

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID
DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA TÉRMICA Y DE FLUIDOS
ÁREA DE INGENIERÍA TÉRMICA



INGENIERÍA INDUSTRIAL
PROYECTO FIN DE CARRERA

**DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR
TÉRMICA MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO
DE VIVIENDAS EN GRANADA**

AUTORA: ANA CRIADO GONZÁLEZ
TUTOR: PEDRO A. RODRÍGUEZ AUMENTE



NOMENCLATURA

ÍNDICE

NOMENCLATURA.....	7
MEMORIA.....	16
1 INTRODUCCIÓN.....	17
1.1 Origen de la energía solar	17
1.2 Características de la energía solar.....	17
1.3 Obtención de la energía solar	18
1.4 Ventajas e inconvenientes de la energía solar.....	19
1.5 Futuro de la energía solar	20
1.6 Marco actual en España.....	21
2 OBJETIVO Y JUSTIFICACIÓN	24
2.1 Objetivo	24
2.2 Justificación.....	24
3 NORMATIVA	26
3.1 Código Técnico de la edificación (CTE).....	26
3.2 Reglamento de las Instalaciones Térmicas de los edificios (RITE).....	26
3.3 Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones Solares de Baja Temperatura	27
3.4 Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación (DTIE)	27
4 PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO	28
4.1 Descripción del edificio.....	28
4.2 Descripción de las viviendas	32
4.3 Habitabilidad del edificio.....	33
4.4 Descripción de la zona comercial.....	34
5 DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA.....	38



NOMENCLATURA

6	DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO.....	44
6.1	Caracterización del emplazamiento	44
6.2	Radiación solar.....	47
7	CARGAS TÉRMICAS.....	54
7.1	Condiciones de diseño	54
7.1.1	Calefacción en invierno	54
7.1.2	Climatización en verano	55
7.2	Cálculo de cargas térmicas	58
7.2.1	Cargas por transmisión	58
7.2.2	Cargas por radiación	67
7.2.3	Cargas térmicas internas.....	68
7.2.4	Cargas térmicas debidas a ventilación.....	71
7.2.5	Cargas térmicas debidas a infiltraciones.....	74
7.2.6	Cargas térmicas debidas a la instalación.....	76
7.2.7	Coeficiente de seguridad.....	77
7.2.8	Resumen de las cargas térmicas	78
8	SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR.....	80
8.1	Principio de funcionamiento del colector.....	80
8.2	Componentes principales del colector.....	81
8.3	Mezcla de anticongelante.....	85
8.4	Pérdidas en el colector solar plano	90
8.4.1	Cálculo de las resistencias térmicas	91
8.4.2	Resumen de resistencias térmicas.....	101
8.4.3	Cálculo de las pérdidas mediante las resistencias térmicas	102
8.4.4	Cálculo del calor útil mediante las resistencias térmicas.....	104
8.4.5	Complejidad del cálculo.....	105
8.4.6	Cálculo de las pérdidas mediante las curvas del fabricante.....	108
8.4.7	Comparación de resultados.....	109



NOMENCLATURA

8.5	Selección del caudal.....	110
9	INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS).....	113
9.1	Componentes principales de la instalación de ACS.....	113
9.2	Cálculo de la instalación.....	113
9.3	Procedimiento de cálculo	121
9.3.1	Cálculos anuales	122
9.3.2	Cálculos mensuales	123
9.4	Análisis de resultados.....	124
10	INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN	131
10.1	Cumplimiento del Código Técnico de la Edificación.....	131
10.2	Determinación del número máximo de colectores	131
10.2.1	Descripción de la cubierta del edificio	131
10.2.2	Determinación de sombras.....	132
10.3	Justificación de la instalación de ACS, calefacción y climatización	136
11	SISTEMA DE CALEFACCIÓN	139
11.1	Sistema de calefacción por suelo radiante.....	139
11.2	Comparación del suelo radiante con el sistema de calefacción tradicional .	139
11.3	Componentes principales del sistema de suelo radiante	140
11.4	Ventajas del suelo radiante	141
11.5	Cálculo del sistema de ACS y calefacción	144
11.6	Análisis de resultados.....	156
11.7	Dimensionado del sistema de calefacción por suelo radiante.....	165
12	SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN	169
12.1	Sistema de climatización mediante máquina de absorción.....	169
12.2	Comparación del ciclo de absorción con el ciclo de compresión mecánica .	169
12.3	Componentes principales de la máquina de absorción.....	174



NOMENCLATURA

12.4 Fluidos de trabajo	175
12.5 Ventajas de la máquina de absorción	178
12.6 Cálculo del sistema de ACS y climatización.....	179
12.7 Análisis de resultados.....	192
12.8 Dimensionado del sistema de climatización mediante máquina de absorción..	201
13 DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR	203
13.1 Distribución de energía solar.....	203
13.2 Distribución de energía solar en los meses con demanda de calefacción... 204	
13.2.1 Análisis de resultados.....	206
13.3 Distribución de energía solar en los meses con demanda de climatización 209	
13.3.1 Análisis de resultados.....	212
13.3.2 Dimensionamiento del disipador	214
13.4 Distribución de energía solar en los meses frontera	214
13.5 Resumen de resultados.....	217
13.5.1 Calor útil y demanda.....	219
13.5.2 Distribución final de energía solar	219
14 SISTEMA DE ACUMULACIÓN	222
14.1 Descripción del sistema de acumulación	222
14.2 Dimensionado del tanque ACS	223
14.3 Dimensionado del tanque solar	229
15 SISTEMA DE INTERCAMBIO.....	230
15.1 Descripción del sistema de intercambio	230
15.2 Componentes de un intercambiador de calor de placas	230
15.3 Funcionamiento de los intercambiadores de placas	233
15.4 Tipos de intercambiadores de placas.....	234
15.5 Ventajas y limitaciones de los intercambiadores de placas	236
15.6 Dimensionamiento del sistema de intercambio	238



NOMENCLATURA

15.6.1 Método de la diferencia efectiva de temperaturas.....	238
15.6.2 Método de la efectividad y el número de unidades de transmisión....	240
15.6.3 Cálculo del número de placas	241
15.7 Resumen de resultados.....	242
16 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN	246
16.1 Descripción del sistema de distribución	246
16.2 Componentes del sistema de distribución.....	247
16.3 Tuberías	247
16.3.1 Características generales de las tuberías	247
16.3.2 Dimensionamiento de las tuberías	248
16.4 Aislante de tuberías.....	250
16.4.1 Características generales del aislante de tuberías.....	250
16.4.2 Dimensionamiento del aislante de tuberías.....	250
16.5 Bombas	251
16.5.1 Características generales.....	251
16.5.2 Cálculo de las pérdidas de carga	252
16.5.3 Selección de las bombas de circulación.....	259
16.6 Vasos de expansión	262
16.7 Válvulas	266
17 SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA	267
17.1 Descripción del sistema auxiliar de energía.....	267
17.2 Tipos de configuración	267
17.3 Dimensionamiento del sistema auxiliar de energía	269
18 MANTENIMIENTO DE LA INSTALACIÓN	272
18.1 Plan de vigilancia.....	273
18.2 Plan de mantenimiento preventivo	274



NOMENCLATURA

19	ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL	275
19.1	Introducción	275
19.2	Demanda de energía y energía aportada por la instalación solar	275
19.3	Instalaciones a comparar	277
19.3.1	Instalación solar	277
19.3.2	Instalación convencional 1	278
19.3.3	Instalación convencional 2	278
19.4	Potencial de emisiones de CO ₂	279
19.5	Previsión de impacto ambiental	280
19.5.1	Instalación solar	281
19.5.2	Instalación convencional 1	281
19.5.3	Instalación convencional 2	282
19.6	Comparación de instalaciones	283
20	ANÁLISIS ECONÓMICO	286
20.1	Introducción	286
20.2	Presupuesto	286
20.3	Subvenciones	289
20.4	Viabilidad económica	290
20.5	Viabilidad económica respecto a la instalación convencional del tipo 1	293
20.6	Viabilidad económica respecto a la instalación convencional del tipo 2	298
21	RESUMEN Y CONCLUSIONES	303
21.1	Resumen	303
21.2	Conclusiones	311
22	REFERENCIAS	314
	PROGRAMACIÓN EN MATHCAD	317
	PLANOS	325
	HOJAS DE CARACTERÍSTICAS	334



NOMENCLATURA

NOMENCLATURA



NOMENCLATURA

General

A	Área, m ²
C_{\max}	Caudal máximo horario, l/h
COP	Coefficiente de operación de la máquina de absorción
C_p	Calor específico a presión constante, J/kg·K
D	Diámetro, m
D_h	Diámetro hidráulico, m
d	Distancia, m
E	Energía, J
E_T	Grado de estratificación del tanque
e	Espesor, m
f_f	Factor de forma
f_m	Factor de mezcla
f_{SF}	Factor de fricción
g	Aceleración de la gravedad m/s ²
H	Altura, m
h	Coefficiente de transferencia de calor por convección, W/m ² ·K
h_{fg}	Calor latente de evaporación, J/kg
HR	Humedad relativa
I	Intensidad media útil sobre plano horizontal, W/m ²
I_T	Intensidad media útil sobre plano inclinado, W/m ²
k	Conductividad térmica, W/m·K



NOMENCLATURA

L	Longitud, m
l_c	Longitud característica, m
N_{VE}	Número de viviendas estándar
NTU	Número de unidades de transferencia
P	Perímetro
Q_{Bomba}	Caudal a bombear por la bomba l/h
Q_{diario}	Consumo diario, l
Q_{diario}	Consumo máximo diario, l
R	Resistencia térmica, K/ W
S	Sección, m ²
T	Temperatura, K ó °C; Periodo punta, h
U	Coefficiente global de transferencia de calor, W/m ² ·K
V	Volumen, m ³
VE	Vivienda estándar
V^*	Permeabilidad, m ³ /m ² ·h
v	Velocidad, m/s

Letras griegas

α	Ángulo de azimut, rad ; Difusividad, m ² /s
β	Ángulo de inclinación rad; Coeficiente volumétrico de expansión térmica, 1/K
ε	Eficiencia; Emisividad
ξ	Porcentaje de propilenglicol
η	Rendimiento



NOMENCLATURA

λ	Conductividad térmica, W/m·K
μ	Viscosidad dinámica, kg/m·s
ν	Viscosidad cinemática del aire, m ² /s
υ	Volumen específico, m ³ /kg
ρ	Densidad de masa, kg/m ³
σ	Constante de Stefan-Boltzmann, W/m ² ·K ⁴
φ	Coefficiente de simultaneidad
ϖ	Relación de humedad, kg(agua)/kg(aire)
Δ_{ACS}	Variación de la demanda de ACS
ΔP	Pérdida de carga, Pa

Número adimensionales

Gr	Número de Grashof
Nu	Número de Nusselt
Pr	Número de Prandtl
Ra	Número de Rayleigh
Re	Número de Reynolds

Colector solar plano

η_0	Rendimiento óptico del colector
a_1	Coefficiente de la curva de rendimiento, W/m ² ·K
a_2	Coefficiente de la curva de rendimiento, W/m ² ·K ²
$q_{\text{útil}}$	Calor útil obtenido del colector, W
$q_{\text{ópticas}}$	Pérdidas ópticas en el colector, W



NOMENCLATURA

q_{sup} Pérdidas térmicas en el colector por la parte superior, W

q_{inf} Pérdidas térmicas en el colector por la parte inferior, W

q_p Pérdidas térmicas totales, W

Resistencias térmicas del colector K/ W

R_{conv} Resistencia de convección forzada en la parte trasera de los colectores

R_{caja} Resistencia de conducción en la caja

$R_{aislante}$ Resistencia de conducción en el aislante

R_{fluido} Resistencia de convección en el interior de los tubos del colector

R_{tubo} Resistencia de conducción en el tubo

R_{placa} Resistencia de conducción en la placa absorbadora

R_{radI} Resistencia de radiación entre el absorbedor y el cristal del colector

R_{convI} Resistencia de convección entre la placa absorbadora y el cristal de la cubierta

$R_{cristal}$ Resistencia de conducción en el cristal de la cubierta

R_{convE} Resistencia de convección sobre el cristal de la cubierta

R_{radE} Resistencia de radiación en el exterior del cristal de la cubierta

Resistencias térmicas del suelo radiante, K/W

R_{agua} Resistencia de convección del agua que circula por el interior de las tuberías

R_{tubo} Resistencia de conducción de las tuberías de polietileno

$R_{contacto}$ Resistencia térmica de contacto existente entre el material de las tuberías y el cemento



NOMENCLATURA

$R_{cemento}$ Resistencia de conducción del mortero de cemento

$R_{pavimento}$ Resistencia de conducción del pavimento

R_{aire} Resistencia de convección del aire del local

R_{Total} Resistencia térmica total del suelo radiante

Caudales, l/h

\dot{m}_1 Caudal en el circuito primario

\dot{m}_2 Caudal en el circuito secundario

\dot{m}_{acs} Caudal de fluido del circuito de agua caliente sanitaria

\dot{m}_{cons} Caudal de fluido del circuito de consumo

\dot{m}_{cale} Caudal de fluido que circula por el sistema de calefacción

\dot{m}_{clim} Caudal de fluido que circula por el sistema de climatización

Temperaturas, K

T_0 Temperatura ambiente

T_{SE} Temperatura seca exterior

T_{SL} Temperatura seca del local

T_{cielo} Temperatura del cielo

$T_{cristal}$ Temperatura del cristal de la cubierta del colector

$T_{cristalabajo}$ Temperatura de la superficie interior del cristal de la cubierta



NOMENCLATURA

T_{placa}	Temperatura de la placa absorbedora
$T_{confort}$	Temperatura de confort
T_{ci}	Temperatura de entrada a colectores
T_{co}	Temperatura de salida de colectores
T_{ice}	Temperatura de entrada al intercambiador de calor solar
T_{ics}	Temperatura de salida del intercambiador de calor solar
T_{ico}	Temperatura de entrada al tanque solar (lado primario)
T_{ici}	Temperatura de salida del tanque solar (lado primario)
T_{et}	Temperatura de entrada al tanque solar (lado consumo)
T_{st}	Temperatura de salida del tanque solar (lado consumo)
T_{acse}	Temperatura de entrada al tanque ACS
T_{acss}	Temperatura de salida del tanque ACS
T_{acsr}	Temperatura de retorno del intercambiador de ACS
T_{cons}	Temperatura de salida del tanque de ACS a consumo
T_{gene}	Temperatura de entrada al sistema de calefacción/climatización
T_{gens}	Temperatura de salida al sistema de calefacción/climatización
T_{t1}	Temperatura media del tanque solar
T_{t2}	Temperatura media del tanque ACS
T_{sum}	Temperatura de suministro al consumidor



NOMENCLATURA

Calores, kW

$q_{\text{útil}90}$	Calor útil que proporciona la instalación multipropósito diseñada con 90 colectores
$q_{\text{útil}78}$	Calor útil que proporciona la instalación multipropósito diseñada con 78 colectores
\dot{Q}_{PC}	Pérdidas en el conjunto de todos los colectores
q_{p_bajada}	Pérdida de calor en la tubería de bajada
q_{p_subida}	Pérdida de calor en la tubería de subida
q_{acs}	Calor demandado para la producción de ACS
q_{cale}	Carga térmica de calefacción, calor demandado para satisfacer la demanda de calefacción
q_{lim}	Carga térmica de climatización, calor demandado para satisfacer la demanda de climatización
q_{SR}	Potencia del suelo radiante
q_{MA}	Potencia de la máquina de absorción
q_{acs_solar}	Calor procedente de la instalación solar destinado a la producción de ACS
q_{cale_solar}	Calor procedente de la instalación solar destinado a satisfacer la demanda de calefacción
$q_{c\lim_solar}$	Calor procedente de la instalación solar destinado a satisfacer la demanda de climatización
$q_{excedente}$	Calor excedente

Fracciones solares

f_{\min}	Fracción solar mínima (para ACS)
f_{acs}	Fracción solar para ACS



NOMENCLATURA

f_{cale} Fracción solar para calefacción

f_{clim} Fracción solar para climatización

Variables económicas

A Ahorro de combustible

$I_{inicial}$ Inversión inicial

C_{mto} Coste de mantenimiento

c Incremento del precio del combustible

i Tasa de interés

f Valor de la inflación



MEMORIA

MEMORIA



Capítulo 1 - INTRODUCCIÓN

1 INTRODUCCIÓN

1.1 Origen de la energía solar

En la década de 1970, cuando los países productores de petróleo elevaron su valor a cifras nunca previstas, los países consumidores de petróleo comprendieron que era de vital importancia buscar fuentes de energía alternativas a aquellas que se extinguirán eventualmente, las “no renovables”. Asimismo se comenzó a hacer hincapié en un mejor aprovechamiento de la energía, mediante el uso racional y cuidadoso de la misma.

De esta forma, se llegó a la conclusión de que la energía obtenida directamente del Sol era la que presentaba mayores posibilidades de aprovechamiento de entre todas las energías renovables.

1.2 Características de la energía solar

La energía solar es un tipo de energía renovable y limpia, perteneciente al grupo de energías consideradas “verdes”, las cuales provienen de fuentes respetuosas con el medio ambiente, ya que no inciden sobre él de manera negativa.

La potencia de la radiación solar varía de acuerdo al momento del día, las condiciones atmosféricas y la latitud. La radiación solar nunca será igual a lo largo de un año, ya que muy probablemente disminuirá durante el invierno (que es la época del año en la cual solemos requerir la mayor cantidad de energía). De modo que ha de tenerse en cuenta que esta energía está sometida a permanentes fluctuaciones.

La radiación solar puede ser aplicada principalmente de dos maneras:

- A través de tecnologías (obteniendo de este modo energía térmica y eléctrica).
- En forma directa, ya sea a través del viento, las olas o la fotosíntesis (combinadas con el uso de tecnologías, se conseguirá energía térmica y eléctrica).



Capítulo 1 - INTRODUCCIÓN

Dentro de estos dos grupos de aprovechamiento de energía solar pueden encontrarse, entre muchos otros, los siguientes tipos de energía:

- energía solar pasiva, que aprovecha el calor del Sol sin la necesidad de un sistema mecánico.
- energía solar híbrida, que combina este tipo de energía con el uso de combustibles.
- energía eólico solar, que funciona con el aire calentado por el Sol.

1.3 Obtención de la energía solar

Captando de forma adecuada la radiación solar puede obtenerse calor y electricidad. El calor se logra mediante los captadores o colectores térmicos, y la electricidad, a través de los denominados módulos fotovoltaicos. Ambos procesos nada tienen que ver entre sí, ni en cuanto a su tecnología ni en su aplicación.

Sistemas de aprovechamiento térmico

El calor recogido en los colectores puede destinarse a satisfacer numerosas necesidades. Por ejemplo, se puede obtener agua caliente para consumo doméstico o industrial, o bien para dar calefacción a las viviendas, hoteles, colegios, fábricas, etc. Incluso se pueden climatizar las piscinas y permitir el baño durante gran parte del año.

Otra de las más prometedoras aplicaciones del calor solar es la refrigeración durante las épocas cálidas. En efecto, la obtención de frío requiere una fuente de calor, la cual puede perfectamente tener su origen en unos colectores solares instalados en el tejado o azotea.

Las aplicaciones agrícolas son muy amplias. Con invernaderos solares pueden obtenerse mayores y más tempranas cosechas; los secaderos agrícolas consumen mucha menos energía si se combinan con un sistema solar. Otro ejemplo son las plantas de purificación o desalinización de aguas que pueden funcionar sin consumir ningún tipo de combustible.



Capítulo 1 - INTRODUCCIÓN

Sistemas de aprovechamiento eléctrico

Actualmente los paneles solares se perfilan como la solución definitiva al problema de la electrificación rural, con clara ventaja sobre otras alternativas, puesto que los paneles que carecen de partes móviles, resultan totalmente inalterables al paso del tiempo, no contaminan ni producen ningún ruido en absoluto y no consumen combustible. Además, y aunque con menos rendimiento, funcionan también en días nublados, puesto que captan la luz que se filtra a través de las nubes.

La electricidad que así se obtiene puede usarse de manera directa (por ejemplo para sacar agua de un pozo o para regar, mediante un motor eléctrico), o bien puede ser almacenada en acumuladores para usarse en las horas nocturnas. También es posible inyectar la electricidad generada en la red general, obteniendo un importante beneficio.

Si se consigue que el precio de las células solares siga disminuyendo, iniciándose su fabricación a gran escala, es muy probable que, para la segunda década del siglo, una buena parte de la electricidad consumida en los países ricos en sol tenga su origen en la conversión fotovoltaica.

1.4 Ventajas e inconvenientes de la energía solar

Pueden enumerarse las siguientes ventajas de la energía solar frente a otras no renovables:

- Es energía no contaminante. No hay emisión de dióxido de carbono a la atmósfera y los impactos ambientales por la contaminación de aire y agua son bajos.
- Proviene de una fuente de energía inagotable. El Sol ha brillado en el cielo desde hace unos cinco mil millones de años, y se calcula que todavía no ha llegado ni a la mitad de su existencia.
- Es un sistema de aprovechamiento de energía idóneo para zonas donde el tendido eléctrico no llega (campo, islas), o es dificultoso y costoso su traslado.
- La tecnología está bien desarrollada y puede instalarse con rapidez.



Capítulo 1 - INTRODUCCIÓN

- El coste de dichos sistemas disminuye a medida que la tecnología se desarrolla, mientras que el coste de los combustibles aumenta con el paso del tiempo porque las reservas tienden a agotarse dado el ritmo de consumo actual.

La utilización de la energía solar no está exenta de desventajas, tales como las que se enumeran a continuación:

- El nivel de radiación fluctúa de una zona a otra y de una estación del año a otra. La radiación solar es menor en invierno, precisamente cuando más se suele necesitar.
- Para recolectar energía solar a gran escala se requieren grandes extensiones de terreno.
- Requiere gran inversión inicial, de modo que los costes iniciales pueden desalentar a los compradores.
- Se debe complementar este método de convertir energía con otros. La energía solar puede ser complementada con otras energías convencionales, para evitar la necesidad de grandes y costosos sistemas de acumulación.
- Los lugares donde hay mayor radiación, son lugares desérticos y alejados, en los que la energía no se aprovecha para desarrollar actividad agrícola o industrial, etc.

