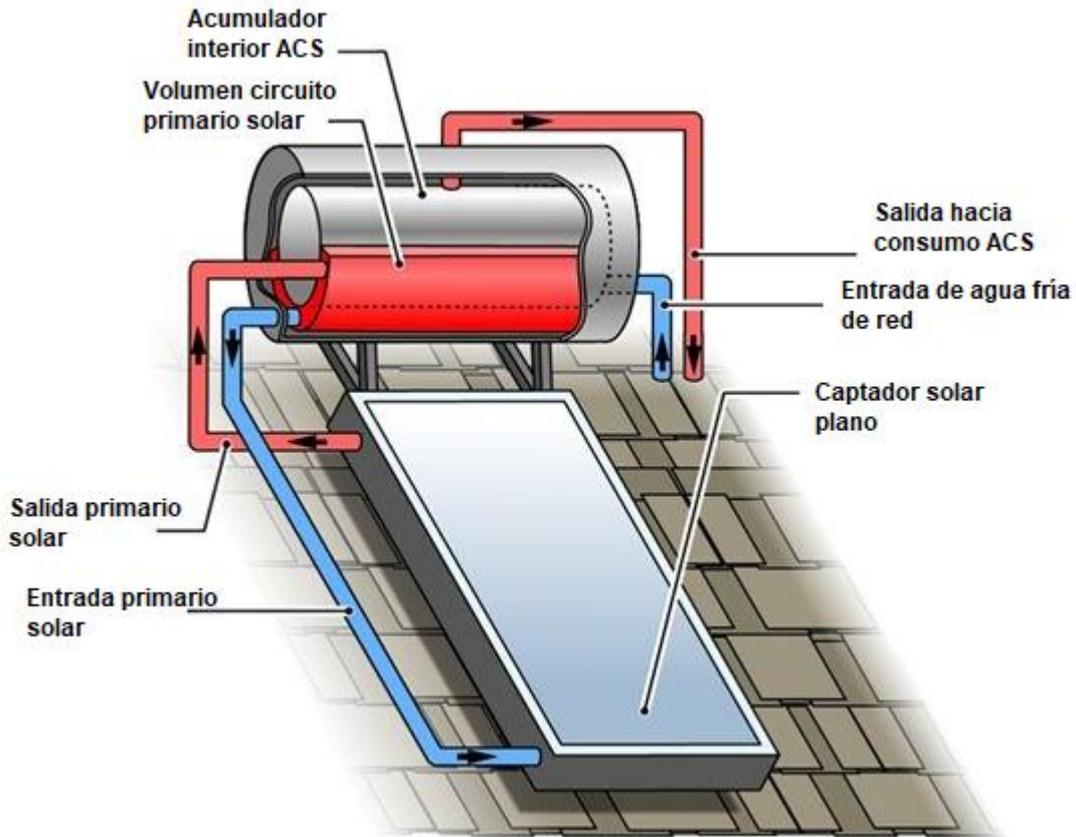


Figura 1.2. Ejemplo de equipo compacto termosifón. Fuente: Pinterest

### 1.1.1. Variables de diseño en instalaciones solares térmicas para calentamiento de ACS

En cualquier IST, las variables de diseño quedan reflejadas en dos valores, fijados como objetivos finales: fracción solar y factor de utilización. Ambos quedan relacionados con el aporte energético final que producirá la IST.

La fracción solar,  $f$ , es el porcentaje de energía aportada por la IST frente a la demanda total de energía requerida para ACS, normalmente referenciada a valores anuales, como se indica en la Ec. 1.1 Este valor suele ser utilizado como referencia para el dimensionado de las IST, siendo típicas las fracciones situadas en el intervalo  $60\% < f < 75\%$ .

$$f [\%] = \frac{\text{Energía aportada por IST}}{\text{Demanda de ACS}} \quad (1.1)$$

Este es el principal valor que fijan las distintas normativas de aplicación, a modo de requisito mínimo a cumplir por cualquier IST para calentamiento de ACS. El valor mínimo

de  $f$  normalmente depende tanto del tipo de energía auxiliar instalada como del recurso solar existente en la zona climática donde se ubique la instalación.

Por otra parte, hay que tener en cuenta que no solo se precisa producir una cantidad de energía solar, sino que debe hacerse de la forma más eficiente posible, evitando sobredimensionamientos. Para comprobar este aspecto, se hace uso del factor de utilización, FU. Este se define como el cociente entre la energía solar extraída del acumulador y la energía solar total incidente en el plano de captación, como se muestra en la Ec. 1.2. Su interés es evaluar el grado de aprovechamiento energético que tiene el sistema, evitando sobredimensionar el área de captación o el volumen de acumulación.

$$FU [\%] = \frac{\text{Energía extraída del acumulador solar}}{\text{Energía total incidente en plano de captación}} \quad (1.2)$$

Por tanto, el objetivo perseguido al dimensionar una IST eficiente para calentamiento de ACS eficiente es doble: por una parte, se debe alcanzar un aporte energético considerable frente a la demanda total de ACS, y, además, esto debe hacerse seleccionando las distintas variables de los componentes principales de la IST, (captadores, intercambiador y acumulación), de forma que se aproveche al máximo la energía solar captada.

### 1.1.2. Futuro de las instalaciones solares térmicas

El futuro de las IST descubre un panorama algo incierto, ya que no se ha alcanzado el crecimiento que era de esperar desde su despegue, hace ya 2 décadas. Con esta tendencia, donde el mercado está en caída de ventas desde 2009, no se alcanzarán los objetivos fijados por Europa para esta tecnología renovable.

Para conocer el estado actual en el que se encuentran las IST en Europa, y en España, se pueden consultar los datos que ofrece cada año el consorcio EurObserv'ER, creado en 1999 y que supervisa el desarrollo de los distintos sectores de las energías renovables dentro de la Unión Europea. En el último barómetro de situación de la energía solar térmica durante el año 2017, se estima un decrecimiento en el mercado del 24,2%. Este mercado identifica las instalaciones realizadas tanto de energía solar térmica de baja temperatura como sistemas solares de concentración.

En [Euroobserver, 2018], podemos destacar una superficie total instalada de 51,4 millones de m<sup>2</sup>, destinados únicamente a sistemas solares térmicos de baja temperatura. Si analizamos el mercado de los captadores solares planos, los cuales suponen el 51% de la cuota de mercado actual europeo, Alemania es el país con mayor superficie instalada hasta la fecha, con 573.000 m<sup>2</sup>. A continuación le siguen Grecia, con 312.840 m<sup>2</sup> y España, con 190.666 m<sup>2</sup>. Sin embargo, estas cifras deben analizarse por superficie instalada cada año, para comprobar si el mercado crece o no. En este sentido, como ya se ha adelantado, el sector está en clara decadencia. Esto puede comprobarse en la Fig 1.3, que muestra la superficie anual instalada de captadores solares térmicos de baja temperatura en la UE desde 1994.

Durante el año 2017, la Asociación Solar de la Industria Térmica en España, ASIT, estima que se instalaron 201.505 m<sup>2</sup> de captadores solares en todo el territorio nacional, un 5% menos que el año anterior.

Para explicar el crecimiento y posterior caída de las ventas de captadores solares, existen múltiples causas, y cada país tiene unos condicionantes propios, que normalmente pasan por los distintos cambios normativos en el sector de la edificación y por la gestión y promoción de subvenciones, puntos que no siempre han sido favorables para este sector



**Figura 1.3.** Evolución anual de la superficie de captadores solares instalada en la UE, en m<sup>2</sup>. Fuente: EurObserv'ER

En España, esta situación parte de cifras de crecimiento muy optimistas obtenidas para la superficie solar instalada hace varios años, que, indudablemente, fueron promovidas por la entrada en vigor del Código Técnico de la Edificación en el año 2006. Esta Normativa incluyó un Documento Básico de Ahorro Energético, (DB-HE4), que obligaba a utilizar energía solar térmica u otras fuentes renovables para suplir un porcentaje de la demanda de ACS, en edificios de nueva construcción o en reformas de importancia.

Sin embargo, tras el auge del desarrollo urbanístico, donde se instalaron la mayoría de IST existentes, comenzó un descenso del crecimiento inmobiliario, lo que supuso no solo la desaceleración del número de IST instaladas, sino la desaparición de la mayoría de las empresas nacionales destinadas al sector solar térmico. La pérdida del impulso inicial creó un bajo crecimiento que perdura a día de hoy, donde la mayoría de IST son de pequeña envergadura, normalmente para viviendas unifamiliares y, sobre todo, su crecimiento queda sujeto a la existencia de subvenciones.

Andalucía ha encabezado el crecimiento del sector mientras que desde de Administración se han promovido ayudas para la instalación de sistemas solares térmicos: su papel fue clave durante el año 2014 para que nuestro país fuera el primero en revertir la caída de ventas en toda la UE. Esto fue posible gracias a la proliferación de sistemas prefabricados compactos que llegaron a tener un 52 % de cuota de mercado, además de con la aparición de modelos de negocio en los que entraba en juego la financiación del equipo para pagarlo en cuotas mensuales durante varios años. Sin embargo, una vez finalizó el plan PROSOL en Andalucía, las ventas volvieron a caer de forma acusada.

En el sector no residencial, su crecimiento no ha sufrido tantos altibajos, y sigue siendo una opción a tener en cuenta para pequeños hoteles rurales, albergues, campings, polideportivos, etc., pero aun así, debe luchar frente a nuevos competidores con altas eficiencias y reducidas emisiones, como son la biomasa, la aerotermia o las calderas de condensación a gas natural.

Si nos fijamos en el resto de Europa, el mercado se sectoriza claramente. Por una parte, las IST tipo termosifón son de muy amplia instalación en Grecia, Chipre, y otras zonas mediterráneas con climas suaves. Este tipo de IST no requiere altas tecnologías de fabricación y su desarrollo siempre va de la mano de la reducción de costes en la fabricación, encaminados a crear un interés de compra en el consumidor final. En el lado contrario se sitúan países como Dinamarca, Alemania, Austria y Suiza, donde, precisamente, se ubican las empresas punteras del sector. En estos países el interés de la energía solar térmica sigue creciendo, sobre todo para la instalación de grandes superficies de captación que generen energía térmica para acumular grandes volúmenes de agua caliente. Este agua se almacena estacionalmente durante el verano hasta que sea requerida en otoño, para el funcionamiento de sistemas de redes de distrito. La Fig. 1.4 muestra un ejemplo de este tipo de instalaciones.



**Figura 1.4.** Ejemplo de instalación solar térmica para red de distrito. Fuente: solarheateurope.eu

Debido a que la tendencia en el futuro no puede ser otra que la de reducir al máximo el uso de fuentes energéticas no renovables, la energía solar térmica debería seguirá teniendo un papel clave, sobre todo en regiones con alta radiación solar y en aquellos usos en los que se precise agua caliente a baja temperatura.

Como factores claves para el desarrollo futuro de las IST, podemos citar los siguientes:

- Contribución directa al ahorro de emisiones de CO<sub>2</sub> en el sector residencial.
- Larga vida útil que las hace competitivas frente a instalaciones tradicionales. En Europa este sector tiene un alto grado de especialización y es un referente internacional.
- Su instalación proporciona al consumidor menos sensibilidad frente a los futuros incrementos del coste de la energía.
- Los costes de inversión inicial se han mantenido invariables mucho tiempo, lo que proporciona la capacidad de planificar la inversión con gran tiempo de antelación.
- Posibles ayudas y subvenciones económicas futuras, sobre todo cuando se clasifiquen las viviendas por su certificación energética.

- Bajo coste de mantenimiento y alta seguridad de las instalaciones por no disponer de combustibles fósiles.
- El crecimiento del sector conllevaría la generación de puestos de trabajo específicos en toda la cadena, desde la fabricación de equipos, hasta el mantenimiento, pasando por el dimensionado y la instalación.

En cuanto a las debilidades que pueden frenar el crecimiento de las IST, se encontrarían las siguientes:

- El interés por esta tecnología sigue dependiendo de la existencia de subvenciones. De esta forma, se enmascara si realmente la tecnología es válida por sí misma o no.
- Existencia de muchas IST con equipos de mala calidad, mal dimensionadas o carentes de mantenimiento, lo que supone mayores gastos que beneficios para los usuarios, dando mala imagen de la tecnología.
- Aún se aprecia una falta de conocimientos profundos en el ámbito de las IST, por parte tanto de proyectistas como de instaladores y mantenedores. Se necesita profesionalizar el sector a nivel nacional.
- Competencia con otros tipos de instalaciones. Aún existe un precio muy bajo para fuentes energéticas tradicionales con las que se suele comparar la energía solar térmica, por ejemplo, GLP. Además, si el mercado de la energía fotovoltaica despegue y legalmente existen garantías para aplicar un buen balance entre energía cedida a la red y energía consumida, podría llegar a ser competitivo obtener ACS mediante efecto Joule.
- El impacto visual es elevado. No suele ser la opción preferida por los arquitectos debido a los problemas que conlleva su integración estética en las viviendas.

## **1.2. Tecnología actual del sector solar térmico**

Los componentes de cualquier IST deben cumplir con unos requisitos de calidad mínimos, debido a que todos ellos quedarán sometidos a altas sollicitaciones térmicas. Además, todos los componentes tendrán exigencias de durabilidad frente a las condiciones ambientales, siendo resistentes a la intemperie y, en el caso de aquellos componentes que reciban radiación solar directamente, a la radiación UV. Como requisito extra, todo componente en contacto con el fluido garantizará una alta resistencia frente a la corrosión, tanto por la presencia de cal como por la de los pares galvánicos que aparezcan al instalar diferentes materiales en el circuito hidráulico.

A día de hoy, la durabilidad de todos los componentes de una IST está garantizada, por lo que los últimos avances se encaminan a ofrecer unas prestaciones energéticas elevadas, que redunden en el máximo aprovechamiento de la energía solar disponible. A continuación se analizan las características actuales más relevantes en los principales componentes de una IST.

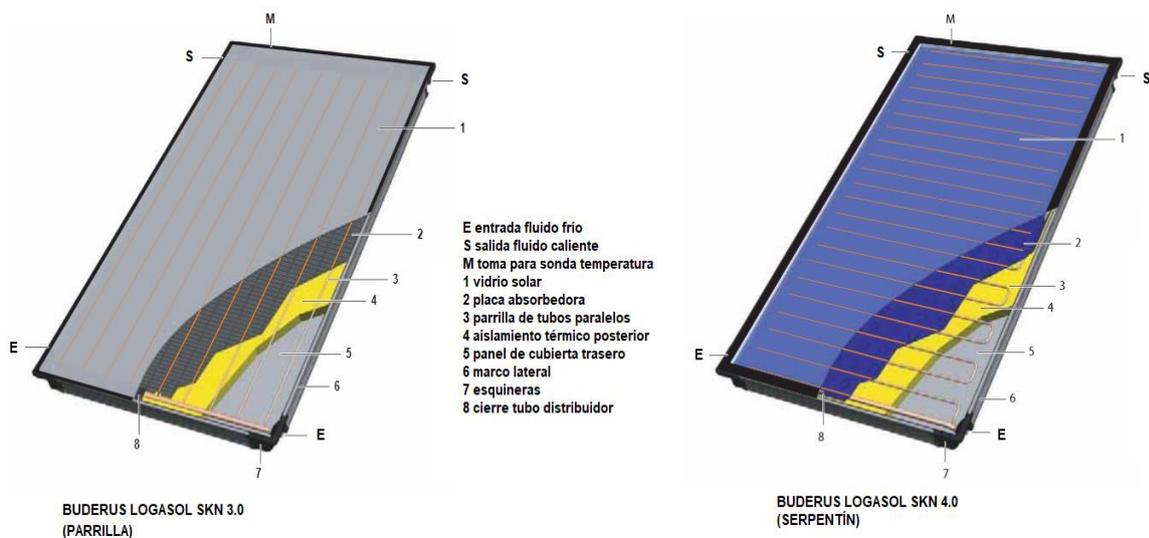
### **1.2.1. Captadores solares planos. Absorbedores**

La energía solar que reciben los captadores solares planos se cede al fluido caloportador en el interior del absorbedor, que se caracteriza por una configuración

hidráulica determinada. Su diseño desempeña un papel decisivo en las prestaciones que tendrá el captador solar, y actualmente, la mayoría de los fabricantes tienen diseños similares. En el mercado existen 2 tipos de absorbedores que se reparten prácticamente la totalidad de las IST, serpentín y parrilla. Existen también absorbedores llamados de área completa, donde el fluido recorre casi el 100% de la superficie del absorbedor, pero sus costes de fabricación son altos, y debido a que se suele fabricar con chapas embutidas, tipo “roll-bond”, las presiones de trabajo deben ser menores a 3 bar, siendo delicada su instalación y funcionamiento frente al estancamiento.

Debido a la importancia de este componente, se fabrican con alta tecnología, utilizando cobre para las tuberías y aluminio para las aletas, independientemente de si son tipo parrilla o tipo serpentín. El espesor de las aletas oscila entre los 0,15 y 0,3 mm mientras que la tubería de cobre en los tubos verticales, conocidos como montantes o *risers*, suele tener un diámetro exterior de 8 a 10 mm. Los tubos distribuidores tienen diámetros comprendidos entre los 18 y los 20 mm. Los montantes se unen con los tubos distribuidores mediante soldadura fuerte con estaño-plata. La soldadura de las aletas a los montantes actualmente se hace por técnica láser o por ultrasonido, creando un absorbedor de lámina completa, siendo esta tecnología la predominante en los grandes fabricantes, y habiendo sustituido al antiguo método de soldadura con estaño en las uniones de aletas y tubos de cobre en mesas calóricas. De hecho, los absorbedores de lámina completa tienen ya mayor cuota de mercado que los absorbedores fabricados con varias aletas individuales. De este modo se reduce el coste de material y se mantienen altas eficiencias, ya que la conductividad térmica del aluminio no es mucho más pequeña que la del cobre, aceptando también recubrimientos selectivos similares al Tinox. Los materiales como el acero, acero inoxidable y galvanizado están en desuso, sobre todo por los problemas de corrosión y pares galvánicos que suelen padecer.

En cuanto a las diferencias entre el diseño tipo parrilla y tipo serpentín, podemos decir que obtienen cifras de mercado similares, aunque el tipo parrilla, por historia, se ha instalado más, sobre todo en España, a pesar de su mayor coste de fabricación. El tipo serpentín es un captador muy recomendado en instalaciones donde se precise el conexionado en paralelo de un gran número de captadores, o donde se desee trabajar expresamente con bajo flujo. La Fig. 1.5 muestra los diseños típicos de estos dos tipos de absorbedor en los captadores selectivos del fabricante BUDERUS.



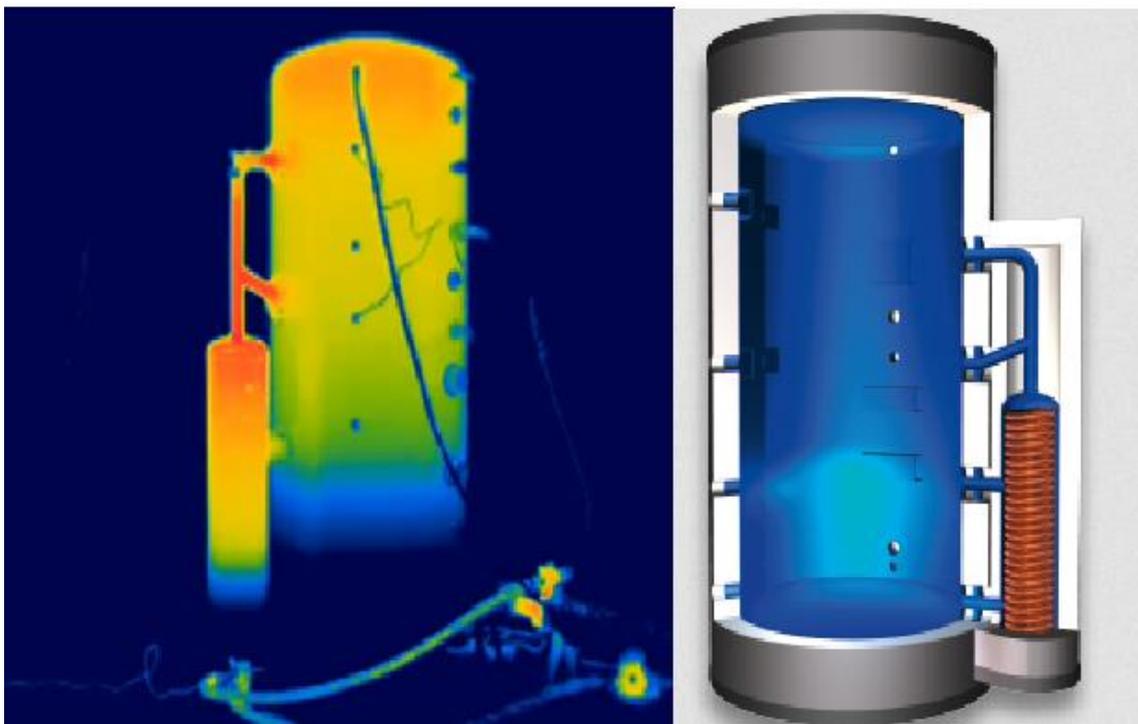
**Figura 1.5.** Vistas seccionadas para los captadores solares parrilla y serpentín. Fuente: Buderus

### 1.2.2. Acumuladores e interacumuladores solares

Los acumuladores, como ya se indicó, funcionan como almacén de energía, independizando el suministro de energía útil del consumo de ACS. Su aislamiento depende del periodo de tiempo que deba almacenarse la energía, siendo típico que para preparación de ACS se tengan espesores de aislamiento de 80 mm, tanto de fibra de vidrio como de lana mineral.

El material utilizado en su fabricación puede ser acero negro, pero solo es válido para acumuladores de inercia, o en casos en los que el agua de consumo no va a estar en contacto con este material. Si el agua de consumo se almacena en el acumulador solar, deben instalarse materiales como el acero inoxidable, o aplicar esmaltes como el vitrificado sobre el acero negro.

La tecnología más interesante en el sector de los acumuladores e interacumuladores son los dispositivos para conseguir altos niveles de estratificación gracias al diseño del propio equipo. Existen varios fabricantes que han patentado distintos diseños para aumentar el grado de estratificación en el interior del acumulador y aumentar así los rendimientos de las IST. En la Fig. 1.6 se muestra el acumulador PH-PRO HEAT del fabricante TISUN, donde, al instalarle el módulo intercambiador helicoidal en el lateral, se obtiene una alta estratificación, como se puede comprobar en la imagen realizada mediante termografía infrarroja.



**Figura 1.6.** Termografía infrarroja durante carga de un interacumulador de carga estratificada y vista seccionada. Fuente: Tisun

### 1.2.3. Intercambiadores de calor de placas planas

Si el intercambio de calor entre fluido primario y agua de consumo no se realiza en interacumuladores, se instalan intercambiadores externos de placas planas, siendo posible diseñarlos a la carta en los principales fabricantes del sector.

El material típico con el que se suelen fabricar las placas es acero inoxidable, siendo recomendable usar titanio en usos para calentamiento de piscinas, debido a los productos de depuración y cloración utilizados, (aunque es típico que para este uso se utilicen intercambiadores tubulares de carcasa y tubos).

La tecnología actual de los intercambiadores de calor de placas planas presenta la oportunidad de instalar equipos de bajo coste no desmontables, conocidos como equipos soldados, a la vez que siguen existiendo los modelos tradicionales de placas desmontables, unidas mediante juntas de EPDM y presionadas al embridar todo el conjunto mediante tornillos. La Fig. 1.7 muestra ambas variantes de intercambiadores de calor de placas, para el fabricante ALFA LAVAL.



**Figura 1.7.** Intercambiadores de calor externos de placas. A la izquierda modelo soldado, derecha modelo desmontable. Fuente: Alfa-Laval

#### 1.2.4. Bombas circuladoras solares

Actualmente se ofrecen bombas circuladoras con consumos eléctricos realmente reducidos, fruto de los requisitos de eficiencia que regulan las distintas directivas de eficiencia energética y diseño ecológico promovidas por la UE.

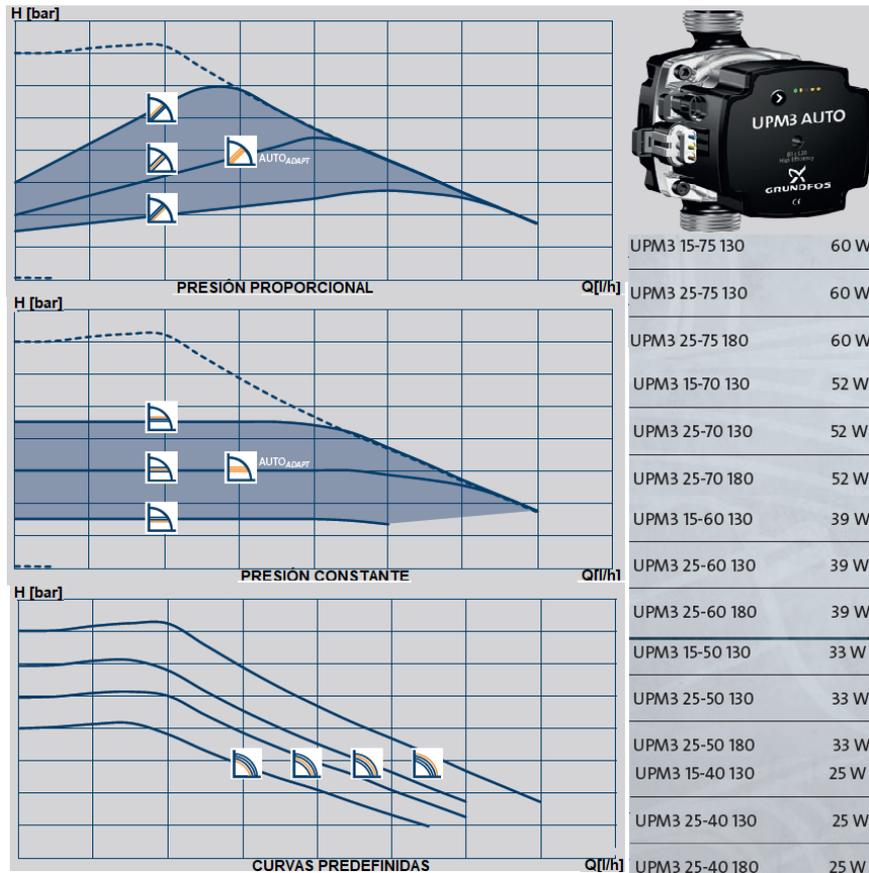
En particular, gracias a la directiva Europea de Productos que Utilizan Energía (EuP), el sistema de Índice de Eficiencia Energética, (EEI), se ha introducido para sustituir la antigua Etiqueta Energética, que clasificaba los productos de la A a G. El índice EEI indica la diferencia entre el consumo anual *Blaue Engel* del producto en cuestión y de un producto típico y similar definido para la directiva. *Blaue Engel* es una etiqueta energética alemana bastante conocida, que mide el consumo de energía de las bombas circuladoras independientes, basado un perfil de carga predefinido, en el que la bomba funciona al 25% de caudal el 44% del tiempo, al 50% el 35% del tiempo, al 75% el 15% del tiempo y al 100% de caudal el 6% restante. Las bombas circuladoras de alta eficiencia suelen disponer de valores  $EEI < 0,20$ , gracias a la tecnología de control electrónico EC.

Esta tecnología supone también la posibilidad de variar las revoluciones de la bomba, o de predefinir estrategias de bombeo relativas al punto de trabajo: funcionamiento a presión constante, funcionamiento a presión proporcional, curvas de trabajo predefinidas o incluso, trabajar a distintos caudales según la señal que se emita hacia el equipo de bombeo desde una unidad de control. Típicamente esta comunicación para

variar el caudal se hace mediante señales digitales de bajo voltaje PWM, (Pulse Width Modulation), normalizadas por la Asociación de la Industria Mecánica Alemana, en [VDMA, 2014], y aplicable a bombas circuladoras de rotor húmedo, contando con un capítulo especial para usos en IST.

Con la tecnología PWM, también se envía información a la centralita solar sobre las horas de funcionamiento y la potencia instantánea de bombeo, lo que permite evaluar el gasto asociado a bombeo del circuito primario.

En la Fig. 1.8 se muestran los modos de funcionamiento típicos junto con la bomba de alta eficiencia UPM3 de GRUNDFOS. Como se puede comprobar, en toda la gama de tamaños la potencia oscila entre los 25 y los 60 W, valores realmente bajos.



**Figura 1.8.** Modos de funcionamiento predefinidos y potencias para una bomba circuladora de alta eficiencia. Fuente: Grundfos

### 1.2.5. Control y regulación de IST

Para que la IST funcione siguiendo una estrategia encaminada a aprovechar al máximo la radiación solar incidente, y a su vez, no haga circular el fluido caloportador cuando no sea recomendable, (ya sea para ahorrar energía en bombeo o reducir las pérdidas térmicas en tuberías), es preciso disponer de un equipo que automatice el control del funcionamiento. Este equipo se suele conocer como centralita de control, y existen diversos tipos, según la cantidad de señales que sean capaces de leer y la cantidad y tipo de salidas que sean capaces de emitir. Como mínimo, una centralita solar debe decidir el momento en el que arranca la bomba y el momento en el que ésta se detiene. Para ello, precisa únicamente la señal de 2 sondas de temperatura con las que efectúa

un control diferencial. Estas sondas básicas quedan situadas a la salida de captadores solares y en la parte baja del acumulador.

Es habitual que las centralitas básicas no sean programables, funcionando con el siguiente esquema diferencial de temperaturas:

- Salto térmico para encendido de la bomba: 7 °C
- Salto térmico para parada de la bomba: 2 °C

En caso de desear mayor maniobrabilidad, y para intervenir en el funcionamiento del sistema aumentando su rendimiento, las centralitas de gama media suelen disponer de entrada para una tercera sonda, que normalmente se coloca en la mitad superior del acumulador solar. Además, se permite graduar los saltos térmicos de arranque y parada de bomba, limitar la temperatura de captadores para evitar el estancamiento o incluso, proteger la instalación frente a heladas.

Las centralitas de última generación, también incorporan varios modos predeterminados de funcionamiento. Con ellos se permite controlar no solo el circuito primario de la IST, sino también el resto de la instalación, decidiendo hacia dónde se cede la energía solar captada, activando mediante salidas de relés válvulas de tres vías, bombas circuladoras y de recirculación, apoyos energéticos auxiliares, etc. Incluso, es habitual encontrar modelos que permiten el funcionamiento de varios circuitos primarios con distinta orientación, evitar los arranques intermitentes en las primeras horas de sol, o, como ya se ha visto anteriormente, comunicarse mediante señal PWM con la bomba y determinar la velocidad de giro de ésta, a la vez que se conoce su consumo energético.

Estas centralitas pueden quedar integradas en el sistema de control del edificio mediante protocolos como eBUS, BACnet, o registrar todas las variables de funcionamiento a modo de datalogger, conectándose mediante cable Ethernet a la nube, o grabando los registros en soportes electrónicos. Esto es de especial interés en el caso de instalar contadores de calorías. La Fig. 1.9 muestra una centralita de última generación del fabricante RESOL, junto con varios modos predefinidos de funcionamiento y el cuadro de entradas y salidas.

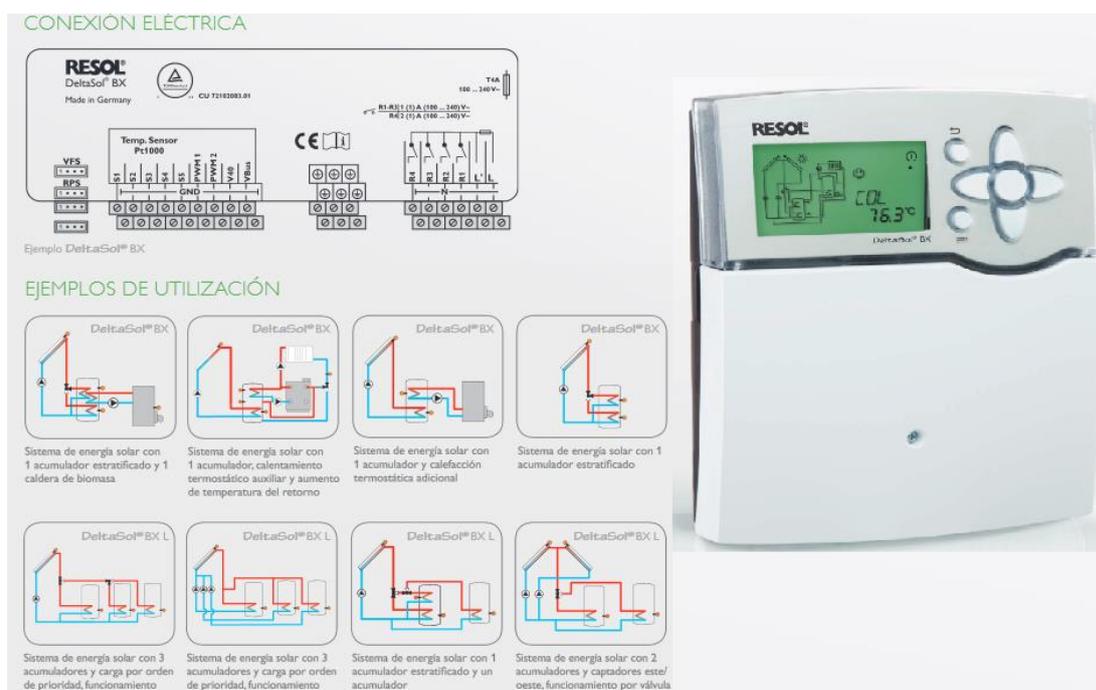


Figura 1.9. Centralita solar de última generación con salida PWM. Fuente: Resol

### 1.3. Normativa aplicable

En España, existe una variada y completa normativa de aplicación para las IST, tanto en la fase inicial de diseño, como en la posterior fase de instalación y mantenimiento de éstas. Desde que entrara en vigor en el año 2006, el Código Técnico de la Edificación incluye un Documento Básico HE-4 para el Ahorro de la Energía, que incluye un apartado para la Contribución Solar Mínima de Agua Caliente Sanitaria. Además, con la publicación de la Convocatoria de Ayudas para la Promoción de Instalaciones de Energía Solar Térmica, en el ámbito del Plan de Energías Renovables durante el periodo 2005-2010, se publicó el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura, [IDAE, 2009], cuya finalidad fue la de establecer las condiciones técnicas que debían tomarse en consideración dentro de las instalaciones promovidas por dicho plan.

En el Documento Básico HE-4, el proyectista puede cuantificar qué cantidad de energía térmica para ACS deberá aportar la IST, en base a criterios de la zona climática de estudio y del valor de la demanda de ACS del edificio. Para ello, se ofrecen tablas con las que se calcula una fracción solar mínima que deberá aportar la IST, en base tanto al consumo de ACS según el tipo de edificio estudiado, para una temperatura de referencia de 60°C, como a la zona climática donde se ubique la IST, existiendo un total de 5. Para el dimensionado, el factor más interesante ofrecido es el ratio entre la superficie de captación,  $A_u$ , y el volumen de acumulación primario,  $V_{ac}$ , que debe quedar dentro de los límites  $50 \text{ [l/m}^2\text{]} < V_{ac}/A_u < 180 \text{ [l/m}^2\text{]}$ . De esta forma, existe una limitación en cuanto al tamaño del campo de captadores, una vez se conoce el volumen de ACS que se va a necesitar.

Por otra parte, el IDAE, Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, presenta en [IDAE, 2009], unas condiciones técnicas mínimas para que las IST cumplan con los requisitos de durabilidad, fiabilidad y seguridad. Este es un documento mucho más completo que [CTE, 2017], y como todo pliego de condiciones técnicas, tiene una gran utilidad para el proyectista. Este documento, en su Anexo XI recomienda como método de cálculo de la fracción solar anual el método basado en las curvas de f-Chart, ofreciendo una ligera guía para su aplicación.

Para el apartado de instalación y mantenimiento de IST, es de aplicación lo indicado en [CTE, 2017], Rendimiento de las Instalaciones Térmicas, el cual se publica como Real Decreto, siendo su última actualización la que se encuentra en [RITE, 2013].

Finalmente, cualquier IST debe disponer de captadores solares homologados por un laboratorio de ensayo acreditado, donde se realizarán los distintos ensayos que establecen en [EN12975, 2006], *Sistemas solares térmicos y componentes. Captadores solares*, siendo publicado en el Boletín Oficial del Estado los resultados de dichos ensayos, así como asignándole a cada modelo de captador ensayado una contraseña de homologación, con una fecha de validez determinada.

Por tanto, junto con las distintas normativas anteriormente comentadas, para el dimensionado de una IST es imprescindible acudir a los resultados de ensayo que se publican en el BOE, ya que estos se realizan según lo que indica esta norma, con validez y aplicación similar en todo el territorio de la Unión Europea. Se dedicarán varios apartados posteriores para el desarrollo del método de ensayo en estado estacionario que propone esta norma, por ser un punto clave en el desarrollo de la tesis.

#### 1.4. Parámetros de diseño típicos. Caudales y saltos térmicos nominales

En el dimensionado de una IST, se deben fijar una serie de valores nominales para su funcionamiento, que en definitiva se reducen a seleccionar el caudal de circulación en el circuito primario y de esta forma, fijar las temperaturas nominales con las que se estima que trabajará la instalación, aunque como ya se ha indicado, éstas serán variables según nivel de radiación solar y del perfil de consumo de ACS.

Durante la fase de proyecto, se debe estimar un caudal de circulación primario, necesario para calcular las pérdidas de carga hidráulicas y dimensionar la red hidráulica, así como seleccionar un intercambiador de calor concreto. Sin embargo, no existe ninguna indicación sobre qué caudal es el óptimo para las condiciones particulares de cada IST. Como se ha visto, no existe ningún documento que especifique el valor de caudal a instalar, únicamente se puede citar lo que se indicaba en el antiguo RITE de 1998. Según este reglamento, de carácter prescriptivo y publicado en el RD 1751/1998:

*“El caudal del fluido portador se determinará en función de la superficie total de captadores instalados. Su valor estará comprendido entre 1,2 l/s y 1,6 l/s por cada 100 m<sup>2</sup> de área de captadores. En las instalaciones en las que los captadores estén conectados en serie, el caudal de la instalación se obtendrá aplicando el criterio anterior y dividiendo el resultado por el número de captadores conectados en serie.”*

Como puede comprobarse, el nuevo RITE se desarrolla con un enfoque basado en prestaciones u objetivos, como se indica en su introducción:

*“...expresando los requisitos que deben satisfacer las instalaciones térmicas sin obligar al uso de una determinada técnica o material, ni impidiendo la introducción de nuevas tecnologías y conceptos en cuanto al diseño, frente al enfoque tradicional de reglamentos prescriptivos que consisten en un conjunto de especificaciones técnicas detalladas que presentan el inconveniente de limitar la gama de soluciones aceptables e impiden el uso de nuevos productos y de técnicas innovadoras”.*

Es decir, existe libertad en cuanto a seleccionar el caudal de circulación del fluido caloportador en el circuito primario, pero no existe, sin embargo, una clara preferencia o recomendación en cuanto al valor recomendable del mismo, más allá del indicado por los fabricantes de captadores solares, que normalmente, salvo casos particulares, suele ser un amplio rango de caudales válidos en lugar de un caudal específico.

Esta ausencia de indicaciones relativas al caudal por parte de la normativa aplicable hace que sea una variable de control de las IST a la que no suele darse la atención requerida, siendo reducidas las guías donde se aporten los beneficios o inconvenientes a tener en cuenta con la elección de un caudal determinado. Como se verá en los próximos capítulos, existen suficientes estudios que evidencian que su influencia es clave en el comportamiento final de la IST, ya sea por cuestiones económicas o por cuestiones energéticas. Esto justifica el interés que presenta su estudio, y es el punto de partida de esta tesis.

## 2. ANTECEDENTES Y OBJETIVOS

### 2.1. Fundamentos teóricos

Existe una base de conocimiento sólida sobre los procesos físicos que tienen lugar en el funcionamiento de una IST. En la gran mayoría de estos procesos el caudal actúa como variable de control, siendo la única variable accesible en IST ya ejecutadas si se desea cambiar las condiciones de trabajo de todo el sistema.

En primer lugar, el caudal que circula por el interior del absorbedor de un captador solar interviene en el mecanismo de convección entre fluido y tubos. A continuación, en el proceso de acumulación térmica, según el valor que tome el caudal que entra y sale del acumulador, se mantendrá una estratificación térmica más o menos eficiente, en cuanto a diferencia de temperaturas entre zona superior e inferior del agua caliente acumulada se refiere. Además, el calor procedente del campo de captación se transferirá en un intercambiador de calor, cuyo funcionamiento quedará afectado por el valor que tome el caudal, tanto del circuito primario, como del secundario.

Todos estos procesos contribuyen a destacar el interés que presenta conocer cómo afecta el caudal al funcionamiento global de una IST, y, por tanto, establecer qué caudales son los más recomendables para las distintas aplicaciones que se deseen estudiar.

A continuación, se expondrán aquellos fundamentos teóricos que se han creído necesarios considerar, por la importancia que tienen, en la eficiencia final de una IST para calentamiento de ACS.

#### 2.1.1. Transferencia de calor en el interior del absorbedor de captadores solares térmicos planos

Si se estudia el proceso de transferencia de calor que tiene lugar en el interior de cualquier tubo del absorbedor, la convección es el proceso principal. En ella, el fluido caloportador entra en el absorbedor a una temperatura  $t_{in}$  y recibe una energía procedente de la radiación solar incidente, saliendo a una temperatura  $t_{out}$ .

Este mecanismo convectivo queda sujeto al valor que tome el coeficiente convectivo entre fluido y paredes del tubo que lo contiene,  $h_{fi}$ . Para aumentar la cantidad de energía aportada al fluido, interesa que  $h_{fi}$  tenga un valor elevado, y esto depende del valor que tome el número de Nusselt para las condiciones del fluido. La teoría sugiere que, para obtener valores de Nu altos, debe existir régimen de flujo interno turbulento, lo que se obtiene para valores de número de Reynolds superiores a 10.000.