1.5 Futuro de la energía solar

El futuro de la energía solar reside en ver a la energía fotovoltaica como una solución viable al reemplazo de los combustibles fósiles.

La energía solar es la que ayudará a las naciones más pobres a vivir dignamente, pues el Sol es una fuente de energía gratuita para todos los habitantes del planeta y la clave está en saber aprovecharla.

Los proyectos para promulgar un excelente y eficiente futuro de la energía solar tendrán lugar en algunos lugares europeos pero ocuparán mayormente las áreas pobres. Pese a que el Sol sí es una fuente de energía gratuita, las energías eléctrica y térmica derivadas tecnológicamente de él no lo son debido a las costosas instalaciones que han de amortizarse y mantenerse. Por ello será necesario que los



Capítulo 1 - INTRODUCCIÓN

gobiernos fomenten el plan de subvenciones y créditos para la comercialización de los paneles fotovoltaicos.

Por otro lado, se pedirá a la gente que deje algunos prejuicios de lado ya que la energía eléctrica convencional no brinda mejores resultados que la que se obtiene a partir de la radiación solar. La manera de eliminar dichos prejuicios es diseñar instalaciones eficientes y operativas que, aunque parcialmente basadas en energías renovables, proporcionen un servicio de calidad similar a las actuales. Ello pasa por la integración de las energías renovables en sistemas híbridos que, mediante el apoyo parcial en tecnologías convencionales alcancen los siguientes objetivos:

- La reducción en el consumo de energía primaria.
- La reducción de emisiones contaminantes a la atmósfera.
- La estabilidad del suministro eléctrico.

En definitiva, no bastará con disminuir el consumo el consumo de energía primaria. Dicha disminución deberá ir acompañada de un cambio en las políticas energéticas, apostando fuerte por recursos energéticos inagotables e inocuos como la energía solar.

1.6 Marco actual en España

El Plan de Energías Renovables en España (PER) 2005-2010 constituye la revisión del Plan de Fomento de las energías Renovables en España 2000-2010 hasta ahora vigente, y trata de mantener el compromiso de cubrir con fuentes renovables al menos el 12% del consumo total de energía en 2010.

En España, la creciente y excesiva dependencia energética exterior -alrededor de un 80% en los últimos años- y la necesidad de preservar el medio ambiente, obligan al fomento de fórmulas eficaces para un uso eficiente de la energía y la utilización de fuentes limpias. Por tanto, el crecimiento sustancial de las fuentes renovables, junto con una importante mejora de la eficiencia energética, responde a motivos de estrategia económica, social y medioambiental.



Capítulo 1 - INTRODUCCIÓN

El sol es una fuente de energía abundante y con amplias posibilidades, que está llamada a jugar un papel mucho más importante en nuestro país que el que actualmente desempeña. España, por su privilegiada situación y climatología, se ve particularmente favorecida respecto al resto de los países de Europa, ya que sobre cada metro cuadrado de su suelo inciden al año unos 1.500 Kwh de energía.

La aplicación de la energía solar térmica asociada a la aprobación del Código Técnico de la Edificación puede presentar un gran desarrollo en España debido a las siguientes razones:

- Existencia de recursos solares muy favorables para el desarrollo de esta tecnología.
- Adecuación técnica y económica de la energía solar térmica al sector de nuevas viviendas con grandes perspectivas de desarrollo en los próximos años.
- Oportunidad para que una gran parte de la sociedad participe directamente en el desarrollo de las energías renovables.

Las medidas planteadas en el PER están dirigidas a salvar las barreras de carácter económico, tecnológico y social existentes. El éxito de los importantes objetivos de crecimiento está ligado a salvar dichas barreras.

Se plantean las siguientes líneas de innovación tecnológica durante el horizonte del Plan:

Desarrollo de nuevos captadores

Para aplicaciones a temperatura del rango del agua caliente puede ser interesante en España el desarrollo de captadores de bajo coste, basados en la aplicación de nuevos materiales u otros conceptos.

Procesos de fabricación

Se hace necesaria una apreciable innovación en los procesos de fabricación, comenzando por la automatización de los mismos e implementando nuevas líneas con tecnologías avanzadas y nuevos productos.



Capítulo 1 - INTRODUCCIÓN

Nuevas aplicaciones

La refrigeración con energía solar es una aplicación muy prometedora con un alto potencial para la energía solar térmica ya que la demanda de refrigeración en edificios está creciendo y dando lugar a un incremento de consumo de energía eléctrica y de problemas de abastecimiento.

En muchos de los procesos industriales, una parte de la demanda de calor podría ser cubierta con energía solar.

La desalinización solar es una aplicación que podría desarrollarse como solución en situaciones específicas.



Capítulo 2 - OBJETIVO Y JUSTIFICACIÓN

2 OBJETIVO Y JUSTIFICACIÓN

2.1 Objetivo

El objetivo del presente proyecto es el diseño de una instalación solar térmica de baja temperatura para el suministro de agua caliente sanitaria (ACS) de un edificio de viviendas y para la calefacción y climatización de la zona comercial situada en la planta baja de dicho edificio.

Para ello se realizará un estudio detallado de la demanda de ACS y de las cargas térmicas de calefacción y climatización, diseñándose para tales condiciones la instalación más apropiada.

Asimismo se realizará un estudio de impacto ambiental en el que se calculará la reducción de las emisiones de gases contaminantes, tales como el CO₂, a la atmósfera.

Por último resulta imprescindible una valoración económica de la instalación, ya que, para que resulte una alternativa atractiva para los consumidores, no se debe incurrir en mayores costes que los que suponen los sistemas tradicionales.

2.2 Justificación

El mundo basa su constante desarrollo en el creciente consumo de energía en alguna de sus variantes: petróleo, gas, carbón, electricidad, etc. Tanto es así que la riqueza y la calidad de vida de las diferentes regiones está directamente relacionada con el uso de los recursos energéticos.

El consumo de energía se ha tomado como indicador del desarrollo industrial: a más consumo, más desarrollo. De la necesidad de cambiar este concepto y de generar un cambio en los hábitos de consumo energético actuales, surge el desarrollo de este proyecto. Al mismo tiempo se afronta el problema de la escasez de combustibles fósiles y se pretende reducir las emisiones de gases de efecto invernadero a la atmósfera.

No sería racional no intentar aprovechar, por todos los medios técnicamente posibles, la energía proveniente del Sol, fuente energética gratuita, limpia e inagotable, que disminuye dependencia del petróleo o de otras alternativas poco seguras, contaminantes o, simplemente, agotables.



Capítulo 2 - OBJETIVO Y JUSTIFICACIÓN

La realización de este proyecto tiene en cuenta las ventajas que lleva consigo una instalación con colectores solares:

- Reducción de la emisión de gases de efecto invernadero a la atmósfera y contribución al cumplimiento de los compromisos establecidos en el Protocolo de Kyoto.
- Utilización de una fuente de energía renovable e inagotable.
- Contribución a la diversificación energética lo que implica la disminución del grado de dependencia de recursos fósiles.
- Desarrollo de actividades económicas e industriales, con efectos positivos sobre la economía.
- Reducción de las pérdidas en el transporte de la energía, pues se produce en el mismo lugar que se consume, lo que supone un aumento de la eficiencia energética.



Capítulo 3 - NORMATIVA

3 NORMATIVA

El presente proyecto se ha desarrollado considerando las especificaciones indicadas en la normativa que se comenta a continuación:

3.1 Código Técnico de la edificación (CTE)

Es el marco normativo por el que se regulan las exigencias básicas de calidad que deben cumplir los edificios, incluidas sus instalaciones, para satisfacer los requisitos básicos de seguridad y habitabilidad.

El CTE establece dichas exigencias básicas para cada uno de los requisitos básicos de “seguridad estructural”, “seguridad en caso de incendio”, “seguridad de utilización”, “higiene, salud y protección del medio ambiente”, “protección contra el ruido” y “ahorro de energía y aislamiento térmico”. Éstas deben cumplirse tanto en el proyecto, como en la construcción, el mantenimiento y la conservación de los edificios y sus instalaciones.

En la sección HE 1 de este documento, se hace referencia a la limitación de demanda energética, agrupando las características con las que limitar adecuadamente la demanda de energía en el edificio para alcanzar el “bienestar térmico”, en función del clima de la localidad, del uso del edificio, de la estación...

3.2 Reglamento de las Instalaciones Térmicas de los edificios (RITE)

Constituye el marco normativo básico en el que se regulan las exigencias de eficiencia energética y de seguridad que deben cumplir las instalaciones térmicas en los edificios para atender la demanda de bienestar e higiene de las personas.

Se desarrolla con un enfoque basado en prestaciones u objetivos, es decir, 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. Este enfoque se contrapone al enfoque tradicional de especificaciones técnicas detalladas que limitan la gama de soluciones aceptables e impiden el uso de nuevos productos y de técnicas innovadoras.



Capítulo 3 - NORMATIVA

3.3 Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones Solares de Baja Temperatura

El objeto de este documento es fijar las condiciones técnicas mínimas que deben cumplir las instalaciones solares térmicas para calentamiento de líquido, especificando los requisitos de durabilidad, fiabilidad y seguridad.

3.4 Documentos Técnicos de Instalaciones en la Edificación (DTIE)

En la realización de este proyecto se ha tenido en cuenta el volumen DTIE 1.01 sobre la preparación de agua caliente para usos sanitarios y el volumen DTIE 8.03 que se refiere a las instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria.

Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

4 PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

4.1 Descripción del edificio

El edificio en el que se basa la realización de este proyecto es un bloque de viviendas que consta de garaje, zona comercial, siete plantas de viviendas, ático y cubierta, localizado en la provincia de Granada.



Figura 4.1- Mapa de España
(FUENTE: www.educacion.es)

La sección transversal del edificio objeto de estudio es la que se muestra a continuación:

Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

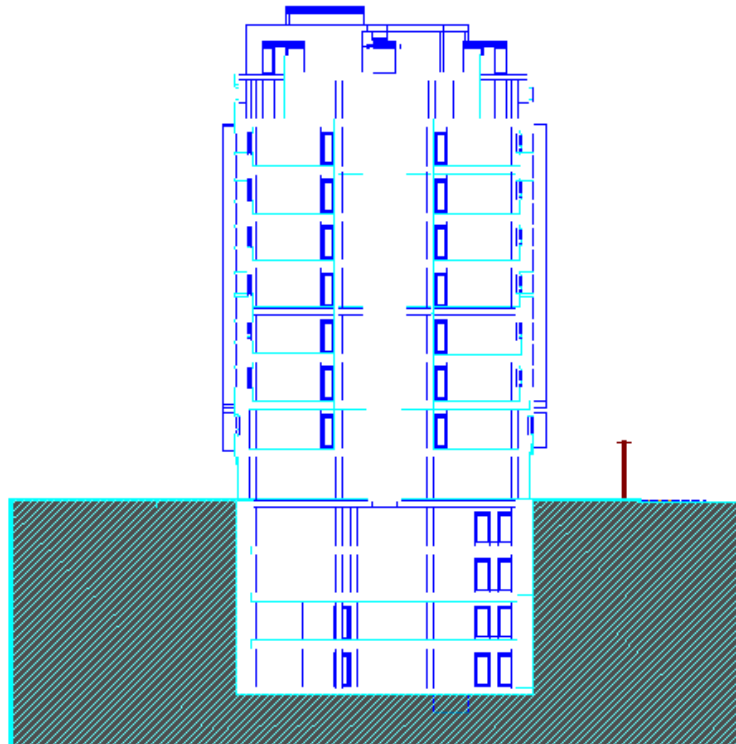


Figura 4.2 - Sección del edificio
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

- Sótanos de garajes

Existen cuatro plantas subterráneas dedicadas al aparcamiento de los vehículos de los propietarios de las viviendas. En total hay cabida para 129 coches.

El acceso a las viviendas puede realizarse directamente desde cada una de estas plantas a través de dos ascensores y una escalera por cada portal. La distribución de cada uno de los sótanos es la siguiente:

Planta del sótano 4: consta de 34 plazas de aparcamiento.

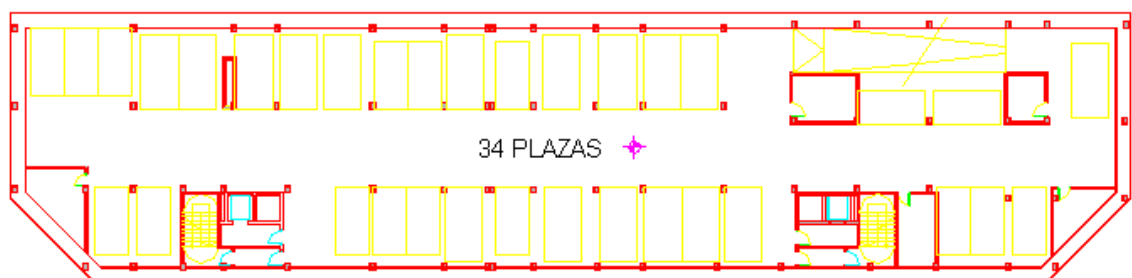


Figura 4.3 - Planta del sótano 4
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

Planta del sótano 3: consta de 33 plazas de aparcamiento.

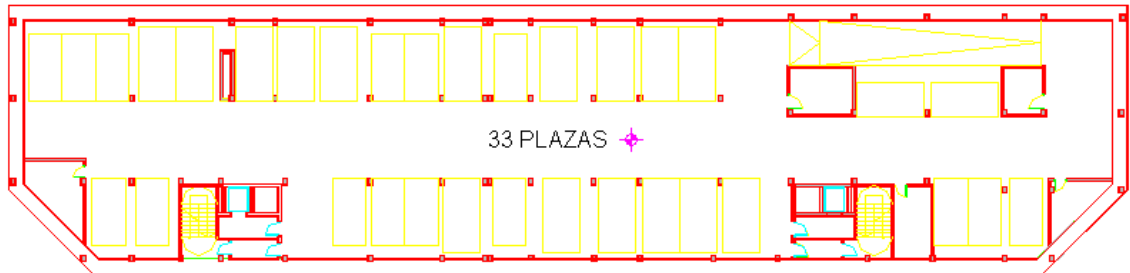


Figura 4.4 - Planta del sótano 3
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

Planta del sótano 2: consta de 31 plazas de aparcamiento.

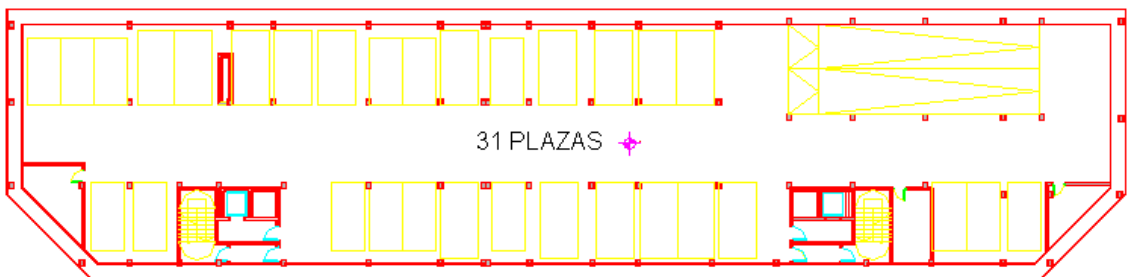


Figura 4.5 - Planta del sótano 2
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

Planta del sótano 1: consta de 31 plazas de aparcamiento.

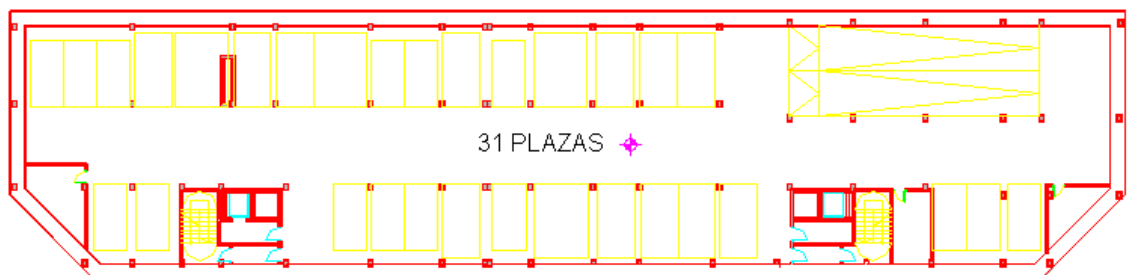


Figura 4.6 - Planta del sótano 1
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

- Planta baja

La planta baja consta de dos portales, una amplia zona comercial, dos zonas de trasteros comunitarios y dos zonas de instalaciones. A los ascensores y las escaleras mencionadas anteriormente hay que añadir un nuevo acceso a las viviendas mediante escaleras desde la planta baja en cada uno de los portales.

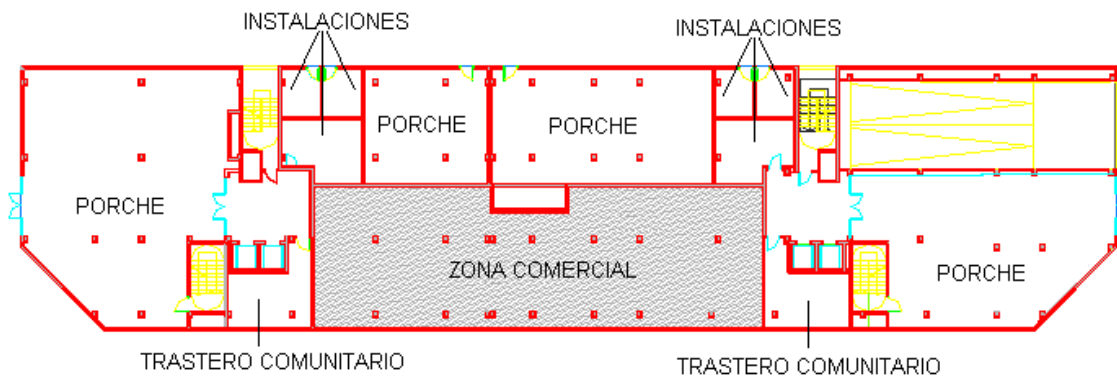


Figura 4.7 - Planta baja
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

Asimismo es posible apreciar la rampa de acceso al garaje.

- Planta tipo

El edificio de viviendas objeto de estudio consta de siete pisos. A uno de los portales le corresponden ocho viviendas de un dormitorio por piso. Al otro, le corresponden dos viviendas de tres dormitorios, cinco viviendas de dos dormitorios y una de un dormitorio, por piso. La distribución de todas las viviendas es la que se muestra a continuación.

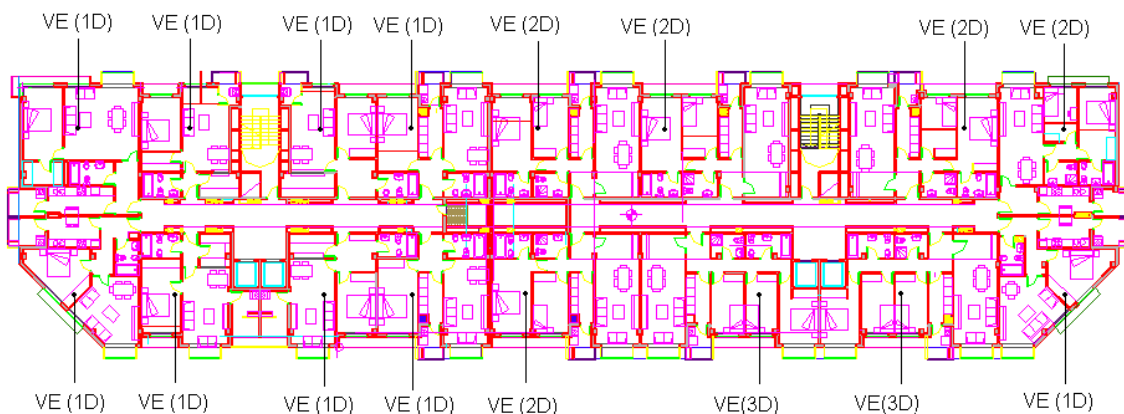


Figura 4.8 - Planta tipo
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

▪ Ático

El edificio presenta un último piso acondicionado para viviendas. La planta del ático es la siguiente:

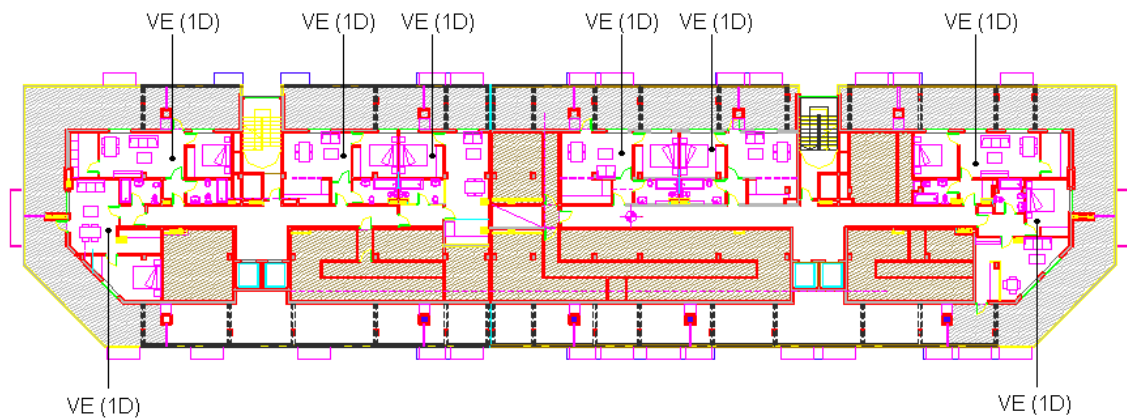


Figura 4.9 - Planta ático
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

El ático consta de ocho viviendas, cuatro correspondientes a cada portal, de un dormitorio cada una de ellas.

4.2 Descripción de las viviendas

Existen tres tipos de viviendas estándar en el edificio.

Las viviendas estándar de un dormitorio presentan un cuarto de baño con bañera, salón comedor y cocina. Tienen una superficie habitable de aproximadamente 52 m², salvo las localizadas en el ático que tienen unos 40 m².

Las viviendas estándar de dos dormitorios tienen una superficie habitable de unos 76 m². Presentan un cuarto de baño con bañera, un aseo con plato de ducha, salón comedor y cocina.

Las viviendas estándar de tres dormitorios tienen las mismas características que las de dos, pero con una habitación más.



Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

4.3 Habitabilidad del edificio

La estimación del número de personas que habitan el edificio objeto de estudio se realiza a partir de una asignación de personas por vivienda siguiendo las indicaciones dadas en el Código Técnico de la Edificación.

En la sección HE 4 de dicho documento se hace referencia a la contribución mínima de agua caliente sanitaria. Atendiendo al uso residencial de las viviendas, el número mínimo de personas por cada una de ellas es el que se muestra en la siguiente tabla.

Número de dormitorios	1	2	3	4	5	6	7	Más de 7
Número de personas	1.5	3	4	6	7	8	9	Nº de dormitorios

Con los datos anteriores es posible estimar el número de habitantes en una planta tipo como sigue a continuación:

$$9VE(1D) \cdot \frac{1.5 \text{ personas}}{VE(1D)} + 5VE(2D) \cdot \frac{3 \text{ personas}}{VE(2D)} + 2VE(3D) \cdot \frac{4 \text{ personas}}{VE(3D)} = 36.5 \text{ personas}$$

Como existen 7 pisos en el edificio con las mismas características, es preciso multiplicar el resultado anterior por siete, lo que da lugar a 255.5 personas.

Asimismo hay que añadir el número de personas que pueden habitar el ático:

$$8VE(1D) \cdot \frac{1.5 \text{ personas}}{VE(1D)} = 12 \text{ personas}$$

Por lo tanto el número mínimo de habitantes en el edificio es de 267.5.

Dado que los valores que se reflejan en la exigencia básica utilizada son mínimos, de aquí en adelante se considerará que la ocupación del edificio a estudiar es de 268 habitantes.

Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

4.4 Descripción de la zona comercial

La zona comercial de la planta baja del edificio es un local de aproximadamente 282 m² destinado a la ubicación de un gimnasio.

$$A_{LOCAL} = 30.3m \cdot (3.4 + 6.2)m - 5.4m \cdot 1.7m = 281.7m^2$$

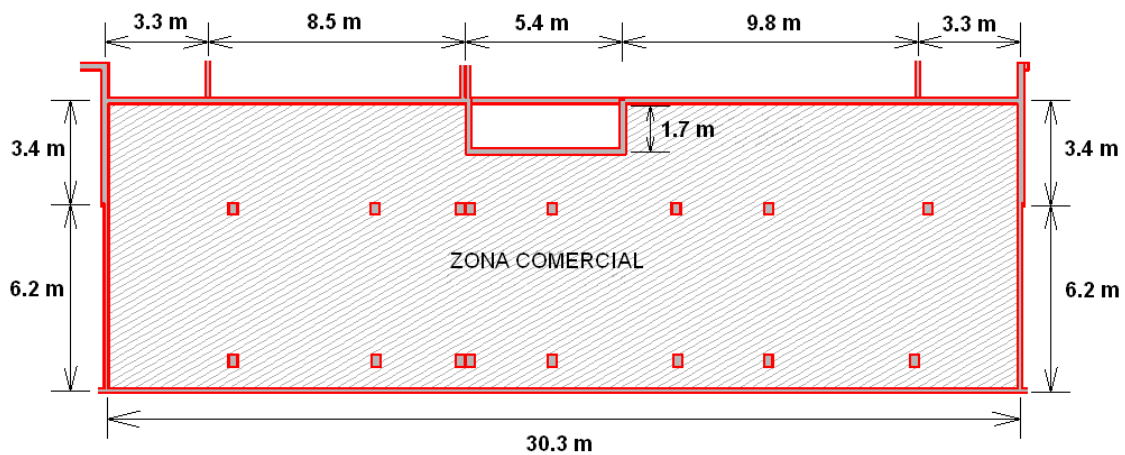


Figura 4.10 - Detalle zona comercial (planta)
(FUENTE: Elaboración propia)

A continuación se detallan las dimensiones de cada una de las paredes del local comercial según su orientación.

Cara norte

Corresponde con la parte trasera del local. Se distinguen en ella tres zonas, una contigua a la zona de instalaciones y el porche de uno de los portales del edificio, otra contigua a la zona de instalaciones y el porche del otro portal y una tercera parte que comunica con un patio de luces. Tiene ventanas que facilitan la ventilación, de las siguientes dimensiones:

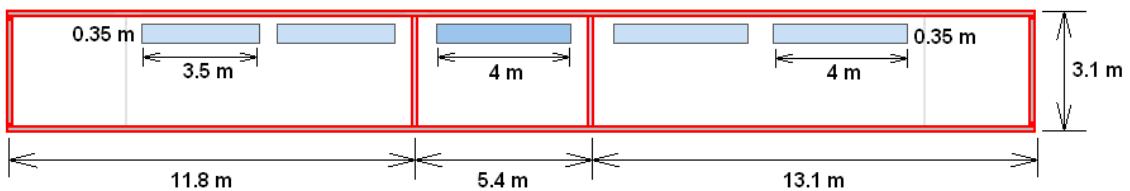


Figura 4.11- Detalle zona comercial (cara norte)
(FUENTE: Elaboración propia)

Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

$$A_{VENTANAS}^{NORTE} = 2 \cdot (0.35m \cdot 3.5m) + 3 \cdot (0.35m \cdot 4m) = 6.65m^2$$

$$A_{PARED}^{NORTE} = 3.1m(11.8m + 1.7m + 5.4m + 1.7m + 13.1m) - A_{VENTANAS}^{NORTE} = 97.82m^2$$

Cara este

Se trata de una pared contigua al trastero comunitario y a la zona de escaleras y ascensores de uno de los dos portales del edificio. Desde el interior del gimnasio la cara este del local presenta las dimensiones que se muestran a continuación.

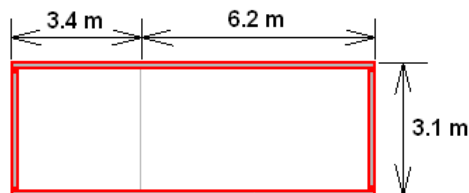


Figura 4.12 - Detalle zona comercial (cara este)
(FUENTE: Elaboración propia)

$$A_{PARED}^{ESTE} = 3.1m(3.4m + 6.2m) = 29.76m^2$$

Cara sur

Corresponde con la parte delantera del local. Se trata de una pared contigua a la calle y que consta de dos puertas de idénticas dimensiones que se identifican como la puerta principal del establecimiento y una puerta secundaria utilizable en caso de emergencias. Asimismo esta cara del local presenta cinco ventanas de las mismas características que las de la cara norte.

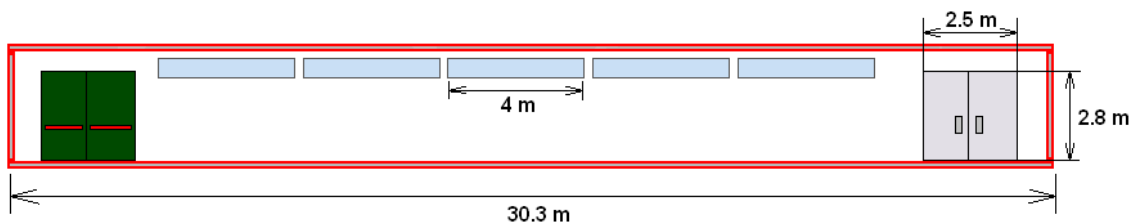


Figura 4.13 - Detalle zona comercial (cara sur)
(FUENTE: Elaboración propia)

Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

$$A_{VENTANAS}^{SUR} = 5 \cdot 0.35m \cdot 4m = 7m^2$$

$$A_{PUERTA\ PRINCIPAL}^{SUR} = 2.8m \cdot 2.5m = 7m^2$$

$$A_{PUERTA\ EMERGENCIA}^{SUR} = 2.8m \cdot 2.5m = 7m^2$$

$$A_{PARED}^{SUR} = 3.1m \cdot 30.3m - A_{VENTANAS}^{SUR} - A_{PUERTA\ PRINCIPAL}^{SUR} - A_{PUERTA\ EMERGENCIA}^{SUR} = 72.93m^2$$

Cara oeste

Se trata de una pared contigua al trastero comunitario y al descansillo de las escaleras y ascensores de uno de los dos portales del edificio. Desde el interior del gimnasio la cara oeste del local presenta las dimensiones que se muestran a continuación.

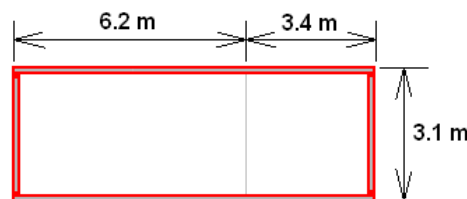


Figura 4.14 - Detalle zona comercial (cara oeste)
(FUENTE: Elaboración propia)

$$A_{PARED}^{OESTE} = 3.1m(6.2m + 3.4m) = 29.76m^2$$

Continuando el estudio de la zona comercial, para determinar la ocupación del gimnasio y poder calcular posteriormente la demanda de agua caliente sanitaria correspondiente a este tipo de establecimiento, se debe tener en cuenta el carácter simultáneo o alternativo del recinto, considerando el régimen de actividad y de uso previsto.

El Código Técnico de la Edificación recoge las exigencias básicas de seguridad en caso de incendios. En la sección SI 3, que hace referencia a la evacuación de ocupantes, se indica la densidad de ocupación en función de la superficie útil del recinto.



Capítulo 4 - PLANTEAMIENTO DEL PROYECTO

Uso previsto	Zona, tipo de actividad	Ocupación (m ² /persona)
Docente	Conjunto de la planta o del edificio	10
	Locales diferentes de aulas, como laboratorios, talleres, gimnasios, salas de dibujo, etc.	5
	Aulas (excepto de escuelas infantiles)	1.5
	Aulas de escuelas infantiles y salas de lectura de bibliotecas	2

Por lo tanto, dada la superficie útil del local y los datos de la tabla anterior, puede calcularse la densidad de ocupación del gimnasio como sigue a continuación:

$$282m^2 \cdot \frac{1\text{persona}}{5m^2} = 56.4\text{personas}$$

El local utilizado como gimnasio puede dar servicio, cumpliendo las exigencias de evacuación en caso de incendio, a 56 usuarios.



Capítulo 5 - DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA

5 DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA

El cálculo de la demanda de agua caliente sanitaria depende del consumo que se realice en las viviendas así como de la demanda de ACS del local comercial de la planta baja, en este caso, los litros de ACS que demanda el gimnasio.

En el artículo 7 de la ordenanza municipal sobre captación solar térmica en el municipio de Granada se recoge una tabla con los siguientes parámetros para la baremación del consumo de ACS.

Tipo	Consumo diario
Viviendas	40 l/persona
Hospitales y clínicas (*)	60 l/cama
Residencias geriátricas (*)	40 l/persona
Hoteles	100 l/habitación
Camping	60 l/emplazamiento
Gimnasios y vestuarios deportivos	30 a 40 l/usuario
Fábricas y talleres	20 l/persona
Cuarteles (*)	30 l/persona
(*) Sin considerar el consumo de comedores y lavanderías.	

La temperatura del agua caliente se establece en 45° C, sin embargo, en el Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación (DTIE 1.01), que versa sobre la preparación de agua caliente para usos sanitarios, se indica que para edificios destinados a uso residencial con sistemas dotados de acumulación el ACS se preparará a la temperatura de 60° C, en cumplimiento de las recomendaciones de la norma UNE 1000.030.



Capítulo 5 - DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA

El problema de la legionela requiere preparar el agua a 60° C, por lo menos para instalaciones centralizadas con acumulación.

Los brotes de legionelosis aparecen cuando las personas inhalan aerosoles que contienen agua (por ejemplo, los procedentes de las torres de agua para refrigeración de aire acondicionado, fuentes, aspersores de riego, duchas, etc.) contaminados con la bacteria de la legionela

Los organismos de la legionela se pueden encontrar en diversos tipos de sistemas de agua. No obstante, la bacteria se reproduce en grandes cantidades en las aguas calientes y estancadas (32°-40°C), como las de ciertos sistemas de conducción de agua y tanques de agua caliente, torres de refrigeración y condensadores evaporativos de grandes sistemas de aire acondicionado y en los remolinos de agua de los balnearios.

Los fundamentos de la prevención de la legionelosis son el diseño y mantenimiento mejorados de las torres de refrigeración y los sistemas de conducción de agua (especialmente del agua caliente sanitaria, para limitar el crecimiento y expansión de los microorganismos de la legionela.

Es evidente que las razones sanitarias deben prevalecer sobre cualquier otra consideración.

Por lo anteriormente indicado sobre la legionela, la demanda de agua caliente sanitaria se calcula a partir de la información de la sección HE 4 del Código Técnico de la Edificación, del que se extrae la siguiente tabla detallada sobre la demanda de ACS a 60°.



Capítulo 5 - DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Criterio de demanda	Litros ACS/día a 60°C	
Viviendas unifamiliares	30	Por persona
Viviendas multifamiliares	22	Por persona
Hospitales y clínicas	55	Por cama
Hotel ****	70	Por cama
Hotel **	55	Por cama
Hotel/Hostal **	40	Por cama
Camping	40	Por emplazamiento
Hostal/Pensión *	35	Por cama
Residencia (ancianos, estudiantes, etc.)	55	Por cama
Vestuarios/Duchas colectivas	15	Por servicio
Escuelas	3	Por alumno
Cuarteles	20	Por persona
Fábricas y talleres	15	Por persona
Administrativos	3	Por persona
Gimnasios	20 a 25	Por usuario
Lavanderías	3 a 5	Por kilo de ropa
Restaurantes	5 a 10	Por comida
Cafeterías	1	Por almuerzo

La demanda de ACS de todo el edificio se estima teniendo en cuenta la demanda de las viviendas y la del gimnasio de la zona comercial de la planta baja, tal y como se muestra a continuación:



Capítulo 5 - DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA

$$\dot{V}_{ACS} = \dot{V}_{VIVIENDAS} + \dot{V}_{GIMNASIO} = 268 \text{ personas} \cdot \frac{22 \text{ litros ACS}}{\text{persona y dia}} + 56 \text{ usuarios} \cdot \frac{25 \text{ litros ACS}}{\text{usuario y dia}}$$

$$\dot{V}_{ACS} = \dot{V}_{VIVIENDAS} + \dot{V}_{GIMNASIO} = \frac{5896 \text{ litros ACS}}{\text{dia}} + \frac{1400 \text{ litros ACS}}{\text{dia}}$$

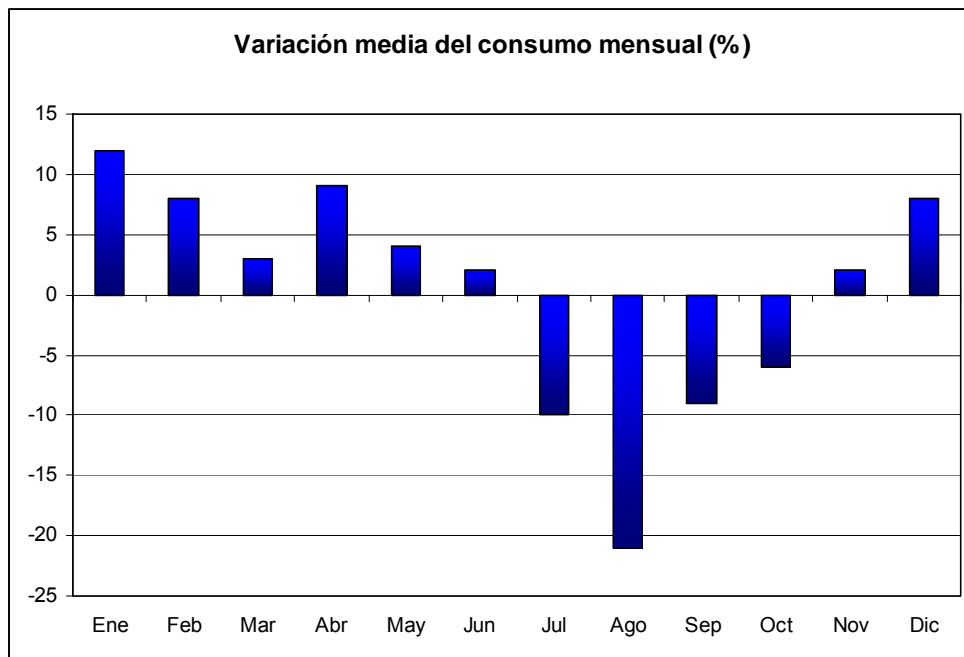
$$\dot{V}_{ACS} = \frac{7296 \text{ litros ACS}}{\text{dia}}$$

Hay que tener en cuenta que la demanda de ACS varía a lo largo del año debido principalmente a dos factores:

- La temperatura del agua de la red de abastecimiento cambia a lo largo del año.
- La temperatura a la que se demanda el agua en verano es menor.

Estadísticamente está demostrado que la demanda de ACS fluctúa en función de la época del año. En el documento DTIE 1.01 sobre la preparación de agua caliente para usos sanitarios, se recoge la siguiente gráfica que representa la variación media del consumo mensual.

Capítulo 5 - DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA



Se aprecia que durante los meses de verano la demanda de ACS disminuye notablemente. Por tanto, la gráfica anterior puede interpretarse como un factor de corrección del consumo mes a mes, que se muestra en la siguiente tabla:

ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
1.12	1.08	1.03	1.09	1.04	1.02	0.90	0.79	0.91	0.94	1.02	1.08

Por otra parte la instalación sólo es capaz de funcionar durante las horas en las que hay aporte solar, de modo que hay que considerar las horas de sol propias de cada mes.

Con todo ello, el consumo medio mensual se calcula como se indica a continuación:

$$\dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right] = \frac{\dot{V}_{ACS} \left[\frac{l}{día} \right] \cdot \Delta_{ACS} \cdot \rho_{agua} \left[\frac{kg}{l} \right]}{HorasSol \left[\frac{h}{día} \right] \cdot 3600 \left[\frac{s}{h} \right]}$$



Capítulo 5 - DEMANDA DE AGUA CALIENTE SANITARIA

La demanda energética de ACS se calcula considerando la temperatura de preparación o suministro 60°C, por los problemas derivados de la bacteria legionela que se comentaron anteriormente y mediante la siguiente expresión:

$$Q_{ACS} [W] = \dot{m} \left[\frac{kg}{s} \right] \cdot Cp \left[\frac{J}{kgK} \right] \cdot (T_{SUM} - T_{RED}) [K]$$

La demanda energética mensual de ACS, teniendo en cuenta las horas de sol al día y la variación de la demanda a lo largo de año, da como resultado los datos que se recogen en la siguiente tabla:

MES	Demanda (l/día)	Variación demanda	Horas de Sol	T_{SUM} (°C)	T_{RED} (°C)	Consumo (kg/s)	Q_{ACS} (kW)
ENE	7296	1.12	8	60	6	0.282	64.64
FEB	7296	1.08	9	60	7	0.242	54.38
MAR	7296	1.03	9	60	8	0.231	50.88
ABR	7296	1.09	9.5	60	11	0.231	48.07
MAY	7296	1.04	9.5	60	12	0.221	44.93
JUN	7296	1.02	9.5	60	13	0.217	43.15
JUL	7296	0.9	9.5	60	14	0.191	37.26
AGO	7296	0.79	9.5	60	13	0.168	33.42
SEP	7296	0.91	9	60	12	0.204	41.50
OCT	7296	0.94	9	60	11	0.211	43.76
NOV	7296	1.02	8	60	9	0.257	55.60
DIC	7296	1.08	7.5	60	6	0.290	66.49

Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

6 DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

6.1 Caracterización del emplazamiento

La zona climática en la que se encuentra el edificio es un factor a considerar en la realización de un proyecto de estas características pues influye en parámetros como la temperatura de suministro o la fracción de aporte solar (factor f).

En la sección HE 4 del Código Técnico de la Edificación se incluye el siguiente mapa de la península Ibérica dividida en distintas regiones según las condiciones climáticas.

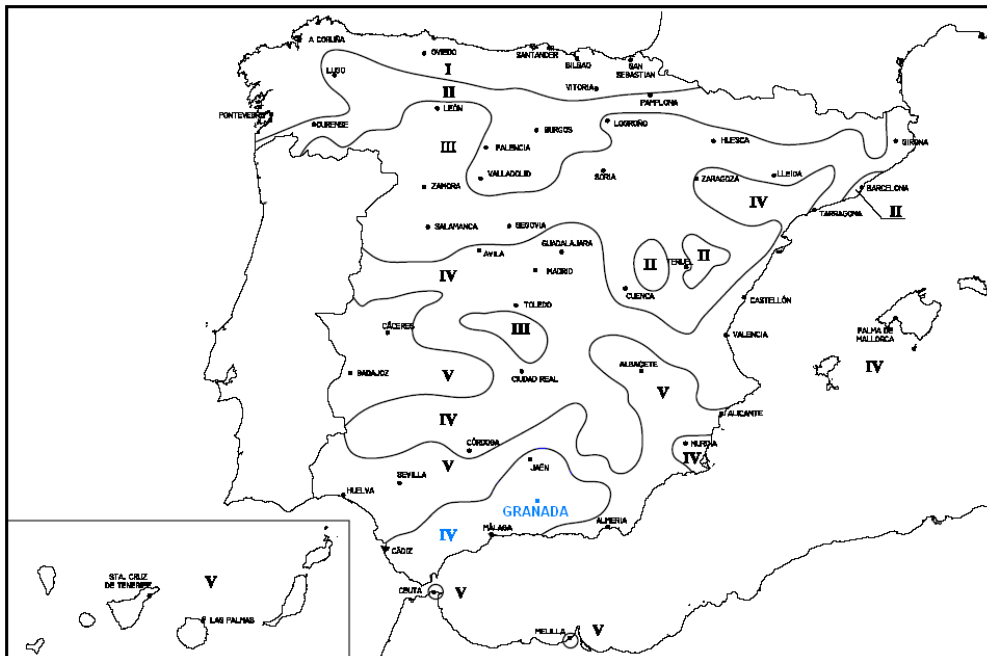


Figura 6.1 - Mapa de distribución de las zonas climáticas
(FUENTE: Código Técnico de la Edificación)

GRANADA	Almuñecar	IV
	Baza	V
	Granada	IV
	Guadix	IV
	Loja	IV
	Motril	V



Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

El edificio objeto de estudio en este proyecto se encuentra localizado en Granada capital, ciudad encuadrada en la zona climática IV.