Tradicionalmente, el estudio de la transferencia de calor que tiene lugar en el interior de la mayoría de captadores solares planos se basa en el modelo HWB, (Hottel-Whillier-Bliss), según, [Hottel, 1958] y [Bliss, 1959]. Para ello, se cuantifican las ganancias energéticas del fluido, además de estudiar las pérdidas energéticas respecto a la energía total incidente en la cubierta del captador. Estas pérdidas se dividen en pérdidas ópticas y pérdidas por transmisión.

De este modo, la eficiencia térmica de un captador solar se puede obtener como la cantidad de energía que se transfiere al fluido respecto del total de energía solar incidente en la superficie útil de su absorbedor, la cual dependerá del valor de la

radiación solar existente en este instante. La cantidad de energía que se transfiere al fluido caloportador puede establecerse, según [Duffie, 2006], como refleja la Ec. 2.1.

$$Q_{cap} = A_u F_R [\tau_\alpha G_T - U_L(t_{in} - t_a)] \quad (2.1)$$

En esta ecuación, los términos que definen la cantidad de energía que recibe el fluido caloportador y la cantidad de energía que se pierde son, respectivamente,  $F_R$  y  $U_L$ , partiendo de la base de que la radiación solar incidente sobre el captador no es aprovechada en su totalidad. Esto es debido a que existen pérdidas energéticas tanto en la cubierta de vidrio como en la placa absorbedora. Estas pérdidas son evaluadas por el factor  $\tau_\alpha$ , producto de la transmisividad del vidrio a incidencia normal y de la absorptividad de la placa absorbedora.

El término  $F_R$  se conoce como factor de evacuación del calor mientras que  $U_L$  es el coeficiente global de pérdidas térmicas del captador hacia el ambiente. El resto de los términos en la Ec. 2.1 son el área útil del absorbedor,  $A_u$ , la radiación solar incidente sobre el plano de captación,  $G_T$ , y las temperaturas de entrada del fluido al captador,  $t_{in}$ , y ambiente,  $t_a$ .

La utilidad de  $F_R$  es la de estimar la forma en la que se cede calor al fluido caloportador en cada zona del absorbedor. Si se quiere evaluar cómo de eficiente es el proceso de ganancia energética que tiene el fluido al atravesar el absorbedor, es necesario definir los términos de los que depende este factor, como se muestra en la Ec. 2.2.

$$F_R = \frac{\dot{m} c_p}{A_u U_L} \left[ 1 - \exp\left(-\frac{A_u U_L F'}{\dot{m} c_p}\right) \right] \quad (2.2)$$

Entre otros factores, su valor depende directamente del valor del flujo másico  $\dot{m}$ . Esto significa que la cantidad de energía cedida al fluido caloportador quedará afectada por el valor del caudal. Además, se observa que  $F_R$  también depende del valor que tome  $U_L$ , el cual se obtiene como suma de los coeficientes de pérdidas térmicas en la cubierta,  $U_{top}$ , en los laterales,  $U_{edge}$  y posteriores del captador,  $U_{back}$ , como se muestra en la Ec. 2.3.

$$U_L = U_{top} + U_{edge} + U_{back} \quad (2.3)$$

En la Ec. 2.2, el término  $F'$  se conoce como factor de eficiencia del captador, y su valor se obtiene según la Ec. 2.4.

$$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{W \left[ \frac{1}{U_L [D + (W-D) F]} + \frac{1}{C_b} + \frac{1}{m D_i h_{fi}} \right]} \quad (2.4)$$

Este factor representa, en un punto determinado de la superficie del absorbedor, la relación entre la ganancia de energía útil real y la ganancia de energía que existiría

idealmente, si en el punto evaluado, la superficie del absorbedor estuviera a la misma temperatura que la que tiene el fluido en ese mismo punto. Los factores que intervienen en esta ecuación se muestran en la nomenclatura, y, como es de esperar, entre ellos está el valor del coeficiente convectivo entre paredes de tubería y fluido,  $h_{fi}$ , volviendo a demostrar que el caudal es un factor clave en el mecanismo de transferencia de calor del absorbedor.

En el capítulo 3 se verá con mayor detenimiento cómo se obtienen los parámetros de la curva de eficiencia de un captador según [EN12975, 2006], a partir de la energía cedida al fluido caloportador a su paso por captadores y de la energía solar incidente en el plano de captación. En cambio, si se desea resolver las ecuaciones anteriores, y así simular el comportamiento térmico de un captador solar, deben realizarse cálculos iterativos, normalmente con el uso de programas como EES o TRNSYS, que aplican métodos numéricos como el de Newton-Raphson. Para ello, se estima una temperatura media del absorbedor inicial aproximada y tras varios ciclos de cálculo se obtiene un resultado final que converge, si la temperatura media utilizada como semilla de cálculo inicial queda relativamente cercana al valor final. Los resultados serán los valores de  $F_R$ ,  $U_L$  y la energía cedida al fluido  $Q_{cap}$ , para unas condiciones determinadas de caudal, radiación, temperatura de entrada y temperatura ambiente.

Si se simula el efecto del caudal para un diseño determinado de captador, se comprueba que existen límites para conseguir unos resultados aceptables en el funcionamiento de estos programas de simulación, dentro de los cuales se cumplen los fundamentos teóricos anteriormente expuestos. Si el caudal es demasiado bajo, se producirán puntos calientes, donde será probable alcanzar temperaturas superiores a las de la vaporización del fluido caloportador. Esto requiere un correcto diseño hidráulico de los montantes, para que no existan desequilibrios de caudal, sobre todo en los diseños tipo parrilla. Si el caudal aumenta, lo que sucede es una reducción en el salto térmico entre la entrada y la salida del absorbedor, lo que repercute en que se reduzcan las pérdidas térmicas hacia el exterior, como consecuencia de que la temperatura media del absorbedor se reduce.

Ante estos fundamentos teóricos, parece lógico que sea preferible utilizar caudales altos en el dimensionado de IST, ya que con ellos se obtendrían las mayores eficiencias de captación, siempre que el captador no se salga de los márgenes de diseño habituales. Sin embargo, un buen rendimiento de captación, por sí solo, no asegura un buen aporte solar final de la IST al completo, ya que entrarían en juego otros sistemas además del de captación, como son acumulación, intercambio y bombeo.

### **2.1.2. La estratificación térmica en los acumuladores**

Tras obtener el aporte energético al fluido caloportador, se necesita que éste sea almacenado hasta que sea requerido cierto volumen de ACS por el usuario, según el perfil de consumo existente en la IST. Este proceso se realiza en acumuladores a los que se les dota de un nivel de aislamiento térmico que garantiza bajas pérdidas térmicas.

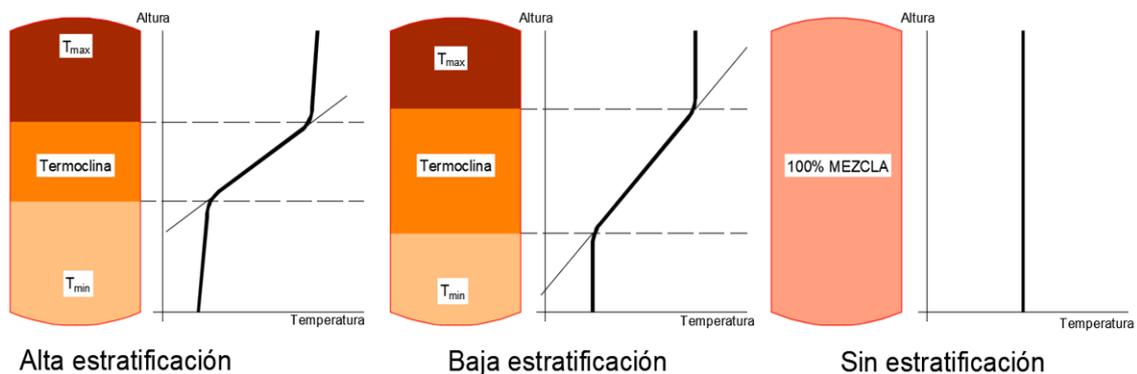
Para entender el mecanismo mediante el cual ésta temperatura se mantiene en menor o mayor medida a lo largo del tiempo, se debe estudiar el fenómeno de la estratificación térmica: proceso físico en el que el fluido es acumulado de forma ordenada según su temperatura.

Cada zona con igual temperatura se conoce como estrato, siendo los estratos situados en la parte baja del acumulador los más fríos, con mayor densidad, y los situados en la zona alta los más calientes, con menor densidad. De esta forma, en la sección vertical

del acumulador se tendría un gradiente térmico, siendo conocida como termoclina aquella línea que identifica la región intermedia donde existen cambios de temperatura entre estratos. La situación de las termoclinas depende de la relación de aspecto del acumulador,  $h/\varnothing$ , y queda influenciada por factores como las pérdidas térmicas y sobre todo, por los ciclos de carga y descarga, es decir, por el movimiento que tenga el fluido en las zonas cercanas a las tuberías que entran y salen del acumulador. En la Fig. 2.1 se muestran varios ejemplos del mismo acumulador con distinto grado de estratificación.

Para lograr un buen grado de estratificación, es necesario estudiar su dependencia con el tiempo, donde el perfil de consumo juega un papel importante. Normalmente, en un acumulador típico para IST de preparación de ACS, se deben estudiar 2 procesos de mezcla que se dan al mismo tiempo:

- El primer proceso es el producido por el circuito de consumo de ACS, ya que durante la existencia de consumo se genera mezcla de fluidos a distinta temperatura, siendo desalojado fluido caliente desde la zona superior y admitiendo fluido frío por la zona inferior del acumulador.
- El segundo proceso es producido por el circuito de captación, y es el que tiene interés en esta tesis, donde se introduce agua caliente por la zona superior, (situada más abajo que la salida de ACS hacia consumo), y se retorna agua fría por la zona más baja, yendo hacia captadores para ser calentada. Esta configuración puede tener ligeras variaciones en función de si el intercambio se realiza en un intercambiador externo o si se hace en un serpentín interior, en un interacumulador.



**Figura 2.1.** Distintos grados de estratificación térmica en un mismo acumulador de ACS

Independientemente de si hablamos de caudal primario o secundario, la intensidad de la mezcla ocasionada dentro del acumulador vendrá definida por la duración de cada descarga de consumo, por la frecuencia con la que se realiza y, sobre todo, por la intensidad, (caudal de descarga). Para evitar este proceso de mezcla, sería deseable que el fluido que ingresa en el acumulador desde captadores lo hiciera a una altura ideal según su temperatura, lo que es complicado, puesto que esta temperatura depende de la energía útil que esté siendo producida por captadores en cada momento. Como ya se ha visto, esto depende del rendimiento de captación, determinado por factores variables en el tiempo, como temperatura ambiente, temperatura del fluido en la parte baja del acumulador y radiación solar.

En este sentido, y como ya se adelantaba en el capítulo anterior, los fabricantes suelen estudiar aquellos diseños geométricos que reduzcan al mínimo la estratificación para

unas condiciones de funcionamiento típicas, pero esto quedará sujeto, en definitiva, a la velocidad que tenga el fluido que se mueve en el interior del acumulador atravesando los distintos estratos, lo que vuelve a poner de manifiesto la importancia del caudal de circulación para obtener altas eficiencias finales en las IST. El beneficio que se obtendría al hacer circular caudales bajos sería doble:

1. Al tener un mayor grado de estratificación en el acumulador, al campo de captación le llegaría fluido más frío, reduciendo así la temperatura media del absorbedor y, por tanto, consiguiendo menores pérdidas térmicas. Como resultado, aumentaría el calor útil transferido al fluido caloportador.
2. El grado de aprovechamiento energético que se puede conseguir en un acumulador estratificado frente a otro totalmente mezclado es superior, ya que, aunque tengan igual contenido energético, no tienen la misma exergía. La energía contenida en el acumulador estratificado sería de mayor calidad que en el caso de acumulador con mezcla.

Para estudiar el fenómeno de la estratificación y simular cómo afecta a los resultados finales en simulaciones energéticas de la IST, se suelen seguir 2 métodos: multinodo o *plug-flow*.

- El método multinodo, [Duffie, 2006], es un método diferencial, se basa en la definición de N nodos, identificando cada nodo un estrato o región horizontal del acumulador. A continuación, se propone un balance energético entre las N secciones definidas inicialmente, basado en ecuaciones diferenciales que son resueltas mediante métodos como Euler, Crank-Nicolson, etc. El resultado es el conjunto de temperaturas para cada estrato en cada paso de tiempo fijado en la simulación. Con mayor número de nodos y con menores pasos de tiempo de simulación se obtiene más precisión en el cálculo, pero el tiempo requerido para converger en un resultado de simulación satisfactorio será superior. Normalmente el número de nodos suele elegirse para el grado de estratificación esperado, siendo 3 o 4 un valor típico.
- El método *plug-flow* es un método algebraico propuesto en [Kuhn, 1980], que propone estudiar volúmenes de fluido a los que se considera como flujos entrantes o salientes del acumulador en función del tiempo. La mecánica en la que se basa es considerar que, conforme el tiempo avanza, los volúmenes de fluido entrantes desplazan hacia fuera del acumulador a los volúmenes existentes, definidos el paso de tiempo anterior. Para su resolución suelen plantearse ecuaciones que se resuelven con métodos de contabilidad matemática.

Ambos métodos convergen en un resultado claro: termodinámicamente interesa conservar la mayor diferencia de temperaturas posible entre la parte baja y la parte alta del acumulador.

Para facilitar la comparación entre distintos estados temporales de un acumulador, suelen utilizarse distintos números adimensionales, pero no todos ofrecen la misma utilidad para el caso particular que nos ocupa en IST.

En [Haller, 2009], se analizan de forma teórica varios modelos que evalúan la estratificación en acumuladores, partiendo de un análisis de las condiciones que la promueven y la mantienen. En este trabajo se recomienda no evaluar la estratificación en base únicamente al estado térmico final del acumulador. Deben conocerse además las condiciones de contorno que han contribuido a alcanzar dicho estado final, lo que puede hacerse mediante diversos métodos. Los más utilizados son la representación

gráfica de temperatura-altura del acumulador y tiempo adimensional, los balances energéticos de Primera y Segunda Ley de la Termodinámica, el grosor de la termoclina, el número MIX o el coeficiente de estratificación de Wu y Bannerot.

En [Castell, 2010], se realiza una comparativa similar sobre los distintos métodos de evaluación de la estratificación, pero en este caso se ofrece un estudio pormenorizado para bajo caudales de descarga. En estas condiciones, se recomienda utilizar el número de Richardson,  $Ri$ , y el ratio de la eficiencia de descarga,  $\eta_d$ , ya que otros adimensionales son muy dependientes de ciertas variables, como son el propio caudal, la temperatura del acumulador, las temperaturas de los flujos de entrada y salida o las propiedades térmicas del fluido. Esto suele crear diferencias entre los grados de estratificación calculados con cada método para un mismo caso experimental.

El número de Richardson se calcula según la Ec. 2.5, y como puede observarse, la velocidad del fluido acumulado en el estrato estudiado,  $v_s$ , es uno de los factores con mayor importancia, dependiente del caudal de descarga y de las dimensiones del tubo estratificador, como se indica en el Ec. 2.6.

$$Ri = \frac{g \beta H (T_{top} - T_{bottom})}{v_s^2} \quad (2.5)$$

$$v_s = \frac{Q}{\pi r_s^2} \quad (2.6)$$

Por otra parte, el ratio de la eficiencia de descarga compara la energía extraída del acumulador frente a la energía almacenada en él, como muestra la Ec. 2.7, estando los distintos términos de estas ecuaciones incluidos el glosario inicial de este trabajo.

$$\eta_d = \frac{E_{ext\ acum}}{E_{alm\ acum}} = \frac{\sum \dot{m}_d C_p (T_{out} - T_{in}) \Delta t}{M_t C_p (T_{start} - T_{in})} \quad (2.7)$$

Los autores concluyen que, de cara a evaluar y comparar los distintos métodos y números adimensionales utilizados en el estudio de la estratificación, es indispensable comparar su tendencia en el tiempo para un mismo proceso, donde se experimente la creación y posterior destrucción de cierto nivel de estratificación. En el caso concreto de bajos caudales de carga y descarga del acumulador se obtienen resultados similares con todos los métodos estudiados, mejorando siempre el nivel de estratificación si se compara con caudales superiores.

### 2.1.3. Intercambiadores de calor en IST para calentamiento de ACS

Como ya se ha adelantado, el resultado energético global obtenido en una IST se ve afectado por cómo se realice el intercambio térmico, proceso que se lleva a cabo en intercambiadores de calor.

La potencia nominal del intercambio de calor suele venir fijada por normativa, especificándose ésta como un valor mínimo, proporcional al área de captación. Aun así, aunque el intercambiador tenga una potencia igual a la requerida, falta estimar la eficiencia del proceso de intercambio de energía, lo que depende de los valores de temperatura y caudales en circuitos primario y secundario

La premisa fundamental en aquellos casos en los que el circuito primario conecte con los captadores solares será la de enviar el fluido caloportador hacia captadores con la menor temperatura posible, lo que, además, garantiza que las pérdidas térmicas hacia el ambiente sean reducidas. Por lo tanto, a la hora de seleccionar un intercambiador

para una IST, los saltos térmicos a fijar en cada circuito dependerán del caudal con el que se va a trabajar, y, sobre todo, de si se quiere mantener un alto grado de estratificación en el acumulador. Una vez se fijen estos valores, se debe comprobar que la eficiencia de intercambio es la adecuada, que las pérdidas de carga sean admisibles, y que, para la potencia de intercambio requerida, se seleccione un intercambiador no sobredimensionado, para minimizar el coste.

Aplicando los fundamentos teóricos para intercambiadores de calor, la transferencia energética que se realiza entre el circuito primario y el secundario se define según la Ec. 2.8.

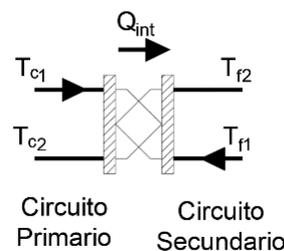
$$Q_{int} = U \cdot A_{int} \cdot DTLM \quad (2.8)$$

En esta ecuación,  $U$ , [W/m<sup>2</sup>K], es el coeficiente global de transferencia, promediado en todas las placas efectivas del intercambiador,  $A_{int}$ , [m<sup>2</sup>], es el área de transferencia útil del intercambiador y  $DTLM$ , [K], es la diferencia de temperaturas logarítmica media representativa.

La efectividad del intercambiador,  $\varepsilon$ , cuantifica el flujo de calor real intercambiado frente al flujo máximo que se intercambiaría idealmente, como se representa en la Ec. 2.9.

$$\varepsilon = \frac{Q_{int}}{Q_{int\ max}} = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{C_{min} (T_{c1} - T_{f1})} \quad (2.9)$$

En esta ecuación,  $C_{min}$  representa la capacidad calorífica menor entre la de los 2 fluidos, (para el caso que nos ocupa, salvo que el contenido de anticongelante sea elevado, los 2 circuitos tendrían fluidos con igual capacidad calorífica). La Fig. 2.2 identifica la nomenclatura utilizada para las temperaturas en un esquema de intercambiador de placas típico en IST.



**Figura 2.2.** Nomenclatura identificativa de temperaturas en el intercambiador de calor típico de una IST

Al estudiar los fundamentos anteriores, si se desea mantener un valor mínimo de eficiencia y controlar las pérdidas de carga, conforme se aumenta el caudal se precisa incrementar el número de placas o variar el modelo de intercambiador para obtener mayor área de intercambio, lo que conlleva un encarecimiento. Por el contrario, proponiendo bajos caudales se alcanzarían buenos resultados con intercambiadores ajustados, tanto en tamaño como en precio.

#### **2.1.4. Funcionamiento de IST en modo low-flow**

El funcionamiento de una IST en modo low-flow, (bajo caudal), suele darse, según [Peuser, 2004], cuando el caudal del circuito primario queda comprendido entre 12 l/(hm<sup>2</sup>) y 20 l/(hm<sup>2</sup>).

Como el salto térmico existente en captadores aumenta considerablemente al reducir el caudal, las pérdidas térmicas aumentan, reduciéndose la eficiencia de captación. Sin embargo, como se demuestra en los trabajos [Carvalho, 1998], [Fanne, 1988] y [Hollands, 1989], mientras el nivel de estratificación conseguido en acumulación sea el requerido, se podrá garantizar que la temperatura del fluido caloportador a la entrada de captadores será baja, por lo que con bajo caudal se obtendrán beneficios energéticos muy similares a los conseguidos con opciones de mayor caudal.

Sin embargo, este modo de operación conlleva tanto una cuidadosa selección de componentes como una correcta puesta en marcha de la instalación, ya que tanto el acumulador como el intercambiador deben trabajar en unos límites muy ajustados de temperatura, fuera de los cuales el beneficio energético al trabajar con bajo caudal se pierde. Esto precisa un alto grado de especialización técnica y experiencia profesional para el especialista que dimensione y proyecte la instalación, además de un buen grado de conocimiento sobre la estrategia de control y regulación a programar en la centralita de control. Ésta, a su vez, es necesario que disponga de la capacidad de admitir programas personalizados de funcionamiento.

Para obtener buenos resultados con este tipo de configuración, se suele precisar instalar acumuladores de alta estratificación, con materiales y tratamientos internos que soporten altas temperaturas, así como con una estudiada relación de aspecto y ubicación de las entradas y salidas de flujo.

Por tanto, aunque el funcionamiento de una IST configurada para bajo caudal no obtenga mejores aportes energéticos que si tuviera caudal alto, el principal interés que ofrece es la interesante reducción de costes iniciales en la red de tuberías y tamaño de bomba del circuito primario. Esto conlleva una reducción del coste anual de bombeo, que en instalaciones con superficies de captación superiores a 20 m<sup>2</sup>, llega a ser un factor decisivo en cuanto al periodo de amortización obtenido, como se verá en capítulos posteriores.

#### **2.1.5. Pérdidas de carga hidráulicas y punto de trabajo en IST**

Las pérdidas de carga hidráulicas del circuito primario de una IST dependen directamente del caudal de trabajo, por lo que el punto de trabajo de la bomba se obtendrá una vez se conozcan los diámetros nominales de tubería a instalar, para mantener una pérdida de carga lineal que suele fijarse en 20 mmca por metro de tubería en los cálculos iniciales. Este valor se consigue con velocidades de fluido entre 1,5 y 2,5 m/s, asegurando tanto la no deposición de residuos por baja velocidad como unas pérdidas de carga por fricción limitadas.

Conocidos los diámetros nominales de cada tramo del circuito primario, se puede realizar una estimación precisa de las pérdidas de carga en todo el circuito,  $\Delta P$ , separando éstas en pérdidas primarias o lineales en tuberías, pérdidas localizadas en accesorios hidráulicos y pérdidas específicas en equipos, como reflejan, respectivamente, los tres términos de la Ec. 2.10.

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{v^2}{2g} + \sum k_i \frac{v^2}{2g} + \Delta P_{esp} \quad (2.10)$$

En dicha ecuación, para calcular las pérdidas primarias, se necesita conocer el valor del factor de fricción de Darcy,  $f$ , que para flujo laminar, solo depende del número de Reynolds, mientras que para flujo turbulento depende también de la rugosidad del material con el que se fabrican las tuberías,  $\epsilon$ . Dado que en las IST las condiciones suelen ser de régimen turbulento, para obtener el valor de  $f$ , se puede consultar el ábaco de Moody, o se puede calcular analíticamente aplicando la Ec. 2.11, conocida como ecuación de Colebrook-White:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left( \frac{\frac{\epsilon}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.11)$$

Las pérdidas localizadas en accesorios son función de la velocidad, siendo de utilidad las tablas de valvulería, con valores tabulados para codos, té y demás accesorios hidráulicos, donde se refleja el factor adimensional, " $k_i$ ", conocido como factor de pérdidas. Estas pérdidas suelen transformarse en valores de longitud de tubería equivalente, y se suman a las pérdidas primarias en tuberías.

Finalmente, las pérdidas específicas,  $\Delta P_{esp}$ , deben ser suministradas por el fabricante de los equipos, siendo las más importantes las existentes en captadores solares, (mayores en el caso de absorbedores tipo serpentín), y en intercambiadores.

Una vez se tiene establecido el valor final de pérdidas de carga hidráulicas, y como se trabaja en un circuito cerrado donde la bomba no debe vencer ninguna altura geométrica, se puede seleccionar una bomba circuladora cuya curva de trabajo se ajuste al punto de presión y caudal requerido. Para ello, debe considerarse que el punto de trabajo de la instalación quede en la zona de rendimiento óptimo ofrecido por la bomba, como muestra, a modo de ejemplo, el valor de  $\eta[\%]$  en la Fig. 2.3. De este modo se reducirá la energía consumida por bombeo en el circuito primario de la IST.

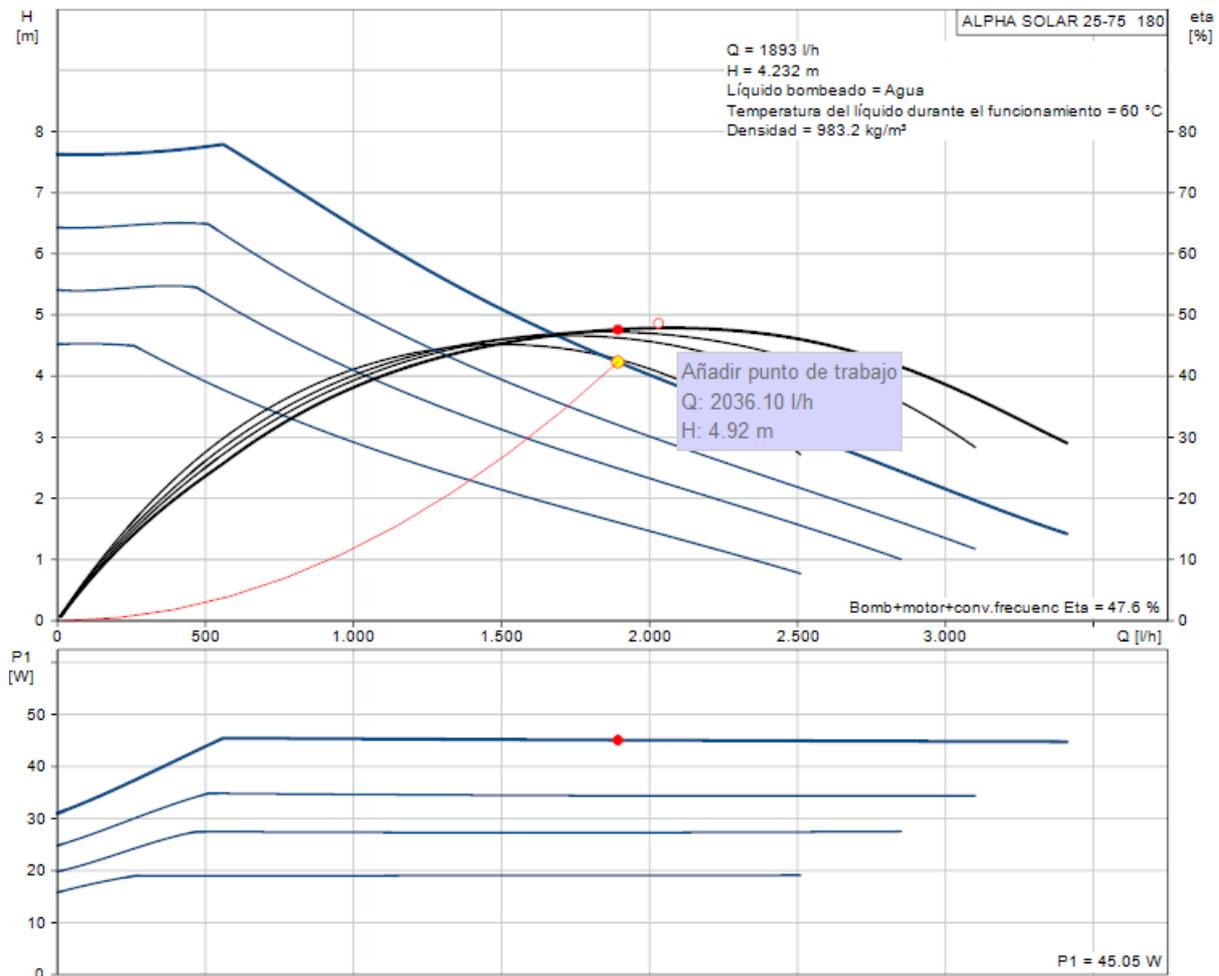


Figura 2.3. Punto óptimo de trabajo para la bomba circuladora Grundfos Alpha Solar 25-75 130

## 2.2. Estado de la cuestión

### 2.2.1. Introducción. Trabajos previos

Aunque existe una gran variedad de trabajos en los que se trata la importancia del caudal en el comportamiento de las IST, ya sea de forma directa o indirecta, hasta la fecha en ninguno de ellos se ha realizado un estudio que utilice los resultados experimentales de ensayos de captadores, tras ser afectados por la incertidumbre, con las simulaciones energéticas anuales del comportamiento de la IST.

Como ya se ha tratado en los fundamentos teóricos, el caudal circulante por el circuito primario afecta a todos los componentes principales de una IST, quedando los trabajos

existentes sobre el caudal enfocados hacia cada sistema en particular: se estudia la influencia del caudal en el rendimiento de los captadores solares y su impacto en la estratificación en los acumuladores, pero todo ello sin tener en cuenta el resultado global que el caudal de trabajo consigue en la IST. Además, en la mayoría de los trabajos relacionados a continuación, no se ofrecen datos sobre la precisión de los sensores con los que se obtienen los registros de datos de ensayo experimentales, y, por tanto, tampoco se propaga la incertidumbre de medida, lo que da lugar a conclusiones de validez incierta.

### **2.2.2. Análisis comparativo entre distintos métodos de ensayo de eficiencia**

Para obtener datos que definan el comportamiento térmico de un captador solar térmico plano, existen distintos métodos de ensayo, siendo todos ellos normalizados para su aplicación general en distintos países. Normalmente, todos los métodos suelen tomar como punto de partida un modelo físico con 3 parámetros, relativos a cómo se absorbe la energía en el captador, a cómo se pierde esta energía y, finalmente, a cómo se comportan los 2 parámetros anteriores para los distintos ángulos de incidencia que puedan existir durante el funcionamiento diario.

Existen trabajos como [Rojas, 2008] donde se realiza una comparativa experimental de los distintos métodos de ensayo, [ASHRAE, 2003] y [EN12975, 2006]. En este trabajo, se comprueba que los ensayos según [ASHRAE, 2003] requieren mayor duración que los de [EN12975, 2006], ya que precisan menor variabilidad de las condiciones ambientales exteriores. En ambos casos se precisa un filtrado de datos previo al análisis estadístico, y los resultados obtenidos difieren menos de un 5%. Esto da una idea de su similitud. Si se realizan simulaciones anuales con los resultados de ensayo, obtenidos por cada método para un mismo captador, se comprueba que con los factores de curva de rendimiento obtenidos según [EN12975, 2006], se obtienen menores fracciones solares. Esto se podría deber a que esta norma sí tiene en cuenta el efecto del viento y [ASHRAE, 2003] no.

No se ofrecen en este trabajo datos sobre la influencia del caudal de ensayo en los resultados obtenidos con ambos métodos. Tampoco se incluyen estudios sobre la importancia del proceso de selección de datos en los resultados finales obtenidos para cada ensayo.

También existen trabajos donde se destaca el error que supone prever el comportamiento de captadores solares en base únicamente a su eficiencia instantánea, obtenida en un ensayo con unas condiciones de contorno específicas, [Zambolin, 2010]. Para poder conocer el comportamiento de un captador ante unas condiciones de trabajo y caudal específicos, debería realizarse un ensayo obteniendo puntos de rendimiento concretos en las condiciones de trabajo buscadas. En esta misma línea, [Carrillo, 2002] identifica la importancia de tener en cuenta el patrón de consumo de la instalación, ya que de lo contrario, al utilizar una norma de ensayo para evaluar el comportamiento de un sistema completo, se estarían produciendo errores, debido a que los datos de los ensayos no son representativos de condiciones reales de funcionamiento. En este caso, concreto, de aplicación a sistemas compactos termosifón, la norma andaluza propone patrones de consumo en base a largas descargas, mientras que la norma EN12976-2 propone descargas distribuidas.

### **2.2.3. Estudio de la incertidumbre en los ensayos de eficiencia de captadores solares**

La incertidumbre en los resultados de ensayos de rendimiento térmico se trata en varios trabajos. Como guía sobre la identificación de parámetros y propagación de incertidumbre se puede citar a [Budig, 2009]. En este trabajo, sin embargo, no se ofrecen datos sobre la estrategia seguida en la selección de la muestra de datos válida, pero se ofrece un amplio desarrollo de la aplicación que se propone en [GUM, 1995], identificando errores sistemáticos y errores aleatorios. En [Osorio, 2014] se destaca que, la forma en la que se realice el estudio estadístico de las muestras de ensayo afecta a los resultados finales, por lo que este proceso es de gran importancia. No se encuentran referencias que indiquen que este proceso esté estandarizado entre laboratorios de ensayo.

Trabajos como [Mathioulakis, 2004] y [Müller, 2000], son previos a la versión actual de [EN12975, 2006], pero ya ponían de manifiesto la necesidad de aportar, junto con los factores de curva de eficiencia de ensayo, los valores de la incertidumbre final asociada de una forma estandarizada. Los laboratorios de ensayo suelen ofrecer la desviación típica de sus resultados de ensayo, pero este dato, por sí solo, no tiene utilidad para realizar predicciones de funcionamiento de captadores solares, ya que responde únicamente a la distribución estadística de los resultados de ensayo. Sin embargo, en estos trabajos no se realizan simulaciones anuales con los distintos resultados de ensayo ya afectados por la incertidumbre. De esta forma, se podría obtener una conclusión clara sobre la importancia de ésta para las predicciones de funcionamiento anuales de los captadores solares ensayados.

Finalmente, se deben destacar a [Sabatelli, 2002], que cuantifica la influencia de cada error de medida, asociado a cada sensor del banco de ensayo de rendimiento térmico, en los resultados finales obtenidos, y a [Domínguez, 2011], que ofrece un estudio específico para la validación y mejora del modelo HWB, aplicando para ello un análisis de incertidumbre. Este último trabajo concluye que los resultados de ensayo dependen fuertemente de la distribución que tome la muestra de datos registrados durante la última etapa del ensayo. Esta etapa es la que se realiza a mayor temperatura de entrada a captadores, siendo donde menor rendimiento térmico se obtiene del captador. Además, debido a que las propiedades físicas del fluido caloportador comienzan a cambiar por acercarse al punto de ebullición, es especialmente delicado mantener unas condiciones de régimen estacionario. Esto hace que la selección de la muestra de valores determine en gran medida la curvatura de la gráfica de rendimiento térmico obtenida.

#### **2.2.4. Estudio sobre la importancia de la estratificación en IST**

El estudio del fenómeno de la estratificación térmica en acumuladores ha sido objeto de múltiples trabajos, lo que demuestra el gran interés de este campo de estudio. Si nos ceñimos al campo de las IST, podemos citar los siguientes trabajos, los cuales han servido de base para el estudio de la importancia de la estratificación en la fracción solar obtenida en una IST para ACS.

En [Bouhal, 2017] se estudia numéricamente, mediante CFD, la mejora obtenida en la estratificación cuando se colocan placas deflectoras a distintas alturas y con distintas inclinaciones dentro del acumulador. El resultado se evalúa mediante el número de Richardson obtenido en cada caso. Las placas orientadas a 30° sobre la horizontal, y colocadas en la mitad de la altura del acumulador son la solución óptima. Sin embargo, este resultado depende del caudal existente en las simulaciones, por lo que no es trasladable a todas las configuraciones de IST, ya que el caudal es una variable de control. El estudio no incluye valoraciones sobre la mejora que cabe esperar, en cuanto a fracción solar, al mejorar la estratificación en algunos casos de estudio.

De un modo similar, en [Cristofari, 2003] se aplica un modelo de diferencias finitas para calcular la eficiencia de un sistema solar con acumulación y captación, tanto para alto como para bajo caudal. Como conclusión, con bajos caudales se aumenta el factor de utilización de la IST simulada. En este trabajo no se ofrecen datos ni del valor UA del intercambiador ni del perfil de consumo utilizado en las simulaciones.

En cuanto a estudios experimentales, podemos destacar tanto a [Jordan, 2005] como a [Zalman, 1977]. En el primero se comparan varios acumuladores de ACS con distintas configuraciones en la entrada de agua fría. De esta forma se estudia la influencia de las descargas en la estratificación obtenida. Se utiliza un modelo multinodo, y los resultados revelan que, en caso de disponer de distintas entradas de agua fría situadas a distintas alturas según su temperatura, se llega a mejorar un 4% la fracción solar anual, al compararse con un sistema de altura fija. Como en otras referencias, este resultado depende del caudal circulante, ya que la altura a la que llega el dardo de agua dentro con distinta temperatura dentro del acumulador es función del caudal al cuadrado. Esto significaría que, tanto el propio consumidor, a través de sus hábitos de consumo, como el caudal del circuito primario, serían 2 factores decisivos en la fracción solar obtenida, debido a que influyen notablemente en el grado de estratificación alcanzado en el acumulador. Se necesitaría conocer cómo afecta cada configuración estudiada a distintas IST tipo, en las que existan distintos patrones de consumo y caudales en el circuito primario.

En [Zalman, 1977] se analiza el comportamiento de los acumuladores frente a distintas descargas de ACS, variando el caudal, la relación de aspecto del acumulador y los saltos térmicos entre entrada de agua fría y caliente. Como resultados principales, se comprueba que la mala estratificación pierde más cantidad de energía cuando el nivel de radiación solar es bajo, y que los procesos de mezcla entre estratos, causados por los procesos de carga y descarga, suelen durar entre 3 y 4 minutos, quedando definidos por el número de Reynolds existente en la tubería de conexión al acumulador. Este trabajo ofrece una serie de correlaciones que permiten predecir la eficiencia de la estratificación en base a los números de Reynolds y Grashof y de la relación de aspecto del acumulador. Como sucede con otras referencias, el resultado obtenido se concreta únicamente en el acumulador. No se estudia su importancia en la fracción solar de una IST al completo.

Finalmente, podemos destacar a [Kleinbach, 1993], donde se ofrece un amplio desarrollo sobre el funcionamiento de modelos unidimensionales para el estudio térmico de acumuladores estratificados. En dicho estudio se sugiere que, para IST con bajo caudal, se utilice el método plug-flow, prestando especial atención al paso de tiempo de simulación elegido. Además, se estima que el número de renovaciones del acumulador,  $T$ , define el funcionamiento de la IST en cuanto a su caudal. Este número de renovaciones se calcula según la Ec. 2.12, donde  $M_{HEAT}$  es la masa total diaria de fluido que entra en el acumulador desde captadores,  $M_{LOAD}$  es la masa total de fluido que entra al acumulador desde la demanda y  $M_T$  es la masa de fluido acumulada por el acumulador. Para que una IST sea considerada como bajo caudal, los autores proponen que  $T < 5$ .

$$T = \frac{M_{HEAT} + M_{LOAD}}{M_T} \quad (2.12)$$

En este trabajo, aunque si se obtienen fracciones solares, éstas no se calculan utilizando curvas de ensayo para cada caudal. En su lugar, se modifican los valores de  $F_R$  obtenidos para un único caudal de ensayo homologado utilizando los factores de conversión propuestos en [Duffie, 2006].

### 2.2.5. Efecto del desequilibrio hidráulico en el funcionamiento de IST

El estudio de los efectos del caudal primario suele centrarse en cuantificar las consecuencias que conlleva no mantener un caudal uniforme. Ya sea por el interior de cada montante como por cada uno de los captadores solares instalados en paralelo. Se pueden citar trabajos teóricos como [Jones, 1994] y [Chiou, 1982]. En ninguno de ellos se realiza un ensayo de rendimiento térmico que relacione el desequilibrio hidráulico existente con la eficiencia de captador obtenida durante ensayos.

El primero se basa en el estudio de un modelo hidrodinámico discreto, despreciando el cambio de propiedades físicas con la temperatura, y concluyendo que el tipo de régimen de flujo interno no influye en el desequilibrio hidráulico. Los autores dividen los absorbedores tipo parrilla en 2 tipos, los dominados por las fuerzas inerciales y los dominados por las fuerzas de fricción. Se identifican los 3 parámetros, que más afectan a la distribución de caudal, los cuales son, en orden de importancia: la relación entre el diámetro de los montantes y los distribuidores, el número de montantes y la longitud de los montantes. Independientemente del tipo de absorbedor tipo parrilla, la mala distribución de caudal aumenta conforme crecen los 2 primeros parámetros y al reducirse el tercero. Los resultados sugieren que, en el caso de captadores donde predominen las fuerzas de fricción, el montante más alejado de la entrada de fluido al absorbedor es el que menor caudal recibe.

En el segundo trabajo, [Chiou, 1982], se define un factor de deterioro del rendimiento térmico del captador por acción del desequilibrio hidráulico, así como un factor de no uniformidad del caudal, que estima como de mal está distribuido el caudal dentro del absorbedor. Para el desarrollo del estudio se utilizan modelos numéricos con patrones de desequilibrio, para obtener, de forma teórica, los rendimientos de captación en cada caso. Solo se estudia un caudal por captador de 40 l/h, y se propone que la caída en el rendimiento de captación debida a la mala distribución de caudal puede llegar a ser del 20 %.

Otro trabajo con interés para entender la importancia del caudal circulante en el absorbedor es [Herrero, 2011]. Aunque no estudie el efecto del caudal directamente, se simula en TRNSYS la mejora que existiría en el proceso de transferencia de calor de un absorbedor tipo parrilla al insertar muelles en su interior. De este modo se adelantaría la aparición de régimen turbulento con caudales bajos. Esta mejora solo se aprecia a caudales elevados, pero al no considerar la incertidumbre final en los resultados, las mejoras obtenidas no pueden evaluarse cuantitativamente. Además, las curvas de rendimiento obtenidas al insertar los muelles no son experimentales, si no que se obtienen mediante simulación a partir de la curva de ensayo oficial de un captador para un único caudal de 120 l/h.