La contribución solar mínima anual es la fracción entre los valores anuales de la energía solar aportada exigida y la demanda energética anual, obtenidos a partir de los valores mensuales.

En el caso general en el que la fuente energética de apoyo sea gasóleo, propano, gas natural u otras, la contribución solar mínima anual para cada zona climática se indica en la siguiente tabla extraída del CTE.

Demanda total de ACS del edificio (litros/día)	Zona climática				
	I	II	III	IV	V
50-5.000	30	30	50	60	70
5.000-6.000	30	30	55	65	70
6.000-7.000	30	35	61	70	70
7.000-8.000	30	45	63	70	70
8.000-9.000	30	52	65	70	70
9.000-10.000	30	55	70	70	70
10.000-12.500	30	65	70	70	70
12.500-15.000	30	70	70	70	70
15.000-17.500	35	70	70	70	70
17.500-20.000	45	70	70	70	70
> 20.000	52	70	70	70	70

En este caso, para la zona climática IV, una demanda de ACS de 7296 litros /día y a una temperatura de suministro de 60°C, la contribución solar mínima anual es de 70, es decir, que la fracción de aporte solar, f , es un 70%.

El emplazamiento del edificio define el valor de ciertos parámetros como la temperatura media del agua de la red general, la temperatura media ambiente durante las horas de sol, la temperatura mínima histórica (la más baja que se haya medido desde el primer año que se conservan registros de datos), así como la altitud, la latitud, y la longitud. Estos datos se obtienen del Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura.



Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

T_{RED} (°C)

ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
6	7	9	11	12	13	14	13	12	11	9	6	10.3

T_0 (°C)

ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
9	10	13	16	18	24	27	27	24	18	13	9	17.3

	ALTITUD(m)	LATITUD (°)	LONGITUD(°)	T_{MIN} HISTÓRICA
GRANADA	775	37.2	3.7 W	-13 °C

Los datos de la humedad relativa exterior pueden obtenerse de la página de Meteored, de la que se han obtenido los siguientes valores:

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
HR _{EXT} (%)	82	79	72	67	59	50	40	48	58	68	81	81



Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

6.2 Radiación solar

La radiación solar es el flujo de energía que se recibe del Sol en forma de ondas electromagnéticas de diferentes frecuencias (luz visible, infrarroja y ultravioleta). Aproximadamente la mitad de ellas, comprendidas entre $0.4 \mu\text{m}$ y $0.7 \mu\text{m}$, pueden ser detectadas por el ojo humano, constituyendo lo que se denomina como luz visible. De la otra mitad, la mayor parte se sitúa en la parte infrarroja y una pequeña parte en el ultravioleta.

Existen tres tipos de radiaciones que alcanzan la superficie de la Tierra:

- Radiación directa: llega a la Tierra en línea recta desde el círculo solar, sin haber sufrido cambio alguno en su dirección. Este tipo de radiación se caracteriza por proyectar una sombra definida de los objetos opacos que interceptan.
- Radiación difusa: se difunde y dispersa al chocar con la atmósfera. Va en todas direcciones como consecuencia de las reflexiones y absorciones tanto de las nubes como de las partículas de polvo atmosférico, montañas, árboles, edificios, el propio suelo, etc.
- Radiación de albedo: procede de cuerpos cercanos. La cantidad de radiación de este tipo depende del coeficiente de reflexión de la superficie, denominado albedo. Generalmente no se considera a efectos de cálculo debido a las dificultades para determinar su valor, pues depende de los objetos visibles por los captadores solares por encima de la línea del horizonte.

La suma de estos tres tipos de radiación se denomina radiación global.

La radiación suele referirse a un plano horizontal, pues los instrumentos de medida y valoración se posicionan horizontalmente.

El dato de la energía por radiación incidente se relaciona con la cantidad de energía que se puede obtener de la instalación y es imprescindible para calcular el número de colectores necesarios con los que elevar la temperatura del agua de red hasta la de suministro.



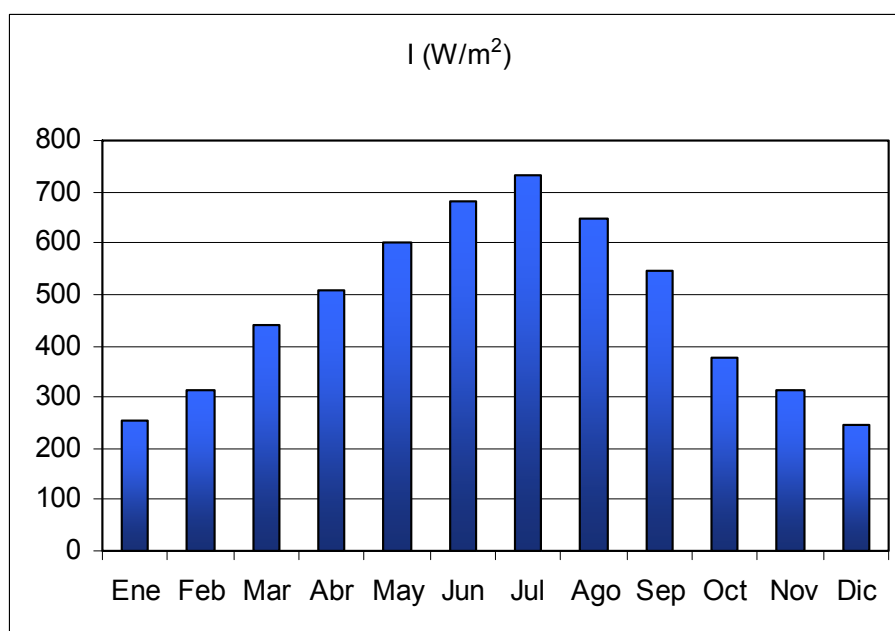
Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

La energía que incide en Granada capital sobre un metro cuadrado de superficie horizontal en un día medio de cada mes se recoge en la siguiente tabla extraída de Censolar.

<i>I</i>	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
MJ/m^2	7.8	10.8	15.2	18.5	21.9	24.8	26.7	23.6	18.8	12.9	9.6	7.1	16.5

De la misma referencia se obtiene la Intensidad media útil sobre horizontal, en un día medio de cada mes medida en W/m^2 . En los siguientes valores ya se ha tenido en cuenta el periodo útil del día en cuanto a la posibilidad de aprovechamiento de energía solar, es decir, se ha deducido la energía incidente en los primeros y últimos momentos del día, en que la oblicuidad de los rayos es muy grande y no se aprovecha dicha energía.

<i>I</i>	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
W/m^2	255	314	441	508	603	682	733	649	546	375	313	246	472.1



Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

Los colectores solares deben tener una orientación e inclinación adecuada para poder recibir los rayos solares en forma perpendicular. En el anexo V del Código Técnico se recoge la forma de determinar los límites en la inclinación y orientación de los colectores de acuerdo a las pérdidas máximas permisibles.

Las pérdidas por este concepto se calculan en función de:

- Ángulo de inclinación, β , definido como el ángulo que forma la superficie de los colectores con el plano horizontal.

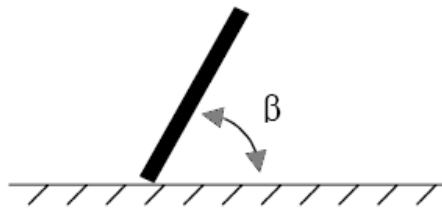


Figura 6.2 - Detalle ángulo de inclinación
(FUENTE: Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja temperatura)

- Ángulo de acimut, α , definido como el ángulo entre la proyección sobre el plano horizontal de la normal a la superficie del colector y el meridiano del lugar.

La inclinación varía según la latitud del lugar y la época del año. La inclinación óptima es igual a la latitud del lugar menos la declinación. Como ésta última es variable a lo largo del año en un intervalo de $\pm 23.5^\circ$, la inclinación también lo es.

En instalaciones de energía solar térmica no es una práctica frecuente modificar la inclinación de los colectores. Dado que se pretende dejar fijos los colectores en la azotea del edificio a lo largo de todo el año, es común multiplicar la latitud del lugar por un factor de 0.9 para determinar la inclinación idónea de los colectores.

$$\beta = 37.2^\circ \cdot 0.9 = 33.48^\circ \approx 34^\circ$$

$$\beta = 33.48^\circ$$

En cuanto a la orientación, por encontrarse localizado el edificio en el hemisferio Norte, los colectores deberán orientarse hacia el Sur, pues es más favorable y permite colocar mayor número de ellos minimizando zonas de sombras, de modo que el ángulo de acimut es nulo ($\alpha = 0^\circ$).

Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

$\alpha = 0^\circ$

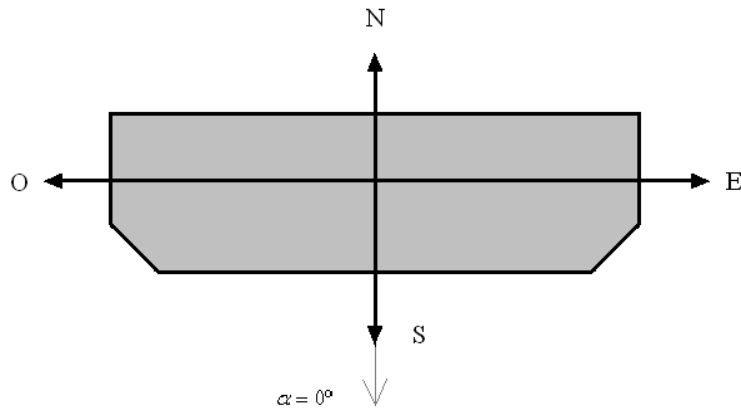


Figura 6.3 - Orientación del edificio de inclinación
(FUENTE: Elaboración propia)

Conocido el ángulo de acimut del captador solar, se determinan las pérdidas máximas para la inclinación en el caso $\phi = 41^\circ$, dependiendo del caso en el que se encuentren los captadores.

Caso	Pérdidas máximas por orientación e inclinación
General	10%
Superposición arquitectónica	20%
Integración arquitectónica	30%

- Superposición arquitectónica: los captadores están colocados paralelos a la envolvente del edificio, de manera que su inclinación coincide con la del tejado, no aceptándose en este concepto la disposición horizontal con el objetivo de favorecer la autolimpieza del colector.
- Integración arquitectónica: los captadores cumplen una doble función energética y arquitectónica, y además sustituyen elementos constructivos convencionales o son elementos constituyentes de la composición arquitectónica.
- Caso general.: lo constituyen el resto de posibilidades

Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

En este caso, la azotea horizontal del bloque de viviendas a estudiar ha permitido elegir un ángulo de inclinación adecuado, luego es un caso general y las pérdidas por orientación e inclinación no deben superar el 10%.

A continuación se tratará de evaluar si las pérdidas por orientación e inclinación del captador están dentro de los límites permitidos para una instalación en la azotea de un edificio en la que los captadores se orientan hacia el Sur (acimut $\alpha = 0^\circ$) y con una inclinación de 33.48° respecto a la horizontal, en Granada capital cuya latitud es de 37.2° .

Conocido el acimut, cuyo valor, como se indicó anteriormente, es cero, se determinan los límites para la inclinación para el caso de $\phi = 41^\circ$. Los puntos de intersección del límite de pérdidas del 10% (borde exterior de la región 90%-95%), con la recta de acimut nos proporcionan los valores (ver figura):

Inclinación máxima = 60°

Inclinación mínima = 7°

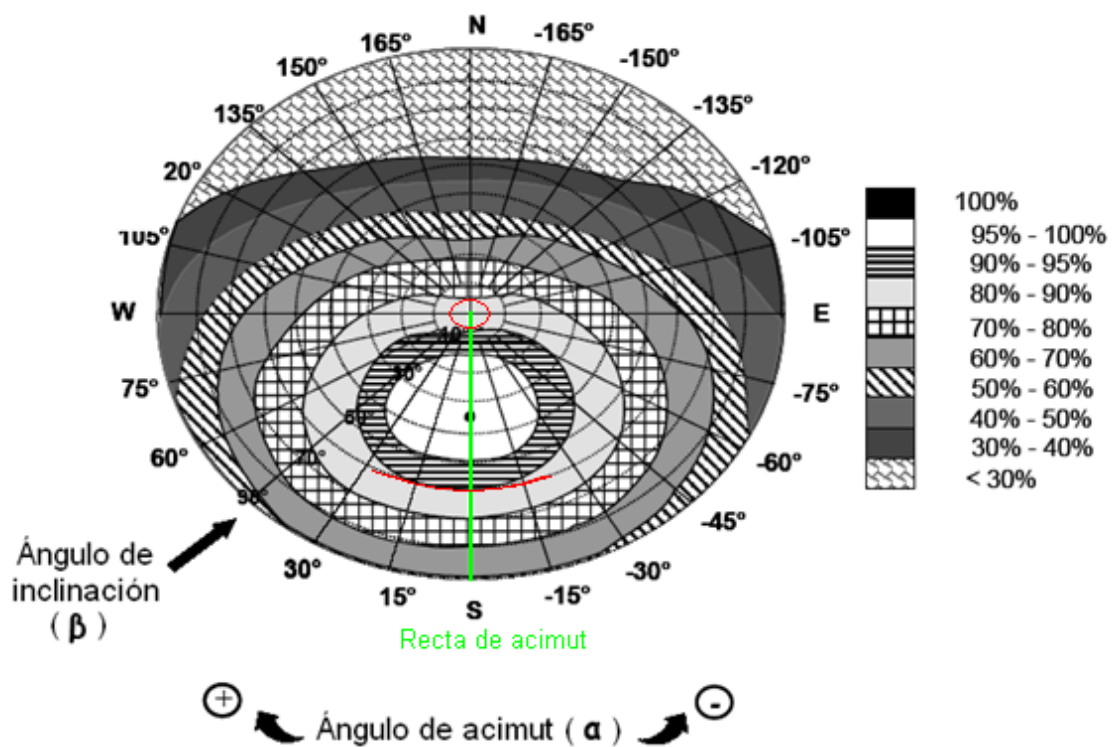


Figura 6.4 - Pérdidas máximas según ángulo de inclinación
(FUENTE: Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja temperatura)



Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

Los límites de inclinación aceptables se corrigen en función de la diferencia entre la latitud del lugar en cuestión y la de 41°, de acuerdo con las siguientes fórmulas:

$$\text{Inclinación máx} = \text{Inclinación máx} (\phi = 41^\circ) - (41^\circ - \text{latitud})$$

$$\text{Inclinación min} = \text{Inclinación min} (\phi = 41^\circ) - (41^\circ - \text{latitud})$$

De manera que corregido para la latitud de Granada capital:

$$\text{Inclinación máx} = 60^\circ - (41^\circ - 37.2) = 56.2^\circ$$

$$\text{Inclinación min} = 7^\circ - (41^\circ - 37.2^\circ) = 3.2^\circ$$

Por tanto, esta instalación, de inclinación 33.48°, cumple los requisitos de pérdidas por orientación e inclinación.

Tras comprobar que no existen problemas de pérdidas debido a la disposición de los captadores en la azotea ni en la orientación del edificio, se plantea el factor de corrección k para superficies inclinadas. Dicho factor representa el cociente entre la energía total incidente en un día sobre una superficie orientada hacia el ecuador e inclinada un determinado ángulo, y otra horizontal.

LATITUD $\approx 37^\circ$												
β	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
35°	1.33	1.24	1.14	1.03	0.96	0.93	0.96	1.04	1.17	1.32	1.42	1.41

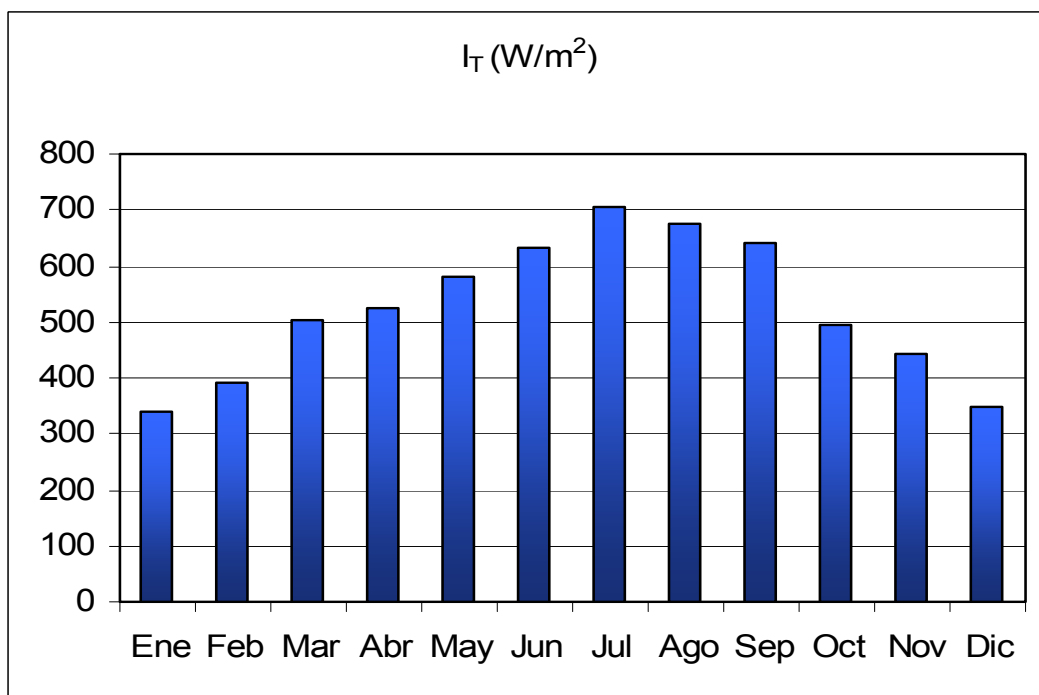
Por lo tanto, aplicando la siguiente expresión en la que se multiplica el valor de la energía por radiación solar incidente sobre superficie horizontal por el factor de corrección k , se obtiene el valor de la radiación incidente sobre los colectores de la instalación solar mes a mes:

$$I_T \left[\frac{W}{m^2} \right] = k \cdot I \left[\frac{W}{m^2} \right]$$



Capítulo 6 - DESCRIPCIÓN DEL EMPLAZAMIENTO

I_T	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	AÑO
$\frac{W}{m^2}$	339	389	503	523	579	634	704	675	639	495	444	347	523





Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

7 CARGAS TÉRMICAS

7.1 Condiciones de diseño

7.1.1 Calefacción en invierno

En calefacción, hay que tener en cuenta que las cargas son pérdidas de calor, puesto que la temperatura del ambiente exterior es inferior a la temperatura interior del local a calefactar.

Condiciones de diseño en el ambiente térmico interior

El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) establece que la exigencia de calidad térmica del ambiente se considera satisfecha en el diseño y dimensionado de la instalación térmica, si los parámetros que definen el bienestar térmico, como la temperatura seca del aire, la humedad relativa o la velocidad media del aire en la zona ocupada se mantienen dentro de ciertos valores.

De dicho reglamento se extrae la siguiente tabla en la que se recogen las condiciones interiores de diseño de la temperatura operativa y la humedad relativa:

Estación	Temperatura interior (°C)	Humedad relativa (%)
Invierno	21...23	40...50

Por lo tanto para el invierno se han establecido los siguientes valores:

$$T_{SL} = 21^{\circ}C$$

$$HR_{int} = 40\%$$

Condiciones de diseño en el ambiente térmico exterior

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y dirección del viento, así como la radiación solar. Estas magnitudes no son constantes ni a lo largo del día ni a lo largo del año, por lo que generalmente se recurre a la asignación de valores típicos para cada mes y cada localidad.



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

El sistema de calefacción por suelo radiante, el más adecuado para instalaciones solares, resulta más eficaz si trabaja durante todo el día. Por este motivo, para el dimensionamiento de la instalación es conveniente tomar la temperatura exterior media diaria, en lugar de la media de las temperaturas mínimas exteriores como cabría pensar inicialmente.

Para los meses en los que presumiblemente se utilice el sistema de calefacción se tomarán los siguientes valores:

	ENE	FEB	MAR	NOV	DIC
T_{SE} ($^{\circ}C$)	9	10	13	13	9

Otro parámetro que caracteriza las condiciones exteriores de diseño es la velocidad del viento. Meteored proporciona una base de datos registrados en la estación meteorológica del aeropuerto de Granada desde el año 1929.

Para posteriores cálculos que requieran datos de la velocidad del viento se tomarán válidos los siguientes valores:

v_{viento}	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Km/h	5.06	6.55	7.95	9.19	9.03	9.10	8.94	8.27	7.26	6.36	5.32	4.96

Los valores recogidos en la tabla anterior corresponden a la media de la velocidad del viento media mensual desde el año 1978 hasta el año 2008.

7.1.2 Climatización en verano

El sistema de climatización se diseña para mantener el ambiente interior del gimnasio localizado en la planta baja del edificio a una temperatura adecuada e inferior a la del ambiente exterior, que se sitúa por encima de los límites de confort.



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Condiciones de diseño en el ambiente térmico interior

El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) establece que la exigencia de calidad térmica del ambiente se considera satisfecha en el diseño y dimensionado de la instalación térmica, si los parámetros que definen el bienestar térmico, como la temperatura seca del aire, la humedad relativa o la velocidad media del aire en la zona ocupada se mantienen dentro de ciertos valores.

De dicho reglamento se extrae la siguiente tabla en la que se recogen las condiciones interiores de diseño de la temperatura operativa y la humedad relativa:

Estación	Temperatura interior (°C)	Humedad relativa (%)
Verano	23...25	45...60

Por lo tanto para el verano se han establecido los siguientes valores:

$$T_{SL} = 24^{\circ}C$$

$$HR_{int} = 55\%$$

Condiciones de diseño en el ambiente térmico exterior

El ambiente exterior de una localidad viene definido por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y dirección del viento, así como la radiación solar. Estas magnitudes no son constantes a lo largo del día ni del año, por lo que generalmente se asignan valores típicos para cada mes y cada localidad.

Atendiendo a los datos recogidos en el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura, para los meses en los que presumiblemente se utilice el sistema de climatización deberían tomarse los siguientes valores:

	JUN	JUL	AGO	SEP
T_{SE} (°C)	24	27	27	24



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Sin embargo, si se empleasen estas temperaturas para el diseño del aire acondicionado, no sería necesario climatización en Junio ni en Septiembre, lo cual no se corresponde con la realidad en Granada. La razón estriba en que el intervalo horario durante el que se emplea el aire acondicionado suele restringirse a las horas de más calor mientras que las temperaturas proporcionadas anteriormente hacen referencia a la temperatura media diaria, considerando las 24 horas del día.