Otros trabajos recurren a la experimentación, como [Weitbretcht, 2002], que utiliza una réplica de un absorbedor tipo parrilla realizada en tubería plástica *Perspex*. En ella se miden las variaciones de caudal aplicando técnicas LDV, (*Laser Doppler Velocimetry*). Este trabajo se centra únicamente en condiciones de régimen de flujo laminar, sin embargo, las condiciones reales existentes en la mayoría de IST implican que existan otros regímenes de flujo, en función del caudal de trabajo seleccionado.

Publicaciones como [Bava, 2016] y [Bava, 2017] estudian el caudal variable y sus ventajas, pero quedan limitadas al campo de las IST destinadas a redes de distrito. En el primer trabajo, los autores recurren a un modelo numérico en Matlab que calcula tanto las pérdidas de carga como la distribución de caudal en un captador solar. Los resultados se comparan con medidas experimentales de la caída de presión total existente en un captador para distintos caudales. Como resultado principal, la distribución de caudales estaría controlada por el régimen de flujo existente en los tubos distribuidores, obteniendo

mejor distribución de caudales con condiciones de régimen turbulento, que los autores fijan para Reynolds superiores a 3.100. Este fenómeno se explicaría por la fuerte dependencia que tendría el sistema frente a las pérdidas de carga localizadas en las tes de unión entre distribuidores y montantes cuando se tienen condiciones de flujo laminar.

En el segundo trabajo, los autores realizan otro estudio numérico, apoyado por medidas experimentales de caudal, para evaluar la distribución de caudal en una gran instalación solar que funciona con caudal variable. Esta IST cuenta con 3.024 m<sup>2</sup> y queda destinada a una red de distrito. Los problemas asociados a trabajar con bajos caudales son los derivados de situaciones de estancamiento o de congelación. Como conclusiones finales, se destaca la necesidad de incorporar válvulas de equilibrado a las grandes IST. Este trabajo no ofrece datos referentes a una comparativa económica y de amortización entre el modo de trabajo con caudal variable y el de caudal fijo. Tampoco ofrece datos técnicos sobre la forma de equilibrar el caudal con válvulas de equilibrado estático, ya que, al trabajar con caudal variable, los puntos de trabajo serán también variables, pero este tipo de válvulas suelen instalarse para un rango de caudal estrecho.

En cuanto a recomendaciones sobre el diseño hidráulico del absorbedor en captadores tipo parrilla, se pueden citar trabajos como [Façao, 2015] y [Wang, 1990]. En ninguno de ellos se identifica a partir de qué valor de caudal comienzan a existir desequilibrios hidráulicos, ni tampoco se cuantifican las diferencias de rendimiento esperables con cada caudal de trabajo.

En el primero, se aporta un estudio numérico realizado en Fluent, encaminado a optimizar la distribución de caudal en captadores, solo para condiciones de régimen laminar, y donde finalmente, los resultados se comparan con resultados experimentales. En su revisión bibliográfica, se cita que a partir de 70 l/(hm<sup>2</sup>) la convección forzada es controlante, por lo que suponer flujo isotérmico para las simulaciones no conllevaría grandes errores. A caudales menores esto no es así y por tanto el estudio propuesto no sería aplicable. Como punto a destacar, las conclusiones obtenidas parecen opuestas a las obtenidas por [Jones 1994], ya que la distribución de caudal entre montantes empeoraría conforme el caudal aumenta, debido a los efectos inerciales. Además, se identifican a los montantes más alejados de la entrada de fluido como los que mayor caudal reciben.

Por su parte, en [Wang, 1990] se advierte que el modelo H-W-B supone caudales uniformes por cada montante, lo que equivale a que existan saltos térmicos similares en todo el absorbedor, y lo cual conlleva un gran error cuando se tienen grandes grupos de captadores interconectados entre sí. El trabajo ofrece una serie de modelos numéricos para conocer tanto la eficiencia como la distribución de caudales y temperaturas en grandes campos de captadores. Sin embargo, no se indica en ningún caso la precisión del cálculo de estos modelos.

Finalmente, [Chen, 2012] compara la eficiencia de 2 captadores solares idénticos tipo parrilla, diferenciándose únicamente en que uno de ellos tiene una lámina de ETFE, (Etileno-TetraFluoroEtileno), entre absorbedor y cubierta. Esto reduce las pérdidas energéticas frontales, pero en este trabajo tampoco se tienen en cuenta las incertidumbres de ensayo, por lo que los resultados no son concluyentes.

## **2.2.6. Análisis del funcionamiento de IST que trabajan con bajo caudal**

El interés que ofrece trabajar con caudales bajos en las IST ha sido tratado desde hace décadas, como demuestran los siguientes trabajos:

En [Carvalho, 1988] se comparan experimentalmente distintas estrategias de trabajo de IST. El estudio se basa en 3 configuraciones: una en la que el fluido caloportador circula de forma forzada a través de captadores una vez a lo largo del día, un sistema convencional de circulación forzada, donde el fluido caloportador circula varias veces al día por captadores, y finalmente, un sistema termosifón. Las conclusiones de este estudio revelan que el sistema que más cantidad de energía produce es el que obliga al fluido a circular una sola vez al día por captadores. Su funcionamiento supera a las otras configuraciones especialmente en días de baja radiación. Este estudio, sin embargo, no ofrece datos de costes y amortizaciones, sin los cuales no se puede cuantificar si realmente el sobrecoste del sistema recomendado es amortizable frente al sistema termosifón, que es el más económico.

En otra línea de trabajo, [Fanney, 1988] compara rendimientos de varias IST con distintos caudales primarios. Se informa de que los caudales existentes en las IST, en la fecha de la publicación del artículo, eran bastante elevados, siendo típicamente hasta 3 veces superiores al caudal de consumo diario. Los experimentos se hacen para caudales de 72 l/(hm<sup>2</sup>) y 4,88 l/(hm<sup>2</sup>), obteniendo curvas de rendimiento según ASHRAE. También se miden los valores UA de los intercambiadores en cada ensayo y a cada caudal, encontrando que con el caudal menor se obtiene una fracción solar un 8% mayor que con el caudal superior. Por contrapartida, este trabajo no ensaya todas las situaciones, realizando extrapolaciones para las curvas de rendimiento necesarias para algunos caudales, aplicando lo indicado en [Duffie, 2006]. Sobre el funcionamiento del intercambiador con bajos caudales, se informa de que conforme baja el caudal, el término UA del intercambiador empeora. No obstante, no se ofrecen datos sobre el dimensionado de cada intercambiador con cada caudal estudiado.

En [Buckles, 1980] se destaca la importancia que llega a tener el volumen total de consumo de ACS diario, ya que, en caso de que éste supere el volumen de ACS acumulado, la fracción solar se reducirá notablemente, al igual que cuando el patrón de consumo mensual varíe bastante entre meses. En ellos se ofrecen amplios estudios sobre la idoneidad que supone trabajar con caudales que aumenten el grado de estratificación y que incrementen las horas de operación del sistema, incluso con días de baja radiación. Sin embargo, ninguno ofrece datos sobre el estudio del comportamiento térmico de cada componente principal de una IST, al variar el caudal. Tampoco se realizan comparaciones en base a curvas de rendimiento de captación obtenidas de forma experimental, ni se recomiendan las configuraciones óptimas, tras un estudio económico que incluya las amortizaciones obtenidas con costes reales.

Un trabajo en el que se revisan casos de IST con bajo caudal y alta estratificación es [Hollands, 1989]. En este artículo se ponen de manifiesto las ventajas que conlleva el bajo caudal en cuanto a reducción de costes, tanto iniciales como de bombeo. A su vez, se concluye que las ventajas energéticas obtenidas por los altos niveles de estratificación que permite el bajo caudal son superiores a las pérdidas en rendimiento de captación. Se estima que un acumulador bien estratificado puede llegar a producir un 38% más de energía que uno totalmente mezclado.

Finalmente, como ya se ha indicado, el consumidor también tiene influencia en el rendimiento de una IST. En [Knudsen, 2002] se propone un trabajo teórico en el que se comparan 2 sistemas, uno con bajo caudal y acumulador de doble envolvente, y otro con alto caudal e interacumulador. Se estudia su funcionamiento frente a 2 patrones de consumo, tradicional y realístico. El patrón tradicional se compone de 3 descargas al día idénticas en cuanto a duración y caudal, mientras que el patrón realístico se basa en temperaturas de agua de red variables, y se calcula según los datos del IEA SHACP Task 26. Como resultado, para consumos menores a 200 l/día se recomienda utilizar volúmenes de acumulación entre 100 y 175 litros, menores a los usuales en este tipo de IST.

### 2.2.7. Carencias encontradas

Las carencias de los trabajos relacionados con la temática tratada en esta tesis son las que han servido, precisamente, para guiar el desarrollo de ésta. En este sentido, y a modo de resumen, los trabajos utilizados como referencia tienen las siguientes carencias, no dejando por ello de ofrecer una indudable calidad e interés en el campo de la energía solar:

1. Los factores de las curvas de rendimiento utilizadas en los trabajos con simulaciones de funcionamiento anual, utilizan los resultados de un ensayo para un determinado caudal. Para simular otros caudales, los factores se obtienen mediante extrapolación, aplicando los fundamentos teóricos mostrados en el capítulo anterior. No se trabaja con curvas de ensayo obtenidas experimentalmente para varios caudales.
2. En la mayoría de los trabajos no se realiza un dimensionado de la IST al completo, ni se comparan los datos de funcionamiento anuales teniendo en cuenta el coste real de los equipos. No suelen incluirse conclusiones referentes a la solución más interesante en cuanto a períodos de amortización para la IST al completo.
3. No existen trabajos en los que se comparen a la vez, y bajo idénticas condiciones exteriores, 2 captadores similares salvo por la configuración hidráulica de su absorbedor. Esto permitiría, tras propagar la incertidumbre, conocer realmente las diferencias existentes entre el comportamiento energético de ambas soluciones.
4. Existen pocas referencias en las que se desarrolle, de un modo profundo, la estrategia seguida para filtrar y seleccionar las muestras de datos de ensayos válidas, previa al análisis estadístico. Tampoco se relaciona la influencia que esta selección de datos tiene en los resultados finales de ensayo.
5. Aunque existe gran variedad de trabajos relativos al estudio de la estratificación térmica en acumuladores, no se profundiza en el estudio de la influencia del caudal de circulación primario en este fenómeno, ni se estudia de forma conjunta con el proceso de intercambio térmico. La mayoría de los trabajos estudian los caudales de carga y descarga debido al perfil de consumo, obviando la circulación de fluido desde el circuito solar.
6. Pocos trabajos experimentales ofrecen, de una forma concisa, toda la dotación técnica utilizada para los ensayos. Se debería incidir más en la precisión de cada sensor utilizado, y, por tanto, se podrían ofrecer datos fiables sobre la propagación de incertidumbre, y cómo ésta afecta a las conclusiones obtenidas.
7. Los trabajos relacionados con caudales variables pertenecen a estudios de IST con grandes dimensiones, sobre todo destinados a redes de distrito, "*district heating*", en el norte de Europa. Sus conclusiones no siempre pueden trasladarse al ámbito de las IST de pequeño y mediano tamaño destinadas a calentamiento de ACS.
8. La mayoría de los trabajos relacionados con la importancia del caudal primario no ofrecen un estudio pormenorizado del punto de trabajo de la bomba circuladora. Este punto determina el dimensionado tanto de la red de tuberías

como de otros equipos que determinan el coste inicial de las IST, por lo que tiene una importancia que no es apreciada.

A continuación, se realiza una revisión bibliográfica específica, centrada en aquellos trabajos destacables para el estudio de la importancia del caudal en el circuito primario de las IST.

### **2.3. Objetivos de la investigación**

Una vez contrastados los fundamentos teóricos que evidencian la importancia que tiene el caudal del circuito primario en el comportamiento de una IST, y enumerados los trabajos existentes sobre este campo junto con sus carencias, se puede concluir que este tema de estudio mantiene un elevado interés desde hace décadas. Sin embargo, existen puntos donde todavía hace falta un estudio pormenorizado que ofrezca aportaciones relevantes.

Aunque se ha demostrado que el caudal actúa como variable de control en las IST, no existen referencias en las que se estudie su influencia combinando trabajos de investigación experimental con simulaciones energéticas. Esto, además, debería hacerse de forma que las conclusiones finales queden afectadas por la incertidumbre de los ensayos experimentales, de cara a conocer si el resultado es o no concluyente. Tampoco existen trabajos en los que se estudie la influencia del caudal en todo el funcionamiento del circuito primario de una IST, ya que las referencias citadas anteriormente se enfocan a los diversos efectos en los que el caudal queda involucrado, (estratificación, desequilibrio hidráulico, etc.). Ninguna referencia aporta recomendaciones de caudales óptimos o estrategias preferentes de control y funcionamiento para distintos tipos de IST.

Ante estas carencias, el objetivo principal de esta investigación es el de aportar resultados concluyentes sobre la importancia que tiene el caudal en el circuito primario de una IST. Para alcanzar dicho objetivo, se necesita un completo trabajo que incluya ensayos de rendimiento térmico a distintos caudales, ensayando equipos solares actuales. Esta etapa inicial debe continuar con una simulación energética posterior, que estará basada en la selección de componentes para varios tipos de IST de calentamiento de ACS. Todo ello, como ya se ha indicado, teniendo en cuenta las incertidumbres de los sensores utilizados en los ensayos, para propagarlas a las conclusiones finales. Solo así se podrá determinar si los resultados obtenidos son o no concluyentes.

Además de este objetivo principal, una vez se tienen los resultados del trabajo experimental realizado, se alcanzaron otros objetivos secundarios:

- Una comparativa entre las 2 configuraciones hidráulicas más utilizadas hoy día en captadores solares planos: tipo parrilla y tipo serpentín, incluyendo de qué forma les afecta el caudal circulante a cada una.
- Un análisis económico que proponga la combinación de tipo de absorbedor y caudal más recomendable para 2 IST con distintos patrones de consumo.
- Comprobar si tiene interés el incipiente mercado de bombas controladas electrónicamente, ya que, además de aportar ventajas por su reducido consumo energético, ofrecen la posibilidad de trabajar con caudal variable, siendo interesante comprobar si realmente suponen una ventaja demostrable.

Debido a que para obtener las curvas de eficiencia de cada captador, con cada caudal, se aplicó el método de ensayo estacionario indicado en [EN12975, 2006], la

investigación también aporta conclusiones sobre la importancia que tiene la estrategia seguida en la selección de datos de ensayo válidos. Este proceso se lleva a cabo antes de realizar el ajuste estadístico con el que se obtienen los 3 factores de las curvas de eficiencia de captadores, y debería ser un proceso estandarizado para todos los laboratorios de ensayo homologados.

# 3. METODOLOGÍA

## 3.1. Introducción. Definición de las fases de trabajo realizadas

Durante el desarrollo de la investigación, se han realizado diversos procesos secuenciales para alcanzar los objetivos fijados inicialmente. Estos procesos se ordenan según la secuencia cronológica siguiente:

1. Preparación del banco de ensayos
2. Pruebas y calibración de sensores y datalogger
3. Realización de ensayos de rendimiento térmico en estado estacionario
4. Tratamiento de datos de ensayo
5. Ajuste MLR y obtención de los coeficientes característicos de las curvas de eficiencia
6. Propagación de la incertidumbre de ensayo
7. Obtención de curvas de ensayo para distintos caudales y por cada captador

### 3.1.1. Preparación del banco de ensayos

La fase inicial de la investigación comenzó con la puesta al día y preparación del banco de ensayos, propiedad de la Universidad de Málaga. Al inicio de los trabajos este banco no estaba operativo, por lo que precisó de una renovación integral de sus componentes principales, siendo necesario trasladarlo desde su localización desde el Parque Tecnológico de Málaga, en Campanillas, hasta el lugar desde el que se realizarían los ensayos, en la cubierta de la Escuela de Ingenierías.

El método de ensayo en el que se basa la investigación es el método SST, (*Steady State Test*), de la norma de referencia [EN12975, 2006]. En este sentido, se precisó realizar un inventario de los equipos de registro de datos y sensores que era necesario incorporar al banco de ensayos, y en la mayoría de los casos, fue necesario adquirir equipos con certificados de calibración de laboratorios oficiales. Con esta premisa, se consiguieron 5 sondas de temperatura, 2 piranómetros y se renovó toda la instalación de cableado de comunicación entre datalogger y sensores. Además, se actualizó el software de registro de datos del datalogger para trabajar con un sistema operativo actual.

### 3.1.2. Pruebas y calibración de sensores y datalogger

Una vez se instalaron las sondas de temperatura y los piranómetros, junto con el anemómetro y los 2 caudalímetros, se comprobó el correcto funcionamiento global del banco de ensayos a circuito cerrado, sin captadores. Para ello se hizo circular agua en el circuito de tuberías y accesorios, comprobando que la planta termostadora era capaz de controlar la temperatura y detectando las zonas con fugas o mal estado de los accesorios hidráulicos, (codos, aislamiento deteriorado, válvulas de corte gripadas, purgadores abiertos o válvulas de seguridad bloqueadas).

Tras la sustitución de los componentes defectuosos, se procedió a realizar varias medidas de larga duración de temperaturas, caudales, radiación y velocidad del aire, comprobando que el equipo de registro de datos funcionaba, así como que las medidas ofrecidas por los distintos sensores quedaban dentro del margen de tolerancia previsto inicialmente. Finalmente, el ajuste de los caudales de ensayo se consiguió manipulando las válvulas de equilibrado hidráulico instaladas, pero fue necesario sustituirlas por otras

del mismo modelo, con un diámetro nominal más pequeño, ya que, para algunos caudales de trabajo, no tenían autoridad hidráulica suficiente como para regular el caudal correctamente.

### 3.1.3. Realización de ensayos de rendimiento térmico en estado estacionario

Para comenzar con las baterías de ensayos de rendimiento se seleccionaron 2 captadores solares planos, de gama comercial y fabricación nacional, con una característica principal: comparten exactamente todas las propiedades geométricas y materiales, excepto la configuración hidráulica de su absorbedor: tipo parrilla frente a tipo serpentín.

De este modo, se aseguró la independencia de los resultados de ensayo frente a otras consideraciones que no fueran el propio mecanismo de transferencia de calor existente dentro de cada captador. Este punto quedó asegurado al realizar los ensayos a la misma vez, (banco *side-by-side*), por la misma persona y con las mismas condiciones exteriores, (temperatura ambiente, radiación solar y viento), y operativas, (caudal y temperatura de entrada a captador).

Una vez terminó el proceso de pruebas y calibraciones de los distintos sensores, la batería de ensayos tuvo una duración aproximada de 2 meses. La Tabla 3.1 muestra el calendario de ensayos y el histórico de acciones realizadas desde la instalación del banco de ensayos en la cubierta de la Escuela de Ingenierías hasta la realización del último ensayo programado.

**Tabla 3.1.** Calendario de ensayos e histórico de acciones en banco de ensayos

Fecha	Relevancia
13/06/2016	Calibrado sondas PT100 con baño JULABO F20-UC/S
12/07/2016	Primeras pruebas sin captadores. Ajuste canales Agilent 34970. Registro de datos directamente en .xls Excel
22/09/2016	Programa en Matlab realiza ajuste MLR. Obtención de primeras curvas de ensayo
26/09/2016	Necesidad de ensayar con temperaturas más cercanas a $T_a$ en primeras zonas de ensayo, para ajustar ordenada en el origen
14/11/2016	Resuelto problema en sensor de nivel planta termostadora LAUDA
16/11/2016	Sustitución de purgadores y colocación de visores de líquido para evitar situaciones de cambio de fase
24/11/2016	Problemas de regulación de caudal en ensayos con caudales pequeños, imposibilidad de mantener condiciones SST
08/05/2017	Sustitución de válvulas de equilibrado T&A. Mejoras notables en la regulación del caudal
18/05/2017	Comienzo de pruebas de larga duración. Estimación de duración de periodos de preacondicionamiento. Primeros ensayos válidos con tratamiento de datos en Excel, ajuste MLR en Matlab y propagación de incertidumbre asociada
19/05/2017	Ensayo con caudal menor a 40 l/h no es posible de realizar manteniendo MAI estable según norma
22/05/2017 a 04/07/2017	Baterías de ensayos desde 40 l/h hasta 180 l/h

### **3.1.4. Tratamiento de datos de ensayo**

Tras cada ensayo, el proceso continuó con un tratamiento de los datos registrados. Para ello se creó una hoja Excel en la que el proceso inicial fue la conversión de medidas de cada señal, desde el valor en bruto registrado, hasta el valor en las unidades de medida necesarias. Por ejemplo, los caudales e irradiancias no se registran directamente en unidades de l/h o W/m<sup>2</sup>, si no que se leen como valores de intensidades de corriente en mA y de tensión en  $\mu$ V, respectivamente. Por lo tanto, dependiendo de la conversión necesaria a realizar en cada instrumento de medida, se convirtieron las medidas en bruto en medidas con las unidades deseadas para cada canal.

Posteriormente, se realizó un filtrado temporal de los registros, donde se desecharon aquellos correspondientes a zonas previas de las zonas con condiciones de régimen estacionario. De este modo, se eliminaron registros con periodos transitorios, los cuales se dan normalmente durante los precondicionamientos y fases intermedias de ensayo.

Con la muestra de datos de cada ensayo bien delimitada, se realizó una media temporal de cada 6 valores registrados en cada canal, lo que, para un tiempo de registro de 5 segundos, ofreció valores medios representativos de las condiciones de ensayo por cada 30 segundos. De esta forma se atenuaron los ruidos de señal provocados por la frecuencia de registro seleccionada, facilitando la comprobación posterior de la existencia de condiciones de estado estacionario.

Finalmente se comprobó por cada canal registrado que se disponía de suficientes valores válidos para componer una muestra de datos en cada una de las cuatro zonas del ensayo, y que, además, dichos valores cumplían con lo requerido por [EN12975, 2006]. En caso contrario, el ensayo se consideró como no válido. Para cada caudal de ensayo analizado se necesitaron al menos 2 ensayos válidos, realizados en 2 días distintos, para cada captador.

### **3.1.5. Ajuste MLR y obtención de los coeficientes característicos de las curvas de eficiencia**

Tras obtener los valores finales de cada ensayo en una hoja Excel, se realizó un ajuste estadístico MLR, (*Multi Lineal Regression*), en Matlab. Con este proceso se obtuvieron los 3 coeficientes característicos que definen la curva de eficiencia de cada ensayo, lo cual permitió representar las curvas de cada captador para cada caudal ensayado.

La utilidad de estas curvas es obtener una predicción del valor del rendimiento térmico que se espera que tenga cada captador, dependiendo de las condiciones de trabajo existentes: temperatura ambiente, radiación solar, temperatura de entrada a captador y caudal. El inconveniente principal es que estas curvas no suelen estar afectadas por la incertidumbre de medida, debiendo analizarse y propagarse la incertidumbre de los sensores utilizados en los ensayos en un proceso posterior.

### **3.1.6. Propagación de la incertidumbre de ensayo**

Tras realizar el proceso de ajuste MLR, se obtuvieron los 3 coeficientes característicos de la curva de eficiencia de cada ensayo, los cuales sirvieron como semilla para realizar un proceso de propagación de incertidumbre utilizando una hoja Excel. En este proceso se precisó conocer las incertidumbres en la medida de cada sensor, las cuales fueron tomadas de la hoja de especificaciones técnicas y calibraciones correspondiente.

Posteriormente, los 3 valores discretos obtenidos para los coeficientes característicos de la curva de eficiencia se transformaron en 3 umbrales de probabilidad. Esto permitió que, al dibujar la curva de eficiencia del ensayo del captador, en vez de obtener una línea definida, se obtenga un área delimitada por 2 umbrales, máximo y mínimo. Hablaríamos entonces de zonas donde existe mayor probabilidad de encontrar el rendimiento del captador ensayado en lugar de valores específicos de rendimiento, los cuales no tendrían validez por sí solos, al no tener en cuenta las precisiones de los sensores utilizados.

### 3.1.7. Obtención de curvas de ensayo para distintos caudales y por cada captador

Tras propagar la incertidumbre de medida a todos los ensayos, se generó una base de datos con las curvas obtenidas, por cada captador y para cada caudal ensayado.

Finalmente, se realizaron varias simulaciones con el software de cálculo AcSol 2.5, basado en TRNSYS, analizando la importancia del caudal de trabajo en los resultados energéticos finales de toda la instalación solar para ACS. En este apartado, se tuvieron en cuenta variables económicas como costes iniciales, costes de operación o periodos de amortización, así como las distintas variables dependientes del dimensionado de cada subsistema de la instalación, cumplimiento de normativa, pérdidas de carga, etc.

## 3.2. Presentación de componentes utilizados. Dotación del banco de ensayos y captadores

Los elementos con los que se ha trabajado para la obtención de ensayos reproducibles y con ausencia de fallos son:

1. Banco de ensayos
2. Planta termostadora
3. Sondas de temperatura
4. Caudalímetros
5. Piranómetros
6. Anemómetro
7. Datalogger
8. Captadores solares térmicos

Todos ellos cumplen lo requerido en la norma, como puede verse en las hojas técnicas, (*datasheets*), y en los certificados de calibración, incluidos en el Anexo I. Esta consideración es indispensable para el proceso de propagación de incertidumbre de medida a los resultados de ensayo. La Tabla 3.2 muestra una comparación entre la precisión requerida por esta norma y la precisión de los sensores con los que se trabajó. Se justificará que la peor precisión de los sensores de temperatura de fluido y de irradiación no afecta a la precisión de los resultados obtenidos.

**Tabla 3.2.** Comparativa entre la precisión requerida para los sensores por la norma EN12975 y la instalada en el banco de ensayos

Medida	SST EN12975-2:2006	Banco de ensayos UMA
Temperatura de fluido	± 0,1 K	± 0,2 K
Irradiación	Clase I	Clase II
Temperatura ambiente	± 0,5 K	± 0,2 K
Caudal	± 1 %	± 0,25 %

### 3.2.1. Banco de ensayos

El banco de ensayos que se utilizó durante la investigación se muestra en la Fig.3.1 Este tipo de banco se conoce como side-by-side, ya que permite la realización de ensayos de rendimiento térmico de forma simultánea a 2 captadores, los cuales van a estar sometidos a las mismas condiciones de trabajo, y por tanto, van a obtener resultados comparables, siendo estos independientes de factores ambientales o humanos

Su configuración hace que tenga 1 solo grado de libertad, en cuanto al ángulo de inclinación de captadores  $\beta$ , el cual se puede modificar por la persona encargada del ensayo actuando sobre un mecanismo de doble polea. En cuanto a la modificación del ángulo acimut, solo es posible realizarlo con la ayuda de varias personas, ya que debe girarse todo el banco sobre sus ruedas, lo cual no es operativo si solo existe un operario.

Durante los ensayos, no fue necesario variar ni el acimut ni la inclinación, ya que se comprobó el valor del ángulo de incidencia de la radiación solar en el plano de captación mediante un puntero instalado a tal efecto, no desviándose este valor de lo estipulado en la norma, la cual fija el valor del MAI, (modificador del ángulo de incidencia), durante cada ensayo. Este puntero se muestra en la Fig. 3.2.



**Figura 3.1.** Banco de ensayos utilizado durante la investigación



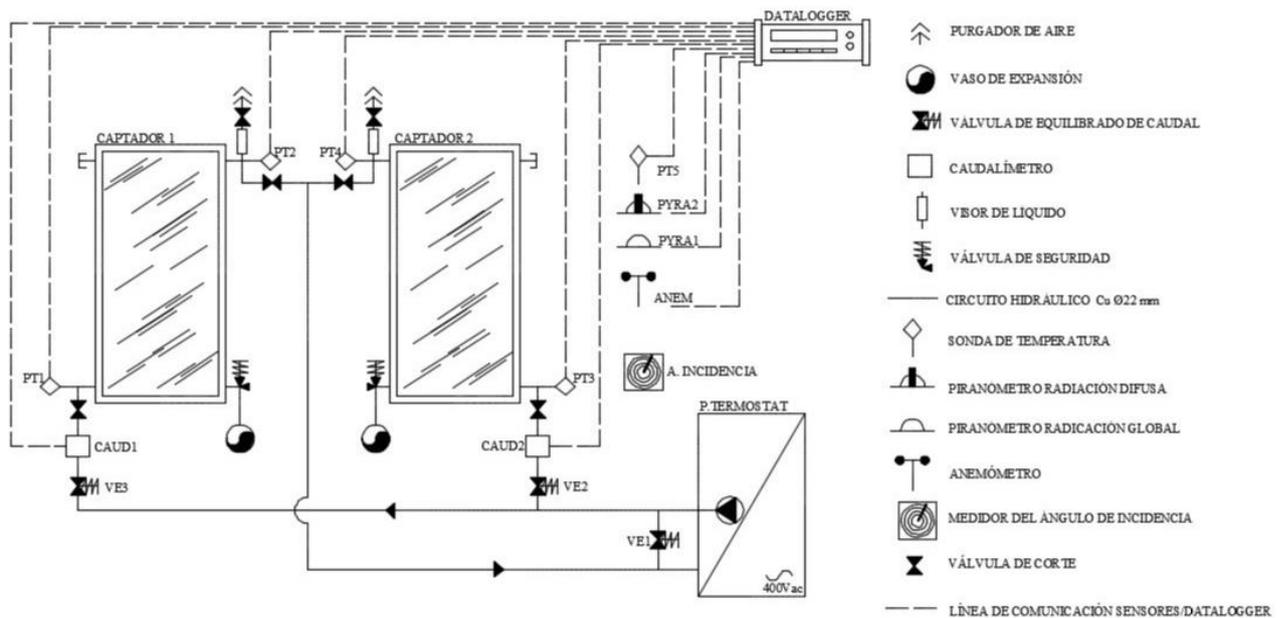
**Figura 3.2.** Puntero solar para la medición del ángulo de incidencia en plano de captación

El circuito hidráulico que sirvió para recircular el fluido de trabajo hacia los captadores desde la planta termostadora se representa en la Fig.3.3. Dicho circuito conecta en paralelo a los dos captadores con la planta termostadora, y, además, dispone de un bypass para recircular fluido hacia dicha planta. Esto se debe a la necesidad de regular el caudal de impulsión mediante una válvula de equilibrado estático situada en bypass, puesto que la bomba trabaja a caudal constante.

Además de esta válvula de equilibrado, se instalaron 2 válvulas de equilibrado estático adicionales, una por cada ramal de alimentación a captadores, justo antes de los caudalímetros, respetando las distancias hidráulicas necesarias indicadas por el fabricante. Dichas válvulas son del fabricante TA HYDRONICS, modelo STAD, como se muestra en la Fig. 3.4, y regulan de forma precisa el caudal al que trabaja cada captador. Son necesarias por 2 motivos.

En primer lugar, porque la pérdida de carga de cada captador puede ser distinta, según su configuración hidráulica. Por lo tanto, se necesitan regulaciones distintas, lo que se hace posible seleccionando válvulas con un DN que permita que se tenga autoridad en la regulación del caudal.

En segundo lugar, conforme las propiedades físicas del fluido de trabajo van cambiando al ir incrementando la temperatura del fluido durante el ensayo, (densidad y viscosidad), se precisa regular el caudal para ajustarlo y que se cumpla lo indicado en el método SST de la norma, en cuanto a máximas variaciones permitidas entre periodos de ensayo.



**Figura 3.3.** Esquema de principio del circuito hidráulico existente en el banco de ensayos



**Figura 3.4.** Válvula de equilibrado estático de caudal TA HYDRONICS STAD 25

Además de las citadas válvulas de equilibrado, el circuito hidráulico dispone de 1 vaso de expansión y 1 válvula de seguridad en la zona inferior de cada captador, así como 1 visor de líquido y 1 purgador de aire, ubicados en la zona alta de cada captador, los cuales sirvieron para comprobar la inexistencia de burbujas de aire acumulado ni condiciones de ebullición durante los ensayos, ya que esto invalidaría las medidas de caudal y temperatura. Se muestran en la Fig. 3.5.



**Figura 3.5.** Visores de líquido, sondas, purgadores y llaves de corte conectados a crucetas de  $\frac{3}{4}$ "

### **3.2.2. Planta termostadora**

Para garantizar una temperatura de trabajo acorde a los requisitos necesarios en cada fase de los ensayos, se utilizó una planta termostadora LAUDA T4600, como se muestra en la Fig.3.6.



**Figura 3.6.** Planta termostadora LAUDA T4600

Dicha planta dispone de una bomba circuladora que trabaja a caudal constante, y que hace que el fluido de trabajo pase a través de 2 zonas donde se modifica su temperatura. La primera zona, consiste en un intercambiador de calor gas refrigerante-agua, de 7 kW de capacidad, el cual forma parte de un circuito bomba de calor por compresión de vapor, y que funciona en modo frío o modo calor, dependiendo de la temperatura consignada en su display por el usuario. A continuación, el fluido de trabajo se introduce

en un pequeño depósito de acumulación que se encuentra a presión atmosférica, donde existe una resistencia por efecto Joule de 6 kW que regula de forma más precisa la temperatura de salida del fluido, con una tolerancia de 0,2 °C.

Debido a que el depósito mencionado queda abierto a la atmósfera, sirve como punto de desagüe de todo el circuito hidráulico del banco de ensayos. Las presiones de trabajo quedan limitadas, por lo que no puede trabajarse con valores de sobrepresiones que eviten problemas de cambio de fase cuando la temperatura del fluido se acerca a los 100°C.

### 3.2.3. Sondas de temperatura

Las sondas instaladas pertenecen al fabricante TC INSTRUMENTACIÓN Y CONTROL, siendo del tipo PT100, tetrafilares y clase 1/10, con una precisión en la medida de 0,2 °C. Su colocación se estudió para que la vaina quedará inmersa en el centro de las secciones de las tuberías de entrada y salida de captador, utilizando para ello un portasondas atornillado a una cruceta de latón de 3/4". De esta forma, se aprovechó para evitar que pudieran quedar burbujas de aire en contacto con la vaina de medida, ya que todo el aire fue expulsado verticalmente hacia el purgador en la zona superior del captador, comprobándose a través de los visores de líquido. La Fig. 3.7 muestra el tipo de sondas utilizadas.



Figura 3.7. Sonda PT100 4 hilos clase 1/10

Antes de iniciar los ensayos, se comprobó que las 5 sondas tuvieran un comportamiento similar en su medida haciendo registros de temperatura a lo largo del tiempo utilizando un baño de calibración JULABO F20, como se muestra en la Fig. 3.8. Este proceso descartó la necesidad de aplicar un escalado del tipo  $Mx+B$  en el datalogger, (estableciendo un valor de *gain* y de *offset*) para aquellas sondas que tuvieran desviaciones superiores a las ofrecidas por el fabricante. En la Fig. 3.9 se muestra un ejemplo de la señal registrada por las 5 sondas en el baño de calibración, donde la

desviación máxima de la medida queda dentro de la tolerancia publicada por el certificado de calibración del fabricante, (0,2°C), el cual se incluye en el Anexo I.



Figura 3.8. Calibración conjunta de sondas PT100 en baño de calibración JULABO F20

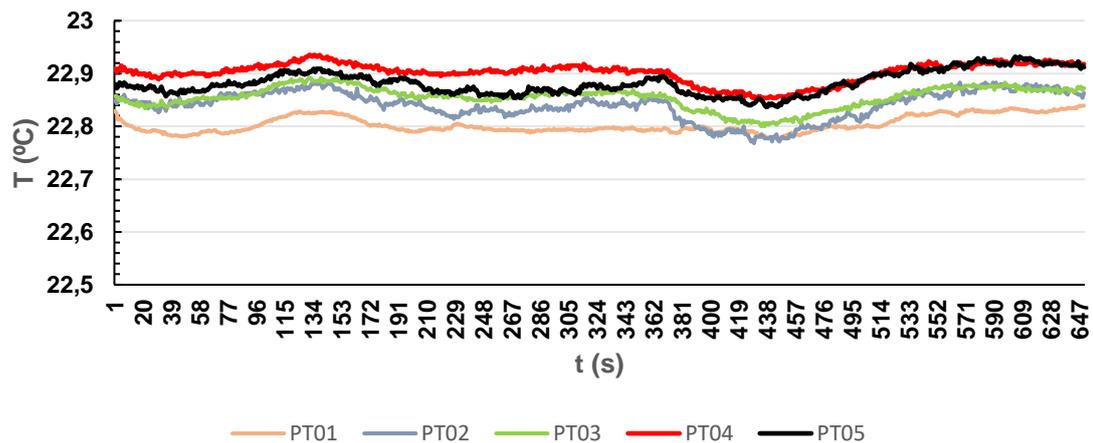


Figura 3.9. Registro temporal de las 5 sondas PT100 en baño de calibración JULABO F20

### 3.2.4. Caudalímetros

La medida del caudal circulante por cada captador fue obtenida gracias a 2 caudalímetros electromagnéticos SIEMENS SITRANS FM MAGFLO 1100, con un paso

calibrado DN3, siendo 200 l/h el caudal límite para garantizar un error de medida inferior al 0,2%. Se muestran en la Fig. 3.10.

Cada caudalímetro se conectó a un cabezal SIEMENS MAG 6000, que convirtió la señal para poder ser leída en el display durante los ensayos, además de quedar registrada en el datalogger como intensidad de corriente en mA. En este sentido, para obtener el valor de caudal se precisó realizar una interpolación lineal, siendo 4 mA el valor correspondiente a caudal nulo, 0 l/h, y 20 mA el valor correspondiente al máximo caudal, previsto en fábrica para un paso calibrado DN3, es decir, 100 l/(h m<sup>2</sup>). Dicho caudal máximo se considera suficiente para los caudales típicos de instalaciones solares destinadas a preparación de ACS.



Figura 3.10. Regleta de conexiones, paso calibrado y cabezal de los caudalímetros instalados

### 3.2.5. Piranómetros

Para medir la radiación solar incidente en el plano de captación se utilizó una combinación de 2 piranómetros del fabricante KIPP & ZONEN. La radiación difusa,  $G_d$ , fue medida con un piranómetro modelo CM21, al que se le acopló un disco solar regulable que eliminara la radiación solar directa,  $G_b$ , tal y como muestra la Fig. 3.11. Para la medida de la radiación solar global sobre plano de captadores,  $G_T$ , el modelo instalado fue el CMP21. Ambos piranómetros son Clase II, según la norma ISO 9060. Los errores en la medida de estos dos sensores son del 1,41% para el modelo CM21 y del 1,35% para el modelo CMP21.



Figura 3.11. Piranómetros instalados. Superior con disco solar para medida de  $G_d$

Durante los ensayos, se comprobó en todo momento que la radiación solar difusa no superará el 30% del valor de la radiación global, requisito propuesto por la norma para el método SST. La señal producida por estos sensores es de  $\mu\text{V}$ , debiendo transformarse en  $\text{W}/\text{m}^2$  utilizando al factor de conversión facilitado en las hojas de calibración del fabricante, las cuales se encuentran en el Anexo I.

### 3.2.6. Anemómetro

Para comprobar que durante todos los ensayos se tuvo un nivel de viento similar, (descartando la influencia de éste en las pérdidas energéticas desde la cubierta de captadores), se utilizó un anemómetro de paletas VAISALA, modelo WAA151. Su tolerancia en la medida fue de  $\pm 0,17$  m/s, y en todos los ensayos la velocidad del aire en el plano de captación quedó dentro del rango 1 a 3 m/s. Dicho equipo se muestra en la Fig. 3.12.



**Figura 3.12.** Anemómetro VAISALA WAA151

### 3.2.7. Datalogger

Toda la instrumentación formada por el conjunto de sensores quedó conectada a la tarjeta multiplexora de un datalogger AGILENT, modelo 34970A, tal y como se muestra en la Fig. 3.13. Dicho datalogger se programó para registrar un total de 10 canales con una frecuencia de muestreo de 5 segundos. Las variables medidas por los distintos canales pueden observarse en la Tabla 3.3, mientras que el esquema de conexionado del datalogger y de los sensores se encuentra en el Anexo II.



**Figura 3.13.** Sensores y cableado conectados para prueba de datalogger AGILENT 34970A

**Tabla 3.3.** Variables registradas cada 5 segundos por cada sensor conectado a los canales del datalogger

Variable de medida en el canal	Tipo de sensor	Incertidumbre
Radiación Global $G_T$ ( $W/m^2$ )	Piranóm. Kipp&Zonen Clase II	1,35 %
Radiación Difusa $G_d$ ( $W/m^2$ )	Piranóm. Kipp&Zonen Clase II I	1,41 %
Caudal captador #1 (l/h)	Caudalím. Electromag. Siemens	0,2 %
Caudal captador #2 (l/h)	Caudalím. Electromag. Siemens	0,2 %
Temperatura entrada captador #1 ( $^{\circ}C$ )	PT100 4 hilos TC Clase 1/10	$\pm 0,2$ K
Temperatura entrada captador #2 ( $^{\circ}C$ )	PT100 4 hilos TC Clase 1/10	$\pm 0,2$ K
Temperatura salida captador #1 ( $^{\circ}C$ )	PT100 4 hilos TC Clase 1/10	$\pm 0,2$ K
Temperatura salida captador #2 ( $^{\circ}C$ )	PT100 4 hilos TC Clase 1/10	$\pm 0,2$ K
Temperatura ambiente ( $^{\circ}C$ )	PT100 4 hilos TC Clase 1/10	$\pm 0,2$ K
Velocidad aire (m/s)	Anemómetro Vaisala	$\pm 0,17$ m/s

### 3.2.8. Captadores solares térmicos ensayados

Los captadores adquiridos para realizar la batería de ensayos de la investigación fueron seleccionados de entre varias opciones comerciales, siendo los más adecuados ya que comparten toda la tipología de materiales y dimensiones, aunque su configuración hidráulica sea distinta, (parrilla-serpentín), punto que rara vez se encuentra en el mercado actual. Se muestran en la Fig. 3.14.