El diseño correcto del aire acondicionado requiere considerar una temperatura exterior mayor. La base de datos de Meteored recopila datos tomados desde 1929 en la estación meteorológica del aeropuerto de Granada. La temperatura máxima que se presenta en la siguiente tabla es la media de la temperatura máxima de los meses de verano desde 1988 hasta 2008.

	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP
$T_{SE\max} (^{\circ}C)$	34.8	39.2	41.8	41.5	36.9

Cabe destacar que también se ha considerado el mes de mayo para el diseño del aire acondicionado puesto que en Granada, buena parte de los días de este mes superan los 24°C.

A falta de una información más precisa, se opta por emplear la media entre la temperatura máxima y la media en cada uno de los meses de verano, es decir:

	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP
$T_{SE} (^{\circ}C)$	26.4	31.6	34.4	34.2	30.5



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

7.2 Cálculo de cargas térmicas

La carga térmica es la potencia de refrigeración o calefacción que requiere una instalación, en un determinado instante, para mantener unas condiciones interiores dadas. El diseño de una instalación térmica requiere determinar del modo más preciso posible la potencia térmica (o frigorífica) necesaria para cubrir la demanda motivo de la instalación.

Bajo el concepto de carga térmica se engloba todo fenómeno que tiende a modificar la temperatura y la humedad (o cantidad de vapor de agua existente) en el local. Si sólo se modifica la temperatura seca del aire, se trata de una carga sensible. Si se modifica la cantidad de vapor de agua, de una carga latente.

El cálculo de las cargas térmicas consiste en efectuar un balance de pérdidas y ganancias de calor, tanto sensibles, como latentes.

El objetivo de este apartado es calcular las cargas térmicas de la zona comercial de la planta baja del edificio objeto de estudio en este proyecto, que es la que se pretende calefactar y climatizar mediante la energía obtenida con los captadores solares.

7.2.1 Cargas por transmisión

Las cargas térmicas de transmisión son cargas sensibles que se calculan mediante la siguiente expresión:

$$Q_{\text{Transmisión}} = U \cdot A \cdot \Delta t_e$$

Siendo

U Coeficiente global de transmisión de calor ($\text{W}/\text{m}^2\text{°C}$)

A Superficie del cerramiento a través del cual se produce la transferencia de calor (m^2)

Δt_e Diferencia de temperatura equivalente

La diferencia de temperatura equivalente se define de forma distinta en cada uno de los siguientes casos:



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Pared, puerta o zona acristalada dando al exterior: $\Delta t_e = T_{SE} - T_{SL}$

Techo o pared dando a otro local no acondicionado: $\Delta t_e = \frac{T_{SE} + T_{SL}}{2} - T_{SL}$

Donde:

T_{SE} Temperatura seca exterior de proyecto (°C)

T_{SL} Temperatura seca del local (°C)

$T_{OtroLocal}$ Temperatura seca del local acondicionado contiguo (°C)

El local comercial objeto de estudio se encuentra bajo una planta de viviendas, que también se encuentra a la temperatura de confort, por lo que no existirá carga térmica de transmisión a través del techo.

Para calcular la potencia térmica transmitida a través del suelo, es preciso estimar la temperatura del garaje. Se opta por utilizar la siguiente estimación, que permite obtener unas temperaturas suavizadas respecto a la temperatura ambiente, algo superiores en invierno y algo inferiores en verano:

$$T_{GARAJE} = T_{RED} + 7^{\circ}C$$

La diferencia de temperatura equivalente utilizada para calcular la transferencia de calor por transmisión a través del suelo viene dada por la expresión:

$$\Delta t_e = \frac{T_{GARAJE} + T_{SL}}{2} - T_{SL}$$

El coeficiente global de transmisión de calor es función de las resistencias térmicas y de los coeficientes de convección interior y exterior. Por lo tanto se tienen cinco valores de U, relativos a las paredes y muros exteriores del local, al techo, al suelo, a las ventanas y a la puerta. Dicho coeficiente se calcula mediante la siguiente expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{1}{h_{int}} + \sum_i \frac{e_i}{\lambda_i}} \quad \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Donde

$$h_{ext} \text{ Coeficiente de convección del aire exterior } \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$h_{int} \text{ Coeficiente de convección del aire interior del local } \left[\frac{W}{m^2 K} \right]$$

$$e_i \text{ Espesor de la capa de material tipo } i \text{ [m]}$$

$$\lambda_i \text{ Conductividad térmica del material tipo } i \left[\frac{W}{mK} \right]$$

Paredes y muros exteriores

Material	Espesor e (cm)	λ (W/m°C)	e/λ (m²°C/W)
Revestimiento de mortero de cemento	2.5	1.40	0.018
Ladrillo perforado	25	0.76	0.329
Pantalla antivapor de aluminio	0.4	240	0.000
Aislante, lana de vidrio Tipo V	5	0.033	1.515
Ladrillo hueco doble	10	0.49	0.204
Revestimiento de mortero de cemento	2.5	1.40	0.018
Enlucido de yeso	2	0.30	0.067
			2.151

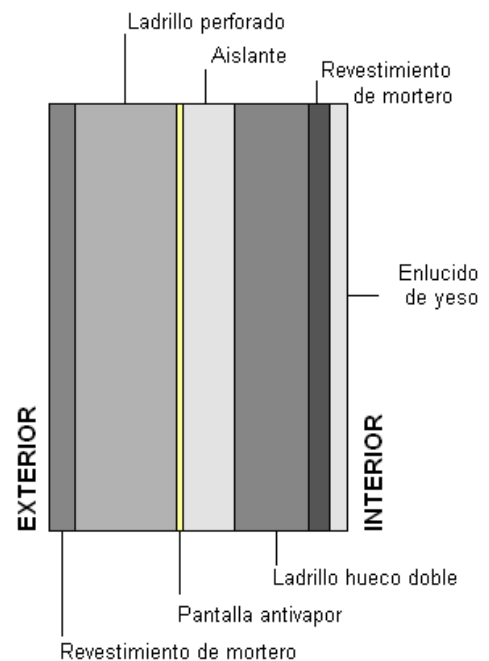


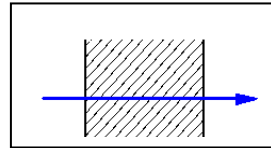
Figura 7.1 - Sección transversal de pared y muro exterior
(FUENTE: Elaboración propia)

Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

El valor de los coeficientes de convección para cerramientos verticales y flujo de calor horizontal se encuentra especificado en la sección HE 1 del Código Técnico, relativa a la limitación de demanda energética:

$$\frac{1}{h_{ext}} = 0.04 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_{int}} = 0.13 \frac{m^2 K}{W}$$



Con los datos anteriores, el coeficiente global de transferencia de calor resulta ser:

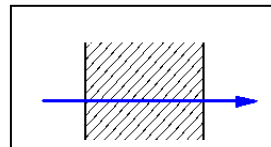
$$U_{PARED\ EXT} = 0.431 \frac{W}{m^2 K}$$

Particiones interiores

Se considera una composición similar a la de los muros que dan al exterior del edificio, de forma que la diferencia reside en el valor de los coeficientes de convección que ahora corresponden a particiones interiores verticales:

$$\frac{1}{h_{ext}} = 0.13 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_{int}} = 0.13 \frac{m^2 K}{W}$$



El coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U_{PARED\ PORCHE} = 0.415 \frac{W}{m^2 K}$$

Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Techo



Figura 7.2 - Sección transversal del techo
(FUENTE: Elaboración propia)

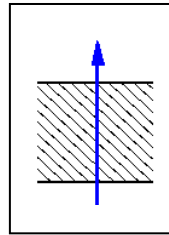
Material	Espesor e (cm)	λ (W/m°C)	e/λ (m ² °C/W)
Lámina bituminosa	0.6	0.19	0.032
Mortero de cemento	10	1.40	0.071
Lámina de lana de vidrio (tipo VI)	4	0.036	1.111
Hormigón	4	1.63	0.025
Bovedilla de cerámica de 25cm de altura (vigüeta 22cm)			0.25
Enlucido de yeso	3	0.30	0.001
			1.49

Los coeficientes de convección para particiones interiores horizontales y flujo de calor ascendente son:

Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

$$\frac{1}{h_{ext}} = 0.10 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_{int}} = 0.10 \frac{m^2 K}{W}$$



El coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U_{TECHO} = 0.592 \frac{W}{m^2 K}$$

Suelo

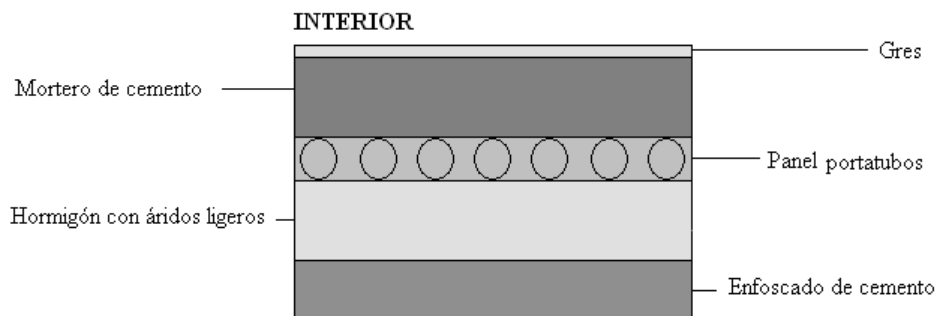


Figura 7.3 - Sección transversal del suelo
(FUENTE: Elaboración propia)

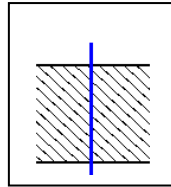
Material	Espesor e (mm)	λ (W/m°C)	e/λ (m²°C/W)
Gres	15	1	0.015
Mortero de cemento	50	1.40	0.036
Panel portatubos	25	0.031	0.806
Hormigón con árido ligeros	50	0.33	0.152
Enfoscado de cemento	20	0.26	0.077
			1.086

Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Los coeficientes de convección para particiones interiores horizontales y flujo de calor descendente son:

$$\frac{1}{h_{ext}} = 0.17 \frac{m^2 K}{W}$$

$$\frac{1}{h_{int}} = 0.17 \frac{m^2 K}{W}$$

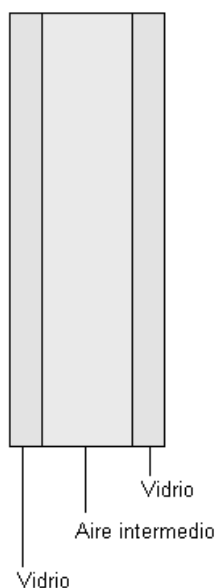


El coeficiente global de transferencia de calor es:

$$U_{SUELO} = 0.701 \frac{W}{m^2 K}$$

Ventanas

En el documento NB-CT-79 se recogen los valores de los coeficientes de transmisión térmica de los distintos tipos de ventanas. Considerando que la superficie acristalada de la ventana corresponde al 0.8 del hueco en carpintería metálica, con un tipo de acristalamiento doble y cámara de aire de 6mm, se tiene el siguiente valor del coeficiente de transmisión térmica:



$$U_{VENTANAS} = 4 \frac{W}{m^2 K}$$

Figura 7.4 - Sección transversal de ventana
(FUENTE: Elaboración propia)



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Puertas

En el documento NB-CT-79 también se recogen los valores de los coeficientes de transmisión térmica de los distintos tipos de puerta que forman parte de cerramientos con el exterior o con locales no calefactados.

La puerta principal del establecimiento es metálica con doble acristalamiento y cámara de aire de 6mm. Además, la zona acristalada ocupa una superficie mayor del 30% por lo que según el documento anterior el valor del coeficiente de transmisión térmica es:

$$U_{PUERTA\ PRINCIPAL} = 4.8 \frac{W}{m^2 K}$$

La puerta de emergencia es metálica opaca y su coeficiente de transmisión térmica correspondiente es:

$$U_{PUERTA\ EMERGENCIA} = 5.8 \frac{W}{m^2 K}$$

En la siguiente tabla se resumen los valores calculados del área y el coeficiente global de transferencia de calor para cada cara del local:



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

		Área (m ²)	Coefficiente U (W/m ² K)
Cara norte			
	Ventanas	6.65	4
	Pared (al porche)	71.94	0.415
	Pared (al patio)	25.88	0.431
Cara sur			
	Ventanas	7	4
	Pared (al exterior)	72.93	0.431
	Puerta principal	7	4.8
	Puerta de emergencia	7	5.8
Cara este			
	Pared	29.76	0.415
Cara oeste			
	Pared	29.76	0.415
Suelo			
	Suelo	290.88	0.701
Techo			
	Techo	290.88	0.592



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Con la recopilación de datos anterior y considerando los incrementos de temperatura equivalente adecuados en cada cara del local según el local contiguo, se obtienen los siguientes valores:

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$Q_{Transmisión}$ (KW)	-3.07	-2.78	-2.02	-1.25	-0.06	1.02	1.65	1.51	0.71	-0.87	-2.02	-3.07

7.2.2 Cargas por radiación

Las cargas térmicas por radiación hacen referencia a la radiación solar incidente sobre las superficies acristaladas. La energía de los rayos del sol se almacena en cualquier cuerpo expuesto a los mismos.

Este tipo de cargas suponen una ganancia de calor en el local, de modo que en invierno favorecen alcanzar las condiciones de confort y sólo han de calcularse en verano.

Conocida la radiación incidente en la superficie inclinada de los colectores, la carga térmica por radiación se calcula aplicando la siguiente expresión:

$$Q_{Radiación} = I_T \cdot A_C \cdot F$$

Donde

I_T Radiación incidente sobre las superficies acristaladas $\left[\frac{W}{m^2} \right]$

A_C Área de cristales a través de los cuales entran los rayos de Sol $[m^2]$

F Factor de transmitancia que depende del tipo de cristal, uso de cortinas, etc.

El factor F tiene en cuenta la existencia de elementos accesorios como persianas interiores o exteriores, cortinas, etc. En este proyecto, considerando que las ventanas del gimnasio no tienen cortinas ni persianas y son de vidrio doble, se tomará un valor de F igual a 0,9.



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Asimismo hay que tener en cuenta que los rayos solares solo inciden sobre la cara sur del local, pues las demás caras son contiguas a otros locales. Por este motivo el área A_C se corresponde con la suma del área de las ventanas de la cara sur y del área de la puerta principal, es decir:

$$A_C = A_{VENTANAS}^{SUR} + A_{PUERTA\ PRINCIPAL}^{SUR}$$

$$A_C = 14m^2$$

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$Q_{Radiación}$ (KW)	0	0	0	0	7.29	7.99	8.87	8.5	8.05	0	0	0

7.2.3 Cargas térmicas internas

Las cargas térmicas internas son aquellas que tienen en cuenta las cargas producidas por las distintas fuentes de calor del interior del local, en este caso, el gimnasio de la planta baja del edificio objeto de estudio.

Como en el caso de las cargas por radiación, este tipo de cargas suponen una ganancia de calor y no una pérdida, de modo que no se incluyen en el cálculo de las cargas de calefacción en invierno, sino en las cargas de climatización en verano.

Dentro de las cargas internas se engloban todas aquellas debidas a la habitabilidad del local, es decir la carga térmica emitida por las personas así como la carga térmica debida a la iluminación y/o equipos eléctricos.

La ocupación aporta una carga sensible y otra latente. El manual técnico Internal Heat Loads recoge esos valores en función de la actividad que realicen las personas en el interior del local.



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Grado de actividad	Ocupación típica	Carga sensible (W/persona)	Carga latente (W/persona)
Reposo	Teatros	66-72	31-45
Trabajo de oficina, (caminando despacio)	Oficinas, bancos, hoteles, tiendas, apartamentos	73	59
Trabajo sedentario	Restaurantes, fábricas	81	81-139
Danza moderada	Salas de baile	89	160
Trabajo moderadamente duro (caminando deprisa)	Fábricas	110	183
Trabajo duro	Fábricas	170-186	255-283
Atletismo	Gimnasios	208	319

Por lo tanto, en el caso del gimnasio, los valores típicos por persona son los siguientes:

$$Q_{Ocupacion / persona}^{Sensible} = 208W$$

$$Q_{Ocupacion / persona}^{Latente} = 319W$$

La carga debida a la ocupación total se calcula como el producto del número de personas que se encuentra en el local por el calor que disipa cada una de ellas. Asimismo se aplica un factor de simultaneidad que tiene en cuenta la improbabilidad de que todos los posibles usuarios se encuentren en el gimnasio al mismo tiempo.



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

De este modo, la carga térmica debida a la ocupación del local se calcula como se indica a continuación:

$$Q_{Ocupacion}^{Sensible} = Q_{Ocupacion / persona}^{Sensible} \cdot N \cdot \varphi$$

$$Q_{Ocupacion}^{Latente} = Q_{Ocupacion / persona}^{Latente} \cdot N \cdot \varphi$$

Donde

N Número de usuarios del gimnasio (56 personas)

φ Factor de simultaneidad (0.75)

$$Q_{Ocupacion}^{Sensible} = 8736W$$

$$Q_{Ocupacion}^{Latente} = 13398W$$

En cuanto al calor que desprenden los equipos de iluminación, según la referencia [Referencia], las lámparas fluorescentes transforman el 25% de la potencia absorbida en energía luminosa, otro 25% es disipado en forma de radiación hacia las superficies circundantes y el 50% restante es disipado por conducción y convección. Debe añadirse aproximadamente un 25% de calor suplementario, generado por las reactancias de las lámparas fluorescentes.

Según lo anterior, la carga debida a los equipos de iluminación, que es de tipo sensible, se puede calcular mediante la siguiente expresión:

$$Q_{Iluminación}^{Sensible} = P \cdot 1.25 \cdot 0.86 \left[\frac{kcal}{h} \right]$$

Donde P es la potencia que consume toda la instalación de iluminación y que se puede estimar como sigue a continuación:

$$P = \frac{36W}{Tubo\ halógeno} \cdot \frac{3\ Tubos\ halógenos}{4m^2} \cdot 281.7m^2 = 7605.9W \approx 7606W$$

Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

De manera que:

$$Q_{Iluminación}^{Sensible} = 7606W \cdot 1.25 \cdot 0.86 = 8176.45 \frac{kcal}{h}$$

$$Q_{Iluminación}^{Sensible} = 8176.45 \frac{kcal}{h} \cdot \frac{h}{3600s} \cdot \frac{4180J}{1kcal} = 9493.77W$$

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$Q_{Internas}^{Sensible}$ (KW)	0	0	0	0	0	18.23	18.23	18.23	18.23	0	0	0
$Q_{Internas}^{Latente}$ (KW)	0	0	0	0	0	13.4	13.4	13.4	13.4	0	0	0

7.2.4 Cargas térmicas debidas a ventilación

En las instalaciones de calefacción, al igual que las de aire acondicionado es necesario prever una cierta renovación del aire con el fin de asegurar su calidad en el interior del gimnasio (eliminación de olores, introducción de oxígeno, etc.)

El aire exterior introducido será compensado con el mismo caudal de aire extraído o expulsado por ventanas y puertas, para mantener la misma cantidad de aire seco en el interior del local.

La ventilación supone un cambio en la humedad y la temperatura seca del aire interior del local, de manera que se han de calcular cargas térmicas sensibles y latentes en este apartado.

La carga sensible se evalúa aplicando la siguiente expresión:

$$Q_{Ventilación}^{Sensible} = V_{vent} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{SE} - T_{SL})$$

La carga latente se calcula como:

$$Q_{Ventilación}^{Latente} = V_{vent} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (\varpi_E - \varpi_L)$$



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Donde:

V_{vent} Caudal de ventilación introducido en el local $\left[\frac{m^3}{s} \right]$

ρ Densidad del aire de ventilación $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$

c_p Calor específico del aire $\left[\frac{J}{kgK} \right]$

T_{SE} Temperatura seca exterior (K)

T_{SL} Temperatura seca del local (K)

h_{fg} Calor latente de cambio de fase del agua $\left[\frac{J}{kg} \right]$

ϖ_E Relación de humedad del aire exterior $\left[\frac{g(agua)}{kg(aire)} \right]$

ϖ_L Relación de humedad del aire del local $\left[\frac{g(agua)}{kg(aire)} \right]$

El caudal de ventilación depende del número de personas que ocupen el local a calefactor, en este caso, el número de usuarios del gimnasio. Este dato, que puede obtenerse del Código Técnico, ha de corregirse con un factor de simultaneidad, un coeficiente que tiene en cuenta que la mayor parte del tiempo no se encontrarán en el gimnasio todos sus posibles usuarios.

En el CTE no se especifica el caudal mínimo de aire de ventilación para un local comercial dedicado a la práctica de gimnasia, de manera que se puede estimar este valor aproximándolo al caudal mínimo de ventilación en dormitorios.

$V_{vent} \left[\frac{l}{persona\ s} \right]$	Nº usuarios $[personas]$	Factor de simultaneidad	$V_{vent} \left[\frac{m^3}{s} \right]$
5	56	0.75	0.21

Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Las relaciones de humedad se obtienen mediante el diagrama psicrométrico, entrando en el mismo con la temperatura seca y la humedad relativa.