Su calidad es alta, como suele ocurrir con captadores de gama selectiva, y disponen de certificado *Solar Keymark*. Son fabricados por la firma española TERMICOL, siendo el modelo T20US el de absorbedor parrilla y el T20MS el de absorbedor serpentín, ambos para instalación vertical y con  $1,9$   $m^2$  de superficie útil. Todas las especificaciones técnicas pueden consultarse en la Tabla 3.4, mientras que la hoja técnica del fabricante se incluye en el Anexo III.



**Figura 3.14.** Captadores solares ensayados. Izquierda tipo parrilla, derecha, serpentín

Los 2 modelos de captador se adquirieron unos meses antes de comenzar con los ensayos, siendo su fecha de fabricación de 2 meses anteriores a la de comienzo de los ensayos, por lo que ninguno quedó almacenado ni sufrió las inclemencias del tiempo. Tras realizar toda la batería de ensayos, se desmontó la cubierta de vidrio y se comprobó la ausencia de fugas o deformaciones en el absorbedor de cada captador, por lo que su funcionamiento fue el esperado.

**Tabla 3.4.** Especificaciones técnicas de los 2 captadores ensayados

<b>Dimensiones</b>	<b>T20US (parrilla)</b>	<b>T20MS (serpentín)</b>
Longitud (mm)		2.130
Anchura (mm)		970
Espesor (mm)		83
Área bruta (m <sup>2</sup> )		2,07
<b>Absorbedor</b>		
Longitud (mm)		2.088
Anchura (mm)		925
Área útil (m <sup>2</sup> )		1,93
D <sub>ext</sub> Tubos verticales x espesor (mm)		8 x 1
D <sub>ext</sub> Tubos distribuidores x espesor (mm)		18 x 1
Tipo	8 tubos paralelos	1 Serpentín
Material	Selectivo, aluminio-CERMET sputtering	
Soldadura	Láser	
Absortividad (%)	95	
Emisividad (%)	5	
<b>Aislamiento</b>		
Tipo	Posterior	
Longitud x Anchura (mm)	2.100 x 960	
Espesor (mm)	40	
Conductividad térmica (W/(mK))	0,034 (a 20 °C)	
<b>Vidrio</b>		
Tipo	Templado, bajo contenido en Fe <sub>2</sub> O <sub>3</sub>	
Grosor (mm)	3,2	
Transmisividad solar (%)	>90	
<b>Otros</b>		
Capacidad (l)	1,02	1,29
Peso (kg)	37	32

### 3.3. Ensayos de rendimiento térmico según el método de estado estacionario de la norma EN12975-2:2006

La norma europea EN12975-2:2006, la cual sustituye a la anterior EN12975-2:2001, es el estándar actual que fija las condiciones de ensayo de sistemas solares térmicos y sus componentes. En particular, su Parte 2 se ocupa de especificar los distintos métodos de ensayo, siendo estos los únicos aprobados por el Comité Europeo de Normalización, (CEN).

En su desarrollo, la norma establece diferentes procedimientos de ensayo de captadores de una forma muy definida. Dentro de los distintos ensayos que contiene, se proponen 2 métodos de obtención del rendimiento térmico de captadores: el ensayo en estado estacionario, (SST "*Steady State Test*"), y el ensayo cuasi-dinámico, (QDT "*Quasy Dynamic Test*").

Para cada método se establecen unas condiciones de realización, tanto para ensayos en exterior, como para ensayos en interior. En caso de que los ensayos se realicen en el exterior, la irradiancia solar será real, mientras que el viento podrá ser real o simulado mediante un generador de viento. Si el ensayo es en interior, todas las condiciones de ensayo serán simuladas, siendo más controlable el ensayo y no quedando sujeta su realización a las condiciones meteorológicas existentes.

En esta tesis, se ha seguido el proceso indicado por la norma para el método de ensayo de rendimiento térmico en estado estacionario, y dentro de este método, nos centraremos en el ensayo de captadores solares térmicos planos con cubierta. Como limitación importante, este método no es aplicable a sistemas de captadores en los que el sistema de acumulación sea parte integral del captador, donde no es posible separar físicamente los procesos de captación y de almacenamiento de energía.

El vocabulario utilizado en la norma sigue las referencias mostradas en la norma EN ISO 9488, mientras que las características de los instrumentos para la medida de la radiación solar se pueden consultar en la norma ISO 9060. Esta norma no solo se ocupa del ensayo de rendimiento térmico, sino que también especifica las condiciones de otros ensayos, como los indicados en la Tabla 3.5. Como dato a considerar para el caso de realización de varios ensayos a un mismo modelo de captador, en el ensayo de rendimiento térmico debe utilizarse un captador que no haya sido utilizado en ningún otro tipo de ensayo.

**Tabla 3.5.** Lista de ensayos para captadores solares térmicos según norma EN12975-2:2006

Apartado de la norma EN12975-2:2006	Ensayo
5.2	Presión interna
5.3	Resistencia a alta temperature
5.4	Exposición
5.5	Choque térmico externo
5.6	Choque térmico interno
5.7	Penetración de lluvia
5.8	Resistencia a heladas
5.9	Carga mecánica
5.10	Reistencia al impacto, (opcional)
6.1-6.2-6.3	Rendimiento térmico

#### 3.3.1. Realización del método de ensayo en estado estacionario

Para la realización del método de ensayo SST en captadores solares con cubierta, la norma fija unas condiciones de realización que afectan a los siguientes puntos de control:

1. Montaje del captador y localización
2. Instrumentación
3. Instalación de ensayos
4. Ensayo de rendimiento térmico en estado estacionario al exterior
5. Ensayo de rendimiento térmico en estado estacionario con simulador de irradiancia
6. Determinación de la capacidad térmica efectiva y de la constante de tiempo del captador
7. Modificador del ángulo de incidencia del captador
8. Determinación de la caída de presión a lo largo del captador

A continuación, se establecerá una breve descripción de los puntos de control que se tuvieron en cuenta durante la investigación realizada, los cuales fueron el 1, 2, 3 y 4. Además, se especificará por qué no fue necesario establecer el modificador del ángulo de incidencia, (MAI), durante los ensayos, según el punto de control 7.

### **3.3.2. Montaje de los captadores y localización**

Se tuvo presente que la parte inferior de ambos captadores ensayados, una vez ubicados en el banco de ensayos, quedara a más de 0,5 m de altura sobre el suelo. En todo momento el ángulo acimut fue de  $0^\circ$ , ya que la cubierta donde se realizaron los ensayos permitió una orientación sur perfecta.

Este ángulo acimut fijo limitó el tiempo disponible para la realización de cada ensayo, ya que, como se verá más adelante, el ángulo de incidencia durante los ensayos debe quedar acotado entre  $0 \pm 20^\circ$ , (y en caso contrario deberá cuantificarse el valor que tome el modificador del ángulo de incidencia), y además, se deben obtener igual número de registros de ensayo antes y después del mediodía solar.

En cuanto a la irradiancia, no existió ninguna zona de captadores sombreada, ni restricciones en el campo de visión de los captadores durante el ensayo. Tampoco existieron superficies cercanas muy reflexivas, como pueden ser zonas metálicas, acristaladas o con agua.

### **3.3.3. Medida de la radiación solar**

Para la instrumentación a utilizar durante los ensayos, la norma establece la clasificación de cada sensor en cuanto a tipo y precisión. En particular, para la radiación global de onda corta, la norma establece que se utilizarán piranómetros de Clase I o superior según la norma ISO 9060. Este aspecto no se cumplió con los piranómetros instalados, que fueron Clase II, pero su precisión si fue la necesaria para los objetivos propuestos.

Ambos piranómetros fueron instalados con antelación a cada ensayo, para permitir que su medida se estabilizara durante al menos 30 minutos, limpiando sus esferas de cualquier signo de polvo o suciedad, además de comprobar y sustituir el gel de sílice que disponen en su depósito interior, para evitar condensaciones. Todas estas precauciones surgen debido a la dependencia que tienen las medidas de radiación respecto a las condiciones ópticas del piranómetro, muy sensibles al polvo y a la humedad.

El montaje de los 2 piranómetros fue coplanar con los planos de apertura de ambos captadores ensayados, y el piranómetro de mayor precisión, usado para la medición de

la radiación global  $G_T$ , quedó instalado en el centro de ambos captadores, a media altura, como se observa en la Fig. 3.11.

### 3.3.4. Medida de temperaturas

En cuanto a la medida de temperaturas de fluido, ( $t_{in}$  y  $t_{out}$ ), la norma especifica una precisión de 0,1 K con una resolución de señal de  $\pm 0,02$  K. Este aspecto no se cumplió por las sondas instaladas, pues como ya se indicó en la Tabla 3.2, las sondas fueron calibradas con una precisión de 0,2 K. Sin embargo, como ya se ha indicado con los piranómetros, su precisión sí fue la requerida para los objetivos fijados al inicio de la investigación, y además, se cumplieron todos los demás requisitos presentados en la norma en cuanto a su colocación.

Las 4 sondas PT100 para registro de temperaturas de fluido se instalaron a menos de 200 mm de la entrada o salida del fluido de cada captador, se aislaron térmicamente, y se instaló un dispositivo para el control y eliminación de aire.

Por su parte, la sonda PT100 para medida de la temperatura exterior ambiente,  $t_a$ , requiere una precisión de 0,5 K según norma, lo cual se cumplió, además de quedar sombreada de toda radiación solar por medio de un protector de plástico blanco aireado, utilizado en centrales meteorológicas, mostrado en la Fig. 3.15.



Figura 3.15. Ubicación de la sonda para medida de temperatura ambiente exterior

### 3.3.5. Medida de caudal

Para la medida del caudal circulante por el interior de los captadores, la norma indica que se deberá obtener el caudal másico a partir de la densidad y del caudal volumétrico, y establece una incertidumbre típica máxima de la medida menor al 1% en masa por unidad de tiempo. En nuestro caso, los caudalímetros instalados ofrecen un error máximo dentro de los rangos de caudal medidos del 0,25%, mientras que, para calcular la densidad del fluido, se aplicó la Ec.3.1, incluida en el Anexo I de [EN12975, 2006].

Como temperatura de referencia  $\vartheta$ , se utilizó la temperatura de entrada a captadores  $t_{in}$ . Esta aproximación consigue que el cálculo de la densidad se desvíe menos del 0,2% de los resultados publicados en tablas, con un valor  $R^2$  de 0,99998.

$$\rho(\vartheta) \text{ (kg/m}^3\text{)} = a_0 + a_1 \vartheta + a_2 \vartheta^2 + a_3 \vartheta^3 + a_4 \vartheta^4 \quad (3.1)$$

(Para  $0 \leq \vartheta \leq 99,5$  °C)

Siendo:

$$a_0 = 999,85$$

$$a_1 = 6,187 \cdot 10^{-2}$$

$$a_2 = -7,654 \cdot 10^{-3}$$

$$a_3 = 3,974 \cdot 10^{-5}$$

$$a_4 = -1,110 \cdot 10^{-7}$$

### **3.3.6. Medida de la velocidad del aire**

Debido a que la velocidad del aire afecta al rendimiento de los captadores, la norma establece que deberá medirse ésta sobre el captador ensayado, aunque no especifica que deba medirse también la dirección del aire. La precisión requerida para el registro de esta variable es de 0,5 m/s, por lo que el anemómetro utilizado cumple este requisito, como se puede comprobar en la Tabla 3.3. Para ensayos al exterior y en caso de que la velocidad del aire sea menor a 2 m/s, se precisa la instalación de un sistema artificial para la generación de viento, como puede ser una cortina de aire. Todos los ensayos se realizaron con niveles de viento similares, sin necesidad de instalar cortina de aire.

Los valores registrados de viento en todos los ensayos quedan comprendidos entre 1,42 m/s y 2,93 m/s, con un valor medio de 2,33 m/s, por lo que, aunque no se cumpliera estrictamente lo indicado en la norma, todos los ensayos han tenido unas condiciones similares en cuanto a velocidad de aire, asegurando que los valores de los coeficientes de convección de pérdidas térmicas debidos al viento sean semejantes.

### **3.3.7. Medida del intervalo de tiempo e instrumentación para el registro de datos**

El intervalo de tiempo debe medirse con una incertidumbre típica del 0,2%, tal y como estipula la norma. Este punto se cumplió con las características del datalogger instalado. En cuanto a la instrumentación requerida para el registro de los datos de medida, la norma establece que su error debe ser  $\leq 0,5\%$  de la lectura del fondo de escala, con una constante de tiempo  $\leq 1$  s. Además, la impedancia de entrada del datalogger debe ser mayor a 1000 veces la impedancia de los sensores, o al menos, superior a 10 M $\Omega$ . Este punto se cumplió con el equipo instalado.

### **3.3.8. Medida del área del captador**

Para estimar de una forma precisa el área del captador ensayado, la norma especifica que, para cualquiera de las áreas a considerar, (apertura, absorbedor o total), se deberá medir con una incertidumbre típica del 0,3%, estando la placa absorbedora a una temperatura de  $20 \pm 10^\circ\text{C}$ . En nuestro caso, se midió la superficie de apertura y se comprobó que coincide con el dato ofrecido por el fabricante, siendo similar en ambos captadores. El área del absorbedor utilizada para los cálculos de rendimiento fue la ofrecida por el fabricante, coincidiendo con la que aparece en la hoja del ensayo de homologación de los 2 captadores en el Boletín Oficial del Estado, contraseñas NPS-7015 para el tipo serpentín y NPS-6818 para el tipo parrilla.

### 3.4. Instalación de ensayos

La norma propone 2 configuraciones del circuito de ensayo de captadores que empleen líquido como fluido de transferencia de calor: bucle cerrado y bucle abierto. La principal diferencia reside en el circuito de ensayos, siendo estanco únicamente en el caso de bucle cerrado, y permitiendo ensayar con mayores presiones relativas, lo que se traduce en mayor facilidad para ensayar en la zona de temperaturas de entrada cercanas a 100°C.

Para el fluido de transferencia de calor, la norma propone utilizar agua o cualquier fluido específico recomendado por el fabricante del captador. En cualquier caso, se deben conocer sus propiedades físicas y la variación de éstas con la temperatura. En concreto, se necesitará estimar tanto el calor específico  $C_p$ , como la densidad del fluido,  $\rho$ , en función de una temperatura de referencia,  $\vartheta$ .

Como ya se ha indicado en la Ec.3.1, para la densidad del agua se utilizó el polinomio propuesto por la norma, referenciado a la temperatura de entrada  $t_{in}$ . En el mismo Anexo I de la norma se facilita otro polinomio para el cálculo del calor específico del agua a 1 bar de presión, pero en esta ocasión se estimó utilizar como temperatura de referencia a la temperatura media de masa del fluido en el absorbedor  $t_m$ , ya que la utilidad de conocer el calor específico del agua circulante no será otra que la de estimar el calor cedido por el captador al agua, y durante este proceso la temperatura media es la más representativa del estado térmico de todo el absorbedor. La Ec. 3.2 muestra el polinomio propuesto por la norma para el cálculo del calor específico del agua, con una desviación frente a los valores publicados en tablas menor al 0,2% y un valor  $R^2$  de 0,9994.

$$C_p(\vartheta) \text{ (kJ/(kg K))} = a_0 + a_1 \vartheta + a_2 \vartheta^2 + a_3 \vartheta^3 + a_4 \vartheta^4 + a_5 \vartheta^5 \quad (3.2)$$

(Para  $0 \leq \vartheta \leq 99,5 \text{ }^\circ\text{C}$ )

Siendo:

$$\begin{aligned} a_0 &= 4,217 \\ a_1 &= -3,358 \cdot 10^{-3} \\ a_2 &= 1,089 \cdot 10^{-4} \\ a_3 &= -1,675 \cdot 10^{-6} \\ a_4 &= 1,309 \cdot 10^{-8} \\ a_5 &= -3,884 \cdot 10^{-11} \end{aligned}$$

Para asegurar unas propiedades constantes, antes de cada ensayo el circuito hidráulico se llenó con agua de red, siendo desaguada al finalizar cada ensayo, garantizando así la eliminación de los residuos producidos como cal y suciedad. Las tuberías de cobre instaladas en el circuito hidráulico son resistentes a las condiciones de ensayo, (temperaturas cercanas a 100°C), y al fluido de trabajo, que siempre fue agua. Se proyectaron tramos lo más cortos posibles para evitar el efecto térmico de las condiciones exteriores en el fluido durante los ensayos.

En cuanto a la desviación permitida de caudal durante los ensayos, la norma fija una variación máxima del 1%, lo que precisa la instalación de las válvulas de equilibrado y regulación de caudal mencionadas en el apartado anterior.

### **3.5. Procedimiento de ensayo en estado estacionario al exterior**

El método de ensayo SST se basa en hacer circular el fluido de trabajo a través del captador ensayado, con la entrada de fluido conectada en la parte inferior del captador y la salida en la parte superior. Teniendo en cuenta la configuración hidráulica del absorbedor, se garantizará que circula fluido por todo el absorbedor y que no existen cortocircuitos hidráulicos o recorridos desfavorables en algunas zonas del captador. Durante la duración del ensayo se mantiene un caudal fijo y se van registrando con un paso de tiempo determinado las distintas variables de medida, necesarias para obtener información sobre el comportamiento térmico del captador, (caudal, temperaturas de entrada y salida de fluido, temperatura ambiente, radiación solar y velocidad del aire). Cada variable se registró en un canal del datalogger determinado.

Para que el proceso de ensayo sea repetible, la norma fija unas condiciones en su ejecución. Estas condiciones buscan garantizar que factores externos, como el propio operario del ensayo o las condiciones ambientales, tengan una influencia nula en los resultados obtenidos. En general, la norma especifica cómo se deben realizar las siguientes etapas:

1. Preacondicionamiento del captador
2. Comprobación de las condiciones de ensayo
3. Procedimiento de ensayo
4. Toma de medidas
5. Períodos de ensayo
6. Presentación de resultados
7. Cálculo de la producción del captador

#### **3.5.1. Preacondicionamiento del captador**

Diariamente, antes de cada ensayo, se procedió a comprobar visualmente el captador y el circuito hidráulico del banco de ensayos, en busca de algún indicio de fuga o daño que falseara los datos del ensayo o que pudiera invalidarlo. A continuación, a primera hora de la mañana y con bajos niveles de radiación, se limpió con agua y un cepillo la cubierta de cada captador y se procedió a limpiar la esfera de cada piranómetro. En este proceso es indispensable intentar no introducir agua en el interior del captador, ya que, durante el ensayo posterior, con elevada radiación, ésta se evaporaría, produciendo condensaciones internas entre la cubierta y el absorbedor. Finalmente, antes de proceder a encender la planta termostadora, se llenó el circuito con agua de red.

Una vez que el circuito tiene el nivel de fluido óptimo indicado por la planta termostadora, se necesita hacer circular agua a una temperatura determinada y garantizar que no existe aire en las tuberías. Para poner a régimen el captador y todo el banco de ensayos se encontró que la combinación más útil fue circular agua a 80°C con un caudal de 180 l/h. De este modo las burbujas de aire contenidas en el circuito se eliminan fácilmente por los purgadores, que permanecen abiertos mientras se comprueba que no sale más aire a través de los visores de líquido, momento en el que se cierran las llaves de corte hacia purgadores.

Durante todo este proceso desde primera hora del día, los captadores recibieron radiación solar y estuvieron colocados totalmente verticales, con un ángulo de inclinación  $\beta=90^\circ$ , ya que de esta forma el agua de limpieza era eliminada por gravedad y se facilitaba que todo el aire interior de las tuberías se eliminara por purgadores, por ser estos el punto más alto del circuito hidráulico.

Este periodo de puesta a régimen del circuito y captadores duraba hasta 2 h antes del inicio del ensayo, donde ya se configuraba una temperatura de planta termostadora cercana a la temperatura ambiente  $t_a$ , (normalmente unos 6°C inferior), para garantizar que al comenzar el ensayo, ya se tuvieran las condiciones previstas en el circuito de ensayo en la primera etapa, la cual busca obtener el valor de rendimiento óptico del captador  $\eta_0$ , y que se da para una temperatura media reducida  $T^*$  igual a 0.

Esto se explica debido a que la temperatura media reducida se obtiene según la Ec.3.3, y para que su valor sea igual a 0 hay que buscar que la temperatura media de captadores  $t_m$  sea igual a la temperatura ambiente  $t_a$ :

$$T^* = \frac{t_m - t_a}{G_T} \quad (3.3)$$

Como la temperatura media en el captador se calcula según la Ec. 3.4, y el salto térmico nominal  $\Delta T$  del captador en condiciones óptimas de rendimiento suele rondar los 10 °C, la temperatura de entrada  $t_{in}$  buscada para la primera etapa suele quedar 5°C por debajo de la temperatura ambiente. Incluso las temperaturas medias reducidas negativas son válidas para obtener buenos registros que permitan calcular el valor del rendimiento óptico del captador  $\eta_0$ .

$$t_m = \frac{t_{in} + t_{out}}{2} = \frac{t_{in} + (t_{in} + \Delta T)}{2} = t_{in} + \frac{\Delta T}{2} \cong t_{in} + 5 \quad (3.4)$$

Para justificar que se comenzara la puesta a régimen con 2 horas de antelación, hay que tener en cuenta la capacidad frigorífica que presenta la planta termostadora, y la carga térmica que tiene que vencer en el instante de empezar a enfriar el agua del circuito tras el preacondicionamiento inicial: agua circulando a 80°C por 2 captadores orientados al sur con un total de 4 m<sup>2</sup>, y que reciben una radiación solar cercana a los 1.000 W/m<sup>2</sup>.

Esto también explica la necesidad de realizar los ensayos con etapas crecientes en cuanto a temperatura de entrada, ya que de lo contrario el ensayo no se podría realizar en un solo día por la limitación de tiempo, (para que el MAI no comience a tener influencia), y de capacidad frigorífica.

En cuanto a la irradiancia solar hemisférica sobre el plano de captadores, en todos los ensayos se superó el valor mínimo de 700 W/m<sup>2</sup> que establece la norma, debido a la época del año, hora solar y nubosidad existente en los días seleccionados. En este sentido, fue de gran ayuda la consulta del pronóstico meteorológico semanal y diario en la web del radar-satélite <https://en.sat24.com/en>, ya que cualquier condición con un nivel de radiación difusa superior al 30% de la radiación total supone que el ensayo no sea válido, punto a tener en cuenta, dada la climatología malagueña durante el verano, con altos índices de humedad que aumentan el valor de  $G_d$ .

El uso del puntero solar para la comprobación del ángulo de incidencia en cada momento de los primeros ensayos de prueba permitió programar la duración de los ensayos definitivos. Se estableció la hora de comienzo del primer periodo de ensayo para cumplir el requisito de la norma: *“...si las condiciones del ensayo lo permiten, deberían registrarse igual número de datos antes y después del mediodía solar...”* Para ello, se comenzaron los ensayos justo cuando el puntero solar indicaba que la variación del ángulo de incidencia respecto a la normal era inferior a -20°, finalizando con valores

inferiores a +20°. En la Tabla 3.6 se resumen las horas de inicio y final de cada etapa de ensayo, mientras que en la Tabla 3.7 se muestran datos de los valores de variación angular frente a la incidencia normal, velocidad del aire y porcentaje de radiación difusa frente a radiación global, durante cada etapa de ensayo.

**Tabla 3.6.** Horas de comienzo y final de cada etapa de ensayo

Ensayo	Etapa 1			Etapa 2		
	Inicio Preac.	Inicio Regist.	Final Regist.	Inicio Preac.	Inicio Regist.	Final Regist.
140_1	13:16	13:31	13:41	13:47	14:02	14:12
100_1	13:15	13:30	13:40	13:45	14:00	14:13
80_1	13:06	13:21	13:31	13:35	13:50	14:00
60_1	13:00	13:15	13:25	13:30	13:45	13:55
160_1	13:00	13:15	13:25	13:31	13:46	13:56
80_2	13:15	13:30	13:40	13:45	14:00	14:10
100_2	13:08	13:23	13:33	13:40	13:55	14:05
120_1	12:57	12:12	13:22	13:29	13:44	13:54
40_1	13:03	13:18	13:28	13:40	13:55	14:05
40_2	13:00	13:15	13:25	13:35	13:50	14:00
60_2	13:00	13:15	13:25	13:35	13:50	14:00
120_2	12:57	13:12	13:22	13:27	13:42	13:52
140_2	12:59	13:14	13:24	13:33	13:48	13:58
160_2	13:00	13:15	13:25	13:32	13:47	13:57

Ensayo	Etapa 3			Etapa 4		
	Inicio Preac.	Inicio Regist.	Final Regist.	Inicio Preac.	Inicio Regist.	Final Regist.
140_1	14:20	14:35	14:50	15:00	15:15	15:25
100_1	14:20	14:40	14:50	15:00	15:15	15:28
80_1	14:05	14:32	14:42	14:50	15:05	15:16
60_1	14:00	14:15	14:24	14:45	15:00	15:10
160_1	14:03	14:18	14:28	14:35	14:50	15:00
80_2	14:15	14:30	14:40	14:46	15:01	15:11
100_2	14:12	14:27	14:37	14:50	15:05	15:15
120_1	14:00	14:15	14:25	14:36	14:51	15:01
40_1	14:15	14:30	14:40	14:49	15:04	15:14
40_2	14:10	14:25	14:35	14:48	15:03	15:13
60_2	14:08	14:23	14:33	14:45	15:00	15:10
120_2	14:00	14:15	14:25	14:35	14:50	15:00
140_2	14:07	14:22	14:32	14:43	14:58	15:10
160_2	14:09	14:24	14:34	14:45	15:00	15:05

**Tabla 3.7.** Variación del ángulo de incidencia inicial,  $\Delta\theta_{\text{INIC}}$ , y final,  $\Delta\theta_{\text{FINAL}}$ , velocidad media del aire,  $V_{\text{aire}}$  y porcentaje de radiación difusa,  $G_d/G_T$ , para cada etapa de ensayo

Ensayo	Etapa 1				Etapa 2			
	$\Delta\theta_{\text{INIC}}$	$\Delta\theta_{\text{FINAL}}$	$V_{\text{aire}}$ (m/s)	$G_d/G_T$	$\Delta\theta_{\text{INIC}}$	$\Delta\theta_{\text{FINAL}}$	$V_{\text{aire}}$ (m/s)	$G_d/G_T$
140_1	<-15°	<-10°	2,15	8,34 %	<-10°	0°	2,78	8,26 %
100_1	<-15°	<-10°	1,86	9,39 %	<-10°	0°	1,54	9,48 %
80_1	<-20°	<-10°	3,84	9,93 %	<-10°	<-5°	2,11	10,62 %
60_1	<-20°	<-15°	1,53	7,37 %	<-10°	<-5°	1,61	7,66 %
160_1	<-20°	<-15°	1,48	8,11 %	<-10°	<-5°	2,13	7,90 %
80_2	<-15°	<-10°	-	8,75 %	<-10°	0°	-	8,77 %
100_2	<-15°	<-10°	2,63	11,14 %	<-10°	<-5°	3,08	11,36 %
120_1	<-20°	<-15°	1,66	16,11 %	<-10°	<-5°	2,10	15,91 %
40_1	<-20°	<-15°	2,34	12,38 %	<-10°	<-5°	1,75	12,07 %
40_2	<-20°	<-15°	1,69	9,25 %	<-10°	<-5°	2,07	20,73 %
60_2	<-20°	<-15°	1,98	9,84 %	<-10°	<-5°	2,15	10,26 %
120_2	<-20°	<-15°	1,05	10,89 %	<-15°	<-10°	1,45	11,16 %
140_2	<-20°	<-15°	2,20	8,63 %	<-15°	<-5°	2,04	8,24 %
160_2	<-20°	<-15°	2,70	11,82 %	<-15°	<-5°	2,01	11,94 %

Etapa 3

Etapa 4

Ensayo	$\Delta\theta_{\text{INIC}}$	$\Delta\theta_{\text{FINAL}}$	$V_{\text{aire}}$ (m/s)	$G_d/G_T$	$\Delta\theta_{\text{INIC}}$	$\Delta\theta_{\text{FINAL}}$	$V_{\text{aire}}$ (m/s)	$G_d/G_T$
140_1	<5°	<10°	2,86	8,21 %	<15°	<20°	3,95	9,61 %
100_1	<5°	<10°	2,18	8,90 %	<15°	<20°	2,03	13,72 %
80_1	<5°	<10°	2,27	11,90 %	<10°	<15°	3,24	13,47 %
60_1	<-5°	<5°	1,13	7,38 %	<5°	<15°	1,44	12,82 %
160_1	<-5°	<5°	2,36	8,18 %	<5°	<15°	2,54	7,92 %
80_2	0°	<10°	-	9,34 %	<10°	<15°	-	8,90 %
100_2	0°	<10°	2,46	12,11 %	<10°	<15°	3,38	11,86 %
120_1	<-5°	<5°	2,45	16,14 %	<10°	<15°	2,16	16,20 %
40_1	0°	<10°	2,06	12,34 %	<10°	<15°	3,97	12,81 %
40_2	0°	<5°	2,29	9,06 %	<10°	<15°	2,80	9,31 %
60_2	<-5°	<5°	2,41	10,49 %	<10°	<15°	2,70	11,15 %
120_2	<-5°	<5°	3,57	12,07 %	<5°	<10°	3,95	11,62 %
140_2	<-5°	<5°	1,92	7,94 %	<10°	<15°	2,48	8,44 %
160_2	<-5°	<5°	2,37	12,18 %	<10°	<15°	2,78	12,88 %

Para el flujo másico, hay que indicar que la norma establece un valor específico de 0,02 kg/(sm<sup>2</sup>), referido al área de apertura del captador, salvo que el fabricante proponga otro valor. En nuestro caso, precisamente se buscó ensayar caudales distintos en cada ocasión, pero se tuvo en cuenta la máxima variación que permite la norma, la cual es del 1% del valor ajustado en cada periodo de ensayo, no debiendo variar más del 10% entre periodos de ensayo.

Para la temperatura hay que tener en cuenta que la norma propone no incluir aquellos registros de datos para los que el salto térmico  $\Delta T$  sea inferior a 1 K, ya que estos quedarían afectados por el propio error del instrumento. Para la consulta de todos los registros existentes se puede comprobar el Anexo V, donde, a modo de ejemplo, se incluyen las hojas Excel con los valores registrados en cada canal del datalogger durante un ensayo determinado.

### 3.5.2. Procedimiento de ensayo

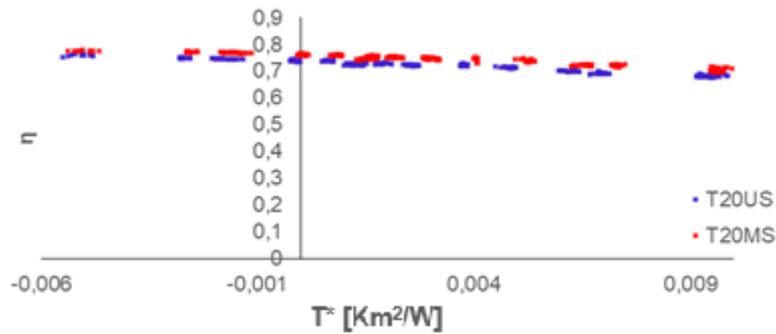
Un ensayo completo de un captador requiere que éste se ensaye sobre su rango de temperatura de operación y bajo condiciones de cielo claro. Esto debe realizarse al menos para 4 temperaturas distintas de entrada del fluido, espaciadas temporalmente de forma uniforme, sobre el rango de temperaturas en las que el captador es capaz de operar. Estas 4 temperaturas se conocen como etapas de ensayo, y deben ser seleccionadas de una forma determinada.

En primer lugar, la temperatura más baja a ensayar debe hacer que el valor de  $T^*$  sea  $\leq 0$ , lo que se consigue con temperaturas de entrada algo menores a la temperatura ambiente, como ya se ha visto antes en la Ec.3.3 y Ec.3.4. Esto puede comprobarse en la Fig.3.16 donde se representan las temperaturas medias reducidas y los valores de rendimiento obtenidos para todas las primeras etapas de ensayo realizadas, de forma que se tienen valores muy cercanos a  $T^*=0$ , que permiten calcular con gran exactitud el valor de  $\eta_0$ .

En cuanto al límite superior de temperatura, que definirá la última etapa de ensayo, la norma recomienda que se alcancen los 80°C a la entrada del captador mientras las condiciones del ensayo lo permitan, de forma que  $T^* = 0,09$ .

Durante los ensayos, tanto la temperatura de entrada al captador como el caudal estuvieron limitados para conseguir dos objetivos: cubrir el rango de  $T^*$  indicado en la norma y evitar condiciones de sobrecalentamiento a la salida de los captadores, que generarían burbujas de vapor. Por este motivo, no se ensayaron los captadores con caudales inferiores a 40 l/h.

Con la primera y la última etapa definidas, las 2 etapas intermedias se seleccionaron de forma que quedarán equidistantes entre las 2 etapas límite. La Tabla 3.8 resume las temperaturas de entrada medias para los 2 captadores y cada etapa de ensayo.



**Figura 3.16.** Valores registrados rendimiento térmico para las temperaturas medias reducidas de todos los ensayos, obtenidos durante la etapa de menor temperatura. (T20US parrilla y T20MS serpentín)

**Tabla 3.8.** Resumen de temperaturas de entrada medias por etapa y ensayo

Caudal-Ensayo	Etapas	$t_{in}$
40 l/h 1	1	27,8
	2	44,5
	3	57,7
	4	71,7
40 l/h 2	1	18,3
	2	34,9
	3	52,8
	4	71,9
60 l/h 1	1	30,5
	2	49,2
	3	68,0
	4	83,9
60 l/h 2	1	23,8
	2	44,4
	3	58,3
	4	76,7
80 l/h 1	1	25,2
	2	49,0
	3	67,9
	4	85,8
80 l/h 2	1	26,3
	2	49,0
	3	67,6
	4	83,7
100 l/h 1	1	25,3
	2	49,3
	3	68,5
	4	87,2
100 l/h 2	1	26,8
	2	49,1
	3	68,0
	4	87,7
120 l/h 1	1	26,8
	2	49,4
	3	68,6
	4	88,8
120 l/h 2	1	30,1
	2	45,0
	3	68,7
	4	90,0
140 l/h 1	1	25,8

	2	47,1
	3	68,8
	4	89,3
140 l/h 2	1	25,8
	2	47,1
	3	68,8
	4	89,5
160 l/h 1	1	25,2
	2	49,6
	3	69,0
	4	88,3
160 l/h 2	1	22,4
	2	44,7
	3	68,8
	4	88,1

Una vez se han definido las 4 temperaturas de entrada con las que se van a ensayar los captadores, se deben registrar al menos 4 puntos válidos e independientes por cada una de ellas a lo largo del tiempo, de forma que se garanticen las condiciones que la norma establece para el estado estacionario: 16 puntos por cada ensayo, 8 antes del mediodía solar y 8 después. Estas condiciones para estado estacionario son las que se reflejan en la Tabla 3.9.

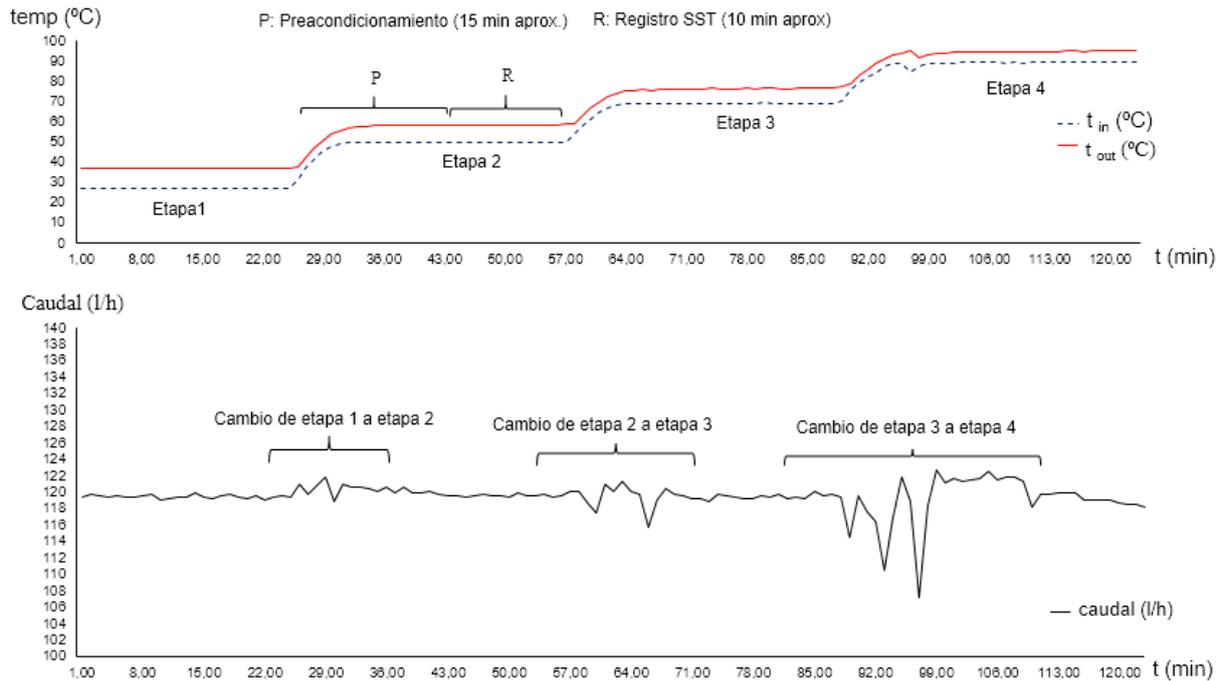
**Tabla 3.9.** Máximas desviaciones permitidas por EN12975-2:2006 para condiciones de estado estacionario

Variable de medida	Desviación máxima permitida SST EN12975-2:2006
Temperatura del fluido de entrada	$\pm 0,1$ K
Irradiación	$\pm 50$ W/m <sup>2</sup>
Caudal másico	$\pm 1\%$ del valor medido
Temperatura ambiente	$\pm 1,5$ K

Cada captador y caudal seleccionado contó con al menos 2 ensayos válidos, realizados en días distintos, y cuyos datos se combinaron en un solo archivo de registro de datos, antes de proceder con el tratamiento estadístico. En todos los casos, el caudal se mantuvo dentro de un umbral de variación menor al 1%.

Antes de cada una de las 4 etapas de ensayo, y de cara a propiciar unas condiciones de estado estacionario en el fluido, la norma propone realizar un periodo de preacondicionamiento, con una duración de al menos 4 veces la constante de tiempo del captador, si es que ésta se conoce, o en todo caso, no menor a 15 minutos. En este periodo de preacondicionamiento deben mantenerse fijos tanto el caudal como la temperatura de entrada al captador. Una vez que transcurran los 15 minutos, comenzaría el periodo de registro en sí.

El periodo de registro también requiere de una duración mínima según la norma, que debe ser de 4 veces la constante de tiempo del captador, o al menos, de 10 minutos. Es en este periodo en el que se deben comprobar que se cumplen las condiciones de la Tabla 3.9, lo cual se hace analizando que los valores de cada variable, para cada paso de tiempo de registro, no se desvían sobre el valor medio de dicha variable durante todo el periodo de ensayo analizado. Estas fases de preacondicionamiento y de registro pueden comprobarse en la Fig. 3.17, para un caudal de ensayo de 120 l/h en el captador tipo serpentín. Como se observa en la señal del caudalímetro, en cada cambio de etapa las condiciones del flujo cambian, debiendo existir el periodo previo al registro para que las condiciones vuelvan a ser las de estado estacionario.



**Figura 3.17.** Valores registrados para un ensayo de 120 l/h en captador tipo serpentín

Las desviaciones indicadas en la Tabla 3.9 no se comprobaron directamente para cada valor registrado por el datalogger, dado que como ya se ha indicado su frecuencia de registro fue de 5 s. En su lugar, se realizó una media aritmética de cada 6 valores consecutivos, lo que significa disponer de valores de registro identificativos de cada 30 s, que sí se compararon frente a la media de todos los demás valores, durante los aproximadamente 10 minutos que dura el periodo de registro. Todo ello para cada una de las 10 variables de medida mostradas en la Tabla 3.3.

Con esta forma de proceder, en cualquiera de los ensayos efectuados se obtuvieron muchos más valores válidos que los 16 valores mínimos que establece la norma. De hecho, los resultados del estudio estadístico posterior dependen en gran medida de la selección de datos que se proponga efectuar: podrían seleccionarse los 16 puntos que mejor ajuste tengan entre sí para maximizar el  $R^2$  del ajuste, o podrían seleccionarse 16 puntos que hagan que la curva resultante tenga el mayor rendimiento y menores pérdidas para cada  $T^*$ , etc. Es decir, existe una importante influencia entre el ajuste de la curva de rendimiento final y la selección de los datos de ensayo que se realice.

En nuestro caso, se propuso claramente un objetivo claro: que el análisis estadístico se efectuara con el mayor número de puntos válidos posible. El objetivo para seleccionar los datos fue, precisamente, el de eliminar solo aquellas zonas que no cumplieran condiciones de estado estacionario. Con este criterio se decidió eliminar periodos de datos completos, no sólo valores puntuales dentro del registro. Esto trae consigo que, una vez que las condiciones registradas revelen que el estado estacionario ha dejado de existir, deba seleccionarse o bien el periodo anterior o bien el periodo posterior, dependiendo de cuál de ellos tenga mayor número de valores registrados. Esta forma de trabajar se muestra en el diagrama de flujo de la Fig. 3.18, aplicando una serie de bucles condicionales anidados, los cuales se aplican a cada una de las 4 etapas de cada ensayo por separado.