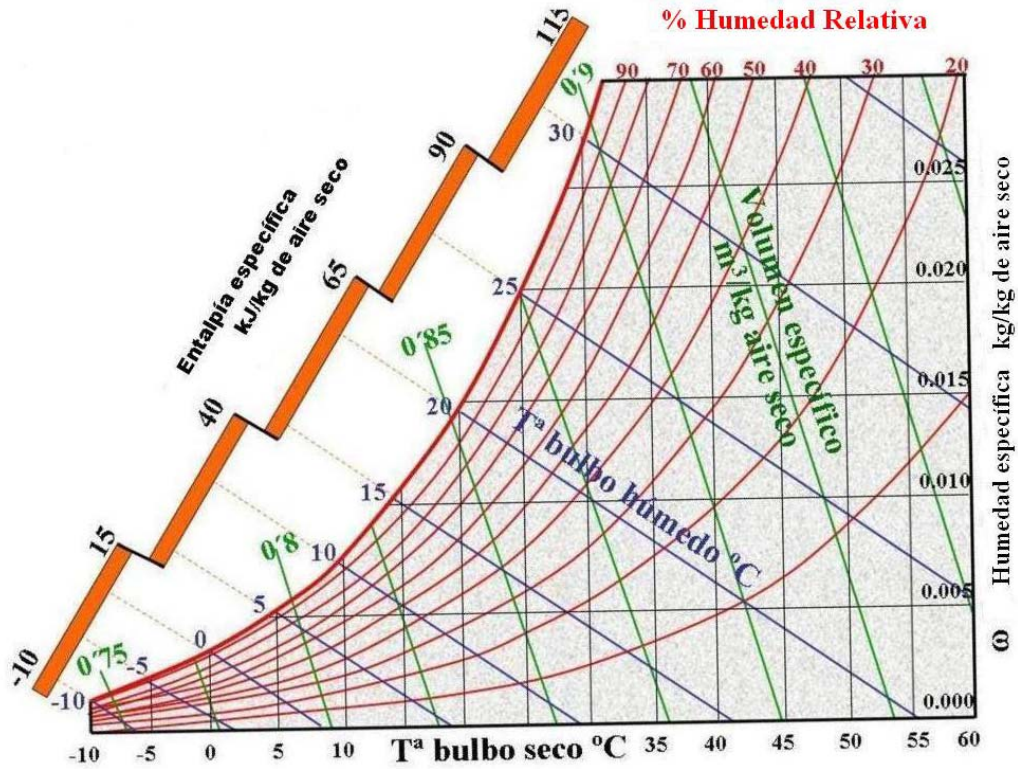


Figura 7.5 – Sección transversal de ventana
(FUENTE: www.ocw.upm.es)

Para el interior del local se establecen los siguientes valores:

Invierno

Verano

$$\left. \begin{array}{l} T_{SL} = 21^{\circ}C \\ HR_{int} = 40\% \end{array} \right\} \varpi_L = 6.22 \frac{g}{kg}$$

$$\left. \begin{array}{l} T_{SL} = 24^{\circ}C \\ HR_{int} = 55\% \end{array} \right\} \varpi_L = 10.32 \frac{g}{kg}$$

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$T_{SE} (^{\circ}C)$	9	10	13	16	18	24	27	27	24	18	13	9

Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

HR _{EXT} (%)	82	79	72	67	59	50	40	48	58	68	81	81
ϖ_E (gr/Kg)	6.04	6.19	6.8	7.63	7.61	9.38	9.05	10.86	10.88	8.77	7.65	5.96

Aplicando las expresiones detalladas anteriormente y con los datos previos se obtiene los siguientes valores de cargas de ventilación:

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$Q_{Ventilación}^{Sensible}$ (KW)	-2.95	-2.7	-1.96	-1.23	0.59	1.87	2.55	2.51	1.6	-0.74	-1.96	-2.95
$Q_{Ventilación}^{Latente}$ (KW)	-2.54	-2.46	-2.09	-1.6	-1.61	-0.56	-0.76	0.32	0.33	-0.92	-1.59	-2.59

7.2.5 Cargas térmicas debidas a infiltraciones

Es una carga difícil de estimar porque es altamente subjetiva. La dificultad radica en estimar el caudal de aire infiltrado, es decir, aquel que entra en el local debido a la diferencia de presiones entre el exterior y el interior, al efecto del viento, y a la diferencia de densidades.

Se trata, como en el caso de ventilación, de una carga instantánea, que modifica tanto la temperatura seca como la humedad relativa del aire del local. Por ello el valor de esta carga es la suma de una componente sensible y otra latente.

La carga sensible se evalúa aplicando la siguiente expresión:

$$Q_{Infiltraciones}^{Sensible} = V_{inf} \cdot \rho \cdot c_p \cdot (T_{SE} - T_{SL})$$

La carga latente se calcula como:

$$Q_{Infiltraciones}^{Latente} = V_{inf} \cdot \rho \cdot h_{fg} \cdot (\varpi_E - \varpi_L)$$



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

Donde:

$$V_{\text{inf}} \text{ Caudal de aire infiltrado } \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$\rho \text{ Densidad del aire infiltrado } \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

$$c_p \text{ Calor específico del aire } \left[\frac{J}{kgK} \right]$$

$$T_{SE} \text{ Temperatura seca exterior (K)}$$

$$T_{SL} \text{ Temperatura seca del local (K)}$$

$$h_{fg} \text{ Calor latente de cambio de fase del agua } \left[\frac{J}{kg} \right]$$

$$\varpi_E \text{ Relación de humedad del aire exterior}$$

$$\varpi_L \text{ Relación de humedad del aire del local}$$

El cálculo del volumen de aire infiltrado se lleva a cabo mediante la siguiente expresión obtenida de la referencia [14]:

$$V_{\text{inf}} = V^* \cdot A_c$$

Donde:

$$V^* \text{ Permeabilidad al aire del cerramiento } \left(\frac{m^3}{m^2h} \right)$$

$$A_c \text{ Área de cerramiento } (m^2)$$

En el apéndice D del CTE, se clasifican las zonas climáticas de la península. Granada se localiza en zona climática de tipo C. Esto implica que es posible asumir un valor de

$$\text{permeabilidad al aire de } V^* = 27 \frac{m^3}{m^2h}.$$

El área de cerramiento incluye el área de las puertas y el área de las ventanas todas las caras del local, es decir:



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

$$A_c = A_{VENTANAS}^{NORTE} + A_{VENTANAS}^{SUR} + A_{PUERTA\ PRINCIPAL}^{SUR} + A_{PUERTAEMERGENCIA}^{SUR}$$

$$A_c = 27.65m^2$$

Por lo tanto el volumen de aire infiltrado que se utilizará en los cálculos de la carga térmica debida a infiltraciones es:

$$V_{inf} = V^* \cdot A_c = 27 \frac{m^3}{m^2 h} \cdot 27.65m^2 = 746.55 \frac{m^3}{h} = 0.207 \frac{m^3}{s}$$

Aplicando las expresiones detalladas anteriormente para el cálculo este tipo de carga térmica se obtiene los resultados que se muestran en la siguiente tabla:

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$Q_{Infiltraciones}^{Sensible}$ (KW)	-2.91	-2.67	-1.94	-1.21	0.58	1.84	2.52	2.47	1.58	-0.73	-1.94	-2.91
$Q_{Infiltraciones}^{Latente}$ (KW)	-2.51	-2.43	-2.07	-1.58	-1.59	-0.55	-0.75	0.32	0.33	-0.91	-1.57	-2.56

7.2.6 Cargas térmicas debidas a la instalación

Este tipo de cargas tiene en cuenta la energía desprendida por los ventiladores de los equipos. Esta energía se transforma en carga sensible y suele aproximarse al 6% de la suma de todas las cargas sensibles.

$$Q_{Instalación} = 0.06 \cdot (Q_{Transmisión} + Q_{Radiación} + Q_{Ocupación}^{Sensible} + Q_{Iluminación} + Q_{Ventilación}^{Sensible} + Q_{Infiltraciones}^{Sensible})$$

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$Q_{Instalación}$ (KW)	-0.28	-0.19	0.02	0.17	0.50	1.86	2.03	1.99	1.81	0.23	-0.02	-0.27



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

7.2.7 Coeficiente de seguridad

Es necesario un factor de seguridad que sobredimensione la instalación, que incluya posibles desajustes tanto en las estimaciones de los datos como en las condiciones de operación de la instalación y picos de demanda, así como las cargas debidas a la circulación del fluido a través de los conductos y diferentes elementos de la instalación.

Por todo ello, este coeficiente está constituido por dos valores:

$$\text{Factor de seguridad } K_{seg} = 5\%$$

$$\text{Factor de cargas de la instalación: } K_{inst} = 45\%$$

El cálculo por separado de las cargas sensibles y latentes se realiza mediante las siguientes expresiones:

$$Q_{TOTAL}^{Sensible} = (Q_{Transmisión} + Q_{Radiación} + Q_{Ocupación}^{Sensible} + Q_{Iluminación} + Q_{Ventilación}^{Sensible} + Q_{Infiltraciones}^{Sensible} + Q_{instalación}) K_{Total}$$

$$Q_{TOTAL}^{Latente} = (Q_{Ocupación}^{Latente} + Q_{Ventilación}^{Latente} + Q_{Infiltraciones}^{Latente}) K_{Total}$$

$$\text{Donde } K_{Total} = 1 + K_{seg} + K_{inst}$$

$$Q_{TOTAL} = Q_{TOTAL}^{Sensible} + Q_{TOTAL}^{Latente}$$

El resultado de las cargas térmicas totales, tanto sensibles como latentes, para cada mes del año, se recogen en la tabla que se muestra a continuación:

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$Q_{TOTAL}^{Sensible}$ (KW)	-7.41	-5.16	0.66	4.62	13.37	49.22	53.78	52.83	47.96	6.2	-0.51	-7.25
$Q_{TOTAL}^{Latente}$ (KW)	-7.59	-7.32	-6.24	-4.77	-4.8	18.43	17.85	21.05	21.09	-2.75	-4.73	-7.73
Q_{TOTAL} (KW)	-14.99	-12.48	-5.58	-0.15	8.56	67.65	71.63	73.88	69.05	3.46	-5.24	-14.98



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

7.2.8 Resumen de las cargas térmicas

Los datos obtenidos en los apartados anteriores sobre las cargas térmicas se recopilan en la siguiente tabla:

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
$Q_{Transmisión}$ (KW)	-3.07	-2.78	-2.02	-1.25	-0.06	1.02	1.65	1.51	0.71	-0.87	-2.02	-3.07
$Q_{Radiación}$ (KW)	0	0	0	0	7.29	7.99	8.87	8.5	8.05	0	0	0
$Q_{Sensible}$ $Internas$ (KW)	0	0	0	0	0	18.23	18.23	18.23	18.23	0	0	0
$Q_{Latente}$ $Internas$ (KW)	0	0	0	0	0	13.4	13.4	13.4	13.4	0	0	0
$Q_{Sensible}$ $Ventilación$ (KW)	-2.95	-2.7	-1.96	-1.23	0.59	1.87	2.55	2.51	1.6	-0.74	-1.96	-2.95
$Q_{Latente}$ $Ventilación$ (KW)	-2.54	-2.46	-2.09	-1.6	-1.61	-0.56	-0.76	0.32	0.33	-0.92	-1.59	-2.59
$Q_{Sensible}$ $Infiltraciones$ (KW)	-2.91	-2.67	-1.94	-1.21	0.58	1.84	2.52	2.47	1.58	-0.73	-1.94	-2.91
$Q_{Latente}$ $Infiltraciones$ (KW)	-2.51	-2.43	-2.07	-1.58	-1.59	-0.55	-0.75	0.32	0.33	-0.91	-1.57	-2.56
$Q_{Instalación}$ (KW)	-0.28	-0.19	0.02	0.17	0.50	1.86	2.03	1.99	1.81	0.23	-0.02	-0.27
$Q_{Sensible}$ $TOTAL$ (KW)	-7.41	-5.16	0.66	4.62	13.37	49.22	53.78	52.83	47.96	6.2	-0.51	-7.25



Capítulo 7 - CARGAS TÉRMICAS

$Q_{TOTAL}^{Latente}$ (KW)	-7.59	-7.32	-6.24	-4.77	-4.8	18.43	17.85	21.05	21.09	-2.75	-4.73	-7.73
Q_{TOTAL} (KW)	-14.99	-12.48	-5.58	-0.15	8.56	67.65	71.63	73.88	69.05	3.46	-5.24	-14.98
	Calefacción				Climatización						Calefacción	

Los valores negativos indican pérdidas de calor hacia el exterior del local. Dichos valores son significativos en los meses de enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre, para los cuales se diseñará la instalación de calefacción. Los valores positivos indican ganancia de calor en el local. Este fenómeno en los meses de mayo, junio, julio, agosto y septiembre, para los cuales se diseñará el sistema de climatización.



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

8 SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

El componente principal del sistema de captación de una instalación de energía solar es el colector. En este elemento, también denominado captador, tiene lugar la transferencia de calor al fluido térmico que circula por el colector.

El tipo más extendido de colector para instalaciones en viviendas es el denominado colector solar plano, que es el que se utiliza en la instalación diseñada en este proyecto.

El principal parámetro de diseño de la instalación es el área de colectores necesaria para producir el calor demandado por la instalación, que depende de la radiación solar interceptada y de las pérdidas de calor del propio colector y del resto de la instalación.

Por un lado hay que evitar el sobredimensionado del área de colectores debido al alto coste inicial de las instalaciones solares, y en particular, del colector. Además es preciso disipar los excedentes de calor que pueda haber en ciertas épocas del año.

Por otra parte, si el área de colectores es menor que la adecuada, se consigue un ahorro de energía convencional tan reducido que la instalación solar no aporta los beneficios que se persiguen. Por todo ello resulta de vital importancia que los cálculos sean precisos, con objeto de que la instalación proyectada se ajuste para atender un determinado porcentaje de la carga térmica, establecido por la normativa aplicable al efecto.

8.1 Principio de funcionamiento del colector

El colector solar plano es un intercambiador de calor encargado de captar la energía procedente de la radiación solar y transferirla a un fluido caloportador.

El funcionamiento de los colectores se basa en el efecto invernadero, que consiste en captar la radiación solar, transformándola en energía térmica e impidiendo su salida al exterior.

La radiación solar, de longitud de onda corta (0.2 - 3mm) atraviesa la cubierta transparente e incide sobre el absorbedor, aumentando su temperatura y la de todos los elementos de su entorno.

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

El absorbedor, al calentarse, emite radiación de onda larga (7 -14mm) que no puede salir al exterior debido a que la cubierta transparente es opaca frente a esta radiación infrarroja de onda larga.

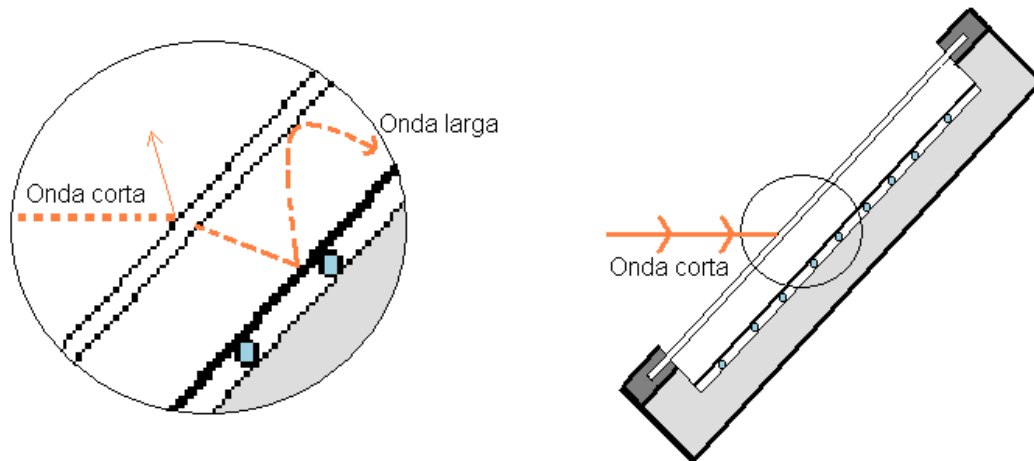


Figura 8.1 – Detalle principio de funcionamiento del colector
(FUENTE: Elaboración propia)

8.2 Componentes principales del colector

Un colector solar plano está constituido por los siguientes componentes:

Cubierta

Elemento situado en la parte superior. Ha de ser de material transparente a la radiación solar incidente y opaco a la radiación de onda larga que emite la placa absorbente, de modo que se pueda producir el efecto invernadero anteriormente explicado. Al mismo tiempo atenúa las pérdidas de calor del colector:

- Por un lado impide el paso de la radiación que emite el absorbente, reduciendo las pérdidas del colector al ambiente por el mecanismo de radiación.
- Por otro lado asegura el cierre estanco del colector, evitando que el aire exterior entre en contacto con el absorbente y las consiguientes pérdidas por convección.

Las principales características de la cubierta de los colectores planos deben ser, por lo tanto, las siguientes:



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

- Durabilidad, que propicie una larga vida del producto y resista los agentes atmosféricos y las variaciones de temperatura en el colector.
- Buena capacidad de aislamiento, de modo que se minimicen las pérdidas de energía desde el colector hacia el ambiente.
- Protección de los elementos que se encuentran en el interior del colector.
- Alta absorptividad y baja reflectividad, de modo que la mayor parte de la radiación incidente pueda ser transferida en forma de calor al fluido de trabajo.

En los primeros años de la tecnología solar térmica, las cubiertas de los colectores planos se fabricaban en plástico (solía emplearse el polimetilmetacrilato) o en cristal delgado con alto contenido en hierro.

El plástico es un material blando que permite su fácil rayado, lo que hace necesario reemplazarlo con relativa frecuencia. Además envejece pronto bajo la acción de los rayos ultravioleta. Sin embargo, los materiales plásticos tienen la ventaja de su menor coste y menor peso.

El problema del vidrio es su fragilidad, que lo hace vulnerable a agentes meteorológicos como el granizo o incluso a actos de vandalismo. Actualmente, la mayor parte de los fabricantes emplean cristales templados de bajo contenido en hierro, de modo que a las propiedades de resistencia mecánica de los materiales templados añaden unas magníficas fracciones de absorptividad de los materiales con un bajo contenido en hierro.

Los colectores seleccionados para el diseño de la instalación de este proyecto constan de una cubierta de cristal con bajo contenido en hierro.

Absorbedor o placa absorbente

Superficie generalmente de cobre o aluminio adherida al circuito del fluido térmico por el que circula el fluido de trabajo. Su función es interceptar la radiación solar y transferir el calor por convección y conducción al fluido. Cuando la radiación solar choca con la placa absorbente, ésta aumenta su temperatura. Si el fluido térmico se encuentra a temperatura inferior a la temperatura de la placa absorbente, el calor se transfiere desde ésta hasta el fluido caloportador.



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

La radiación emitida por la placa absorbente es energía perdida, que hace disminuir su temperatura. Interesa que esta emisión sea mínima con objeto de mantener alta la temperatura del fluido. Al mismo tiempo interesa que la absorción de radiación solar sea la máxima posible. Por ello se utilizan recubrimientos selectivos, que poseen un gran coeficiente de absorción a las longitudes de onda del espectro solar y muy bajo poder de emisión para los infrarrojos que emite la placa absorbente.

Este tipo de recubrimientos, también denominados superficies selectivas, están formados por una fina capa de un óxido metálico, de color negro, dispuesto sobre un metal brillante. La capa de óxido tiene un elevado coeficiente de absorción (del orden de 0.95) para la radiación solar, pero su emisividad para el infrarrojo es baja.

Los colectores de la instalación que se diseña en este proyecto constan de una placa absorbidora con un recubrimiento selectivo denominado Mirotherm.

Circuito de fluido térmico

Conjunto de tuberías por el que circula el fluido térmico. Dicho fluido ha de estar en contacto directo con el absorbedor para que la transferencia de calor desde la placa absorbente al fluido se realice en las mejores condiciones.

La unión entre cada tubería y la placa absorbente suele hacerse por soldadura, en toda la longitud del tubo o por puntos. En el primer caso, es importante que la unión sea metálica en toda la longitud de la tubería, para que la transferencia de calor se realice a través de una superficie de alta conductividad térmica. Si se realiza soldadura por puntos hay que asegurarse de que el contacto entre tubo y absorbente, en las zonas que no han sido soldadas, sea metálico.

Si entre la tubería y el absorbente existen zonas de contacto deficiente la transferencia de calor se realiza por convección en lugar de por conducción, generando una mayor resistencia térmica y dificultando la transferencia desde la placa absorbente al tubo por el que circula el fluido caloportador.

El colector seleccionado para la instalación objeto de estudio consta de tubos verticales en disposición de parrilla, unidos a la placa absorbidora con soldadura láser.



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

Aislamiento térmico

Material que se coloca en los laterales y entre el absorbedor y la carcasa. Sirve para disminuir las pérdidas de calor desde el colector hasta el ambiente que lo rodea. La capacidad para impedir que el calor se fugue depende de sus propiedades físicas: conductividad térmica, densidad aparente, temperatura máxima de servicio, comportamiento ante la humedad, estabilidad química, etc.

El material de aislamiento utilizado en el modelo de colector seleccionado es lana de roca de $40\text{kg}/\text{m}^3$ y de 40mm de espesor. La lana de roca es un material perteneciente a la familia de las lanas minerales y fabricado a partir de la roca volcánica. Tiene una estructura fibrosa multidireccional que alberga aire seco y estable actuando como obstáculo a las transferencias de calor.

Caja o carcasa

Aloja a los componentes del colector. Debe asegurar la estanqueidad del colector.

Si en su unión con la cubierta o con el fondo del colector deja pasar aire, éste circula por el colector y en contacto con el absorbedor se calienta. Como el aire acaba saliendo del colector, el efecto es una pérdida de calor. Por otra parte este aire transporta contaminantes y vapor de agua. Los contaminantes pueden corroer algunos elementos.

En cuanto al vapor de agua, cuando el colector se enfría, el agua puede condensar y formar gotas que caen sobre la placa absorbente. Cuando el colector se calienta de nuevo, el agua se evapora y empaña la superficie interior de la cubierta, disminuyendo la transmitancia del cristal y reduciendo el flujo de radiación, lo cual tiene un triple efecto:

- menor captación de radiación
- menor calor transferido al fluido térmico
- menor rendimiento del colector

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

En la siguiente figura pueden apreciarse los componentes del colector plano anteriormente descritos:

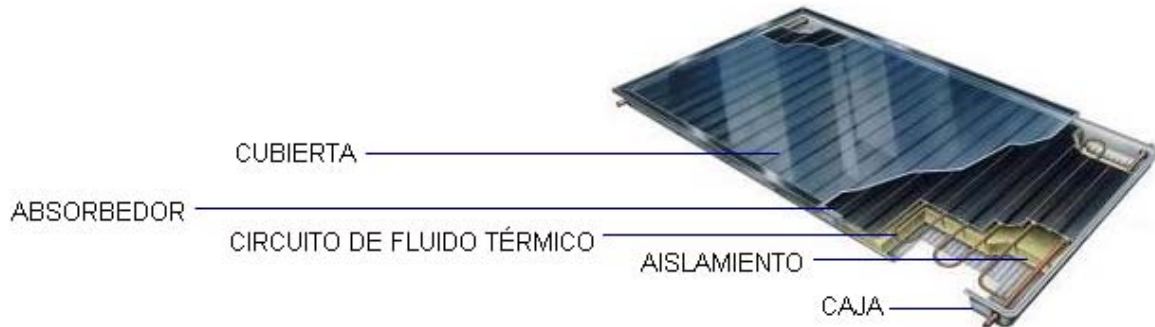


Figura 8.2 – Componentes principales del colector
(FUENTE: www.solarcenter.com)

8.3 Mezcla de anticongelante

En el caso que nos ocupa los colectores se colocan en la azotea del edificio. El hecho de que estén a la intemperie hace que deba tenerse en cuenta la posibilidad de que el fluido que circula por los colectores se congele, provocando daños irreparables en los mismos. Esta es la razón por la que el fluido de trabajo consiste en una disolución de agua-anticongelante. El anticongelante utilizado es el propilenglicol porque a pesar de su mayor coste e inferiores propiedades térmicas, no es tóxico.