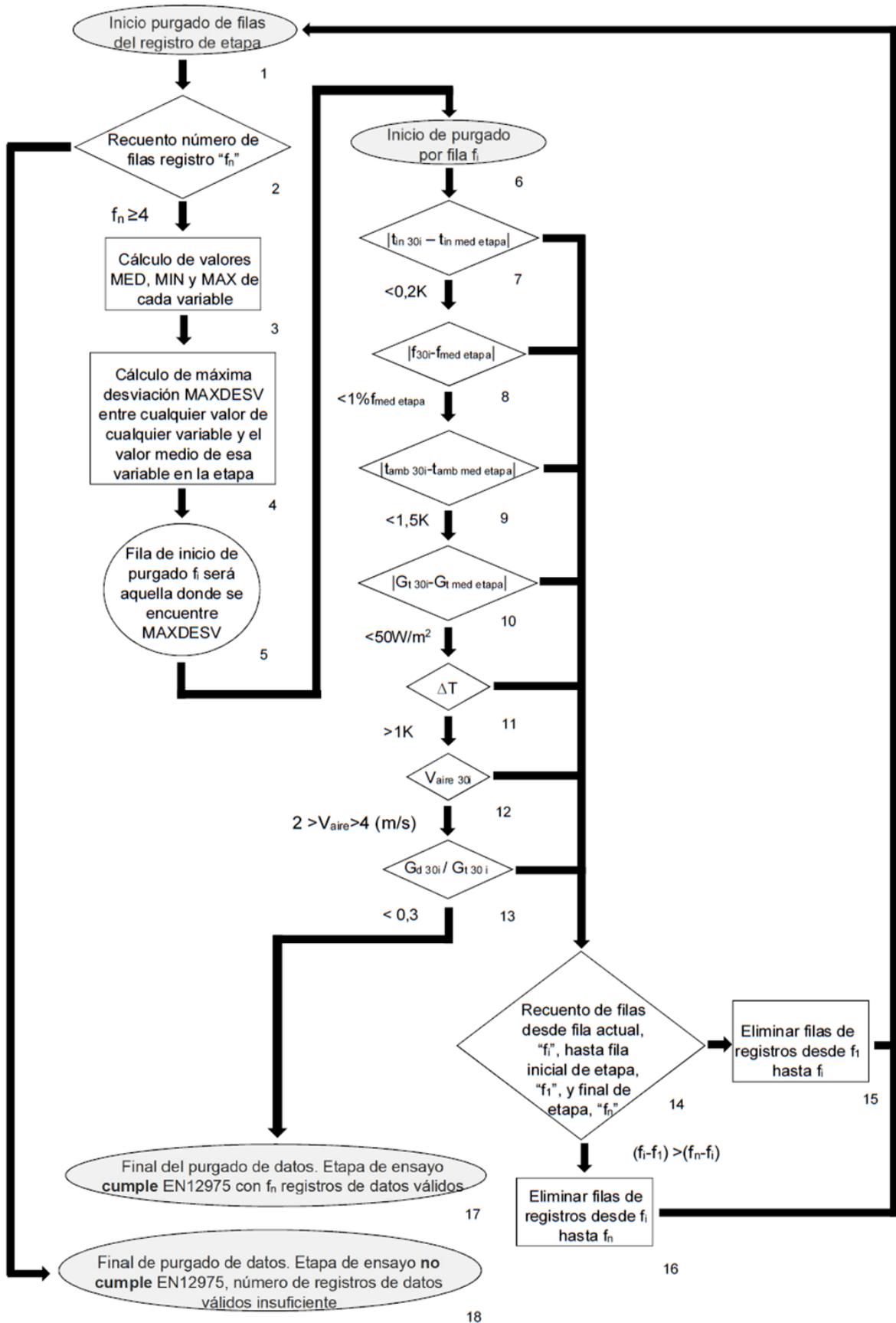


Figura 3.18. Diagrama de flujo para algoritmo de búsqueda y comprobación de estados estacionarios de etapas de registro

La ejecución del programa tiene dos finales posibles: o bien nos devuelve todas las filas de datos válidas, así como su recuento, es decir, la duración del periodo más largo de estado estacionario que se haya encontrado, o bien nos informa de que la etapa de ensayo no cumple con la norma, ya que no se alcanza el número mínimo de puntos de registro válidos, que son 4.

La rutina del programa de purgado comienza con un recuento de todas las filas que componen la muestra de datos de la etapa analizada. Cada columna de cada fila contiene el valor de cada variable de ensayo, promediado para 30 segundos a partir de 6 registros, (tomados con una frecuencia de muestreo de 5 segundos). El valor entero que designa el recuento de filas de etapa se conoce como  $f_n$ .

En el primer cuadro de selección, se comprueba el valor de  $f_n$ , y si este es menor a 4, directamente se tiene la salida de programa 18, informando de que no hay datos suficientes y de que, por tanto, la etapa de ensayo no es válida. En caso de que el valor de  $f_n$  indique que sí hay suficientes filas para continuar el purgado, se procede a calcular los valores medios, máximo y mínimo de cada variable.

Con los valores medios de etapa de las variables temperatura de entrada, caudal volumétrico, temperatura ambiente y radiación solar global se realiza una búsqueda en todas las columnas, buscando dónde se encuentra la máxima desviación de cualquier registro frente al valor medio de esa variable en toda la etapa, a la que llamaremos MAXDESV. Esta máxima desviación tiene que encontrarse forzosamente en 8 posiciones posibles, correspondientes a las 4 columnas de las variables estudiadas y a sus 2 valores límites calculados para toda la etapa, (MIN y MAX).

Una vez se identifica donde se encuentra MAXDESV, se nombra a la fila que lo contiene como  $f_i$ , siendo esta fila por la que comenzará el proceso de comprobación de condiciones de estado estacionario según la norma, aplicando las desviaciones límite de la Tabla 3.9. Este proceso comenzaría en el cuadro de control 7 del diagrama de flujo de la Fig. 3.18.

Tras realizar 7 comprobaciones enseriadas, y obtener un resultado satisfactorio, la salida del programa pondría fin al purgado, ya que se estarían cumpliendo las condiciones que obliga la norma en la fila con "peores" registros, y por lo tanto, si esa fila cumple, las demás filas, que tienen menos desviación de sus valores, también lo harán. El resultado sería un número de filas  $f_n$  en las que se cumplen las condiciones de la norma, y en las que no ha sido preciso eliminar ninguna fila de registro.

En los casos en los que se incumplen las condiciones fijadas como límites por la norma, la rutina programada haría que la salida de cualquiera de los cuadros condicionales numerados del 7 al 13 iniciara el proceso de eliminación de filas, mostrado en el cuadro 14. En este punto se tienen dos alternativas para efectuar el purgado de datos: o eliminar solo la fila que incumple alguna de las condiciones, o eliminar esa fila junto con las filas que le preceden o con las filas que le siguen. La diferencia está en cómo se interprete lo que significa realmente una muestra de datos físicos correspondientes a estado estacionario, ya que la norma no indica nada al respecto.

La alternativa más fácil de acometer y que haría que la muestra de datos conseguida fuera mayor, pasa por eliminar únicamente la fila que incumple las condiciones de la norma. A continuación, como se reduciría el número de filas de la etapa, habría que refrescar los valores medios, mínimo y máximo de cada variable, además de volver a buscar la máxima desviación MAXDESV para comenzar una nueva rutina del programa. Esta elección adopta la hipótesis de que un periodo de registro que cumpla estado estacionario pueda establecerse en base a registros puntuales que no guarden entre sí una continuidad temporal. Es decir, existirían filas que no se registraron a continuación

de la anterior, ya que durante el purgado se han eliminado los valores de registros intermedios que las separaban.

Por otra parte, se podría establecer como premisa que los valores finales válidos si deban tener continuidad temporal en sus registros, por lo que no estaría permitido eliminar únicamente las filas que no cumplan las condiciones de los cuadros del 7 al 13. Habría que conseguir maximizar una ventana de tiempo móvil, de forma que el resultado final obtenido fuera el periodo de registro con estado estacionario y valores consecutivos más largo dentro de cada etapa. Esta hipótesis fue la elegida, ya que se apoya en el hecho de que los valores que incumplen estado estacionario en una etapa tienen muy poca probabilidad de ser ruidos de señal, debido a que su propio valor es el promedio de 6 valores registrados cada 5 segundos. Por lo tanto, si un valor que ya ha sido suavizado muestra condiciones transitorias, este habrá sido afectado por los valores anteriores, y además, afectará a los siguientes, por lo que se debería eliminar o bien el periodo anterior, o bien el periodo posterior.

Esta forma propuesta de comprobación y purgado de datos elimina más cantidad de datos cuando el instante que no cumple con estado estacionario se encuentra a la mitad de la etapa de ensayo, lo cual no suele suceder salvo cuando se producen vaporizaciones de fluido. Esto surge en las últimas etapas y con caudales bajos, sobre todo en el captador tipo parrilla, lo que explica que en esas condiciones se encuentren los ensayos con menor número de muestras, reflejando que es más difícil mantener condiciones estacionarias por un tiempo determinado. En otras ocasiones, las filas a eliminar se encuentran en los instantes iniciales, lo que indica que el periodo de preacondicionamiento previo no duró lo suficiente o que existieron problemas en el ensayo.

Independientemente de estas connotaciones, hay que recalcar que el proceso de purgado realizado se aplicó sistemáticamente a todos los ensayos por igual, por lo que no existieron diferentes criterios de selección, y los datos seleccionados son el reflejo de las condiciones experimentales existentes en los ensayos. Dado que estas condiciones están estandarizadas por la norma, se garantizó que los resultados de ensayo son totalmente comparables entre sí.

No tenemos evidencias de que esta forma de tratar los datos sea la misma que realizan en los laboratorios de ensayo oficiales, ya que la norma no especifica nada sobre qué criterio debe seguirse al seleccionar los puntos con los que realizar el ajuste MLR. Por una parte, la norma solo informa de qué condiciones deben cumplir los puntos para garantizar que pertenecen a condiciones de estado estacionario, y por otra, nos indica que, al menos, deben seleccionarse 4 puntos por cada una de las 4 etapas de cada ensayo.

### **3.6. Cálculo del rendimiento del captador**

Una vez se disponen de los valores definitivos para cada variable de ensayo, y habiendo comprobado que pertenecen a condiciones de estado estacionario, se calculan las propiedades del fluido con la Ec. 3.1 y Ec. 3.2. Tras este paso, ya es posible calcular los distintos resultados de ensayo, encaminados a obtener el rendimiento térmico del captador en cada instante, para una temperatura media reducida determinada.

El primer valor a obtener es la potencia útil que es producida por el captador en cada instante,  $\dot{Q}_{prod}$ , lo cual se realiza aplicando la Ec.3.5:

$$\dot{Q}_{prod} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (3.5)$$

Como ya se mencionó, en la expresión anterior,  $C_p$  se evalúa para una temperatura de referencia igual a la temperatura media de masa del fluido en el captador,  $t_m$ . El flujo másico  $\dot{m}$  se obtiene como producto de la densidad del fluido  $\rho$ , evaluada para una temperatura de referencia igual a la temperatura de entrada del fluido al captador,  $t_{in}$ , por el caudal volumétrico, medido directamente por caudalímetros. El salto térmico se obtiene con la Ec. 3.6, descartando aquellos registros cuyo valor sea menor a 1 K.

$$\Delta T = t_{out} - t_{in} \quad (3.6)$$

La energía solar que incide en el captador por cada unidad de tiempo,  $\dot{Q}_{sol}$ , se puede calcular aplicando la Ec.3.7, siempre y cuando se cumpla la condición de que la desviación del ángulo de incidencia respecto de incidencia normal no supere  $\pm 20^\circ$ . En caso contrario, sería necesario calcular el modificador del ángulo de incidencia, MAI.

$$\dot{Q}_{sol} = A_u G_T \quad (3.7)$$

Una vez se tienen los valores de  $\dot{Q}_{prod}$  y  $\dot{Q}_{sol}$  se puede calcular el rendimiento térmico del captador en cada instante,  $\eta$ , aplicando la Ec. 3.8, y siendo este resultado el valor medio de rendimiento para cada 30 segundos de registro:

$$\eta = \frac{\dot{Q}_{prod}}{\dot{Q}_{sol}} = \frac{\dot{m} C_p \Delta T}{A_u G_T} \quad (3.8)$$

Finalmente, la norma establece que el modelado de la eficiencia instantánea del captador deberá establecerse como una curva cuadrática con la forma de la Ec. 3.9:

$$\eta = \eta_0 - k_1 T^* - k_2 G_T T^{*2} \quad (3.9)$$

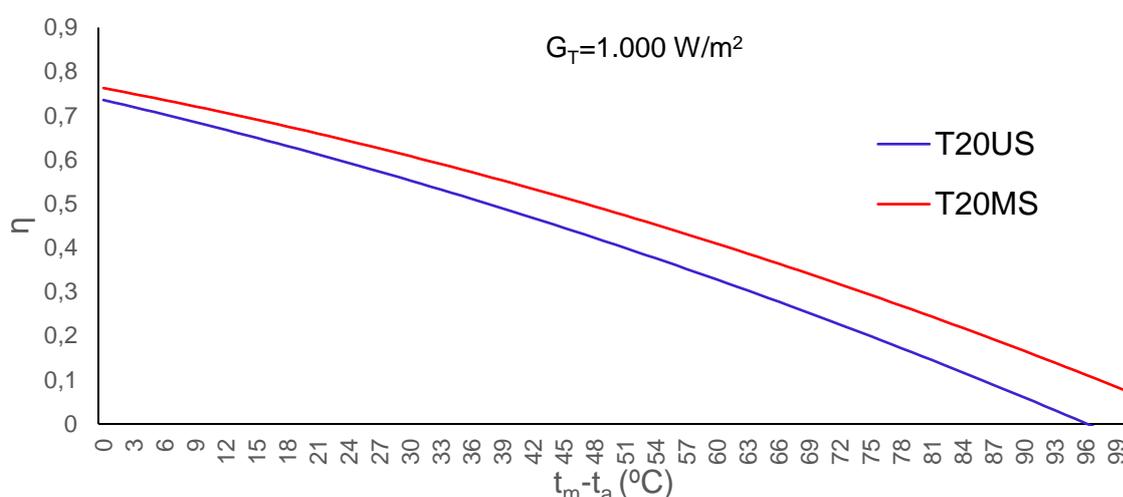
Dado que la temperatura media reducida  $T^*$  se calcula con la Ec.3.3, podemos modificar la ecuación de la curva de eficiencia del modo que marca la Ec. 3.10. Así, si se fija una radiación solar, normalmente de  $1.000 \text{ W/m}^2$ , se podría representar la curva de  $\eta$  frente a  $T^*$ , siendo esta curva la que suele aparecer publicada en las especificaciones técnicas de los fabricantes de captadores solares.

$$\eta = \eta_0 - k_1 \frac{t_m - t_a}{G_T} - k_2 G_T \left( \frac{t_m - t_a}{G_T} \right)^2 \quad (3.10)$$

La curva de rendimiento tiene tres coeficientes característicos,  $\eta_0$ ,  $k_1$  y  $k_2$ , que deben ser obtenidos mediante un ajuste de mínimos cuadrados, conocido como análisis de regresión múltiple MLR, aplicado a los datos registrados en cada ensayo.

Para obtener la producción energética del captador,  $Q_{prod}$ , se aplica la Ec. 3.11. En caso de representarse gráficamente, se fija un valor de  $1.000 \text{ W/m}^2$  para la irradiancia, dibujándose la curva de  $\eta$  frente a  $(t_m-t_a)$ , como se observa en la Fig. 3.19, para un ensayo a  $140 \text{ l/h}$  en los dos captadores ensayados. El producto  $A_u G_T \eta_0$  se conoce como potencia pico del captador,  $W_{pico}$ .

$$Q_{prod} = A_u G_T \left( \eta_0 - k_1 \frac{t_m-t_a}{G_T} - k_2 \frac{(t_m-t_a)^2}{G_T} \right) \quad (3.11)$$



**Figura 3.19.** Producción energética de cada captador ensayado para un caudal de  $140 \text{ l/h}$  y una radiación solar global de  $1.000 \text{ W/m}^2$

### 3.7. Ajuste MLR. Obtención de los valores de la curva característica de ensayo

Una vez se obtienen los valores de rendimiento térmico para las condiciones registradas en cada ensayo según la Ec. 3.10, se procede a crear 3 columnas de datos que servirán para el posterior ajuste estadístico de regresión lineal múltiple, MLR. Este conjunto de datos conforma una matriz de dimensiones  $n \times 3$  por cada ensayo, siendo  $n$  el valor de los registros válidos para las 4 etapas de ensayo, obtenidos tras aplicar el procedimiento de purgado mostrado en la Fig. 3.18. Las columnas de datos requeridos para el ajuste MLR son: rendimiento térmico,  $\eta$ , temperatura media reducida,  $T^*$  y el valor  $\frac{(T_m - T_a)^2}{G_T}$ .

El ajuste MLR devolverá la ecuación de la curva que presente la menor distancia hasta cualquier valor de rendimiento registrado durante los ensayos, representada en el espacio tridimensional por 3 ejes, correspondientes a los valores de cada una de las 3 columnas definidas anteriormente. Dado que este proceso de ajuste estadístico requiere de una cierta potencia de cálculo, y debido al gran número de valores de ensayo, se utilizó la aplicación *cftool* del entorno *Curve fitting tools* de Matlab. Esta aplicación lee la matriz de datos de cada ensayo y crea un vector con  $n$  componentes por cada una de las 3 columnas de la matriz. A continuación, se asigna cada vector a un eje espacial; eje

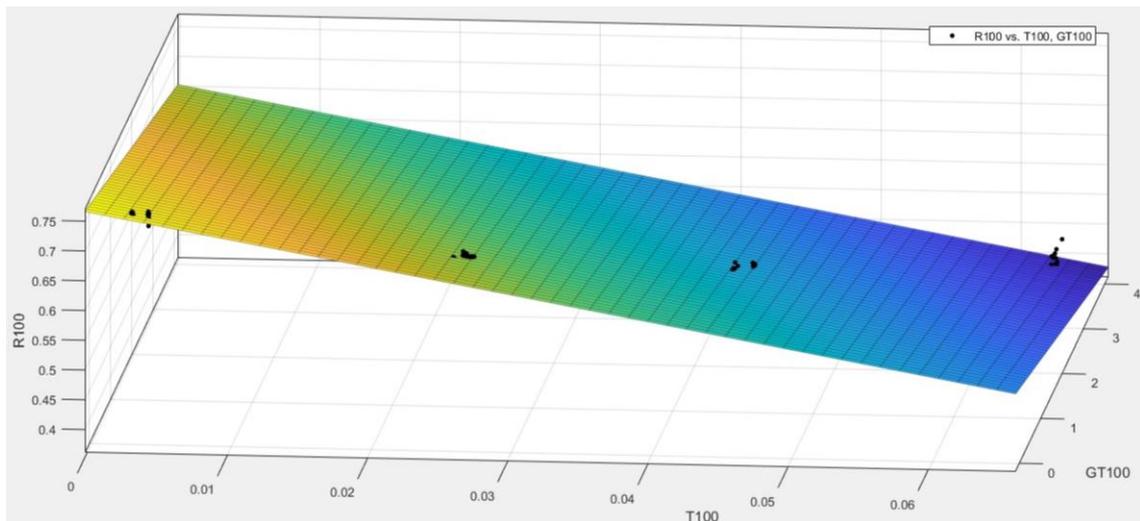
X para el vector de la columna correspondiente a  $T^*$ , eje Y para el vector asociado a  $\frac{(T_m - T_a)^2}{G_T}$ , y eje Z para el vector asociado a los valores de rendimiento térmico  $\eta$ .

El programa también permite asociar un vector cuyos componentes sean los pesos necesarios, en caso de realizar un ajuste ponderado, lo cual sería interesante en caso de utilizar un algoritmo ajuste por mínimos cuadrados de tipo regular. En este caso, se dejó sin asignar esta opción.

Para finalizar el proceso de regresión, se selecciona el tipo de ajuste a realizar, en este caso, polinómico de grado 1 para los datos existentes en los ejes X e Y. Se permite al programa que autoajuste los valores, devolviéndonos los valores de los coeficientes  $a$ ,  $b$  y  $c$ , que corresponden con los de una función espacial como la que representa la Ec. 3.12:

$$z = f(x, y) = a + bx + cy \quad (3.12)$$

Es decir, se representan los valores de rendimiento térmico en el eje Z como función de los valores de los ejes X, ( $T^*$ ) e Y,  $\left(\frac{(T_m - T_a)^2}{G_T}\right)$ , como se puede observar en la Fig. 3.20.



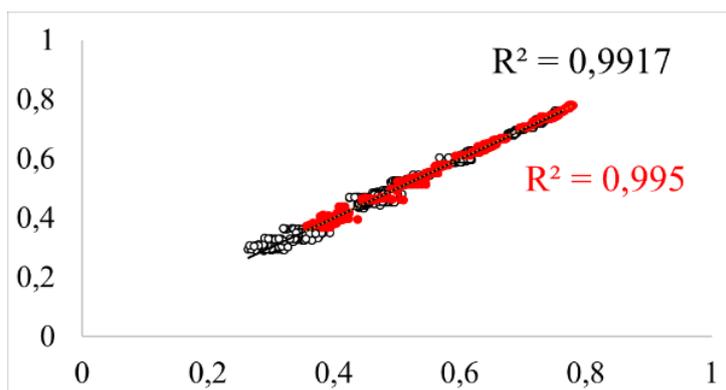
**Figura 3.20.** Espacio definido por las 3 columnas de la matriz de datos de ensayo, puntos de rendimiento registrados y plano de regresión lineal múltiple

Si asociamos los valores de la curva del ajuste obtenido según la Ec. 3.13 con los que se proponen en [EN12975, 2006], según la Ec. 3.11, podemos identificar que el término  $a$  se corresponde con el valor del rendimiento óptico  $\eta_0$ ,  $b$  lo hace con el coeficiente lineal de pérdidas térmicas  $k_1$  y  $c$  con el coeficiente cuadrático de pérdidas térmicas,  $k_2$ , también conocido como factor de pérdidas de segundo orden. Es importante destacar que  $\eta_0$  es adimensional, ya que representa el punto de corte de la curva de rendimiento con el eje de ordenadas, es decir, es el máximo rendimiento térmico que se obtiene ensayando el captador, lo cual sucede para las condiciones que hacen  $T^*=0$ . Sin embargo,  $k_1$  y  $k_2$  sí tienen unidades, ya que son coeficientes de pérdidas térmicas de un proceso de transmisión de calor desde el captador hacia el ambiente, siendo las unidades de medida de  $k_1$   $W/(m^2K)$  y las de  $k_2$   $W/(m^2K^2)$ .

La aplicación *cfTool* también nos ofrece varios coeficientes que informan sobre la calidad del ajuste realizado, como son, entre otros, el error cuadrático medio, RMSE, y el coeficiente de determinación,  $R^2$ .

El RMSE mide el valor del error que existe entre dos conjuntos de datos, en este caso, comparando el valor de rendimiento térmico predicho por la curva de ajuste obtenida frente al valor de rendimiento observado en los ensayos. También se conoce a este valor como raíz de la desviación cuadrática media, siendo deseable que su valor se acerque a 0. En cuanto al coeficiente de determinación  $R^2$ , estima la bondad del ajuste de la curva de rendimiento obtenida frente a los valores de rendimiento registrados en los ensayos. Cuanto más se acerque a 1, mejor ajuste se habrá obtenido.

Si se representa gráficamente el rendimiento medido en los ensayos en el eje de abscisas, (para determinados valores de  $T^*$ ), y en el eje de ordenadas se fija el valor de rendimiento predicho por la curva de ajuste MLR, para las mismas temperaturas medias reducidas, se obtiene un gráfico de dispersión en el que se puede dibujar una recta, la cual, en caso de que  $R^2$  valiera 1, pasaría por todos los puntos existentes. En el caso de los ajustes realizados, los coeficientes de determinación han sido muy próximos a la unidad, como se muestra en la Fig. 3.21, donde se han dibujado todos los valores de rendimiento predichos por las curvas de todos los ensayos frente a todos los valores de rendimiento registrados, para cada captador. Los valores obtenidos de  $R^2$  son 0,991 para el captador tipo parrilla y 0,995 para el captador tipo serpentín.



**Figura 3.21.** Coeficientes de determinación  $R^2$  para todos los rendimientos térmicos registrados en todos los ensayos realizados, para cada tipo de captador, parrilla en color negro y serpentín en color rojo

En la Tabla 3.10 se enumeran los valores del coeficiente de determinación para cada ensayo combinado y cada tipo de captador, en función del número de valores de la muestra en cada etapa,  $n_{total}$ . Como se puede comprobar, la dependencia de  $R^2$  no depende del número de valores totales válidos del ensayo, sino que queda afectado por cómo de bien se ajusten los valores de rendimiento predichos por la curva de ajuste a los valores de rendimiento registrados durante el ensayo, lo que se consigue fácilmente para zonas de alto rendimiento, cercanas a  $\eta_0$ . Esto significa que los ensayos con mayor número de puntos registrados para valores bajos de  $T^*$  suelen ofrecer mejores ajustes, aumentando el valor de  $R^2$ .

**Tabla 3.10.** Valores de coeficiente de determinación  $R^2$ , número de muestras totales,  $n_{total}$ , y coeficientes característicos de curva de rendimiento obtenidos para todos los ensayos

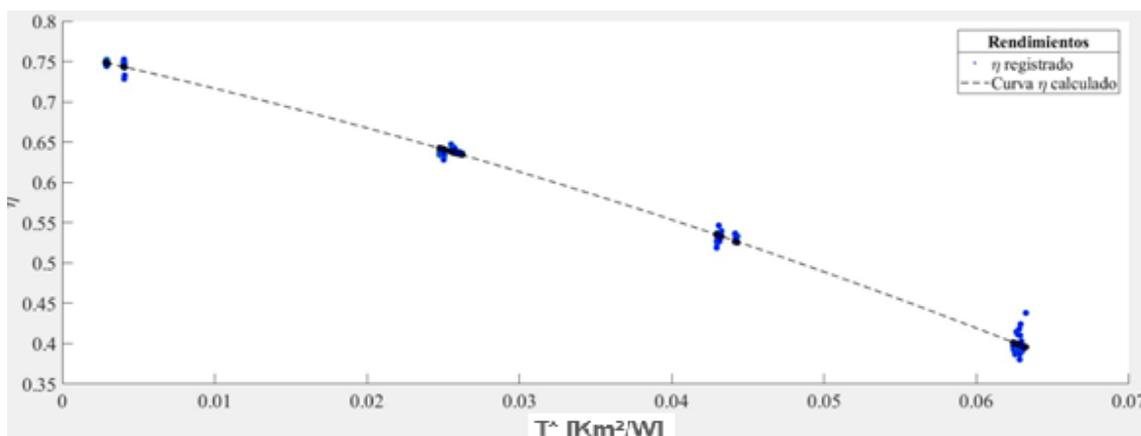
Captador tipo parrilla					
Caudal-Ensayo	$R^2$	$n_{total}$	$\eta_0$	$k_1$	$k_2$
40 l/h	0,9899	121	0,7375	-6,0880	0,0002
60 l/h	0,9950	138	0,7398	-6,3511	0,0130
80 l/h	0,9922	108	0,7229	-3,2334	-0,0594
100 l/h	0,9918	119	0,7409	-5,3705	-0,0110
120 l/h	0,9898	144	0,7358	-5,0658	-0,0312
140 l/h	0,9938	151	0,7355	-5,3897	-0,0235
160 l/h	0,9899	139	0,7371	-5,4187	-0,0174

Captador tipo serpentín					
Caudal-Ensayo	$R^2$	$n_{total}$	$\eta_0$	$k_1$	$k_2$
40 l/h	0,9904	144	0,7488	-4,2018	-0,0266
60 l/h	0,9958	118	0,7541	-3,9353	-0,0303
80 l/h	0,9923	110	0,7618	-4,7397	-0,0215
100 l/h	0,9960	117	0,7601	-4,0712	-0,0270
120 l/h	0,9923	132	0,7587	-4,4765	-0,0223
140 l/h	0,9976	152	0,7626	-4,4190	-0,0246
160 l/h	0,9973	139	0,7618	-4,6263	-0,0179

Esto tiene otra lectura, que nos dice que conforme  $T^*$  va creciendo, los valores de rendimiento predicho y registrado comienzan a diferenciarse, como se observa en la Fig. 3.22 para un ensayo a 100 l/h con captador tipo serpentín, evidenciando que para altas  $T^*$  el estado estacionario es más difícil de mantener durante un tiempo determinado. Esta particularidad es más acusada para dos casos concretos:

- los ensayos del captador tipo parrilla, ya que éste es más propenso, por diseño, a sufrir desequilibrios hidráulicos que creen puntos calientes, y por tanto, vaporizaciones de fluido, cambiando las propiedades físicas del fluido caloportador.
- los ensayos con caudales bajos, donde las últimas etapas de ensayo tienen saltos de temperatura muy elevados, llegando a producirse cambios de fase en el fluido caloportador, con el mismo resultado que en el punto anterior.



**Figura 3.22.** Curva de rendimiento obtenida en ajuste MLR frente a puntos de rendimiento registrados para ensayo a 100 l/h en captador tipo serpentín

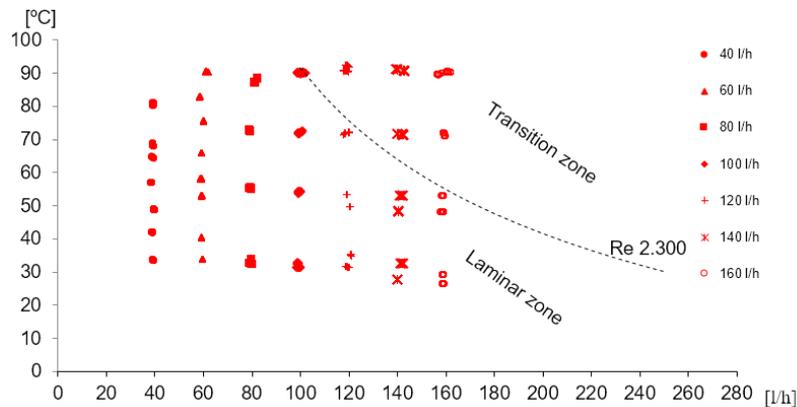
Estas condiciones tienen su punto de partida en el número de Reynolds existente en el flujo interno del absorbedor durante cada instante del ensayo, dependiente de la configuración hidráulica de cada captador. Para calcular el número de Reynolds, se aplica la Ec. 3.13:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\mu} \quad (3.13)$$

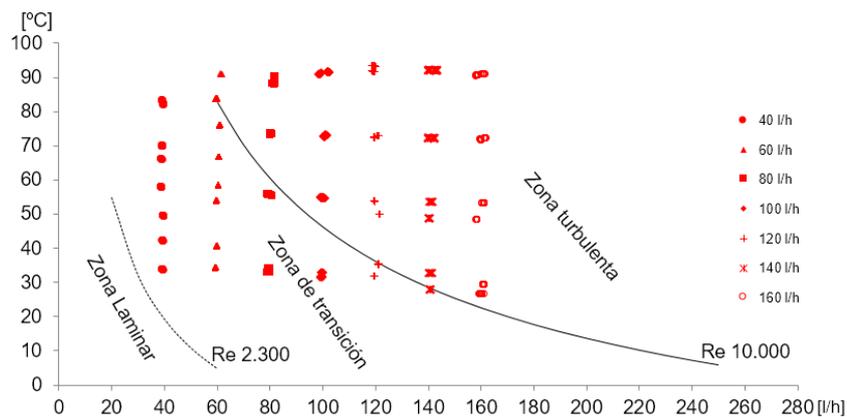
En esta ecuación,  $v$  es el valor de la velocidad del fluido,  $D$  es el diámetro de la conducción y  $\mu$  es el valor de la viscosidad dinámica o absoluta del fluido. Por tanto, el régimen de flujo interno quedará controlado tanto por las condiciones del ensayo, (temperatura a la que se calcula la viscosidad del fluido y caudal con el que se calcula la velocidad), como por la configuración hidráulica del absorbedor, (diámetro del tubo del absorbedor).

En la Fig. 3.23 y en la Fig. 3.24 se muestran los distintos regímenes de flujo interno que existieron en cada etapa de ensayo y para cada captador, tomando los valores teóricos para cambios de régimen siguientes:

- $Re < 2.300$  Régimen laminar
- $2.300 \leq Re \leq 10.000$  Régimen de transición
- $Re > 10.000$  Régimen turbulento



**Figura 3.23.** Regiones según régimen de flujo interno en tubos verticales del absorbedor tipo parrilla para las condiciones existentes durante todos los ensayos



**Figura 3.24.** Regiones según régimen de flujo interno en el único tubo del absorbedor tipo serpentina para las condiciones existentes durante todos los ensayos

Como se observa en estas figuras el tipo de régimen interno es distinto en cada captador, ya que por cada uno de los 8 montantes del captador tipo parrilla siempre

circulará menos caudal que por el único montante del captador tipo serpentín, para cualquiera de los 7 caudales ensayados.

En las instalaciones solares térmicas para calentamiento de agua caliente sanitaria típicas, los caudales existentes en el captador tipo parrilla quedan dentro del rango de caudales ensayados, y harían que el régimen de flujo interno teórico quedara siempre en zona laminar, empezando a ser régimen de transición con 120 l/h y 65 °C de temperatura media del fluido. En el caso del captador serpentín habría condiciones teóricas de régimen de transición desde los 40 l/h, y a partir de 80 l/h ya es posible que se comience a entrar en régimen turbulento, si la temperatura media del fluido supera los 60 °C.

Dado que estas condiciones teóricas para cambios de régimen son ideales, se debe incluir que los accidentes hidráulicos del captador tipo parrilla modificarían el tipo de régimen interno de una forma más acusada que en el captador tipo serpentín, sobre todo la terminación de las tés de unión entre montantes y tubos distribuidores, [Bava, 2016], siendo factores controlantes el ratio entre diámetros de montantes y distribuidores, longitud y número de montantes, [Jones, 1994] así como la sobremedida con la que se inserten los montantes en el tubo distribuidor para el proceso de soldadura.

Por tanto, se comprueba lo indicado en [Domínguez, 2011], ya que las curvas de ensayo obtenidas tienen curvaturas que dependen fuertemente de la posición del último grupo de medidas tomadas durante cada ensayo. Estos puntos pueden ser consecuencia de factores no incluidos en el modelo HWB: régimen de flujo y distribución del fluido entre los tubos.

### **3.8. Propagación de incertidumbre**

Los datos registrados tras cada ensayo se analizaron con el objetivo de propagar la incertidumbre asociada a sus errores de medida, introducida por cada sensor al medir las distintas variables de ensayo. Cuantas más fuentes de incertidumbre se consideren, mayor incertidumbre final se tendrá para cada uno de los tres coeficientes característicos de la curva de eficiencia obtenida:  $\eta_0$ ,  $k_1$  y  $k_2$ . Es decir, esforzarse en considerar todas las fuentes de incertidumbre y realizar su propagación produce lo que a priori podría parecer un ensayo menos preciso, aumentando la incertidumbre calculada de los coeficientes de la curva de eficiencia, en lugar de disminuirla.

#### **3.8.1. Tipos de incertidumbre**

La incertidumbre que ofrecen los laboratorios de ensayo homologados suele ser únicamente la asociada a la desviación típica de los valores medidos, a la cual se le suele llamar como incertidumbre *tipo A*. Esta sólo evalúa cómo se han distribuido los valores de medida debido a la acción del azar. Para reducir este tipo de incertidumbre basta con aumentar el número de medidas aumentando el tamaño de la muestra estadística.

En este trabajo, se siguieron los procedimientos publicados en [Domínguez, 2008], [Sabatelli, 2002] y [Budig, 2009], apoyados en la Guía ISO GUM. Además de la incertidumbre *tipo A*, existe una incertidumbre *tipo B*, formada por los errores sistemáticos asociados al error de medida, y que solo se pueden reducir aumentando la precisión del instrumento de medida.

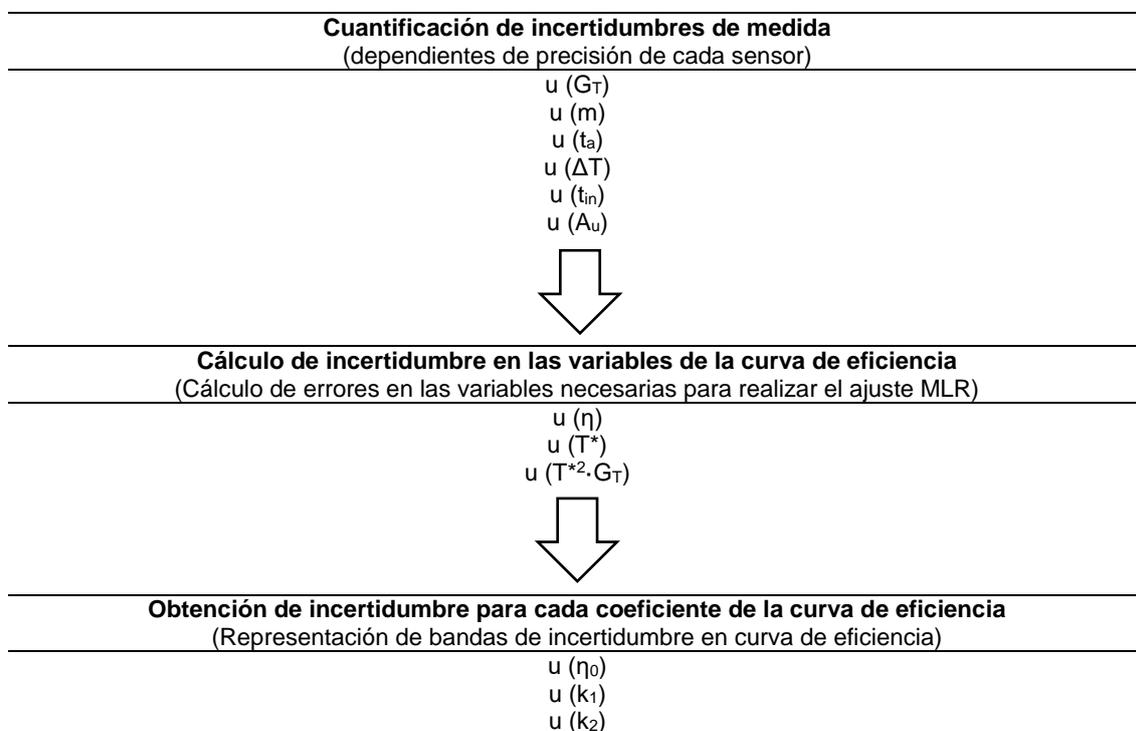
### 3.8.2. Estimación de las fuentes de incertidumbre existentes

Ambas incertidumbres se combinaron, obteniendo un resultado de incertidumbre combinada,  $u$ , para cada uno de los tres coeficientes de la curva de eficiencia y por cada caudal de ensayo.

Como ya se indicó, la precisión de los sensores utilizados en los ensayos no es la misma que la exigida por la norma. Tras efectuar un análisis de sensibilidad, la variable que más incertidumbre crea en los resultados finales es la radiación solar,  $G_T$ , que depende de la clase del piranómetro, en concordancia con las conclusiones de [Sabatelli, 2002]. Para la evaluación de las incertidumbres tipo B de una forma más exhaustiva se utilizó una distribución de probabilidad cuadrada con un factor de cobertura  $k = 2$ , en vez de la tradicional distribución normal. Cualquier valor comprendido en el intervalo  $[\mu - 2\sigma, \mu + 2\sigma]$  tendría la misma probabilidad de ser el valor verdadero de la medición. En este intervalo,  $\mu$  es el valor medio de cada variable de ensayo medido en las  $n$  mediciones,  $\sigma$  es la desviación típica calculada según la Ec. 3.14, donde  $a$  es la precisión de cada instrumento de medida.

$$\sigma = \sqrt{\frac{a^2}{3}} \quad (3.14)$$

Para propagar la incertidumbre asociada a cada sensor de medida  $u$ , se creó una hoja de cálculo en Excel basada en el procedimiento de [GUM, 1995], mostrada en el Anexo V, con la que se trabajó para cada ensayo realizado. Esta forma de proceder es similar a la que se incluye en el Anexo K de [EN12975, 2006], *Líneas directrices generales para la evaluación de la incertidumbre del ensayo de eficiencia en captadores solares*. Este proceso siguió el esquema mostrado en la Fig. 3.25.



**Figura 3.25.** Secuencia de propagación de incertidumbres de medida hacia coeficientes de curva de eficiencia obtenida en ensayo

### 3.8.3. Cálculo y propagación de incertidumbres

El procedimiento seguido para cuantificar las incertidumbres de medida de cada sensor comenzó por la consulta de la hoja de calibración o de características técnicas aportada por cada fabricante de sensores. Los valores de las incertidumbres de medida de cada variable fueron los mostrados en la Tabla 3.11:

**Tabla 3.11.** Incertidumbres asociadas a cada variable de medida de ensayo

Variable de medida	Incertidumbre asociada
Radiación solar, $G_T$	$u(G_T)=1,35\%$ del valor medido
Flujo másico, $\dot{m}$	$u(\dot{m})= 0,25\%$ del valor medido
Temperatura ambiente, $t_a$	$u(t_a)= 0,2/k=0,1$
Salto térmico, $\Delta T$	$u(\Delta T)=(0,2/k) \cdot \sqrt{2}=0,141$
Temperatura de entrada a captador, $t_{in}$	$u(t_{in})=0,2/k=0,1$
Área útil de captación, $A_u$	$u(A_u)=0,15\%$ del valor medido

A continuación, se calculan las incertidumbres combinadas para las 3 columnas de datos con los que se realizó el análisis MLR de cada ensayo, siendo las de rendimiento,  $u(\eta)$ , temperatura media reducida,  $u(T^*)$  y la del tercer valor,  $u(T^{*2} \cdot G_T)$ . Esta operación se realiza para las  $n$  filas de datos registrados en las 4 etapas de cada ensayo. Para obtener la incertidumbre combinada de rendimiento,  $u(\eta)$  se aplica la Ec. 3.15 en cada fila de los  $n$ -registros de datos por cada ensayo:

$$u(\eta) = \sqrt{\left(\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} \cdot u(\dot{m})\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial \Delta T} \cdot u(\Delta T)\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial G_T} \cdot u(G_T)\right)^2 + \left(\frac{\partial \eta}{\partial A_u} \cdot u(A_u)\right)^2} \quad (3.15)$$

En esta ecuación, cada uno de los 4 términos de la raíz cuadrada correspondientes a derivadas parciales, es obtenido del siguiente modo:

$$\frac{\partial \eta}{\partial \dot{m}} = \frac{C_p \cdot \Delta T}{A_u \cdot G_T}$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial \Delta T} = \frac{\dot{m} \cdot C_p}{A_u \cdot G_T}$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial A_u} = \frac{-\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T}{A_u^2 \cdot G_T}$$

$$\frac{\partial \eta}{\partial G_T} = \frac{-\dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T}{A_u \cdot G_T^2}$$

Para obtener la incertidumbre combinada de las otras columnas, se opera de igual forma, tal y como se muestra en la Ec. 3.16 y en la Ec.3.17:

$$u(T^*) = \sqrt{\left(\frac{\partial T^*}{\partial t_m} \cdot u(t_{in})\right)^2 + \left(\frac{\partial T^*}{\partial t_a} \cdot u(t_a)\right)^2 + \left(\frac{\partial T^*}{\partial G_T} \cdot u(G_T)\right)^2} \quad (3.16)$$

Donde:

$$\frac{\partial T^*}{\partial t_m} = \frac{1}{G_T}$$

$$\frac{\partial T^*}{\partial t_a} = -\frac{1}{G_T}$$

$$\frac{\partial T^*}{\partial G_T} = \frac{t_a - t_m}{G_T^2}$$

$$u(T^{*2} \cdot G_T) = \sqrt{\left(\frac{\partial(T^{*2} \cdot G_T)}{\partial t_m} \cdot u(t_m)\right)^2 + \left(\frac{\partial(T^{*2} \cdot G_T)}{\partial t_a} \cdot u(t_a)\right)^2 + \left(\frac{\partial(T^{*2} \cdot G_T)}{\partial G_T} \cdot u(G_T)\right)^2} \quad (3.17)$$

Donde:

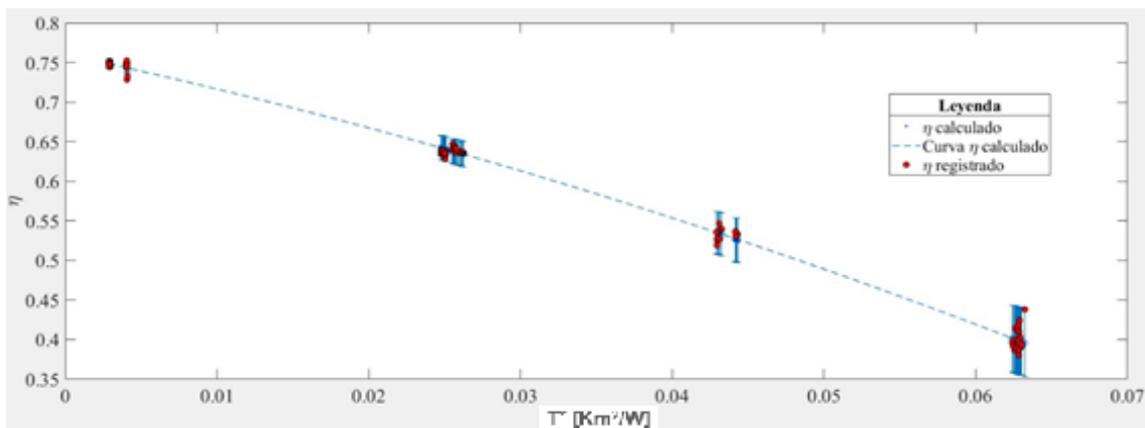
$$\frac{\partial(T^{*2} \cdot G_T)}{\partial t_m} = \frac{2(t_m - t_a)}{G_T}$$

$$\frac{\partial(T^{*2} \cdot G_T)}{\partial t_a} = -\frac{2(t_a - t_m)}{G_T}$$

$$\frac{\partial(T^{*2} \cdot G_T)}{\partial G_T} = -\frac{(t_m - t_a)^2}{G_T^2}$$

Para conocer cuánto suponen porcentualmente las incertidumbres combinadas de cada una de las 3 variables del ajuste MLR frente a su propio valor, se incluye una columna final con el valor de estos porcentajes.

El efecto que tienen los tres valores de incertidumbres combinadas obtenidos se puede visualizar representando la curva de rendimiento del ensayo junto con la incertidumbre que se ha obtenido para cada valor de rendimiento,  $u(\eta)$  como se muestra en la Fig. 3.26.



**Figura 3.26.** Superposición de la curva de eficiencia calculada en el análisis MLR con los valores de rendimiento registrados durante el ensayo afectados por su incertidumbre, para captador tipo serpentín, a 100 l/h y con una radiación de 1.000  $\text{W}/\text{m}^2$

En esta curva solo se representan las barras de error del valor de rendimiento para aquellos valores de  $T^*$  que se registraron durante el ensayo. Además de este error en el valor del rendimiento, existiría una incertidumbre asociada al error en la medida de la propia  $T^*$  y en la medida del tercer valor necesario para el ajuste MLR,  $T^{*2} \cdot G_T$ , por lo que habría que obtener los tres coeficientes de la curva característica de ensayo afectados por la incertidumbre, de forma que se cuantificaran las bandas de incertidumbre buscadas, y que deberán agrupar en su interior todas las posibles combinaciones de errores de medida existentes en cada ensayo.

Para ello, las incertidumbres combinadas se deben trasladar a la curva de eficiencia obtenida en el método de ajuste MLR, lo que precisa minimizar la función  $\chi^2$ , que se obtiene sumando los  $n$  valores de  $\chi_i^2$  obtenidos según indica la Ec. 3.18, y necesitando aplicar un proceso de cálculo iterativo que se realiza con la función *Solver* de Excel.

$$\chi_i^2 = \frac{\eta_i - \eta_0 - k_1 \cdot T^*_i - k_2 \cdot T^{*2}_i \cdot G_{T_i}}{\sigma_i} \quad (3.18)$$

Esto es así debido a que se necesita conocer el valor de las desviaciones estándar  $\sigma_i$ , de la función  $\chi^2$ , y  $\sigma_i$  depende de  $\eta_0$ ,  $k_1$  y  $k_2$ , como se comprueba en la Ec. 3.19. La semilla de inicio de los cálculos iterativos la forman los 3 coeficientes característicos de la curva de eficiencia que se obtuvieron en cada ensayo al aplicar el ajuste MLR inicial en Matlab, y como resultado, se obtienen los 3 coeficientes definitivos del ensayo, ya afectados por la incertidumbre de medida, siendo los que minimizan la función  $\chi^2$ .

$$\sigma_i = \sqrt{u(\eta_i)^2 + (u(T^*_i) \cdot k_1)^2 + (u(T^{*2}_i \cdot G_{T_i}) \cdot k_2)^2} \quad (3.19)$$

En este punto, solo falta ensamblar una matriz  $[X]$  de dimensiones  $n \times 3$  que, tras operar en Matlab, nos devuelva las covarianzas y las incertidumbres en otra matriz simétrica  $[M]$  de dimensión  $3 \times 3$ , aplicando el proceso que se recomienda en [Press,1992]. Para ello se crean 3 columnas de  $n$  filas con los siguientes valores:

$$[X] = \begin{pmatrix} 1 & T^*_i & T^{*2}_i \cdot G_{T_i} \\ \sigma_i & \sigma_i & \sigma_i \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & T^*_n & T^{*2}_n \cdot G_{T_n} \\ \sigma_n & \sigma_n & \sigma_n \end{pmatrix}$$

Y se realiza la operación mostrada en la Ec. 3.20, obteniendo la matriz  $[M]$ , la cual nos devuelve los valores de incertidumbres y covarianzas de  $\eta_0$ ,  $k_1$  y  $k_2$ , como muestra la Tabla 3.12.

$$[M] = inv([X'] \cdot [X]) \quad (3.20)$$

$$[M] = \begin{pmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} \\ \cdots & m_{22} & m_{23} \\ \cdots & \cdots & m_{33} \end{pmatrix}$$

**Tabla 3.12.** Relación entre los valores de la matriz final y las incertidumbres y covarianzas de los resultados de ensayo tras propagar la incertidumbre de medida

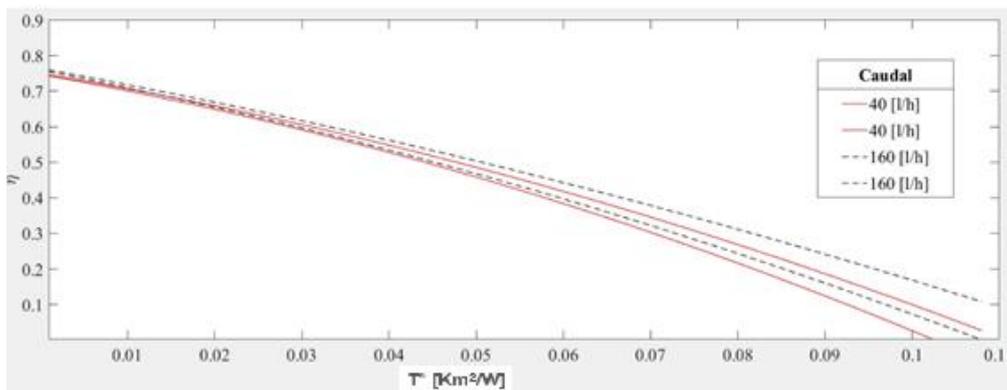
Valor en la matriz [m]	Significado estadístico
$\sqrt{m_{11}}$	$u(\eta_0)$
$\sqrt{m_{22}}$	$u(k_1)$
$\sqrt{m_{33}}$	$u(k_2)$
$-m_{12}$	$\text{COV}(\eta_0, k_1)$
$-m_{13}$	$\text{COV}(\eta_0, k_2)$
$-m_{23}$	$\text{COV}(k_1, k_2)$

### 3.9. Efecto de la incertidumbre en los resultados de ensayo

El resultado final de la propagación de incertidumbre hace que para cada curva de eficiencia calculada, se tengan 2 curvas límite que encierran lo que se conoce como banda de incertidumbre: aquella zona donde se encontraría el rendimiento del captador con igual probabilidad, para cada caudal de ensayo, como se muestra en la Fig. 3.27, donde se representan estas zonas para el captador tipo serpentín con los caudales de 40 l/h y 160 l/h.

Estas curvas límite son las obtenidas al utilizar la combinación de coeficientes característicos que nos devuelven la mejor y peor curva posible de cada captador y cada caudal ensayado, maximizando o minimizando los términos de ganancias y pérdidas energéticas respectivamente en cada caso:

- Mejor curva:  $\eta_{0 \max} = \eta_0 + u(\eta_0)$ ,  $k_{1 \min} = k_1 - u(k_1)$  y  $k_{2 \min} = k_2 - u(k_2)$
- Peor curva:  $\eta_{0 \min} = \eta_0 - u(\eta_0)$ ,  $k_{1 \max} = k_1 + u(k_1)$  y  $k_{2 \max} = k_2 + u(k_2)$



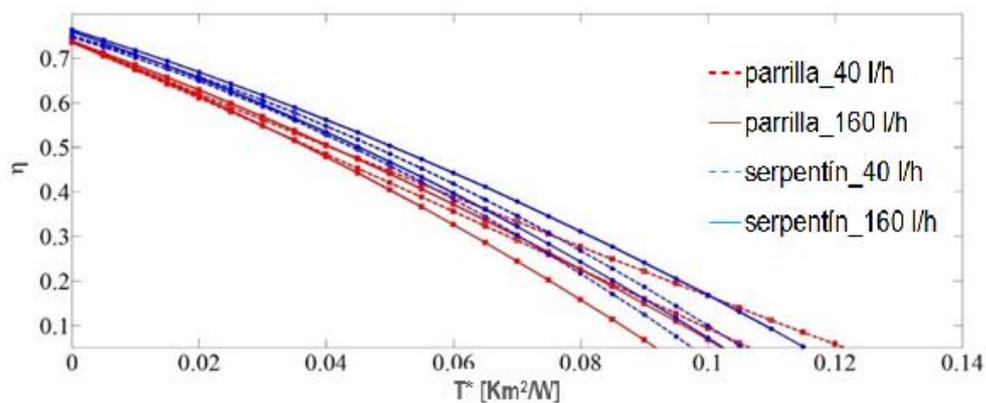
**Figura 3.27.** Comparativo de curvas de eficiencia límites para los dos caudales límite ensayados en el captador tipo serpentín, con una radiación de 1.000 W/m<sup>2</sup>

Como se observa, las curvas límite de la banda de incertidumbre se separan de la curva de rendimiento ensayada conforme  $T^*$  crece, o lo que es lo mismo: existe mayor incertidumbre para conocer el rendimiento de un captador que opera lejos de su rendimiento máximo, conforme nos alejamos de  $\eta_0$ . Esto puede estar causado por 2 fenómenos: en primer lugar, debido a que la propagación de incertidumbre se ha realizado combinando las incertidumbres tipo A y B, y a que en las zonas de bajo

rendimiento existen más errores del tipo aleatorio. En segundo lugar, por el aumento del error relativo al calcular la energía producida  $\dot{Q}_{cap}$  cuando los captadores trabajan con  $T^*$  altas, ya que al ser esta energía muy pequeña, para pequeñas desviaciones entre valores predichos y calculados se obtienen mayores errores que en el caso de hacerlo con  $T^*$  bajas, donde  $\dot{Q}_{cap}$  es mucho mayor.

La ventaja de trabajar con bandas de incertidumbre en vez de con curvas de rendimiento reside en la facilidad para interpretar la dependencia del rendimiento con el caudal circulante de forma inequívoca. Existen zonas en las que no se pueden obtener conclusiones a simple vista, debido a que los cruces de bandas de incertidumbre correspondientes a distintos caudales hacen que exista más de una condición de funcionamiento del captador donde el rendimiento, para una determinada  $T^*$ , es igual de probable.

Lo mismo es aplicable a la comparativa entre captadores: solo podemos obtener conclusiones acerca de cuál captador es el más recomendable para unas condiciones dadas donde no existan cruces entre bandas de incertidumbre, como se muestra en la Fig. 3.28, para los caudales límite ensayados y para una radiación de  $1.000 \text{ W/m}^2$ .



**Figura 3.28.** Comparativo de curvas de eficiencia límites entre los dos tipos de captador ensayado para los caudales límite ensayados y una radiación de  $1.000 \text{ W/m}^2$

### 3.10. Simulación de instalaciones solares térmicas con las curvas de rendimiento obtenidas experimentalmente tras la propagación de incertidumbre

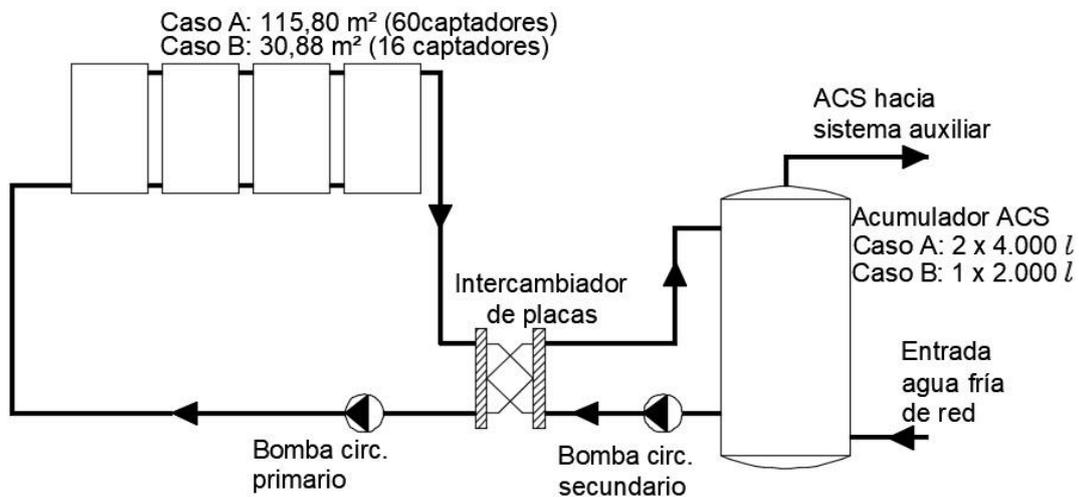
Una vez se obtienen las curvas límite de rendimiento para cada captador según el caudal de ensayo, y propagando su incertidumbre de medida, se puede comprobar el efecto, tanto del caudal de ensayo como del tipo de absorbedor seleccionado en una IST para calentamiento de ACS.

Para garantizar que los resultados obtenidos en estas simulaciones sean independientes de la instalación elegida, se proyectaron 2 tipos de IST diferentes en cuanto a demanda energética de ACS, lo cual hace que se tengan 2 superficies de captación y volúmenes de acumulación distintos. De cara a poder simular estos casos de estudio, se precisa realizar un dimensionado previo de sus sistemas de tuberías, acumulación, intercambio y circulación de fluido. Las IST propuestas para estudio son las siguientes:

- Instalación tipo A: Residencia de estudiantes con 90 apartamentos ocupados por 2 personas cada uno.
- Instalación tipo B: Edificio de viviendas multifamiliar de 4 plantas y 14 viviendas, con 4 personas por vivienda.

Los datos climáticos que definen las condiciones exteriores de cada caso de estudio son idénticos, lo que garantiza poder comparar los resultados simulados eliminando el efecto de las condiciones climáticas. En concreto, la ubicación de ambas instalaciones se encuentra en Málaga, (36,76°N, -4,30°W), localidad representativa de un clima mediterráneo.

El tipo de IST de ambos casos de estudio se corresponde con un sistema todo centralizado, donde se comparte superficie de captación y sistemas de acumulación, intercambio y apoyo auxiliar, como muestra la Fig. 3.29. Dado que el interés del estudio se centra en el circuito primario, no se estudian las condiciones del sistema de distribución secundario, estimando siempre que el caudal del circuito secundario en todos los casos estudiados será idéntico al caudal del circuito primario.



**Figura 3.29.** Esquema de principio de las IST para calentamiento de ACS simuladas

La diferencia principal entre los 2 tipos de IST simuladas se encuentra en la demanda energética de ACS, que responde al tamaño de cada caso de estudio y en ambos casos se cuantifica según el DB HE-4 de [CTE, 2017] para el consumo de ACS con una temperatura de referencia de 60°C, [Viti, 1996] y [Buckles, 1980] para los perfiles mensuales y diarios de consumo respectivamente y [UNE 94002, 2005] para la temperatura de agua de red. Dicha demanda energética es de 139.835,70 kWh/año para la residencia y de 29.710,34 kWh/año para el edificio de viviendas. El sistema auxiliar de ambas IST es de tipo instantáneo, en ambos casos tienen igual temperatura de consigna y solo difieren en el tipo de fuente energética utilizada: caldera de gas en la residencia y efecto Joule en el edificio de viviendas. Se pueden consultar datos detallados de cada tipo de IST en apartados posteriores.

Para comparar el efecto del caudal y, a su vez, el del tipo de absorbedor seleccionado, se propusieron los siguientes casos de estudio mostrados en la Tabla 3.13, resultantes de todas las combinaciones posibles entre tipo de IST, tipo de captador y caudal de trabajo, teniendo en cuenta que, en todos los casos, los captadores se conectan siempre en paralelo.

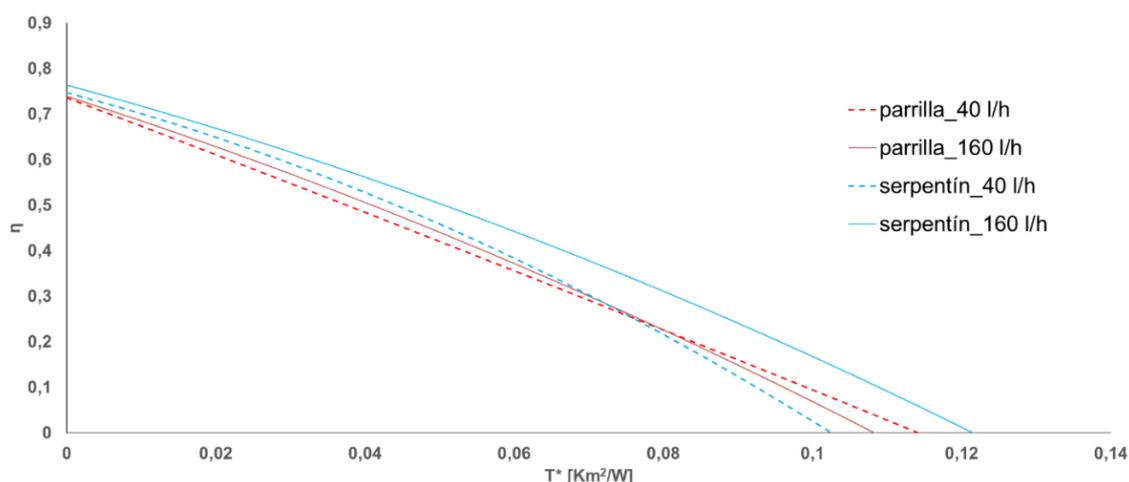
**Tabla 3.13.** Relación de casos de estudio para la simulación

Caso	Tipo de IST	Tipo de captador	Caudal por captador
1	A-Residencia	Parrilla	Bajo 40 l/h
2	A-Residencia	Parrilla	Alto 160 l/h
3	A-Residencia	Serpentín	Bajo 40 l/h
4	A-Residencia	Serpentín	Alto 160 l/h
5	B- Edif. viviendas	Parrilla	Bajo 40 l/h
6	B- Edif. Viviendas	Parrilla	Alto 160 l/h
7	B- Edif. Viviendas	Serpentín	Bajo 40 l/h
8	B- Edif. viviendas	Serpentín	Alto 160 l/h

Para cada tipo de IST y tipo de captador se simularon los 2 caudales límites ensayados afectados por su incertidumbre, de cara a simular con las curvas que teóricamente deberían ser más diferentes: la curva de menor caudal ensayado con menor rendimiento y la curva de mayor caudal ensayado con mayor rendimiento, las cuales se muestran en la Tabla 3.14 y se representan en la Fig. 3.30.

**Tabla 3.14.** Valores para los coeficientes de las curvas de rendimiento simuladas con cada captador y caudal

Caudal (l/h)	Coef. de curva	Valor ensayado	Incertidumbre (u)	Valor final
<b>Captador tipo parrilla</b>				
40	$\eta_0$	0,7375	$\pm 0,0013$	0,7362
	$k_1$ (W/m <sup>2</sup> K)	-6,088	$\pm 0,1205$	-6,2085
	$k_2$ (W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	0,0002	$\pm 0,0023$	-0,0021
160	$\eta_0$	0,7371	$\pm 0,0022$	0,7393
	$k_1$ (W/m <sup>2</sup> K)	-5,4187	$\pm 0,1758$	-5,2429
	$k_2$ (W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	-0,0174	$\pm 0,0028$	-0,0146
<b>Captador tipo serpentín</b>				
40	$\eta_0$	0,7488	$\pm 0,0015$	0,7473
	$k_1$ (W/m <sup>2</sup> K)	-4,2018	$\pm 0,1255$	-4,3273
	$k_2$ (W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	-0,0266	$\pm 0,0023$	-0,0289
160	$\eta_0$	0,7618	$\pm 0,0022$	0,764
	$k_1$ (W/m <sup>2</sup> K)	-4,6263	$\pm 0,1765$	-4,4498
	$k_2$ (W/m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	-0,0179	$\pm 0,0028$	-0,0151



**Figura 3.30.** Curvas de rendimiento utilizadas en las simulaciones por tipo de captador y caudal

Con estas consideraciones, se procedió a simular cada tipo de instalación en el software Acsol 2.5, con base TRNSYS 16. Este software precisa de gran cantidad de datos para realizar las simulaciones del comportamiento energético de cada sistema durante un año, necesitando consultar las fichas técnicas de los equipos seleccionados durante el dimensionado de cada IST. Estas fichas se adjuntan en el Anexo IV.

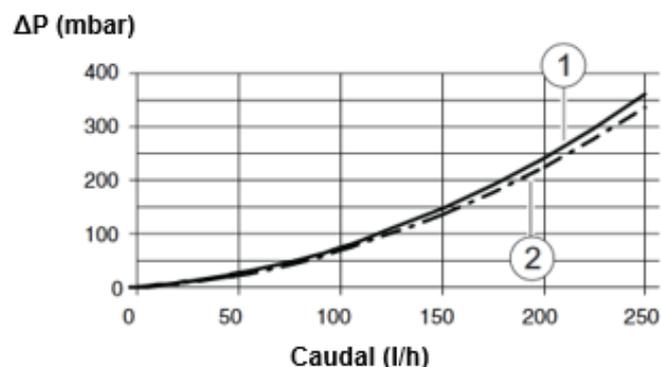
Las principales diferencias en el dimensionado son consecuencia del caudal circulante en cada caso de estudio, lo cual hace que se deban seleccionar distintos equipos debido al punto de trabajo obtenido en cada situación. Este aspecto es especialmente controlante en cuanto a la selección de intercambiadores de calor y bombas circuladoras se refiere, los que se realizó utilizando los siguientes programas de selección:

- Bombas circuladoras GRUNDFOS: Grundfos Product Center.  
<https://product-selection.grundfos.com/>
- Intercambiadores de placas ALFA LAVAL: Alfa Select HVAC 2018.  
<https://www.alfalaval.com/industries/hvac/product-selection-tool/>

Al utilizar el programa de selección de intercambiadores, se obtuvieron los datos relativos al comportamiento térmico de los equipos seleccionados, como la diferencia de temperaturas media logarítmica DTLM, necesaria para obtener la eficiencia de intercambio que nos solicita Acsol 2.5. Por su parte, el programa de selección de bombas circuladoras nos indica la potencia eléctrica que necesita cada equipo al trabajar en el punto seleccionado durante el dimensionado, (el cual realmente debería garantizarse mediante válvulas de equilibrado hidráulico.)

Como punto de partida en el dimensionado se fijó un valor de pérdidas de carga hidráulicas unitarias de entre 10 y 20 mm.c.a./m de tubería, en función del “*Diagrama oficial de pérdidas de carga en tuberías de cobre para usos corrientes a una temperatura del agua 40°C*”, del Centro Español de Información del Cobre, CEDIC.

Esta consideración permite obtener diámetros de tubería menores para los caudales inferiores, pero, sobre todo, interviene en la selección del intercambiador de placas, quedando condicionado por las pérdidas de carga límites que permite el fabricante de dichos sistemas. Además de las pérdidas de carga localizadas en el intercambiador de calor, existen otras no menos importantes, pertenecientes a los captadores solares, siendo necesario disponer de una estimación de éstas en función del caudal circulante, con gráficos aportados por el fabricante, como se observa en la Fig. 3.31 para un captador del fabricante BUDERUS, y con características similares a las del modelo ensayado.



**Figura 3.31.** Curvas de pérdida de carga en función del caudal para captadores tipo serpentín del fabricante Buderus. 1) Modelos verticales, 2) modelos horizontales. Fuente: Buderus

En este trabajo no se dispuso de una información exacta de las pérdidas de carga en función del caudal circulante de cada tipo de captador, no habiendo obtenido experimentalmente las ecuaciones que relacionen la caída de presión en cada tipo de captador en función del caudal circulante, y haciendo de este modo más precisa la selección de equipos para su posterior simulación.

Por lo tanto, en los cálculos hidráulicos se han supuesto pérdidas de carga similares en los dos tipos de captador, consideración que sobredimensiona el punto de trabajo de la bomba para los casos de estudio con el captador tipo parrilla, ya que, por diseño, sus pérdidas de carga frente al tipo serpentín deberían ser menores, a igualdad de caudal.

Tras realizar el cálculo de las pérdidas de carga en cada tipo de caso simulado, se puede comprobar que las pérdidas de carga más importantes son las localizadas en intercambiador y en captadores. La Tabla 3.15, muestra un resumen de los datos relativos a la selección de las bombas para cada caso de estudio, mientras que los gráficos H-Q de las bombas correspondientes pueden consultarse en el Anexo IV.

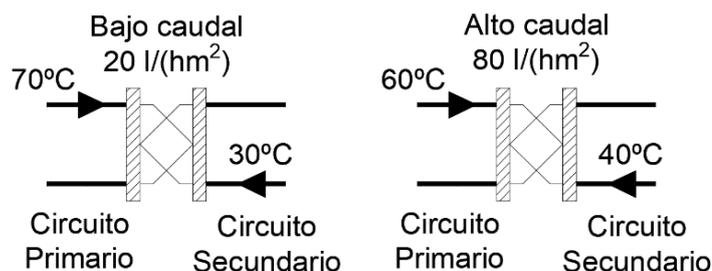
**Tabla 3.15.** Valores para la selección de las bombas circuladoras en cada caso de estudio simulado

Caso	IST	Caudal teórico	Altura manométrica	Bomba seleccionada	Punto de trabajo estimado
1	Residencia bajo caudal	2.400 l/h	5 m.c.a.	Grundfos Magna 3 25-60	2.320 l/h 5 m.c.a.
2	Residencia alto caudal	9.600 l/h	13 m.c.a.	Grundfos Magna 1 40-180	9.260 l/h 14,5 m.c.a
3	Edf. Viviendas bajo caudal	640 l/h	3,5 m.c.a.	Grundfos Alpha Solar 15-75 130	691,3 l/h 3,5 m.c.a.
4	Edf. Viviendas alto caudal	2.560 l/h	7 m.c.a.	Grundfos Alpha solar 25-145 180	2.765 l/h 70 m.c.a.

En cuanto a la selección del intercambiador de calor más adecuado para cada caso, se tuvo en cuenta lo que estima [CTE, 2017], en relación con la potencia de intercambio, que debe ser igual o superior a 500 veces la superficie útil de captación.

Con esta premisa, se seleccionaron los intercambiadores que mejor se ajustaron a cada caso de estudio, teniendo en cuenta el caudal circulante, (igual para cada circuito el intercambiador), el valor de la DTLM y las pérdidas de carga localizadas. Con estas premisas, el software de cálculo de ALFA LAVAL ordena los posibles equipos que se ajustan a las condiciones simuladas, en función del valor de su porcentaje de sobredimensionado, conocido como *Duty Margin*. Es decir, se recomienda seleccionar aquel intercambiador con un valor de sobredimensionado menor, que asegurará que sus pérdidas de carga en cualquier lado de las conexiones o en el interior no sean superiores al límite de diseño, el cual se encuentra para valores de velocidad del fluido superiores a 7 m/s en las conexiones o a 5 m/s en los canales internos de las placas de intercambio térmico.

El único dato que falta proponer durante el dimensionado son las temperaturas de trabajo que definan la entrada desde captadores, ( $t_{e1}$ ) y la entrada desde acumulador, ( $t_{e2}$ ), para lo que se siguió lo propuesto por [Peuser, 2004], tomando como premisa que para bajos caudales la entrada desde captadores puede fijarse a una temperatura de 70°C con entrada desde acumulador a 30°C, siendo de 60°C y 40°C respectivamente para altos caudales. Esto es causado por la menor estratificación conseguida en el acumulador cuando aumentamos la mezcla debida al mayor caudal circulante. El esquema de dichas temperaturas se muestra en la Fig. 3.32, mientras que los datos referidos a la selección de cada intercambiador se muestran en la Tabla 3.16. Para más información sobre los intercambiadores seleccionados, se sugiere consultar el Anexo IV.



**Figura 3.32.** Valores para temperaturas de entrada del circuito primario y secundario del intercambiador en cada caso de estudio

**Tabla 3.16.** Valores para la selección de los intercambiadores de placas de cada caso de estudio simulado

	Residencia de estudiantes		Edificio de viviendas	
	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )
Modelo	A. Laval T2 BFG	A. Laval T5 MFG	A. Laval T2 BFG	A. Laval M3 FG
Potencia	58 kW	58 kW	15,44 kW	15,44 kW
Nº Placas	23	9	8	7
te <sub>1</sub>	70 °C	60 °C	70 °C	60 °C
te <sub>2</sub>	30 °C	40 °C	30 °C	40 °C
ts <sub>1</sub>	48,4 °C	54,6 °C	49,2 °C	54,8 °C
ts <sub>2</sub>	51,6 °C	45,4 °C	50,8 °C	45,2 °C
F. másico prim.	2.316 l/h	9.264 l/h	640 l/h	2.560 l/h
F.másico sec.	2.316 l/h	9.264 l/h	640 l/h	2.560 l/h
ΔP primario	15 kpa	91,5 kpa	12,3 kpa	33,4 kpa
ΔP primario	15,4 kpa	93,5 kpa	7,51 kpa	34,9 kpa
D.T.L.M.	18,4 °C	14,6 °C	19,2 °C	14,8 °C
Eficiencia	54 %	27 %	52 %	26 %
Sup. intercambio	0,4 m <sup>2</sup>	0,6 m <sup>2</sup>	0,1 m <sup>2</sup>	0,2 m <sup>2</sup>
Duty Margin	1 %	18 %	0,9 %	2,7 %

Por su parte, los acumuladores fueron seleccionados del mismo fabricante y misma serie, para garantizar que las relaciones de aspecto geométricas y los coeficientes de transferencia de calor fueran similares. En este paso del dimensionado, también se cumplió lo estipulado en el apartado DB-HE4 de [CTE, 2017], siendo la relación entre volumen de acumulación y la superficie de captación limitados por el umbral  $50 < V_{ac}/A_u < 180 \text{ l/m}^2$ , como se muestra en la Tabla 3.17.

**Tabla 3.17.** Valores para la selección de acumuladores en cada caso de estudio simulado

Caso	IST	Nº Captadores	Superficie	$V_{ac}/A_u$	Acumulador
1	Residencia bajo caudal	60 (12 grupos de 5)	115,80 m <sup>2</sup>	69,08 l/m <sup>2</sup>	2 x Lapesa MVV4000RB
2	Residencia alto caudal	60 (12 grupos de 5)	115,80 m <sup>2</sup>	69,08 l/m <sup>2</sup>	2 x Lapesa MVV4000RB
3	Edf. Viviendas bajo caudal	16 (4 grupos de 4)	30,88 m <sup>2</sup>	64,76 l/m <sup>2</sup>	1 x Lapesa MVV2000RB
4	Edf. Viviendas alto caudal	16 (4 grupos de 4)	30,88 m <sup>2</sup>	64,76 l/m <sup>2</sup>	1 x Lapesa MVV2000RB

Para la simulación de cada caso en el programa Acsol 2.5 se introdujeron los datos comunes mostrados en la Tabla 3.18, mientras que para cada caso concreto se tuvieron los datos especificados en la Tabla 3.19. Si se desea, se pueden consultar los informes de Acsol 2.5 en el Anexo VI.

**Tabla 3.18.** Datos comunes para simulación en Acsol 2.5 de los 2 casos de estudio

Captador Caudal	parrilla		serpentin	
	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )
Tipo de instalación	Todo centralizado			
<b>CONDICIONES EXTERIORES</b>				
Localización	AMT Málaga, 36,67°N, España			
Albedo	0,20			
Temperatura de interiores en invierno	15 °C			
Temperatura de interiores en verano	20 °C			
No considerar sombras				
<b>CIRCUITO PRIMARIO</b>				
<b>Geometría del campo</b>				
Conexión de captadores	Paralelo			
Ángulo de inclinación sobre la horizontal	50°			
Ángulo azimut	0°			
<b>Características de captadores</b>				
Formato de curva de eficiencia	t <sub>m</sub> -t <sub>a</sub>			
Caudal en condiciones de ensayo	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )
a <sub>0</sub>	0,7375	0,7371	0,7488	0,7618
a <sub>1</sub>	6,088 W/(m <sup>2</sup> K)	5,4187 W/(m <sup>2</sup> K)	4,2018 W/(m <sup>2</sup> K)	4,6263 W/(m <sup>2</sup> K)
a <sub>2</sub>	0,0002 W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	0,0174 W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	0,0266 W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )	0,0179 W/(m <sup>2</sup> K <sup>2</sup> )
Modif. Áng. Incidenc. b <sub>0</sub>	0,10			
Fluido Primario	Agua			
Caudal operación	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )
<b>Intercambiador de calor</b>				
Sí se consideran las pérdidas de calor en tuberías del campo				
<b>Tuberías intercambiador a captadores</b>				
% por interior edificio	15%			
Cond. Térmica aislamiento	0,04 W/(mK)			
Espesor aislamiento	30 mm			
<b>CIRCUITO SECUNDARIO</b>				
<b>Acumulador Central</b>				
Cond. Térmica aislamiento	0,04 W/(mK)			
Espesor aislamiento	80 mm			
Caudal bomba secundario igual a caudal bomba primario				
<b>Tuberías intercambiador a acumulador</b>				
Cond. Térmica aislamiento	0,04 W/(mK)			
Espesor aislamiento	30 mm			
<b>CIRCUITO TERCIARIO</b>				
No considerar tuberías de distribución ni de recirculación de ACS				
<b>VIVIENDAS</b>				
Temperatura ACS	60 °C			
Perfil demanda diario	F-Chart			
Perf. Dem. mensual	DTIE			
<b>CONTROL</b>				
Temp. max acumulador T3MAX	80 °C			
ΔT bomba ON	7 °C			
ΔT bomba OFF	2 °C			
<b>SISTEMA AUXILIAR</b>				
Temp. preparación	60 °C			
<b>CONSUMOS ENERGÉTICOS BOMBAS Y AUXILIARES</b>				
Pot. Bomba recirc.	0 W			
<b>PARÁMETROS DE SIMULACIÓN</b>				

Mes inicio simulac.	Enero
Mes final simulación	Diciembre
Paso de tiempo	30 min

**Tabla 3.19.** Datos específicos para simulación en Acsol 2.5 entre los 2 casos de estudio

<b>Instalación</b>		<b>Residencia de estudiantes</b>			
<b>Captador</b>		<b>parrilla</b>		<b>serpentín</b>	
<b>Caudal</b>	<b>20 l/(hm<sup>2</sup>)</b>	<b>80 l/(hm<sup>2</sup>)</b>	<b>20 l/(hm<sup>2</sup>)</b>	<b>80 l/(hm<sup>2</sup>)</b>	
<b>CIRCUITO PRIMARIO</b>					
<b>Geometría del campo</b>					
Superficie de captación		115,80 m <sup>2</sup>			
<b>Intercambiador de calor</b>					
Potencia Nominal		57.900 W			
DTLM		18,40 °C	14,60 °C	18,40 °C	14,60 °C
<b>Tuberías intercambiador a captadores</b>					
Longitud		5 m			
Diámetro tubería		42 mm	64 mm	42 mm	64 mm
<b>CIRCUITO SECUNDARIO</b>					
<b>Acumulador Central</b>					
Relación $V_{acu}/A_{total}$		69,08 l/m <sup>2</sup>			
Altura equivalente		2,15 m			
<b>Tuberías intercambiador a acumulador</b>					
Longitud		5m			
Diámetro tubería		42 mm	64 mm	42 mm	64 mm
<b>VIVIENDAS</b>					
Número de viviendas		90 viviendas			
Consumo		82 l/(día vivienda)			
<b>CONSUMOS ENERGÉTICOS BOMBAS Y AUXILIARES</b>					
Equipo		Caldera COP=70%			
Pot. Bomba primario		63,42 W	603 W	63,42 W	603 W
Pot. Bomba secund.		63,42 W	603 W	63,42 W	603 W
<b>Instalación</b>		<b>Edificio de viviendas</b>			
<b>Captador</b>		<b>parrilla</b>		<b>serpentín</b>	
<b>Caudal</b>	<b>20 l/(hm<sup>2</sup>)</b>	<b>80 l/(hm<sup>2</sup>)</b>	<b>20 l/(hm<sup>2</sup>)</b>	<b>80 l/(hm<sup>2</sup>)</b>	
<b>CIRCUITO PRIMARIO</b>					
<b>Geometría del campo</b>					
Superficie de captación		30,88 m <sup>2</sup>			
<b>Intercambiador de calor</b>					
Potencia Nominal		15.440 W			
DTLM		19,20 °C	14,80 °C	19,20 °C	14,80 °C
<b>Tuberías intercambiador a captadores</b>					
Longitud		40 m			
Diámetro tubería		28 mm	42 mm	28 mm	42 mm
<b>CIRCUITO SECUNDARIO</b>					
<b>Acumulador Central</b>					
Relación $V_{acu}/A_{total}$		64,70 l/m <sup>2</sup>			
Altura equivalente		2,12 m			
<b>Tuberías intercambiador a acumulador</b>					
Longitud		12 m			
Diámetro tubería		28 mm	42 mm	28 mm	42 mm
<b>VIVIENDAS</b>					
Consumo		112 l/(día vivienda)			
<b>CONSUMOS ENERGÉTICOS BOMBAS Y AUXILIARES</b>					
Equipo		Efecto Joule COP=100%			
Pot. Bomba primario		19 W	56,92 W	19 W	56,92 W
Pot. Bomba secund.		19 W	56,92 W	19 W	56,92 W
Número de viviendas		14 viviendas			

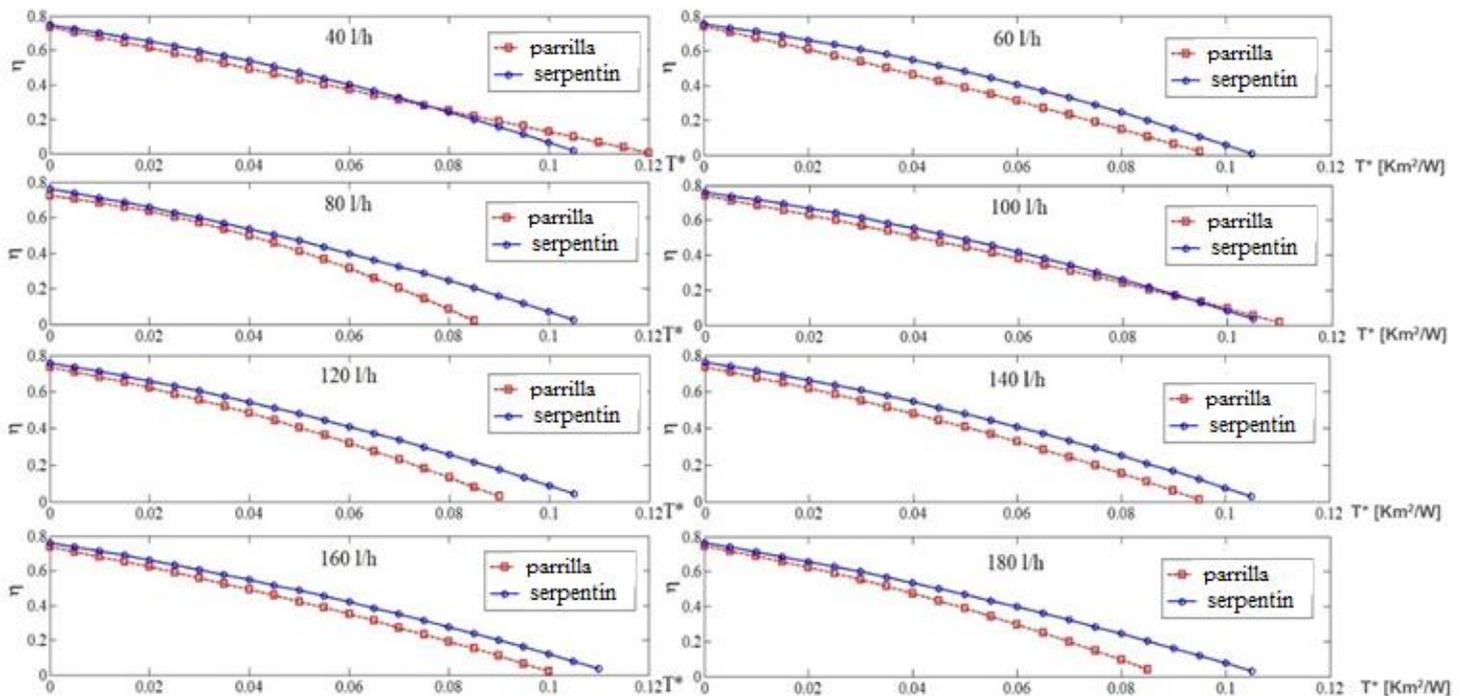
# 4. RESULTADOS OBTENIDOS

## 4.1. Comparativa entre curvas de rendimiento según caudal circulante y según tipo de absorbedor

Todos los resultados obtenidos por los ensayos sirven para comprobar dos puntos importantes. En primer lugar, que el rendimiento obtenido por cada tipo de absorbedor es distinto, aunque se expongan exactamente a las mismas condiciones de trabajo, (temperatura de entrada del fluido, temperatura ambiente, caudal y radiación), y por tanto, se puede determinar si ambos comportamientos difieren lo suficiente como para establecer un diseño superior al otro en cuanto a resultados energéticos.