Las mezclas de agua con anticongelante se caracterizan por disminuir la temperatura de congelación e incrementar ligeramente la temperatura de ebullición del fluido de trabajo respecto del agua pura.

Dado que en Granada se alcanzan temperaturas menores a 0°C es imprescindible utilizar un fluido de trabajo de este tipo.

En la siguiente figura obtenida del DTIE 8.03 se muestra cómo disminuye la temperatura de congelación de una mezcla agua-propilenglicol al aumentar el porcentaje en peso de propilenglicol en la mezcla.

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

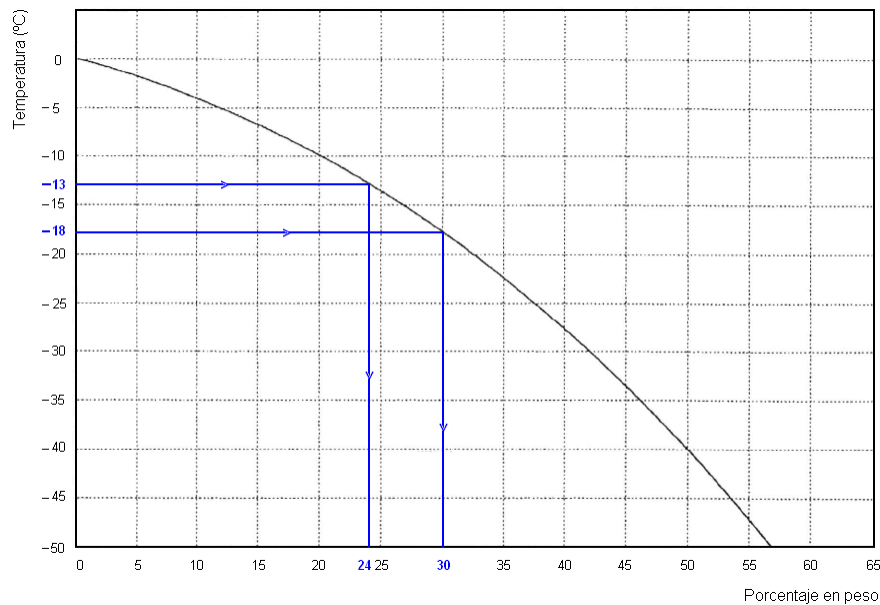


Figura 8.3 – Temperatura de congelación frente a porcentaje en peso de anticongelante
(FUENTE: DTIE 8.03)

El valor de la temperatura mínima histórica en Granada es de $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$, de manera que según la gráfica anterior se obtiene que aproximadamente un 24% en peso de propilenglicol en la mezcla es suficiente. Sin embargo, por motivos de seguridad, se opta por una solución más conservadora, eligiendo un 30% en peso de anticongelante en agua capaz de soportar temperaturas de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ sin llegar a congelar.

En cuanto a la temperatura de trabajo, las propiedades se obtienen para una temperatura de $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, que no es la real de trabajo ya que en el circuito de colectores pueden alcanzarse $80\text{ }^{\circ}\text{C}$ fácilmente. Sin embargo se considera una temperatura válida para la obtención de las propiedades dado que éstas no varían de forma significativa con la temperatura para este rango de valores.

Las propiedades termo físicas de una disolución del 30 % en peso de propilenglicol ($\xi=0.3$) en agua, que circula en una instalación que trabaja a $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, se obtiene de las siguientes gráficas:

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

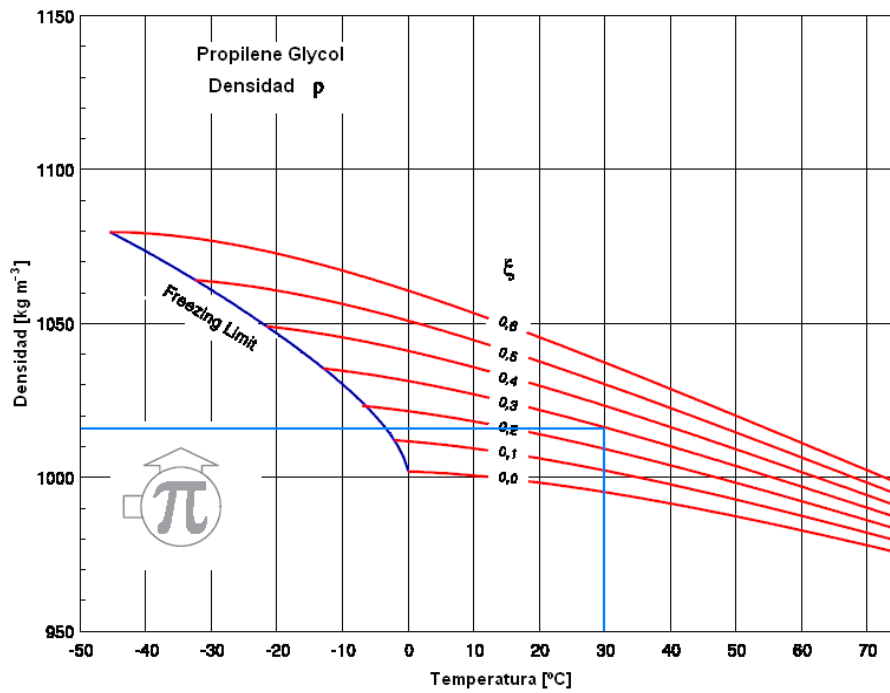


Figura 8.4 – Densidad frente a temperatura del propileno glicol
(FUENTE: M. Conde Engineering)

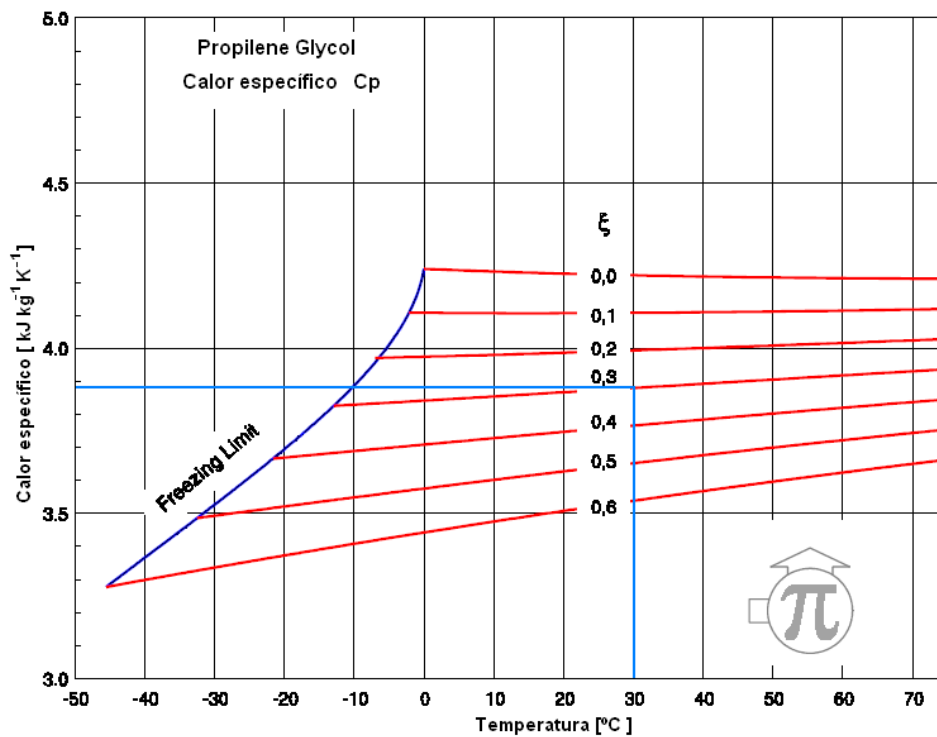


Figura 8.5 – Calor específico frente a temperatura del propileno glicol
(FUENTE: M. Conde Engineering)

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

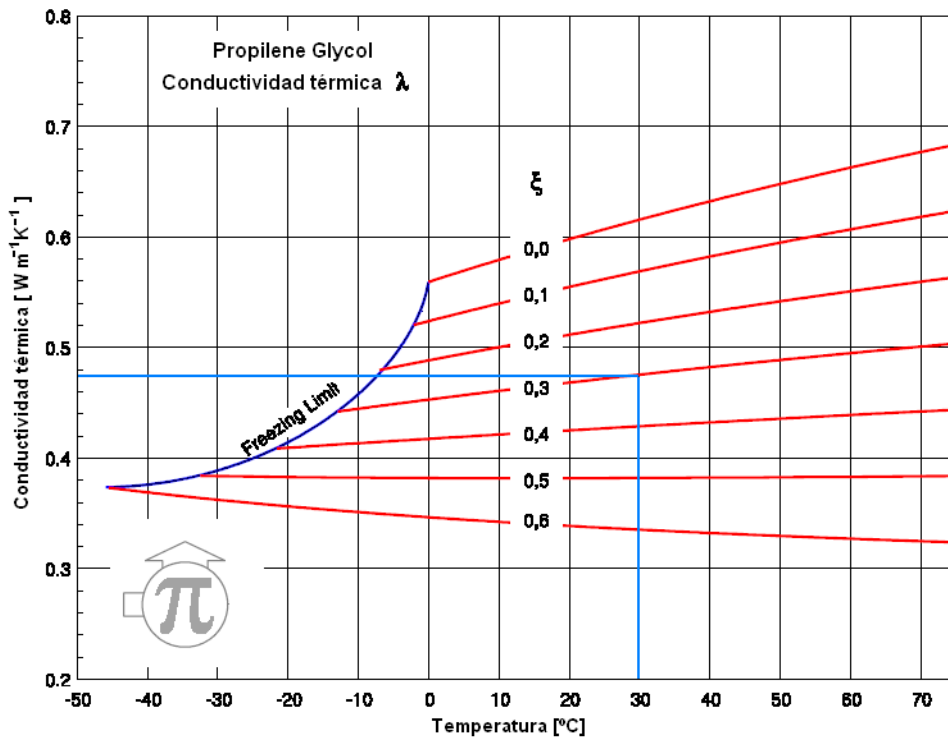


Figura 8.6 – Conductividad térmica frente a temperatura del propileno glicol
(FUENTE: M. Conde Engineering)

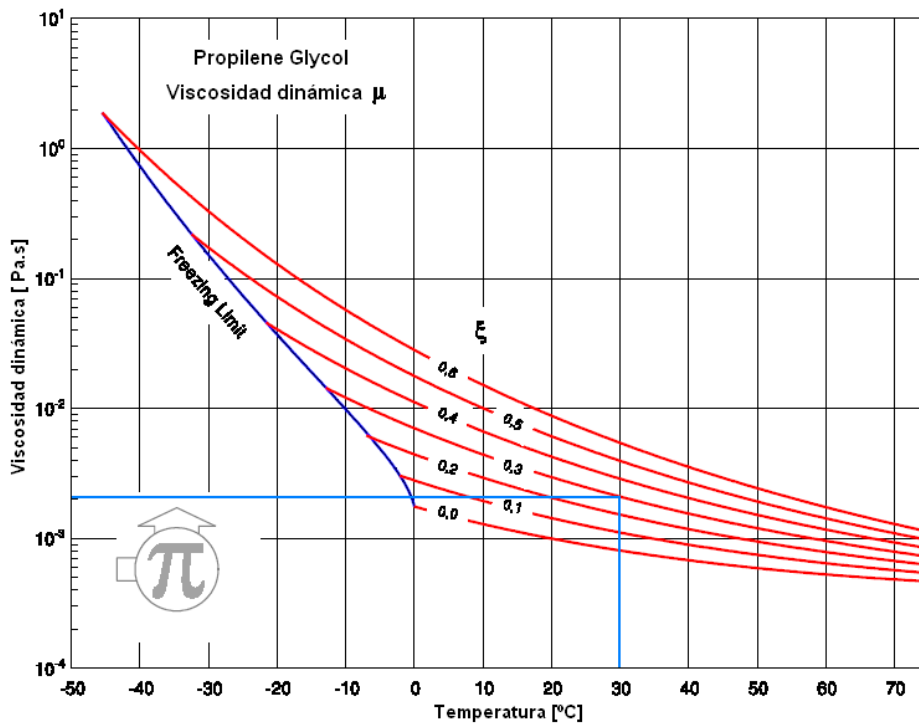


Figura 8.7 – Viscosidad dinámica frente a temperatura del propileno glicol
(FUENTE: M. Conde Engineering)

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

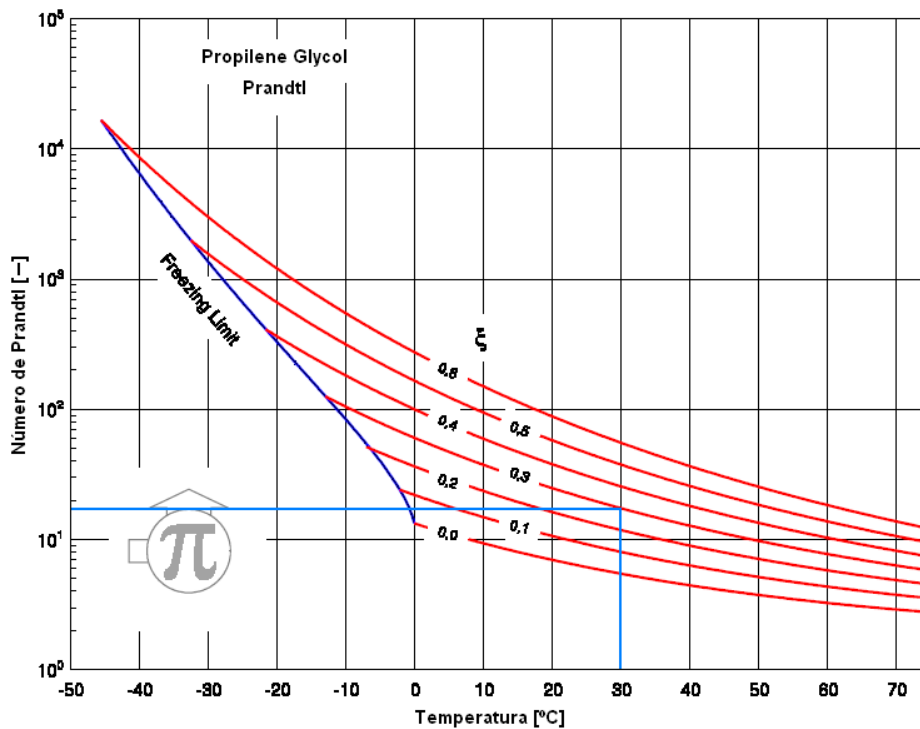


Figura 8.8 – Número de Prandtl frente a temperatura del propileno glicol
(FUENTE: M. Conde Engineering)

Las propiedades termo físicas de la mezcla descrita ($\xi=0.3$) se recopilan en la siguiente tabla:

Densidad	$\rho_{mezcla} = 1016 \text{ kg/m}^3$
Calor específico	$Cp_{mezcla} = 3.9 \text{ kJ/kgK}$
Conductividad térmica	$\lambda_{mezcla} = 0.49 \text{ W/mK}$
Viscosidad dinámica	$\mu_{mezcla} = 2 \cdot 10^{-3} \text{ Pas}$
Número de Prandtl	$Pr_{mezcla} = 20$



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

8.4 Pérdidas en el colector solar plano

En los colectores solares se transforma la energía solar en forma de radiación térmica en energía útil manifestada como una elevación de la temperatura de un fluido caloportador. La eficiencia de esta transformación depende de las pérdidas térmicas inherentes al colector, ocasionadas por procesos de transferencia de calor mediante conducción, convección y radiación.

Existen dos normativas para ensayar colectores y obtener una curva de normalización que los caracterice. En Estados Unidos la ASHRAE 93 utiliza un modelo estacionario, sin contabilizar las pérdidas por viento. En Europa la EN 12975-2 utiliza un modelo cuasi-estacionario con la posibilidad de utilizar datos con velocidades de viento comprendidas entre 1-4m/s. Sin embargo, según la base de datos SPF (Solartechnik Prüfung Forschung), únicamente se realizan con viento el 38% de los ensayos.

El hecho de que existan unos ensayos con viento y otros sin viento se traduce en considerables diferencias entre la actuación de los colectores en condiciones reales y las predichas por la curva de normalización.

A continuación se elabora un modelo de transferencia de calor en régimen no estacionario con el objetivo de calcular las pérdidas de calor en los colectores. Para ello se considerarán los valores locales de la velocidad y la dirección predominante del viento en la ciudad donde se localiza el edificio en el que se va a diseñar la instalación solar.

Los procesos de transferencia de calor contemplados en el modelo son:

- Convección forzada en la parte trasera de los colectores.
- Conducción en la caja.
- Conducción en el aislante.
- Convección en el fluido caloportador.
- Conducción en los tubos.
- Conducción en la placa absorbadora.
- Radiación entre la placa absorbadora y el cristal de la cubierta debido a la diferencia de temperaturas entre ambos.
- Convección natural en la capa de aire interna entre el cristal de la cubierta y la placa absorbadora.
- Conducción en el cristal.

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

- Convección forzada externa sobre el cristal de los colectores.
- Radiación existente entre la cubierta de cristal y el cielo.

8.4.1 Cálculo de las resistencias térmicas

En la siguiente figura se aprecia el esquema de resistencias térmicas del colector.

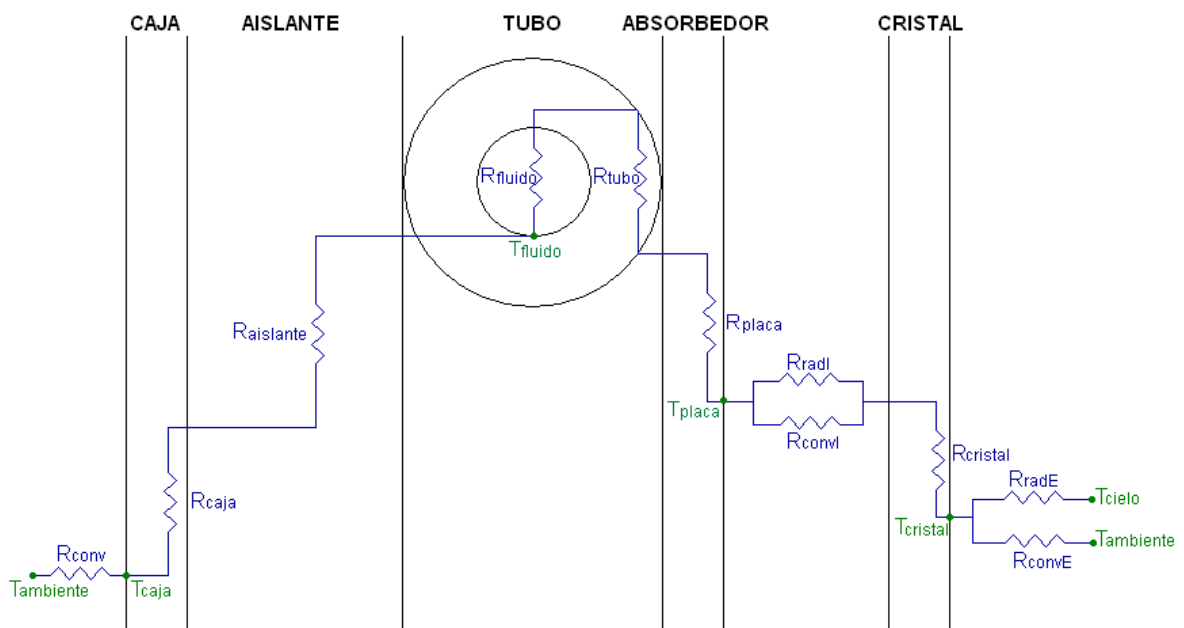


Figura 8.9 – Esquema de resistencias térmicas en el colector
(FUENTE: Elaboración propia)

A continuación se procede al cálculo detallado de cada una de ellas.

- Convección forzada en la parte trasera de los colectores

Se trata de una resistencia térmica de convección que se calcula mediante la siguiente expresión:

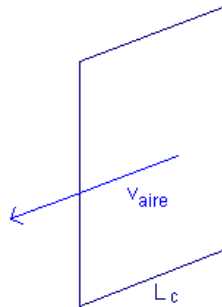
$$R_{conv} = \frac{1}{h_{conv} A_1}$$

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

Donde:

- h_{conv} Coeficiente de convección del aire ($W/m^2 K$)
- A_1 Área de apertura de un colector (m^2)

En primer lugar, dado que sucede un proceso de convección forzada, es preciso determinar el valor del número de Reynolds. Teniendo en cuenta que los colectores son de tipo vertical, que están orientados hacia el sur, y que en Granada predomina el viento en dirección oeste, la longitud característica para el cálculo del número de Reynolds es el ancho del colector.



$$Re_{conv} = \frac{\rho_{aire} v_{aire} L_c}{\mu_{aire}}$$

Donde:

- ρ_{aire} Densidad del aire (kg/m^3)
- v_{aire} Velocidad media anual del aire (m/s)
- L_c Longitud característica, correspondiente al ancho del colector (m)
- μ_{aire} Viscosidad dinámica del aire ($N \cdot s/m^2$)

Una vez calculado el número de Reynolds es posible determinar el número de Nusselt. Por lo comentado anteriormente sobre la posición del colector y la dirección del viento el flujo es paralelo. El cálculo del Nusselt si el flujo es paralelo en la parte posterior de los colectores se realiza mediante la siguiente correlación obtenida del estudio de la referencia [10]:

$$Nu_{posterior} = 8.948 Re_{conv}^{0.385} Pr_{aire}^{1/3}$$



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

A continuación se calcula el coeficiente de convección:

$$h_{conv} = \frac{Nu_{posterior} k_{aire}}{L_c}$$

El número de Prandtl del aire (Pr_{aire}), que es adimensional, y la conductividad del aire (k_{aire}) medida en W/mK , se han obtenido directamente de las tablas de propiedades del aire de la referencia [7].