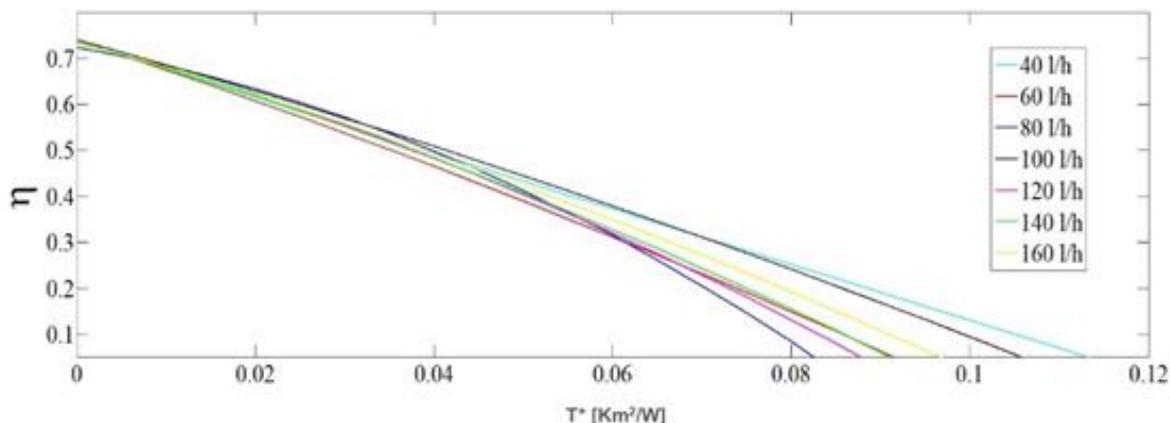
En segundo lugar, se podría cuantificar el efecto del caudal circulante por cada tipo de captador en el valor final de su eficiencia térmica. Este punto nos permitiría clasificar los caudales en cuanto a mejor o peor rendimiento obtengan, y en función de las condiciones de trabajo existentes, definidas por el valor de  $T^*$ .

Ambos resultados se pueden comprobar en la Fig. 4.1, donde se comparan las curvas de ensayo obtenidas para cada caudal ensayado en los 2 tipos de captador. En ellas se obtiene una conclusión clara: para cualquier valor de  $T^*$  el captador tipo serpentín siempre obtiene mejor rendimiento que el captador tipo parrilla, siendo su curva la que menor pendiente tiene, debido a que sus coeficientes de pérdidas térmicas son menores. Solo existe una discrepancia en el caso de 40 l/h, donde se da un cruce de curvas para  $T^*=0,08$ .

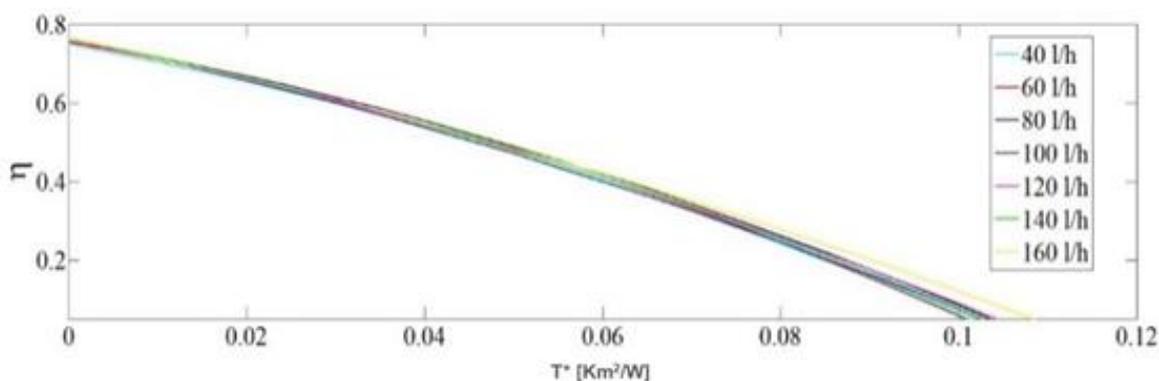


**Figura 4.1.** Comparativa de curvas de ensayo para cada caudal y captador ensayado, para una radiación de  $1.000 \text{ W/m}^2$

En la Fig. 4.2 se muestran todas las curvas obtenidas para todos los ensayos del captador tipo parrilla, y en la Fig.4.3 para el captador tipo serpentín.



**Figura 4.2.** Curvas de rendimiento obtenidas para los distintos caudales de ensayo en captador tipo parrilla, para una radiación de 1.000 W/m<sup>2</sup>



**Figura 4.3.** Curvas de rendimiento obtenidas para los distintos caudales de ensayo en captador tipo serpentín, para una radiación de 1.000 W/m<sup>2</sup>

En estas figuras, las diferencias observadas son siempre menores en el captador tipo serpentín, y, además, las diferencias crecen para ambos captadores conforme aumenta  $T^*$ . En este rango, para que  $T^*$  sea elevada, o bien existe baja radiación solar incidente o el captador está trabajando a altas temperaturas. Ambas situaciones conllevan que exista poca energía captada y reducen las prestaciones anuales de los sistemas.

No se observa un comportamiento sistemático para los distintos caudales, sobre todo en el caso del captador tipo parrilla, no disponiendo de datos que a priori puedan explicar este comportamiento. Al propagar la incertidumbre a cada ensayo las diferencias entre curvas quedarán cubiertas por los umbrales de incertidumbre, por lo que solo entonces se podrán obtener conclusiones, aunque incluso así, en las zonas cercanas al máximo rendimiento es difícil identificar qué caudal es el más recomendable y no existen resultados concluyentes.

Este fenómeno puede tener su origen en la no uniformidad de caudales por cada montante en el tipo parrilla, así como en su mayor contenido de accidentes hidráulicos que varían el tipo de régimen de flujo interno respecto del que es esperable teóricamente, creando dispersiones en los datos de ensayo.

## 4.2. Resultados de simulaciones anuales en Acsol 2.5

Tras efectuar las simulaciones anuales para cada caso de estudio, Acsol 2.5 nos devuelve los valores más significativos en cuanto al comportamiento energético de cada IST: fracción solar, rendimiento del sistema de captación, factor de utilización, horas de funcionamiento de la bomba circuladora del circuito primario y consumo energético de dicha bomba. Estos valores se reflejan en la Tabla 4.1.

La validez de los resultados obtenidos en las simulaciones de Acsol 2.5 se basan en el cálculo transitorio que ofrece TRNSYS, el cual está condicionado por los modelos energéticos de cada componente utilizado, así como por los ficheros meteorológicos y perfiles de demanda de ACS utilizados. Para la simulación del comportamiento del acumulador, con especial interés en el grado de estratificación, se utiliza un sistema multinodo, en concreto, el Type 534 de la librería TESS de TRNSYS.

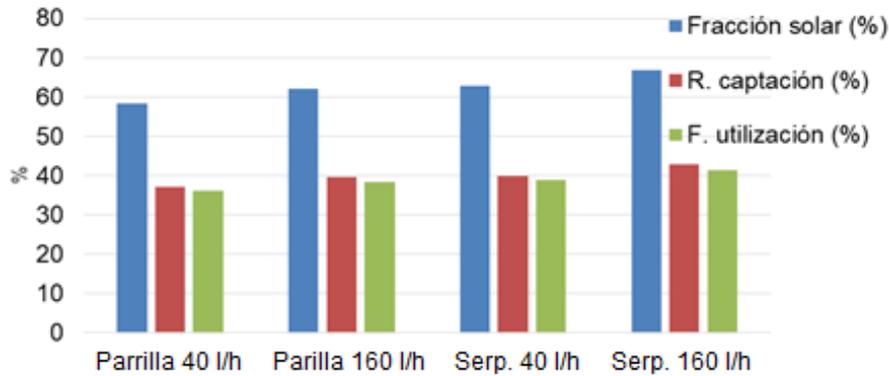
Los datos meteorológicos se obtienen de la Agencia Andaluza de la Energía, (ficheros AMT-\*), y la temperatura del agua fría de red son los que se encuentran tabulados para las capitales de provincia en [UNE 94002, 2005].

Por su parte, los datos de las curvas de rendimiento de los captadores solares son los que se han ensayado experimentalmente, una vez se ha propagado su incertidumbre de medida, mientras que los distintos valores y propiedades de los equipos proyectados en cada caso de estudio son los que aporta cada fabricante seleccionado.

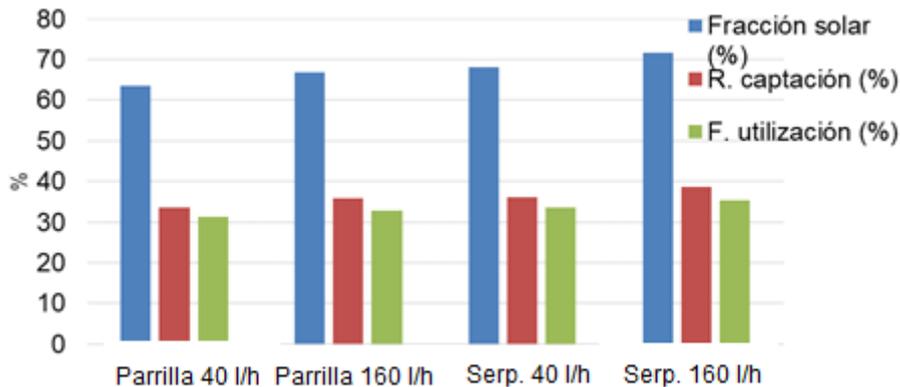
**Tabla 4.1.** Resumen de valores obtenidos en cada simulación realizada en Acsol 2.5

IST Captador Caudal	Residencia de estudiantes				Edificio de Viviendas			
	Parrilla		Serpentín		Parrilla		Serpentín	
	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	80 l/(hm <sup>2</sup> )
Demanda ACS (kWh/año)	139.835,65	139.835,65	139.835,65	139.835,65	29.710,34	29.710,34	29.710,34	29.710,34
Fracción solar (%)	58,26	62,04	62,83	66,78	63,45	66,74	68,18	71,63
Energía solar útil (kWh/año)	84.908,31	91.861,82	91.679,63	98.998,48	21.808,60	23.711,78	23.535,09	25.570,90
R. captación (%)	36,97	39,69	39,90	42,75	33,53	35,84	36,09	38,55
F. utilización (%)	36,08	38,43	38,93	41,37	31,31	32,94	33,65	35,36
Perd. Calor primario (kWh/año)	1.225,32	1.598,55	1.367,65	1.774,10	1.564,35	1.961,07	1.743,75	2.181,67
Perd. Calor secundario (kWh/año)	202,24	276,07	225,22	304,72	395,59	522,00	439,52	577,99
Perd. Calor acumulación (kWh/año)	1.918,11	2.128,87	2.097,13	2.338,36	930,45	1.012,65	1.016,91	1.114,36
F. primario (h/año)	3.126,00	3.043,50	3.212,00	3.087,50	3.041,50	2.973,00	3.119,00	3.013,50
E.B primario (kWh/año)	198,28	1.835,23	203,71	1.861,76	57,79	169,25	59,26	171,56

La Fig. 4.4 y la Fig. 4.5 representan los valores de la fracción solar, rendimiento de captación y factor de utilización medios anuales para la instalación solar de la residencia de estudiantes y del edificio de viviendas, respectivamente.



**Figura 4.4.** Valores medios anuales simulados para cada caso en la IST de la residencia de estudiantes



**Figura 4.5.** Valores medios anuales simulados para cada caso en la IST del edificio de viviendas

Como se comprueba en estas figuras, los mejores resultados energéticos se obtienen con captador tipo serpentín y con caudales altos, lo cual concuerda con [Duffie, 2006]. Sin embargo, las diferencias en cuanto a valores medios anuales obtenidos con cada combinación de caudal y tipo de captador no son significativas, si se estudian sus mejoras porcentuales.

Comparando las distintas opciones, se pueden obtener las mejoras obtenidas en dos escenarios:

- Fijar el tipo de captador y comprobar qué mejoras energéticas se obtienen al cambiar desde caudal bajo a caudal alto.
- Fijar el caudal y comprobar qué mejoras energéticas se obtienen al cambiar desde captador tipo parrilla a captador tipo serpentín.

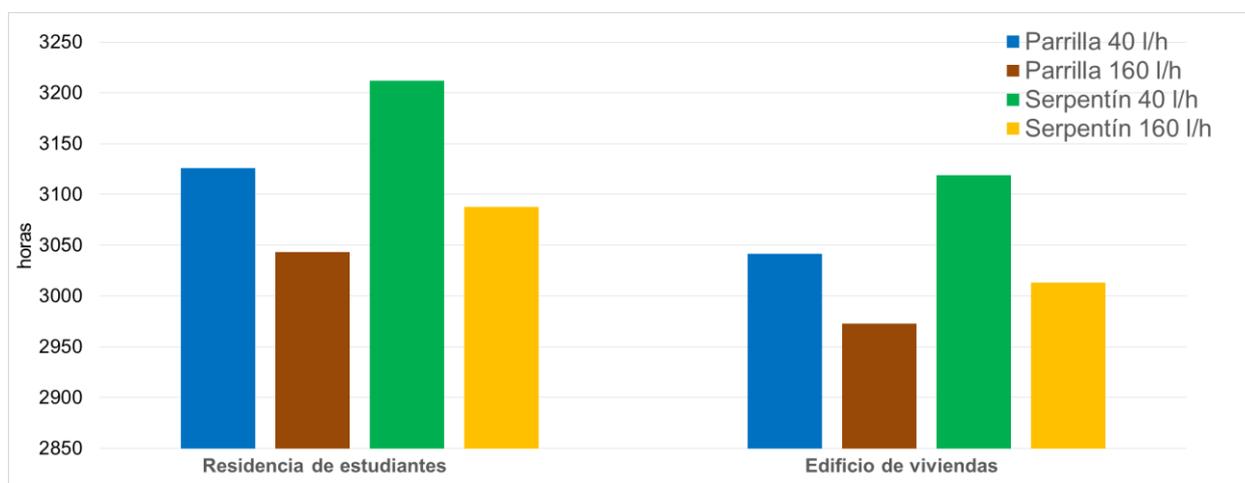
Para la IST de la residencia de estudiantes, aumentar el caudal con captadores tipo parrilla consigue incrementar un 6,48 % la fracción solar anual y un 7,35 % el rendimiento de captación. Estos valores son del 6,28 % y del 7,98 % para el caso de que el captador sea tipo serpentín. Para el edificio de viviendas se obtienen valores algo inferiores, incrementando un 5,18 % la fracción solar y un 6,88 % el rendimiento de captación en el caso de aumento de caudal con captador tipo parrilla y de 5,06 % y 6,81 % en el caso de aumento de caudal con captador tipo serpentín.

Para el segundo criterio, en la residencia de estudiantes se obtiene una mejora del 7,84 % en la fracción solar anual y del 5,30 % en el rendimiento de captación cuando se

cambia a captadores tipo serpentín manteniendo bajo caudal. Si se hace la misma comparación, pero en condiciones de alto caudal, las mejoras obtenidas al cambiar el tipo de captador son del 7,64 % para la fracción solar y del 7,10 % para el rendimiento de captación. En el edificio de viviendas se obtiene una mejora del 7,45 % en la fracción solar y del 7,63 % en el rendimiento de captación al cambiar a tipo serpentín con bajo caudal, disminuyendo a mejoras del 7,32 % y del 7,56 % cuando se hace para condiciones de alto caudal.

Como se puede comprobar, en simulaciones anuales, cambiar el tipo de captador manteniendo el mismo caudal o cambiar el caudal manteniendo el mismo tipo de captador conlleva unas mejoras energéticas que en ningún caso superan el 8%.

Por otra parte, la Fig. 4.6 representa los valores de las horas de funcionamiento anuales de las bombas circuladoras del circuito primario para la residencia de estudiantes y para el edificio de viviendas, y es con caudales bajos con los que existen más horas de funcionamiento, independientemente del tipo de captador o de IST estudiada.



**Figura 4.6.** Horas de funcionamiento anuales obtenidas para cada tipo de IST simulada

Si se estudian los resultados en base mensual, se pueden obtener las diferencias y similitudes que existen entre los casos de estudio, para cada variable obtenida como indicativo del comportamiento de la IST durante un año.

La Fig. 4.7 compara los resultados mensuales de fracción solar para cada caso estudiado. Se observa cómo el mayor valor obtenido se sitúa en los meses estivales, comenzando por agosto. Si comparamos opciones, la fracción solar obtenida por los captadores tipo serpentín siempre supera a la de los captadores tipo parrilla, y, además, siempre es superior con caudales altos. Un detalle a tener en cuenta en el caso de la residencia de estudiantes es que en los meses de enero, febrero, octubre, noviembre y diciembre se obtienen prácticamente los mismos valores de fracción solar para el captador tipo serpentín con bajo caudal y para el captador tipo parrilla con alto caudal, por lo que son 2 opciones a comparar en cuanto a retorno de la inversión, donde se podrá ponderar si la ganancia energética al trabajar con alto caudal y captador tipo serpentín es suficiente como para revertir el sobrecoste de funcionamiento e inversión inicial necesario, si se compara con la opción de parrilla y bajo caudal.

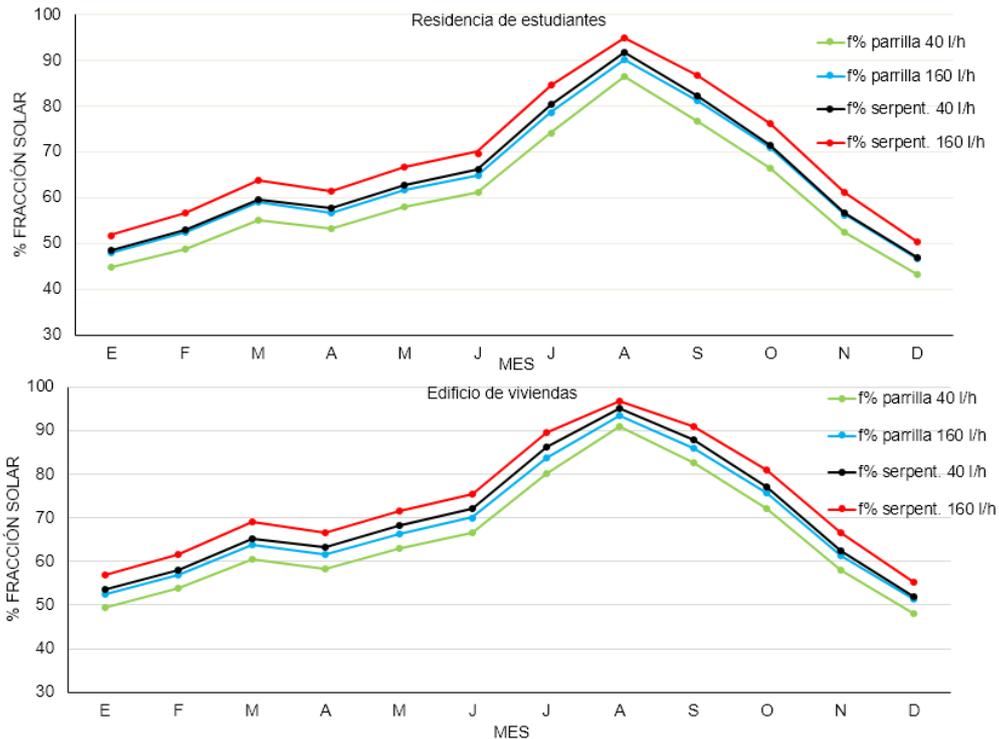


Figura 4.7. Valores de fracción solar mensual para cada caso simulado

La Fig. 4.8 compara los valores obtenidos para el rendimiento del sistema de captación mes a mes de cada caso simulado, donde se puede comprobar que existen bastantes similitudes entre los resultados de las combinaciones de captador serpentín-caudal bajo y captador parrilla-caudal alto. Si se compara mensualmente el factor de utilización, como se muestra en la Fig. 4.9, la conclusión obtenida es que, en ambas IST, existen variaciones similares, sobre todo en los meses invernales, obteniendo los mejores resultados con caudales altos y captadores tipo serpentín.

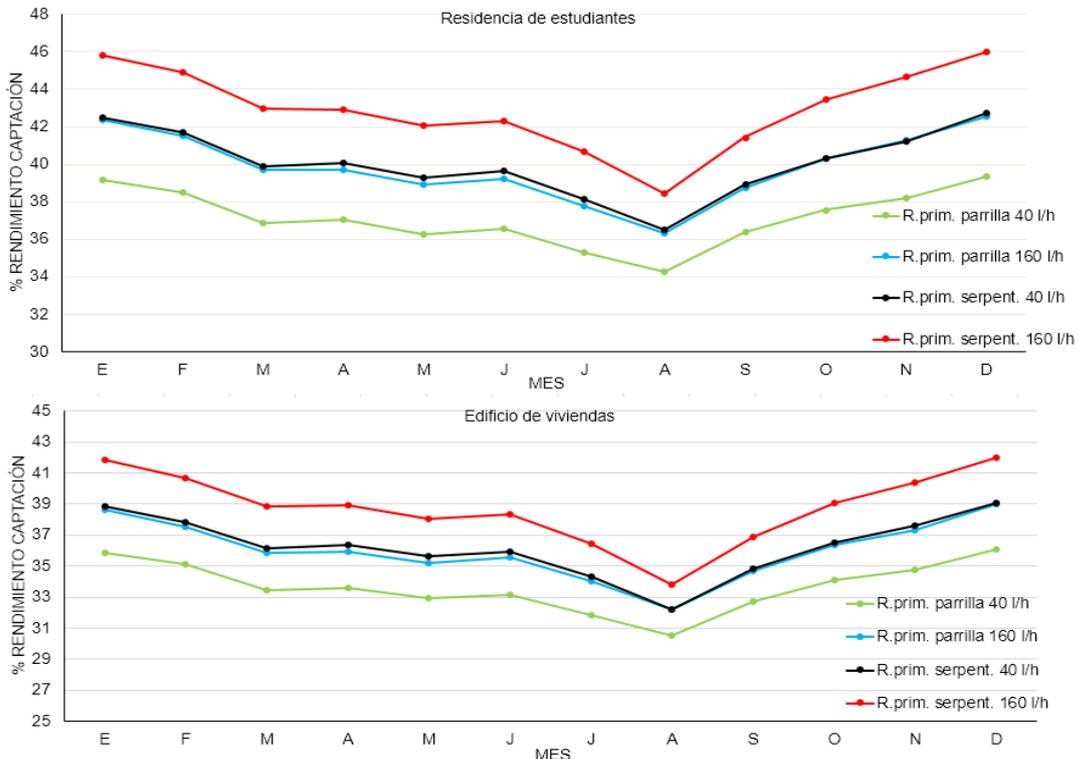
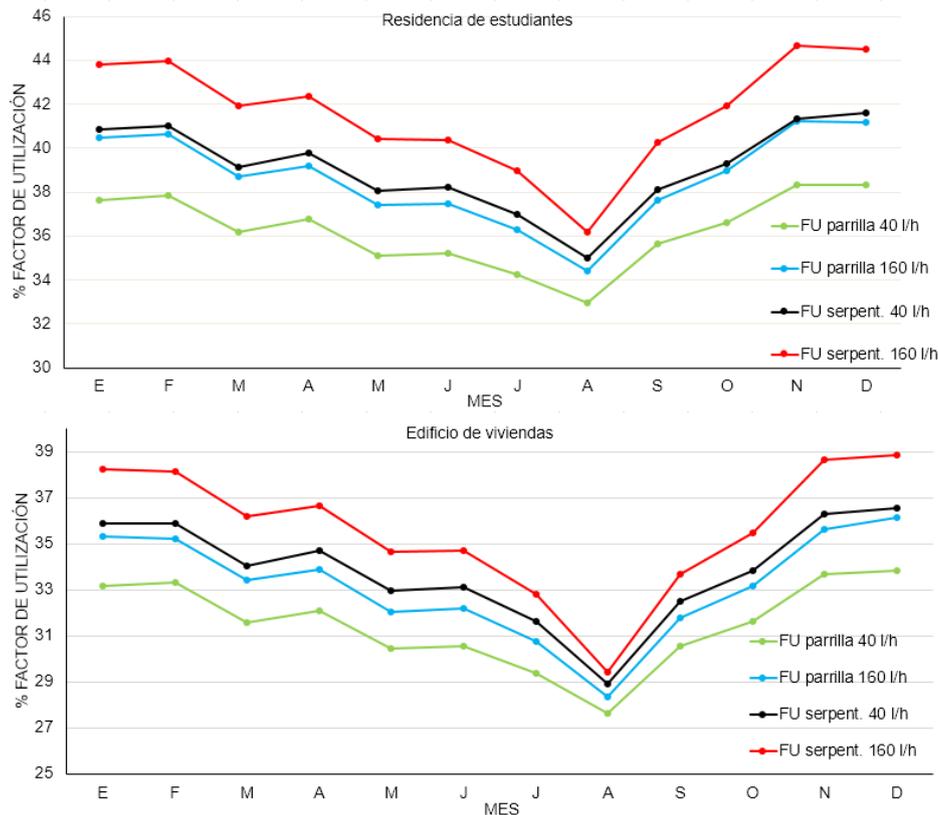


Figura 4.8. Valores de rendimiento de captación mensual para cada caso simulado



**Figura 4.9.** Valores de factor de utilización mensual para cada caso simulado

Finalmente, otro punto a comparar entre los casos simulados es el comportamiento térmico de cada opción, en cuanto a pérdidas de calor y eficiencias de intercambio en el intercambiador. Analizando los resultados anuales de la Tabla 4.1, puede observarse cómo las pérdidas de calor de acumulación son las más importantes en el caso de la residencia de estudiantes, seguidas por las del circuito primario. Sin embargo, para el caso del edificio de viviendas, las pérdidas del circuito primario son mayores a las de acumulación.

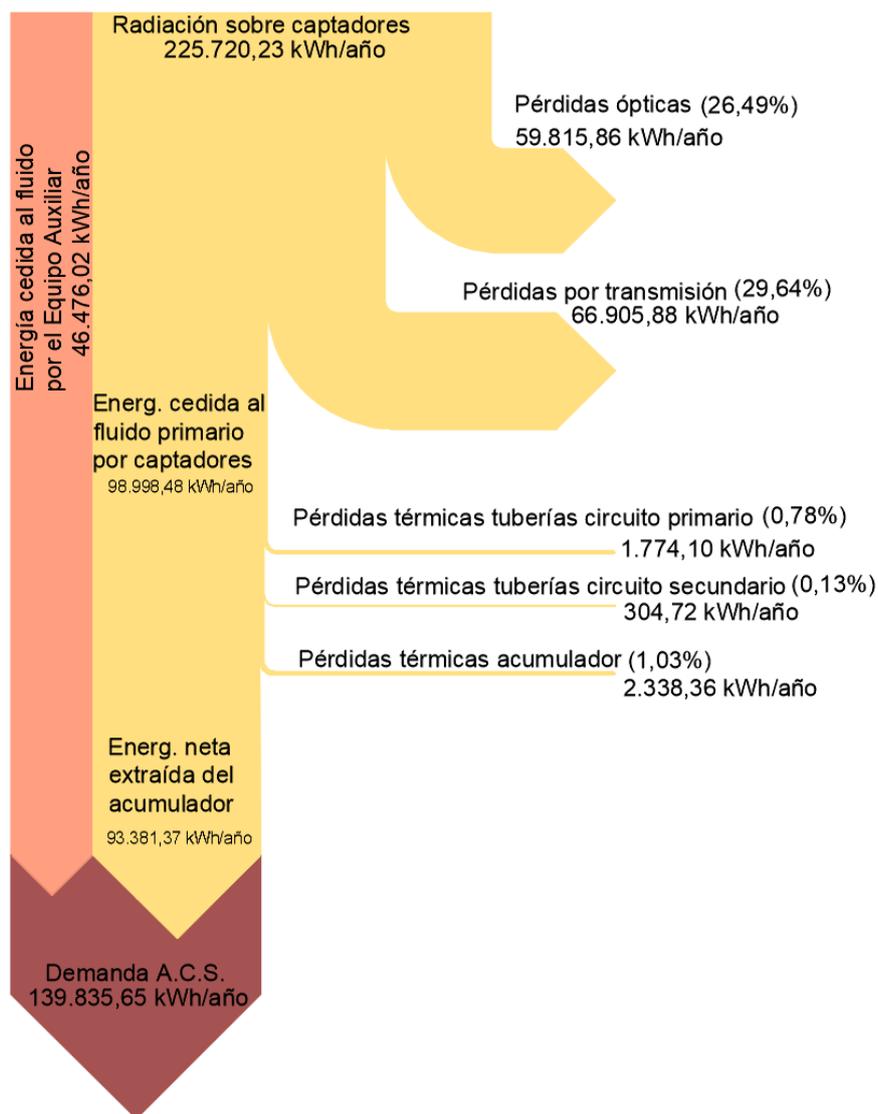
En cuanto a lo que ocurre con el intercambio térmico, la pauta general es que, dependiendo de la DTLM, (fijada para la selección de cada intercambiador imponiendo los saltos térmicos de la Fig. 3.32), y el caudal de diseño, se obtengan distintas eficiencias de intercambio, como ya se mostró en la Tabla 3.16. La diferencia entre opciones es clara: con bajo caudal se obtienen eficiencias de intercambio que casi duplican a las obtenidas con alto caudal.

Además de estos resultados, se puede concluir que en ambas IST con bajo caudal se obtienen menores pérdidas energéticas. Los flujos energéticos, las distintas pérdidas, así como los aprovechamientos de la IST y del sistema auxiliar se representan a modo de ejemplo en la Fig. 4.10, para el caso de la residencia de estudiantes, captadores tipo parrilla y 20 l/(hm<sup>2</sup>). Las pérdidas de mayor valor se dan en el propio sistema de captación, mientras que las pérdidas térmicas en tuberías son prácticamente despreciables si se comparan con las pérdidas ópticas o por transmisión.

Debido a que Acsol 2.5 realiza un cálculo en TRNSYS mediante un sistema no lineal, (aplicando el método de Newton), la simulación tiene una tolerancia en cuanto a los valores de temperaturas y caudales con los que se opera en cada paso de tiempo del proceso de iteración, hasta encontrar la mejor solución final. Esto hace que existan pequeños descuadres al comprobar cómo cierran los balances en términos de energía

Hay que indicar que en ningún caso de los simulados se superan los 110 °C en captadores, evitando así el riesgo de estancamiento. Esta comprobación es interesante en la zona climática de estudio, ya que es común encontrar IST sobredimensionadas en cuanto a superficie de captación, con objeto de aumentar la fracción solar anual, lo que conlleva a sufrir estancamiento en los meses estivales. Esto no solo es perjudicial para la propia IST sino que invalidaría los resultados de las simulaciones, y por tanto, de las conclusiones ofrecidas.

Con todos estos resultados, se puede realizar un estudio económico que identifique las opciones más favorables en cada caso de estudio.



**Figura 4.10.** Diagrama de Sankey con flujos de energía para el caso de la residencia de estudiantes, captadores tipo parrilla y caudal bajo

### 4.3. Estudio económico. Costes y retorno de la inversión para cada tipo de sistema seleccionado

Para realizar una comparativa y obtener la combinación de tipo de captador y caudal más recomendable en cada instalación estudiada, es necesario estimar previamente los

costes iniciales y de operación de cada caso, y comprobar si se obtienen las mismas diferencias en función del tipo de IST simulada, comprobando así si el tamaño de la IST también influye en el sistema a elegir.

Los costes iniciales son los que engloban a todos los equipos y trabajos de instalación necesarios para que todos los sistemas queden preparados para su funcionamiento. Se recogen en las Tablas 4.2 y 4.3. La Fig. 4.11 muestra un comparativo con los desgloses de costes por sistemas para cada caso de la residencia de estudiantes, mientras que la Fig. 4.12 lo hace para cada caso del edificio de viviendas.

Los precios utilizados para la estimación económica son los que actualmente aparecen en las tarifas de los distintos proveedores de la industria solar, por lo que su validez se limita al ejercicio 2019 y además son precios de venta al público, sin descuentos profesionales. Los costes de mano de obra y pequeño material ya se encuentran incluidos en las partidas de cada sistema de las IST simuladas.

Como se observa, las partidas que mayor peso tienen en los costes iniciales son los captadores y su estructura de soportación seguidos de la acumulación. Dependiendo del tamaño de la IST los porcentajes de cada partida varían: a mayor superficie de captación mayor peso adquiere el coste de acumulación y menor el de intercambio, y viceversa.

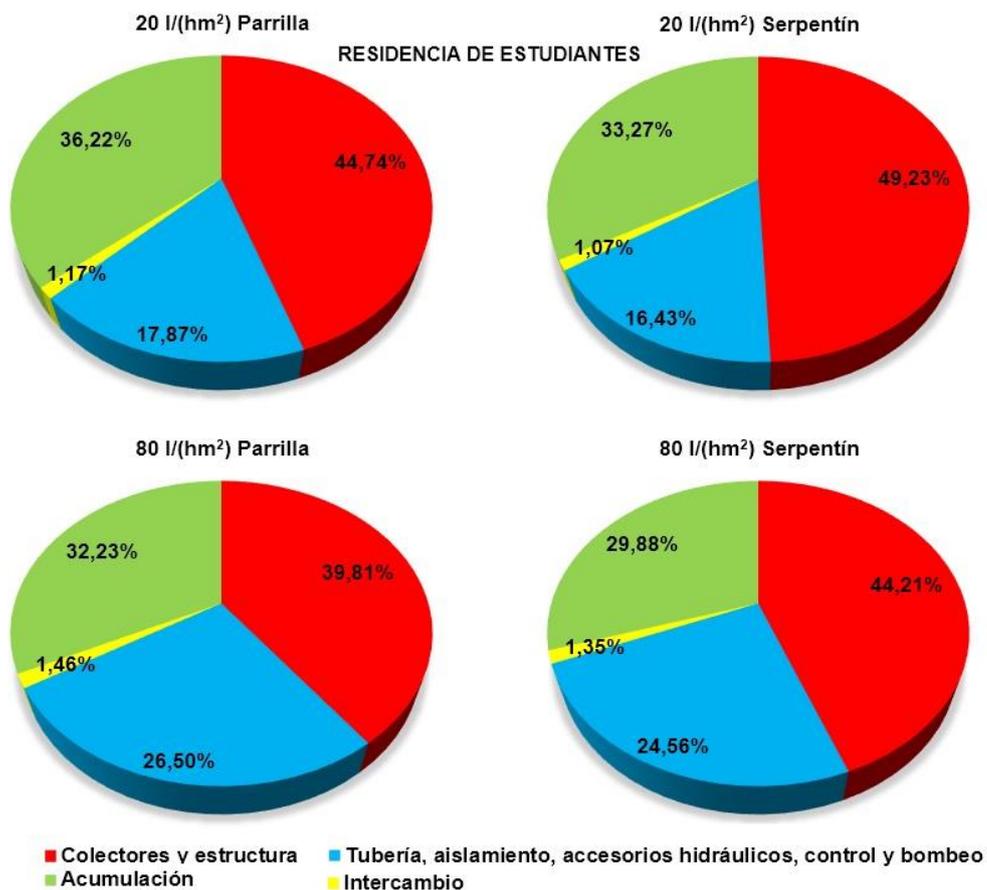
El coste de tuberías, aislamientos, accesorios hidráulicos, control y bombeo adquiere bastante peso cuando el caudal sube de 40 l/(hm<sup>2</sup>) a 80 l/(hm<sup>2</sup>), demostrando la importancia que tiene el caudal de diseño. Los captadores tipo serpentín y los caudales altos son las opciones más costosas, ya que por una parte, conllevan un precio de mercado de captadores algo más elevado que en la opción parrilla, y además, todos los sistemas que dependen del diámetro nominal de tuberías son también más caros, como son la propia tubería, los aislamientos, la valvulería de corte y de equilibrado, el sistema de bombeo y el vaso de expansión, (incluyendo también, para IST de grandes superficies de captación y en climas fríos, un coste extra debido a la cantidad de fluido de trabajo glicolado a añadir, conforme aumentamos diámetro de tuberías).

**Tabla 4.2.** Resumen de costes iniciales para cada caso simulado en la residencia de estudiantes

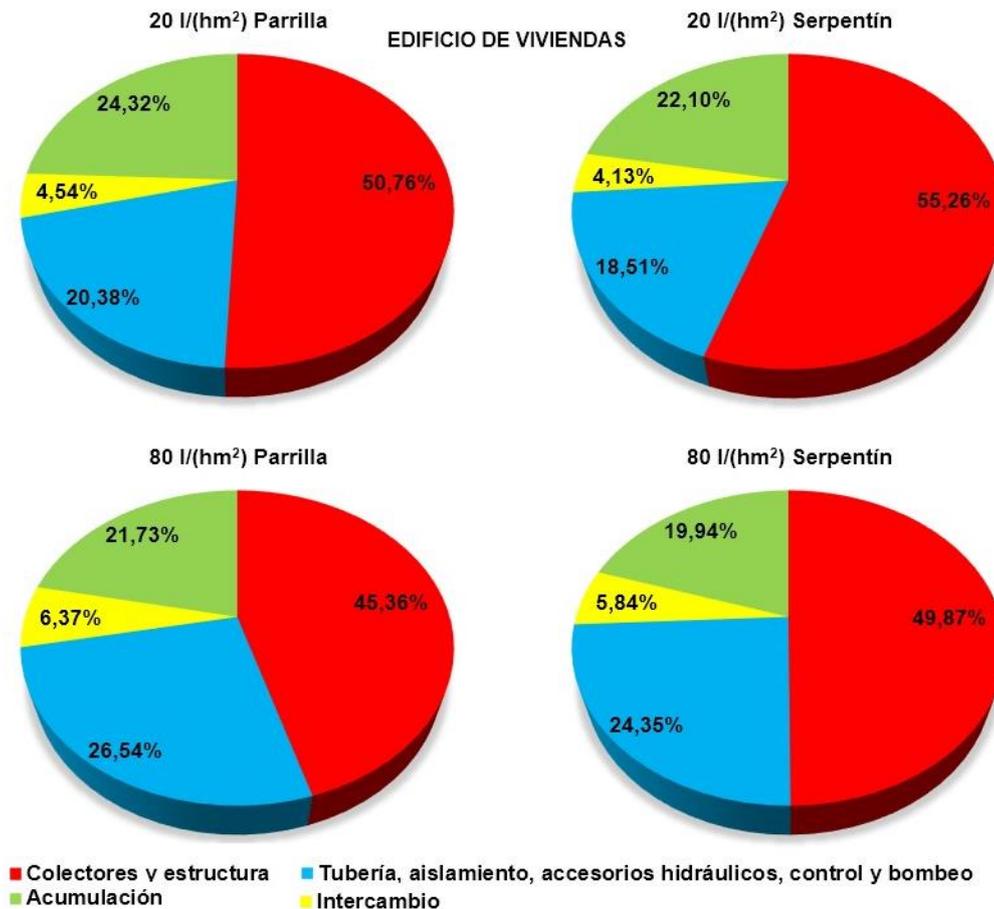
IST Caudal Captadores Valor	Residencia de estudiantes							
	Bajo				Alto			
	Parrilla		Serpentín		Parrilla		Serpentín	
€	% del total	€	% del total	€	% del total	€	% del total	
Tub. y aislam.	7.284	10,75	7.284	9,88	13.804	18,14	13.804	16,81
Valv. general	230	0,33	230	0,31	498	0,65	498	0,60
Valv. equilibrado	1.230	1,81	1.230	1,66	1.660	2,18	1.660	2,02
Intercambio	793	1,17	793	1,07	1.115	1,46	1.115	1,35
Acumulación	24.530	36,22	24.530	33,27	24.530	32,23	24.530	29,88
Vaso Expans.	1.550	2,28	1.550	2,10	1.865	2,45	1.865	2,27
Captadores	22.800	33,67	28.800	39,06	22.800	29,96	28.800	35,08
Estructuras	7.500	11,07	7.500	10,17	7.500	9,85	7.500	9,13
Bombas	983	1,45	983	1,33	1.505	1,97	1.505	1,83
Control	815	1,20	815	1,10	815	1,07	815	0,99
<b>Total</b>	<b>67.715</b>		<b>73.715</b>		<b>76.092</b>		<b>82.092</b>	

**Tabla 4.3.** Resumen de costes iniciales para cada caso simulado en el edificio de viviendas

IST Caudal Captadores Valor	Edificio de viviendas							
	Bajo				Alto			
	Parrilla		Serpentín		Parrilla		Serpentín	
€	% del total	€	% del total	€	% del total	€	% del total	
Tub. y aislam.	1.248	8,18	1.248	7,43	1.954	11,45	1.954	10,50
Valv. general	89	0,58	89	0,53	285	1,67	285	1,53
Valv. equilibrado	375	2,45	375	2,23	440	2,57	440	2,36
Intercambio	693	4,54	693	4,13	1.088	6,37	1.088	5,84
Acumulación	3.709	24,32	3.709	22,10	3.709	21,73	3.709	19,94
Vaso Expans.	247	1,62	247	1,47	411	2,40	411	2,20
Captadores	5.826	38,20	7.360	43,85	5.826	34,14	7.360	39,57
Estructuras	1.916	12,56	1.916	11,41	1.916	11,22	1.916	10,30
Bombas	598	3,92	598	3,56	888	5,20	888	4,77
Control	548	3,59	548	3,26	548	3,21	548	2,94
<b>Total</b>	<b>15.249</b>		<b>16.783</b>		<b>17.065</b>		<b>18.599</b>	



**Figura 4.11.** Desglose de costes por sistema para cada combinación de caudal y tipo de captador en la residencia de estudiantes



**Figura 4.12.** Desglose de costes por sistema para cada combinación de caudal y tipo de captador en el edificio de viviendas

Los costes de instalación también suben ligeramente para sistemas con mayor diámetro de tubería, ya que las uniones soldadas precisan de mayor cantidad de material de aporte para la soldadura fuerte y por tanto aumenta también el tiempo de montaje requerido. En cuanto a la ventaja teórica de posibilitar el intercambio térmico utilizando equipos más pequeños en los casos simulados con alto caudal, se puede comprobar que no afecta en gran medida, ya que la partida de intercambiadores tiene poco peso en el coste total, y además, existe un límite de tamaño mínimo del equipo y el fabricante suele jugar con el número de placas a instalar para obtener las distintas áreas de intercambio necesarias para cada caso.

Si se analizan las diferencias de costes se pueden obtener las diferencias entre el tipo de captador elegido o el caudal de diseño. Para el caso de la residencia de estudiantes, instalar captadores tipo serpentín supone un incremento de coste de entre un 7,88 % y un 8,86 % respecto al coste con captadores tipo parrilla, en el caso de alto caudal y bajo caudal respectivamente. En el caso del edificio de viviendas este sobre coste es de un 8,98 % para alto caudal y de un 10,06 % para bajo caudal.

En la residencia de estudiantes, trabajar con un caudal específico de 80 l/(hm<sup>2</sup>) supone un incremento de coste respecto a hacerlo con 20 l/(hm<sup>2</sup>) de entre un 11,36 % y un 12,37 %, para el caso de captadores tipo serpentín y tipo parrilla, respectivamente. Para el caso del edificio de viviendas este sobrecoste es de un 10,82 % en el caso de captadores tipo serpentín y de un 11,90 % en el caso de captadores tipo parrilla.

Sin embargo, los costes iniciales no son los únicos que entran en juego a la hora de evaluar la opción más rentable de una IST, ya que el estudio debe hacerse a lo largo de

la vida útil de la misma, la cual suele estimarse para al menos 20 años, entrando a formar parte en este cálculo los costes de operación y de mantenimiento, donde juega un papel importante el consumo energético por bombeo.

El coste de bombeo considerado en este estudio se limita al circuito primario, y depende tanto de las horas de funcionamiento del sistema como de la potencia instalada de bombeo. Las horas de funcionamiento de cada IST simulada se obtienen de Acsol 2.5, y dependen de cuántas veces a lo largo del año se den las condiciones necesarias para que el circuito primario funcione. Esto queda controlado por múltiples factores, como son la ubicación de la instalación, (radiación solar), el tipo de IST, (perfil diario y mensual de demanda de ACS), y el sistema instalado, (grado de estratificación obtenido en acumulación, eficiencia de intercambio térmico, pérdidas de calor globales, etc.

La Tabla 4.1 muestra los valores de consumos anuales por bombeo en cada opción simulada, mientras que la Fig. 4.13 los representa mensualmente, a partir de los datos obtenidos de Acsol 2.5. Como se puede apreciar, en ambas IST al optar por caudales bajos se tienen unos consumos energéticos significativamente menores, independientemente del tipo de captador seleccionado. Para obtener las mejores opciones de forma definitiva, bastará con realizar un cálculo económico en el que se comparen la inversión inicial y los costes anuales de operación frente al ahorro energético obtenido en cada caso, definido por la fracción solar o por el calor útil obtenido.

Para estimar un coste económico real para el consumo energético de bombeo se ha optado por utilizar el PVPC, *Precio Voluntario para el Pequeño Consumidor*, el cual puede obtenerse en tiempo real desde la web de Red Eléctrica Española, REE, en: <https://www.ree.es/es/actividades/operacion-del-sistema-electrico/precio-voluntario-pequeno-consumidor-pvpc>. Este suele oscilar durante todo el año sobre los 0,12 €/kWh, que una vez se le añaden los costes por término de potencia y los distintos cánones de servicios de las compañías comercializadoras puede fijarse en 0,20 €/kWh.

De cara a simplificar el estudio no se han considerado factores financieros adicionales como la subida del IPC o el coste del dinero, los cuales deberían ser tenidos en cuenta junto con otros indicadores económicos si se desea realizar una estimación más realista de los períodos de amortización para cada caso estudiado.

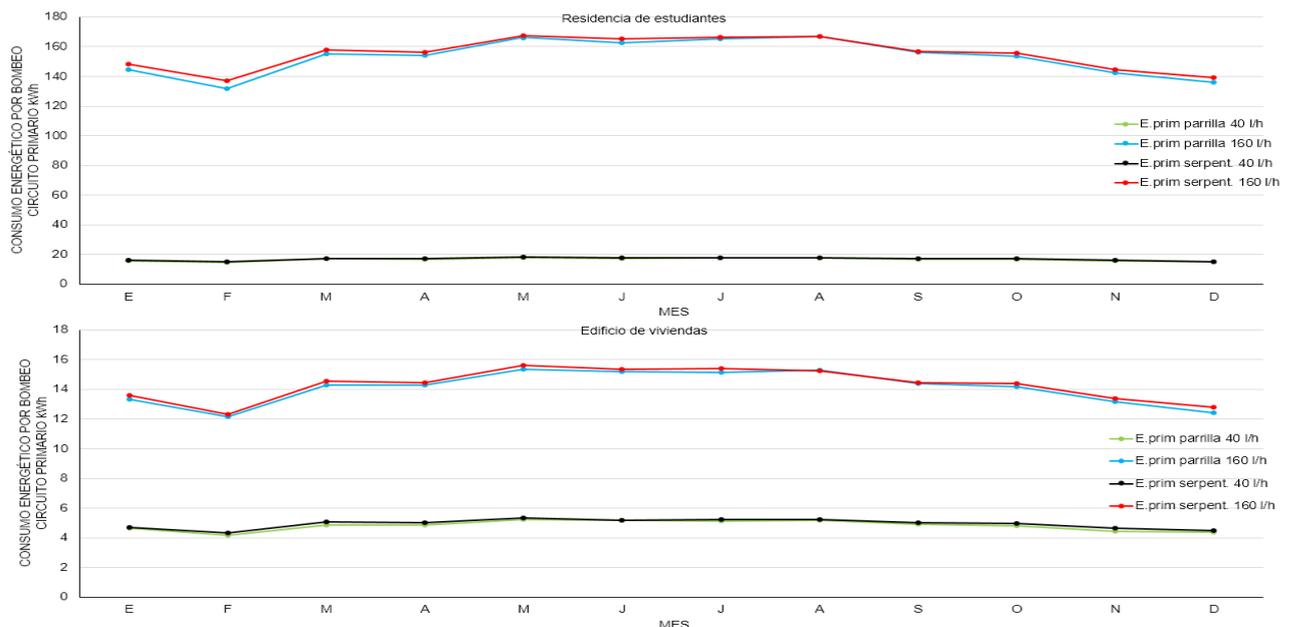


Figura 4.13. Demanda energética mensual para cada tipo de IST simulada

Finalmente, una vez se realizan estas comparativas y se representan temporalmente, a modo de retorno de inversión, la opción más recomendable será aquella que permita obtener beneficios en el menor tiempo posible, o lo que es lo mismo, aquella que haga amortizar antes la inversión. Los valores para las estimaciones de amortización se muestran en la Tabla 4.4.

**Tabla 4.4.** Resumen de costes de amortización para cada caso simulado

IST Captador Caudal	Residencia de estudiantes			
	20 l/(hm <sup>2</sup> )	Parrilla 80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	Serpentín 80 l/(hm <sup>2</sup> )
Coste Inicial (€)	67.715	76.092	73.715	82.092
Fracción solar f (%)	58,26	62,04	62,83	66,78
D <sub>ACS</sub> (kWh/año)			139.835,65	
Coste D <sub>ACS</sub> (€/año)			27.967,13	
E <sub>solar</sub> (kWh/año)	84.908,31	91.861,82	91.679,63	98.998,48
Coste E <sub>solar</sub> (€/año)	16.981,66	18.372,36	18.335,92	19.799,79
E <sub>bomb</sub> (kWh/año)	198,28	1.835,23	203,71	1.861,76
Coste E <sub>bomb</sub> (€/año)	39,65	367,04	40,74	372,35
Ahorro neto (€/año)	16.942,01	18.005,32	18.295,18	19.427,34
Amortización	4 años	4 años y 2 meses	4 años	4 años y 2 meses

IST Captador Caudal	Edificio de viviendas			
	20 l/(hm <sup>2</sup> )	Parrilla 80 l/(hm <sup>2</sup> )	20 l/(hm <sup>2</sup> )	Serpentín 80 l/(hm <sup>2</sup> )
Coste Inicial (€)	15.249	17.065	16.783	18.599
Fracción solar f (%)	63,45	66,74	68,18	71,63
D <sub>ACS</sub> (kWh/año)			29.710,34	
Coste D <sub>ACS</sub> (€/año)			5.942,06	
E <sub>solar</sub> (kWh/año)	21.808,60	23.711,78	23.535,09	25.570,90
Coste E <sub>solar</sub> (€/año)	4.361,72	4.742,35	4.707,01	5.114,18
E <sub>bomb</sub> (kWh/año)	57,79	169,25	59,26	171,56
Coste E <sub>bomb</sub> (€/año)	11,55	33,85	11,85	34,31
Ahorro neto (€/año)	4.350,17	4.708,50	4.695,16	5.079,87
Amortización (años)	3 años y 6 meses	3 años y 7 meses	3 años y 6 meses	3 años y 7 meses

Estos valores indican que para ambas instalaciones es recomendable un caudal bajo sobre uno alto, ya que de este modo se reducen los plazos de amortización ligeramente, aunque las diferencias en todos los casos no son significativas. En los 8 supuestos, se obtienen plazos de amortización muy similares, por lo que las diferencias existentes entre costes iniciales y energía útil producida se compensa. La elección de un caudal sobre otro vendría impuesta sobre todo por consideraciones adicionales, como la cantidad de fluido solar a incorporar en cada revisión de mantenimiento, o incluso, la energía incorporada, “*embodied energy*”, la cual es bastante mayor en los sistemas de alto caudal, debido a que aumenta la masa de cobre a instalar.

Para decantarse, dentro del bajo caudal, por la instalación de captadores tipo parrilla o tipo serpentín podemos recurrir a estimar en qué periodo de tiempo se amortizaría la diferencia entre costes iniciales en base a la diferencia existente entre fracciones solares. Es decir, se trataría de obtener el plazo en el que se recuperaría el sobre coste de instalación de las opciones con captadores tipo serpentín gracias a la mayor producción energética que estos captadores ofrecen frente a la opción de instalar captadores tipo parrilla.

Para realizar esta pequeña operación se realizará el ejemplo con la IST de la residencia de estudiantes, mostrado en la Tabla 4.5. El proceso seguido comienza obteniendo la diferencia de fracciones solares entre los casos simulados con bajo caudal. A continuación, se obtiene el ahorro económico que supone obtener una fracción solar anual superior.

Se realiza lo mismo con el gasto debido al consumo energético de bombas, aunque se da la particularidad de que son muy parecidos, ya que no se han obtenido puntos de

trabajo distintos para cada tipo de captador por no disponer de datos oficiales del fabricante. Si obtenemos la resultante de restarle a la diferencia de ahorro energético la diferencia de consumo por bomba:  $1.278,09 - 1,09 = 1.277$  €/año, solo quedaría obtener la diferencia entre costes iniciales y calcular en cuánto tiempo se amortizaría:  $6.000/1.277 = 4$  años y 8 meses.

**Tabla 4.5.** Resumen de estudio comparativo de amortizaciones entre parrilla y serpentín, con bajo caudal, para caso de residencia de estudiantes

Concepto	Parrilla	Serpentín	Diferencia
Fracción solar	58,26%	62,83 %	4,57 %
Costes iniciales	67.715 €	73.715 €	6.000 €
Ahorro económico ACS	1.278,09 €/año con opción serpentín frente a parrilla		
Ahorro económico bombeo	1,09 €/año con opción parrilla frente a serpentín		
Ahorro económico neto	1.277 €/año con opción serpentín frente a parrilla		
Tiempo amortización	4 años y 8 meses		

Por lo tanto, la opción de instalar captadores tipo serpentín frente a tipo parrilla parece razonable, siempre y cuando el ahorro por consumo de bombas no sea muy superior al estimado. En el caso simulado, el periodo en el que se amortiza la diferencia de inversión entre la opción serpentín y parrilla coincide con el periodo de amortización de la propia instalación solar.

Para el caso de la IST del edificio de viviendas, y debido a que los costes están más ajustados, esta misma operación devuelve un periodo de amortización de 5 años y 5 meses, por lo que tardaría más en retornar la diferencia de costes entre tipo de captadores que el de la propia inversión inicial, aunque seguiría siendo una buena recomendación, sobre todo por la garantía de que en los captadores tipo serpentín es más difícil que se creen malas distribuciones de flujo, ya que solo tienen una dirección de flujo interno posible.

Si esta operación se realizase para comparar cualquier opción de bajo caudal frente a la de alto caudal, para amortizar la diferencia de coste inicial gracias a la diferencia de ahorro energético, el periodo de retorno necesario crecería por encima de los 14 años en ambas IST, lo cual, como es lógico, se desaconsejaría.

Por lo tanto, la comparación de caudales o de configuraciones hidráulicas realizadas no es concluyente, no pudiéndose cuantificar las mejoras obtenidas al aumentar el caudal o al utilizar captadores tipo serpentín en lugar de tipo parrilla. Este hecho refuerza la idea principal en la que debería basarse el diseño de cualquier sistema solar térmico: simplificar la instalación todo lo posible mientras se garantiza un caudal mínimo que no provoque situaciones de estancamiento ni desequilibrios hidráulicos.

Como toda fuente energética renovable, se debería buscar maximizar el calor solar útil, pero garantizando siempre el menor consumo energético posible de fuentes no renovables. Bajo esta premisa, no solo se aconseja instalar caudales bajos, sino que además se deberían preferir sistemas de circulación natural, (compactos termosifón), en todas las ocasiones que, por perfil de consumo y localización geográfica, fuera posible su instalación, lo cual, a la vista del mercado solar térmico actual en el sur de España, no se está realizando.

# 5. CONCLUSIONES Y DESARROLLO FUTURO

## 5.1. Conclusiones principales obtenidas. Aportaciones

Las conclusiones obtenidas combinan dos factores de estudio: la importancia del caudal primario y las diferencias entre captador tipo parrilla y tipo serpentín. Si se analizan las diferencias que producen ambos factores en el comportamiento de una IST, se pueden obtener 2 aportaciones concluyentes:

- El sobrecoste existente al seleccionar alto caudal frente a bajo caudal precisa periodos de amortización cercanos a 14 años para los 2 tipos de IST simulados, independientemente de la configuración hidráulica del captador elegido. Es decir, si se quiere amortizar la diferencia de costes con la mayor contribución solar obtenida para alto caudal, el plazo necesario es demasiado elevado.
- El sobrecoste de instalar captadores tipo serpentín frente a captadores tipo parrilla se amortizaría en aproximadamente 5 años para los 2 tipos de IST simulados. En este caso, el plazo no es muy elevado, por lo que sí es una elección recomendada, pero la comparación en cuanto a ventajas e inconvenientes en el mantenimiento y vida útil de los 2 tipos de captador estudiados los hacen similares. No hay una elección clara entre ambas.

Con estas aportaciones, se debería promover un caudal de diseño bajo a la hora de dimensionar IST para preparación de ACS. Además, esta opción sería la que menor energía incorporada tiene, ya que reduce los consumos energéticos asociados al bombeo y a los materiales necesarios en las tuberías, aislamientos, etc.

A continuación, se analizan cada una de las conclusiones principales obtenidas.

### 5.1.1. La importancia del caudal del circuito primario

Tras los resultados obtenidos en los ensayos y en las simulaciones, se puede concluir que el caudal primario seleccionado en una IST para preparación de ACS tiene una importancia destacable en el tiempo de amortización de la IST en estudio. Esto no se debe a la mayor o menor producción energética obtenida con los distintos caudales estudiados, si no al sobrecoste que supone trabajar con caudales elevados.

Este aumento de coste resulta de combinar los costes iniciales de la IST y los costes de operación durante su funcionamiento, encabezados por el consumo energético de bombeo en el circuito primario.

El beneficio energético que se obtendría al aumentar el caudal del circuito primario se debería sobre todo al aumento del rendimiento del sistema de captación. Las simulaciones anuales con los distintos caudales estudiados deben hacerse siempre después de propagar las incertidumbres de ensayo hacia los valores de las curvas de rendimiento obtenidas. En tal caso, los resultados no son concluyentes para todo el rango de  $T^*$  donde operan los captadores: solo se pueden identificar situaciones en las que un caudal es recomendable en las zonas cercanas al máximo rendimiento. Para valores de  $T^*$  alejados de 0, y analizando únicamente el rendimiento térmico del

captador, trabajar con  $20 \text{ l}/(\text{hm}^2)$  produciría los mismos resultados que hacerlo con  $80 \text{ l}/(\text{hm}^2)$ .

Las IST destinadas a preparación de ACS se amortizan antes con caudales bajos, ya que su peor comportamiento energético, se ve recompensado por el valor de la diferencia de costes iniciales, que depende directamente del caudal. De este modo, aunque los mejores resultados anuales se consigan con captadores tipo serpentín y caudales específicos de  $80 \text{ l}/(\text{hm}^2)$ , al estudiar los periodos de amortización debemos decantarnos por captadores tipo parrilla y caudales de  $20 \text{ l}/(\text{hm}^2)$ . Este punto resalta la importancia que llega a tener el consumo energético asociado a bombeo en el circuito primario, y el sobrecoste inicial en tuberías, aislamientos y sistema de bombeo.

### **5.1.2. Diferencias de funcionamiento debidas a la configuración hidráulica del absorbedor**

Puede concluirse que la configuración hidráulica del absorbedor elegida solo tiene un efecto cuantificable si se compara el rendimiento térmico en la zona cercana al rendimiento óptico. Aquí, el captador tipo serpentín ofrece mejor rendimiento que el tipo parrilla. Si se alcanzan valores de  $T^*$  superiores a  $0,06 \text{ Km}^2/\text{W}$  no hay un resultado concluyente, ya que las bandas de incertidumbre se cruzan. En esta zona de trabajo de los captadores se obtendrían iguales resultados con las 2 configuraciones hidráulicas, siempre que trabajaran con el mismo caudal.

Al simular el funcionamiento de cada tipo de captador en una IST determinada, el captador tipo parrilla ofrecería una ventaja al tener menores pérdidas de carga hidráulica que el tipo serpentín, para igual caudal. Sin embargo, el captador tipo serpentín garantiza un buen funcionamiento con caudales mínimos, siempre menores a los que tendría el tipo parrilla.

Combinando ambas conclusiones, se refuerza la importancia de la incertidumbre de medida, ya que las diferencias de rendimiento obtenidas entre caudales de operación y configuraciones hidráulicas son mínimas, debiendo seleccionarse la combinación más recomendable debido a otros factores: periodo de amortización y reducción de desequilibrios hidráulicos.

Las diferencias principales de funcionamiento con los 2 tipos de configuración hidráulica estudiados se resumen en que la configuración hidráulica tipo serpentín aventaja al diseño tipo parrilla ya que existe menor probabilidad de producir puntos calientes. Estos se localizarían en aquellas zonas con bajo caudal debido al desequilibrio hidráulico, el cual depende del caudal circulante. Por este motivo, los captadores de tipo serpentín suelen tener mejor comportamiento cuando las condiciones se acercan a zona de estancamiento y, además, permiten trabajar con caudales más bajos que instalando configuraciones tipo parrilla.

### **5.1.3. Validez del método de ensayo estacionario para la comparación de captadores**

Además de las aportaciones ya comentadas, el trabajo realizado ha servido para analizar la utilidad de la norma de ensayo de rendimiento térmico mediante el método SST. La existencia de un procedimiento que fije unos valores mínimos de rendimiento es totalmente necesaria, pero los resultados demuestran que el comportamiento energético derivado de los ensayos tipo SST, por sí solo, no determina el resultado esperable al incorporar los captadores en una IST. No se pueden obtener resultados

concluyentes comparando captadores únicamente en base a sus 3 coeficientes característicos de la curva de ensayo, ya que las curvas de ambos captadores pueden cruzarse para algunas condiciones de trabajo, determinadas por el valor de  $T^*$ .

Además, la norma establece que, mientras el fabricante no proponga un caudal específico, los ensayos se realizarán con un flujo másico de  $0,02 \text{ kg}/(\text{sm}^2)$ . Al realizarse el ensayo con un único caudal, no se ofrecen datos que permitan evaluar el caudal mínimo con el que un modelo de captador puede trabajar, garantizando que no existen condiciones de desequilibrio hidráulico ni de vaporización de fluido.

Las curvas de ensayos obtenidas muestran que existe una clara dependencia con la estrategia de selección de datos efectuada, proceso previo al análisis MLR. No se ha podido comprobar si los laboratorios homologados para ensayar captadores disponen de un procedimiento que fije la forma de proceder en la selección de períodos de registro válidos. Sin este procedimiento de selección de datos común, no se puede garantizar que un modelo de captador obtenga la misma curva de rendimiento térmico en distintos laboratorios de ensayo homologados. De esta forma se reduciría la utilidad de los ensayos, más allá de servir como certificación de un rendimiento mínimo de los equipos homologados.

Como aportación final, y refiriéndonos a cómo afecta el caudal circulante en los resultados de ensayo, una vez se propagan las incertidumbres, las diferencias existentes no son significativas en el rango de caudales ensayados. Se puede concluir que, aplicando el método SST de [EN12975, 2006], solo podemos evaluar el impacto que causa en la eficiencia de captación aumentar el caudal desde los  $20 \text{ l}/(\text{hm}^2)$  hasta los  $80 \text{ l}/(\text{hm}^2)$ , siempre y cuando nos ciñamos a zonas cercanas a  $T^*=0$ . Al alejarnos de esta zona, no existen resultados concluyentes que permitan recomendar un caudal sobre otro.

## **5.2. Otras aportaciones**

Además de las conclusiones principales, el estudio realizado permite obtener información sobre otros aspectos del funcionamiento de las IST donde el caudal del circuito primario tiene gran importancia. Se muestran a continuación.

### **5.2.1. Determinación de caudales óptimos para IST de preparación de ACS**

A la hora de proponer un caudal óptimo para una IST en particular, se debe prestar atención a que los indicadores obtenidos en las simulaciones anuales de comportamiento energético, como fracción solar, factor de utilización y rendimiento de captación, no evalúan solo al campo de captadores. Estos valores estiman el comportamiento energético global de la IST en base a todos los componentes, y a su interacción durante las distintas condiciones climáticas y de consumo, presentes durante todo el año.

Como términos dependientes del caudal, el grado de estratificación conseguida en el acumulador es el factor que más influye en los resultados anuales, seguido por las pérdidas térmicas en tuberías y la eficiencia de intercambio. Estos últimos factores suelen estar controlados por la normativa aplicable, para garantizar una eficiencia mínima o limitar las pérdidas energéticas, [RITE, 2013].

Por lo tanto, para elegir el caudal óptimo en una IST, antes se debería conocer aquel caudal mínimo que, además de minimizar la inversión inicial y reducir los costes anuales por bombeo, no provocara alteraciones en las condiciones de régimen de flujo interno en captadores. Debería seleccionarse un caudal bajo, pero lo suficientemente elevado

como para hacer que el coeficiente de convección térmica entre tubería y fluido,  $h_{fi}$ , no fuera un factor controlante en el mecanismo de transferencia de calor. Para ello, se deben realizar ensayos de rendimiento a distintos caudales o, al menos, disponer de recomendaciones por parte del fabricante del captador. Como ya se ha indicado anteriormente, la configuración hidráulica tipo serpentín aventaja al diseño tipo parrilla en cuanto a la capacidad de trabajar con caudales menores.

### **5.2.2 Idoneidad de trabajar con caudal variable en el circuito primario según el uso de la IST**

Tras los resultados de los ensayos realizados para distintos caudales, y la posterior simulación energética de 2 IST para calentamiento de ACS, surge la duda de si realmente supone una ventaja incorporar bombas con control de velocidad.

La tecnología de control electrónico supone una clara ventaja ya que ofrece eficiencias de bombeo superiores, y por tanto, reduce los consumos energéticos asociados al bombeo. Sin embargo, la incógnita que se presenta es si realmente existe una ventaja adicional, al poder trabajar con distintos caudales en función de las situaciones a las que tenga que hacer frente el sistema.

A raíz de los resultados, la respuesta sería que únicamente tendría utilidad funcionar con caudal variable si la IST, por necesidades de consumo, precisa disponer de un salto térmico fijo en captadores. Estrategia típica para grandes IST, destinadas a redes de distrito, las cuales tienen amplia implantación en el norte de Europa. Para el caso de calentamiento de ACS, incorporar una tecnología que controle el caudal no parece tener sentido, como indican los siguientes puntos:

- La tecnología EC, por sí sola, no elige el caudal de operación de la bomba, ya que debe recibir una señal que identifique la velocidad de giro a la que debe funcionar en cada instante, garantizando de esta forma un caudal determinado. Esto implica disponer de un sistema de control que establezca el caudal necesario en base a distintos parámetros, que se fijan en la puesta en marcha. Por todo esto, y aunque esta tecnología estuviera en un grado de madurez avanzado, es un coste añadido para la IST, tanto inicial, por el sobrecoste de la centralita, bomba y sensores adicionales, como de operación, ya que conlleva mayor frecuencia de mantenimiento para realizar ajustes, que, además, deben realizarse por personal experto.
- La obtención de ventajas por utilizar esta tecnología depende del parámetro que se fije como indicador del punto de trabajo requerido para la bomba. Este parámetro debería ser una estimación de la temperatura media reducida,  $T^*$ . Para obtener su valor, antes deberían medirse las temperaturas de entrada y salida a captadores, para estimar la temperatura media, y la temperatura ambiente y radiación solar incidente en el plano de captación. Sin embargo, como se demuestra en el desarrollo de la tesis, la incertidumbre asociada a los sensores afecta a los resultados de ensayo, ya que, al propagarse, el rendimiento esperable de un captador para una determinada  $T^*$ , se encuentra en un umbral de probabilidad, siendo posible que se superpongan zonas de rendimientos similares para caudales distintos. Esto conllevaría a no poder identificar el caudal óptimo, o lo que es lo mismo: solo sería recomendable cambiar de caudal en las zonas donde los rendimientos a distintos caudales se diferencian significativamente. Esto solo se da en zonas cercanas al rendimiento máximo, por lo que el sistema sería útil en pocas ocasiones, no siendo amortizable.

- El punto anterior implica conocer las incertidumbres de todos los sensores para obtener las salidas necesarias del sistema de control, donde se ha programado una estrategia para la selección de caudales prioritarios, según las condiciones climáticas. Sin embargo, la tecnología actual de sondas de temperatura y piranómetros comerciales para IST ofrece precisiones insuficientes para este fin. No son equipamiento de laboratorio como el utilizado en los ensayos de este trabajo, ya que su objetivo responde a otros requerimientos, como bajo coste y alta garantía de funcionamiento a lo largo de la vida útil de la IST. Esto aumentaría considerablemente los umbrales de probabilidad obtenidos para estimar el rendimiento en cada instante, y si se quisiera aumentar su precisión, el coste se incrementaría, por lo que volveríamos al primer condicionante enumerado, aumentando el plazo de amortización de dicha mejora.
- Finalmente, para que el sistema funcionara correctamente, se necesitaría disponer de datos fiables sobre el rendimiento que ofrece cada tipo de captador instalado según el caudal circulante. Esto, a día de hoy en día no es posible, ya que los captadores que se homologan según el método SST lo hacen para un solo caudal.

Ante estas conclusiones, funcionar con caudal variable en IST para calentamiento de ACS no sería una opción que aportara beneficios. Sobre todo, en climas suaves con alta radiación. Para el resto de IST, su éxito depende en gran medida de la precisión de los sensores instalados, así como de la experiencia que tengan los programadores de la estrategia de control.

Quizás sería interesante incorporar esta tecnología junto con sistemas de registro y control, para realizar un análisis de los registros mensuales por personal cualificado. De esta forma, además, se podría entrenar un sistema experto mediante lógica borrosa o redes neuronales artificiales. Así, conforme aumentaran las horas de funcionamiento, el sistema de control podría ir decidiendo qué caudal es el óptimo, basándose en los propios registros de energía producida en la IST, y no necesitando las curvas de ensayo a distintos caudales. Evidentemente, este punto solo tiene cabida en grandes IST donde este sobrecoste quedaría equilibrado por la mayor producción energética.

Para el caso que nos ocupa, con IST de menor envergadura, será mucho más interesante invertir en un buen sistema de regulación de caudal, que mantendrá en todo momento un valor fijo de caudal, que se habrá calculado como el óptimo. De esta forma, se evitarán zonas con desequilibrio hidráulico, que empeorarían la producción energética. No obstante, como ya se ha comentado, en IST destinadas a redes de distrito, con grandes potencias de bombeo y donde se precisa mantener un salto térmico fijo en captadores, se justificaría la instalación de caudal variable por 2 condicionantes:

- Debido a la climatología existente en países de Europa central y Escandinavia, donde la radiación solar incidente es muy variable y existen grandes temporadas con días nubosos. Por lo que sería útil poder variar el caudal en función de la señal procedente tanto de un piranómetro de alta precisión como de sondas de temperatura de calidad, (obteniendo así una buena lectura de  $T^*$ ).
- La instalación de sensores de alta precisión suele amortizarse. Esto se debe a que la producción energética obtenida en la IST es elevada, y en estos países el coste de la energía convencional es alto. Además, la inversión en un grupo de sensores de mayor calidad que los usuales no supone un gran incremento en los costes iniciales, ya que existen otras partidas mucho más importantes, como son captación o acumulación.

En este tipo de instalaciones sería necesario conocer el comportamiento de los captadores ante distintos caudales de ensayo, identificando las zonas de trabajo en las que un caudal es favorable frente a otro. En cuanto a la configuración hidráulica de los captadores, sería preferible el captador tipo serpentín. Esto se debe a que permitiría mayor rango de trabajo por su capacidad de operar a caudales menores que el tipo parrilla, sin entrar en condiciones de estancamiento provocadas por desequilibrios hidráulicos. Sin embargo, al ser instalaciones con un elevado número de captadores, sería imprescindible instalar válvulas de equilibrado dinámico, capaces de asegurar unos valores de caudal similares en cada grupo de captadores independientemente del caudal de operación existente en todo el campo. En este caso no se podrían utilizar las válvulas de equilibrado estático tradicionales, debido a su propio principio de funcionamiento.

### **5.3. Líneas de investigación futuras**

Como en toda investigación, existen algunos puntos que deberían ser tratados con mayor detenimiento. Algunos de ellos requieren disponer de dotación específica para realizar comprobaciones y trabajos experimentales. Con el objetivo de completar el camino comenzado con esta tesis, se proponen las siguientes líneas de investigación para ampliar el alcance de la misma:

- Análisis experimental de la influencia del desequilibrio hidráulico en la producción energética de un captador tipo parrilla, combinando estudio de pérdidas de carga hidráulicas mediante tubos piezométricos con termografía infrarroja, durante ensayos SST.
- Estudio del caudal de trabajo y su dependencia frente al perfil de consumo, en sistemas compactos termosifón. Selección de estrategia de calentamiento auxiliar para maximizar la producción solar de ACS.
- Análisis de datos de registro en IST para ACS y elaboración de sistema experto para selección y control de caudal primario óptimo. Ensayo en unidad de control comercial.

## 6. REFERENCIAS

- [ASHRAE, 2003] ASHRAE/ANSI Standard 93-2003 (2003) Methods of testing to determine the thermal performance of solar collectors,ASHRAE, Atlanta, GA.
- [Bava, 2017] Bava, F. (2017) A numerical model to evaluate the flow distribution in a large solar collector field, Solar Energy (143), 31-42.
- [Bava, 2016] Bava, F., Furbo, S. (2016) A numerical model for pressure drop and flow distribution in a solar collector with U-connected absorber pipes, Solar Energy (134), 264-272.
- [Bliss, 1959] Bliss, R. W. (1959) The derivations of several plate efficiency factors useful in the design of flat-plate solar-heat collectors, Solar Energy (3),55.
- [Bouhal, 2017] Bouhal, T., et al. (2017) Numerical modeling and optimization of thermal stratification in solar hot water storage tanks for domestic applications: CFD study, Solar Energy (157), 441-455.
- [Buckles, 1980] Buckles W., Klein, S.A. (1980) Analysis of solar domestic hot water heaters, Solar Energy (25), 417-424.
- [Budig, 2009] Budig, C et al. (2009) Collector parameter identification methods and their uncertainties, Proc. ISES Solar World Congress, Johannesburg (11).
- [Carrillo, 2002] Carrillo A., Cejudo, J.M. (2002) Trnsys model of a thermosiphon solar domestic water heater with a horizontal store and mantle heat exchanger, Solar Energy (72) (2), 89-98.
- [Castell, 2010] Castell, A., et al. (2010) Dimensionless numbers used to characterize stratification in water tanks for discharging at low flow rates, Renewable Energy (35), 2192-2199.
- [Carvalho, 1988] Carvalho, M. J., et al. (1988) An experimental comparison of operating strategies for solar water systems, Solar Energy (41) (1), 33-39.
- [Chen, 2012] Chen, Z., et al. (2012) Efficiencies of flat plate solar collectors at different flow rates, Energy Procedia (30), 65-72.
- [Chiou, 1982] Chiou, J.P. (1982) The effect of nonuniform fluid flow distribution on the thermal performance of solar collector, Solar Energy (29) (6), 487-502.
- [Cristofari, 2003] Cristofari C., et al. (2003) Influence of the Flow rate and the tank stratification degree on the performances of a solar flat-plate collector, International Journal of Thermal Sciences (42), 455-469.
- [CTE, 2017] Código Técnico de la Edificación. (2017). Documento Básico de Ahorro de la Energía. DB-HE4. Contribución solar mínima de agua caliente sanitaria.
- [Domínguez, 2008] Domínguez Muñoz, F. (2008) Diseño de sistemas térmicos bajo incertidumbre-aplicación a edificios e instalaciones solares, Tesis doctoral, Universidad de Málaga.
- [Domínguez, 2009] Domínguez Muñoz, F. et al. (2009) Guía del Usuario AcSol 2.5., Agencia Andaluza de la Energía.
- [Duffie, 2006] Duffie, J.A., Beckman, W.A. (2006) Solar Engineering of Solar Processes, third ed. Wiley.

**[EN12975, 2006]** EN12975-2 (2006) Thermal solar systems and components. Solar collectors. Part 2: Test methods, European Committee for Standardization, Belgium.

**[Euroobserver, 2018]** (2018) Solar thermal and concentrated solar power barometer. [www.euroobserver.org](http://www.euroobserver.org)

**[Façao, 2015]** Façao, J. (2015) Optimization of flow distribution in flat plate solar thermal collectors with riser and header arrangements, *Solar Energy* (120), 104-112.

**[Fanney, 1988]** Fanney, A.H., Klein, S.A. (1988) Thermal performance comparisons for solar hot water systems subjected to various collector and heat exchanger flow rates, *Solar Energy* (40) (1), 1-11.

**[GUM, 1995]** Guide to the Expression of Uncertainty in Measurement (1995) (GUM, 1995) ISO, Switzerland.

**[Haller, 2009]** Haller, M., et al. (2009) Methods to determine stratification efficiency of thermal energy storage processes-Review and theoretical comparison, *Solar Energy* (83), 1847-1860.

**[Herrero, 2011]** Herrero, R., et al. (2011) Simulation of an enhanced flat-plate solar liquid collector with wire-coil insert devices, *Solar Energy* (85), 455-469.

**[Hollands, 1989]** Hollands, K., Lightstone, M. (1989) A review of low-flow, stratified-tank solar water heating systems, *Solar Energy* (43) (2), 97-105.

**[Hottel, 1958]** Hottel, H.C., Whillier, A. (1958) Evaluation of flat plate collector performance, Transactions of the conference on the use of solar energy, University of Arizona Press, Tucson.

**[IDAE, 2013]** Pliego de condiciones técnicas de instalaciones de baja temperatura. Instalaciones de energía solar térmica. Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía, Madrid.

**[Jones, 1994]** Jones, G.F., Lior, N. (1994) Flow distribution in manifolded solar collectors with negligible buoyancy effects, *Solar Energy* (52) (3), 289-300.

**[Jordan, 2005]** Jordan, U., Furbo, S. (2005) Thermal stratification in small solar domestic storage tanks caused by draw-offs, *Solar Energy* (78), 291-300.

**[Kleinbach, 1993]** Kleinbach, E. M., et al. (1993) Performance study of one-dimensional models for stratified thermal storage tanks, *Solar Energy* (50) (2), 155-166.

**[Kuhn, 1980]** Kuhn, J. K., et al. (1980) Developing and upgrading of solar system thermal energy storage simulation models, Report of Boeing Computer Services Company to the U.S. Department of Energy.

**[Knudsen, 2002]** Knudsen, S. (2002) Consumer's influence on the thermal performance of small SDHW systems-Theoretical investigations, *Solar Energy* (73) (1), 33-42.

**[Mathioulakis, 2004]** Mathioulakis, E., et al. (2004) Assessment of uncertainty in solar collector modelling and testing, *Solar Energy* (66) (5), 337-347.

**[Müller, 2000]** Müller-Schöll C., Frei U. Uncertainty analyses in solar collector measurement, SPF-Institut für Solartechnik, Rapperswil, Switzerland.

**[Osório, 2014]** Osório, T., Carvalho, M. J. (2014) Testing of solar thermal collectors under transient conditions, *Solar Energy* (104), 71-81.

**[Peuser, 2004]** Peuser, F.A., et al. (2004) Solar thermal systems: Successful planning and construction, first ed. Solarpraxis.

**[RITE, 2013]** Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, versión consolidada que une el RD 1027/2007 y el RD 238/2013.

**[RITE, 1998]** Antiguo Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios, según RD 1751/1998.

**[Rojas, 2008]** Rojas, D., et al. (2008) Thermal performance testing of flat-plate collectors, *Solar Energy* (82), 746-757.

**[Sabatelli, 2002]** Sabatelli, V., et al. (2002) Efficiency test of solar collectors: uncertainty in the estimation of regression parameters and sensitivity analysis, *Energy Conversion and Management* (43), 2287-2295.

**[UNE 94002, 2005]** Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria. Cálculo de la demanda de energía térmica. AENOR

**[VDMA, 2014]** VDMA 24224 Specifications (2014) Einheitsblatt, Wet runner circulating pumps-Specification of PWM controls signals. V Verband Deutscher Maschinen und Anlagenbau e.V.

**[Viti, 1996]** Viti, A. (1996) DTIE 1.01. Preparación de agua caliente para usos sanitarios, Atecyr.

**[Weitbretch, 2002]** Weitbretch, V., et al. (2002) Flow distribution in solar collectors with laminar flow conditions, *Solar Energy* (73) (6), 433-441.

**[Wang, 1990]** Wang, X.A., Wu, L.G. (1990) Analysis and performance of flat-plate solar collector arrays, *Solar Energy* (45)(2), 71-78.

**[Zalman, 1976]** Zalman L., Thompson, J. (1976) Experimental study of thermally stratified hot water storage tanks, *Solar Energy* (19), 519-524.

**[Zambolin, 2010]** Zambolin, E., Del Col. (2010) Experimental analysis of thermal performance of flat plate and evacuated tube solar collectors in stationary standard and daily conditions, *Solar Energy* (84), 1382-1396.

## **7. ANEXOS**