Con los valores obtenidos en los pasos anteriores se obtiene:

$$R_{conv} = 0.028 \frac{K}{W}$$

▪ Conducción en la caja

Se trata de una resistencia térmica de conducción calculada mediante la siguiente expresión:

$$R_{caja} = \frac{e_{caja}}{k_{caja} A_1}$$

Donde:

- e_{caja} Espesor de la caja (m)
- k_{caja} Conductividad térmica del material de la caja (W/mK)
- A_1 Área de apertura de un colector (m^2)

Sustituyendo los datos propios del modelo de colector seleccionado para la instalación se tiene:

$$R_{caja} = 1.774 \cdot 10^{-6} \frac{K}{W}$$



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

▪ Conducción en el aislante

Se trata de una resistencia térmica de conducción que se calcula del mismo modo que la resistencia térmica de la caja.

$$R_{\text{aislante}} = \frac{e_{\text{aislante}}}{k_{\text{aislante}} A_1}$$

Donde:

- e_{aislante} Espesor del aislante (m)
- k_{aislante} Conductividad térmica del material aislante (W/mK)
- A_1 Área de apertura de un colector (m^2)

Sustituyendo los datos propios del modelo de colector seleccionado para la instalación se tiene:

$$R_{\text{aislante}} = 0.553 \frac{K}{W}$$

▪ Convección interna del fluido caloportador

Como se comentó anteriormente, el fluido caloportador que circula por los colectores es una mezcla de agua y propilenglicol; por lo tanto, las propiedades del fluido son las propiedades de la mezcla recopiladas en la tabla recopilatoria del apartado 8.3.

La resistencia térmica de convección en el interior de los tubos se obtiene a partir de la siguiente expresión:

$$R_{\text{fluido}} = \frac{1}{h_{\text{int}} \pi D_{\text{int}} L_{\text{tubo}} N_{\text{tubos}}}$$

Donde:

- h_{int} Coeficiente de convección del fluido ($W/m^2 K$)
- D_{int} Diámetro interno de los tubos (m)
- L_{tubo} Longitud de un tubo (m)



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

- N_{tubos} Número de tubos por colector (-)

En primer lugar se calcula el número de Reynolds:

$$Re_D = \frac{\rho_{fluido} v_{fluido} D_{int}}{\mu_{fluido}}$$

Donde:

- ρ_{fluido} Densidad de la mezcla de agua y propilenglicol (kg/m^3)

- v_{fluido} Velocidad del fluido en el interior de los tubos (m/s)

- D_{int} Diámetro interno de los tubos (m)

- μ_{fluido} Viscosidad dinámica de la mezcla de agua y propilenglicol ($N \cdot s/m^2$)

La convección interior en los tubos se calcula con la ecuación de Dittus-Boelter:

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr_{fluido}^{0.4}$$

A continuación se calcula el coeficiente de convección:

$$h_{int} = \frac{Nu_D k_{fluido}}{D_{int}}$$

El número de Prandtl del fluido caloportador (Pr_{fluido}), que es adimensional, y la conductividad del fluido (k_{fluido}) medida en W/mK , se han obtenido a partir de las gráficas de propiedades de la mezcla de agua y propilenglicol.

Con los valores obtenidos en los pasos anteriores se obtiene:

$$R_{fluido} = 3.238 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

▪ Conducción en los tubos

La resistencia térmica de conducción se calcula teniendo en cuenta la geometría cilíndrica de los tubos, por lo que se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2\pi k_{tubo} L_{tubo} N_{tubos}}$$

Donde:

- D_{ext} Diámetro exterior de los tubos (m)
- D_{int} Diámetro interno de los tubos (m)
- L_{tubo} Longitud de los tubos (m)
- k_{tubo} Conductividad térmica del material de los tubos (W/mK)
- N_{tubos} Número de tubos por colector (-)

Sustituyendo los valores apropiados se obtiene:

$$R_{tubo} = 6.25 \cdot 10^{-6} \frac{K}{W}$$

▪ Conducción en la placa absorbedora

La resistencia de la placa absorbedora, al ser una transferencia de calor no lineal se calcula experimentalmente con un balance de energía en la placa entre la temperatura de la placa y la temperatura media del fluido que pasa por los tubos. El valor experimental determinado según el modelo de colectores en régimen transitorio es:

$$R_{placa} = 0.012 \frac{K}{W}$$

Dicho valor se toma del artículo "Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y dirección del viento" indicado en el capítulo "Referencias".



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

▪ Radiación entre la placa absorbadora y el cristal de la cubierta

La resistencia de radiación entre el absorbedor y el cristal del colector se define mediante la siguiente expresión:

$$R_{radi} = \frac{(\varepsilon_{cristal} + \varepsilon_{placa} - \varepsilon_{cristal} \varepsilon_{placa})}{\varepsilon_{cristal} \varepsilon_{placa} \sigma \cdot A_1 (T_{placa}^2 + T_{cristalabajo}^2)(T_{placa} + T_{cristalabajo})}$$

Donde:

- $\varepsilon_{cristal}$ Emisividad del cristal con bajo contenido en hierro (-)
- ε_{placa} Emisividad del material de la placa absorbadora (-)
- T_{placa} Temperatura de la placa absorbadora (K)
- $T_{cristalabajo}$ Temperatura del cristal por dentro del colector (K)
- σ Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} W/m^2 K^4$)
- A_1 Área de apertura de un colector (m^2)

La resistencia radiativa entre el absorbedor y el cristal de la cubierta tiene el siguiente valor:

$$R_{radi} = 1.752 \frac{K}{W}$$

▪ Convección natural entre la placa absorbadora y el cristal de la cubierta

La resistencia térmica de convección se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R_{convl} = \frac{1}{h_{convl} A_1}$$

Donde

- h_{convl} Coeficiente de convección del aire interior ($W/m^2 K$)
- A_1 Área de apertura de un colector (m^2)



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

En primer lugar, al tratarse de un caso de convección natural, es preciso calcular el número de Rayleigh, que se define a continuación:

$$Ra_l = \frac{g\beta_{aire}L_{cámara}^3(T_{placa} - T_{cristalabajo})}{\alpha_{aire}\nu_{aire}}$$

Donde:

- g Aceleración de la gravedad ($g = 9.807 \text{ m/s}^2$)
- β_{aire} Coeficiente volumétrico de expansión térmica ($1/K$)
- $L_{cámara}$ Espesor de la cámara de aire (m)
- T_{placa} Temperatura de la placa absorbadora (K)
- $T_{cristalabajo}$ Temperatura de la superficie interior del cristal de la cubierta (K)
- ν_{aire} Viscosidad cinemática del aire en el interior de la cámara (m^2/s)
- α_{aire} Difusividad del aire en el interior de la cámara (m^2/s)

La convección natural en el aire interior del colector se ha asemejado al flujo en una cavidad rectangular inclinada. La correlación empírica utilizada para esta situación, según lo indicado en la referencia [10], es la siguiente:

$$Nu_l = 4.328 \cdot 10^{-10} \cdot Ra_l^2 - 1.478 \cdot 10^{-6} \cdot Ra_l + 1.001$$

El resultado obtenido para la resistencia térmica de convección en el interior de la cámara de aire entre la placa absorbadora y el cristal es:

$$R_{convl} = 0.116 \frac{K}{W}$$



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

▪ Conducción en el cristal

La conductividad de la cubierta de vidrio se traduce en la siguiente resistencia térmica de conducción:

$$R_{cristal} = \frac{e_{cristal}}{k_{cristal} A_1}$$

Donde:

- $e_{cristal}$ Espesor de la cubierta de vidrio (m)
- k_{vidrio} Conductividad térmica del vidrio (W/mK)
- A_1 Área de apertura de un colector (m^2)

Sustituyendo los datos propios del modelo de colector y el valor de la conductividad del vidrio se tiene:

$$R_{cristal} = 2.627 \cdot 10^{-3} \frac{K}{W}$$

▪ Convección forzada externa sobre el cristal de la cubierta de los colectores

La resistencia térmica de convección se determina con la siguiente expresión:

$$R_{convE} = \frac{1}{h_{convE} A_1}$$

Donde

- h_{convE} Coeficiente de convección del aire exterior ($W/m^2 K$)
- A_1 Área total de un colector (m^2)

En primer lugar, como en los anteriores casos de convección forzada, es imprescindible calcular el número de Reynolds.

$$Re_{convE} = \frac{\rho_{aire} v_{aire} L_c}{\mu_{aire}}$$



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

Donde:

- ρ_{aire} Densidad del aire (kg/m^3)

- v_{aire} Velocidad media anual del aire (m/s)

- L_c Longitud característica, correspondiente al ancho del colector (m)

- μ_{aire} Viscosidad dinámica del aire ($N \cdot s/m^2$)

Puesto que en la parte superior del colector el flujo sigue siendo paralelo, el número de Nusselt se calcula haciendo uso de la siguiente correlación obtenida de la referencia [10]:

$$Nu_{superior} = 0.105 Re_{convE}^{0.646} Pr_{aire}^{1/3}$$

El coeficiente de convección del aire exterior en la zona superior del colector es:

$$h_{convE} = \frac{Nu_{superior} k_{aire}}{L_c}$$

Finalmente se obtiene el siguiente valor de resistencia térmica de convección forzada:

$$R_{convE} = 0.108 \frac{K}{W}$$

▪ Radiación entre la cubierta de cristal y el cielo

La resistencia de radiación exterior del cristal se calcula como:

$$R_{radE} = \frac{1}{\varepsilon_{cristal} \sigma \cdot A_1 (T_{cristal}^2 + T_{cielo}^2) (T_{cristal} + T_{cielo})}$$

Donde:

- $\varepsilon_{cristal}$ Emisividad del cristal con bajo contenido en hierro (-)

- $T_{cristal}$ Temperatura del cristal de la cubierta (K)



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

- T_{cielo} Temperatura del cielo (K)

- σ Constante de Stefan-Boltzmann ($\sigma = 5.67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$)

- A_1 Área de apertura de un colector (m^2)

La resistencia de radiación entre el cristal de la cubierta y el cielo tiene el siguiente valor:

$$R_{radE} = 0.477 \frac{K}{W}$$

8.4.2 Resumen de resistencias térmicas

En la siguiente tabla se recopilan los valores de las resistencias térmicas calculadas en este apartado:

Tipo de transferencia	Localización	Resistencia (K/W)	
Convección forzada	Parte posterior	R_{conv}	0.028
Conducción	Caja	R_{caja}	$1.774 \cdot 10^{-6}$
Conducción	Aislante	$R_{aislante}$	0.553
Convección interna	Fluido térmico	R_{fluido}	$3.238 \cdot 10^{-3}$
Conducción	Tubos	R_{tubo}	$6.25 \cdot 10^{-6}$
Conducción	Placa absorbedora	R_{placa}	0.012
Radiación	Entre placa y cristal	R_{radI}	1.752
Convección natural	Entre placa y cristal	R_{convI}	0.116

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

Conducción	Cubierta de cristal	$R_{cristal}$	$2.627 \cdot 10^{-3}$
Convección forzada	Entre cristal y cielo	R_{convE}	0.108
Radiación	Entre cristal y cielo	R_{radE}	0.477

8.4.3 Cálculo de las pérdidas mediante las resistencias térmicas

Las resistencias térmicas anteriores pueden colocarse en el esquema que se muestra a continuación, que representa de manera más intuitiva el flujo de calor útil y las pérdidas térmicas que el esquema de la figura:

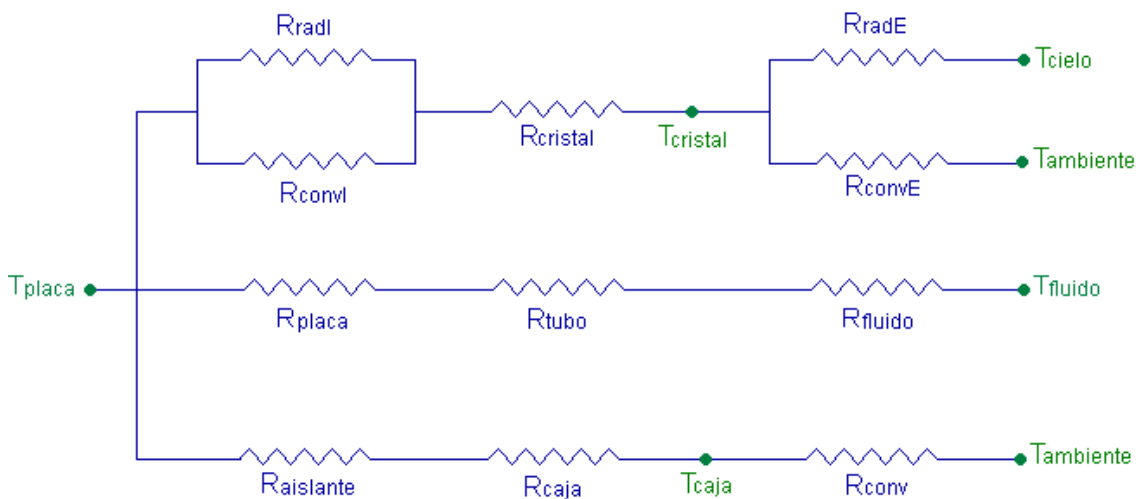


Figura 8.10 – Esquema de resistencias térmicas del colector
(FUENTE: Elaboración propia)

La idea principal en el estudio de las pérdidas en el colector es que el calor procedente de la radiación solar hace subir la temperatura de la placa. No toda la radiación que llega a la cubierta del colector llega a la placa absorbidora. Existen unas pérdidas, denominadas pérdidas ópticas, que se tienen en cuenta mediante la siguiente expresión:

$$q_{\text{ópticas}} = (1 - \eta_0) I_T A_1$$



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

Donde:

- η_0 Rendimiento óptico del colector (-)
- I_T Radiación que llega al colector (W/m^2)
- A_1 Área de apertura de un colector (m^2)

Sustituyendo los datos de rendimiento óptico y área del colector seleccionado y la radiación media anual que hay en Granada se obtiene:

$$q_{\text{ópticas}} = 302.562W$$

Una vez que la radiación atraviesa la cubierta, hace subir la temperatura de la placa, y debido a la diferencia de temperaturas, el flujo de calor se divide en tres ramas.

La rama superior hace referencia a las pérdidas de calor que se producen por la parte superior del colector. Interesa que el cristal de la cubierta tenga una conductividad lo menor posible para que la resistencia al flujo de calor sea lo mayor posible y así disminuir estas pérdidas.

La siguiente expresión permite determinar dichas pérdidas:

$$q_{\text{sup}} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{cristal}}}{\left(\frac{1}{R_{\text{radl}}} + \frac{1}{R_{\text{convl}}} \right)^{-1} + R_{\text{cristal}}}$$

Las pérdidas térmicas por la parte superior del colector son:

$$q_{\text{sup}} = 172.0971W$$

La rama inferior hace referencia a las pérdidas de calor que se producen por la parte inferior del colector. La siguiente expresión permite determinar dichas pérdidas:

$$q_{\text{inf}} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{aislante}} + R_{\text{caja}} + R_{\text{conv}}}$$

Se obtiene el siguiente valor de las pérdidas térmicas por la parte inferior:

$$q_{\text{inf}} = 63.118W$$



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

Interesa que la resistencia térmica de conducción del aislante sea lo mayor posible por lo que se utiliza un material de baja conductividad térmica, la lana de roca.

Por lo analizado anteriormente, se puede afirmar que las pérdidas totales (ópticas y térmicas) que se producen en el colector son:

$$q_p = q_{\text{ópticas}} + q_{\text{térmicas}} = q_{\text{ópticas}} + q_{\text{sup}} + q_{\text{inf}} = 537.777W$$

8.4.4 Cálculo del calor útil mediante las resistencias térmicas

La rama útil, es la que corresponde al flujo de calor que pasa al fluido caloportador. Interesa que tanto la placa absorbidora como los tubos por los que circula el fluido sean de materiales muy conductores térmicamente, para que las respectivas resistencias térmicas sean lo más pequeñas posibles y se transfiera el máximo flujo de calor al fluido térmico que circula por el interior de los tubos. El calor útil se determina a partir del esquema de resistencia anterior mediante la siguiente expresión:

$$q_{\text{útil}} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{fluido}}}{R_{\text{placa}} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{fluido}}}$$

Se obtiene el siguiente valor:

$$q_{\text{útil}} = 457.492W$$

El cociente entre el calor útil que se transfiere al fluido y la radiación total que incide en un colector proporciona el valor del rendimiento del colector:

$$\eta = \frac{q_{\text{útil}}}{I_T A_{\text{colector}}}$$

$$\eta = 0.46$$

En la siguiente figura se representa la distribución de la energía que llega al colector.

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

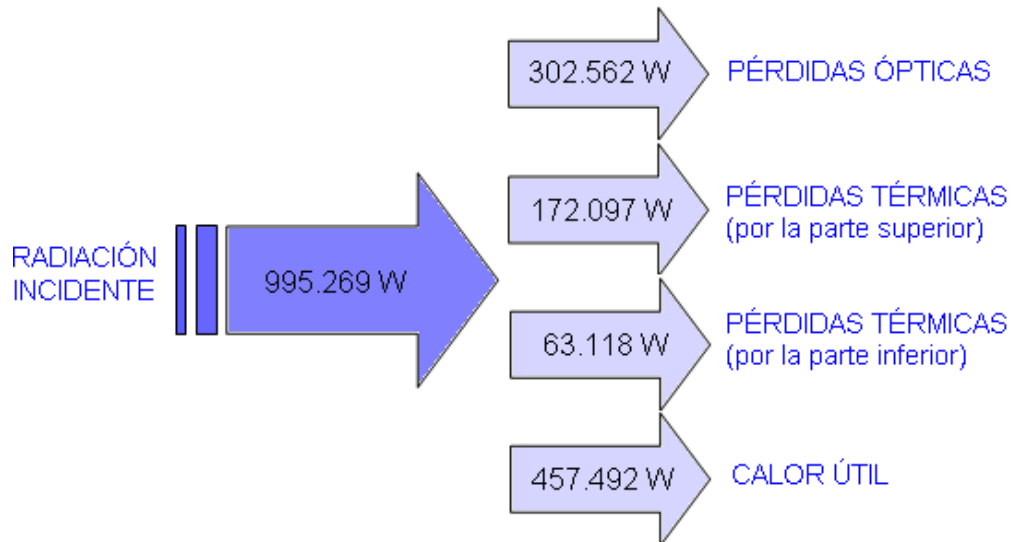


Figura 8.11 – Distribución de energía que llega colector
(FUENTE: Elaboración propia)

8.4.5 Complejidad del cálculo

La complejidad del cálculo de las resistencias térmicas, de las pérdidas térmicas y del calor útil reside en que requiere datos de temperaturas que son desconocidos a priori.

Por este motivo y con la intención de calcular los términos anteriores de la forma más precisa posible, se ha resuelto un sistema de ecuaciones mediante Mathcad. Dicho sistema, que incluye las ecuaciones que dependen de temperaturas desconocidas inicialmente, es el que se muestra a continuación:

$$I_T A_{\text{colector}} \eta_0 = q_{\text{útil}} + q_{\text{inf}} + q_{\text{sup}}$$

$$q_{\text{útil}} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{fluido}}}{R_{\text{placa}} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{fluido}}}$$

$$q_{\text{útil}} = m_1 C p_1 (\dot{T}_{\text{co}} - T_{\text{ci}})$$

$$q_{\text{inf}} = \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{aislante}} + R_{\text{caja}} + R_{\text{conv}}}$$

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

$$q_{\text{sup}} = \frac{R_{\text{radE}} R_{\text{convE}}}{R_{\text{cristal}} (R_{\text{radE}} + R_{\text{convE}})} \left[\left(\frac{T_{\text{cristalabajo}} - T_{\text{cielo}}}{R_{\text{radE}}} \right) + \left(\frac{T_{\text{cristalabajo}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{convE}}} \right) - \left(\frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{cristalabajo}}}{\frac{R_{\text{radI}} R_{\text{convI}}}{R_{\text{radI}} + R_{\text{convI}}}} \right) \right]$$

$$R_{\text{radI}} = \frac{\varepsilon_{\text{cristal}} + \varepsilon_{\text{placa}} - \varepsilon_{\text{cristal}} \varepsilon_{\text{cristal}}}{\varepsilon_{\text{cristal}} \varepsilon_{\text{cristal}} \sigma \cdot A_{\text{colector}} (T_{\text{placa}}^2 + T_{\text{cristalabajo}}^2) (T_{\text{placa}} + T_{\text{cristalabajo}})}$$

$$R_{\text{convI}} = \frac{L_{\text{cámara}}}{A_{\text{colector}} \left[4.328 \cdot 10^{-10} \left[\frac{g \beta_{\text{aire}} L_{\text{cámara}}^3 (T_{\text{placa}} - T_{\text{cristalabajo}})}{\alpha_{\text{aire}} \nu_{\text{aire}}} \right]^2 - 1.478 \cdot 10^{-6} \frac{g \beta_{\text{aire}} L_{\text{cámara}}^3 (T_{\text{placa}} - T_{\text{cristalabajo}})}{\alpha_{\text{aire}} \nu_{\text{aire}}} + 1.001 \right]}$$

El sistema consta de siete ecuaciones cuya solución arroja los valores del calor útil ($q_{\text{útil}}$), de las pérdidas térmicas por la parte superior del colector (q_{sup}) y de las pérdidas térmicas por la parte inferior (q_{inf}) del mismo.

Además determina el valor de la temperatura de la placa (T_{placa}) y la de la parte interior del cristal ($T_{\text{cristalabajo}}$), desconocida a priori, así como de las resistencias térmicas R_{radI} y R_{convI} .

La resolución del sistema anterior presenta fundamentalmente **4** ventajas:

1.- Evita utilizar valores de temperaturas obtenidos mediante correlaciones, como por ejemplo la temperatura del cristal de la cubierta (T_{cristal}), con el objeto de operar con datos reales y no estimados.

2.- Tiene en cuenta con la primera ecuación que la radiación que llega a la placa tras las pérdidas ópticas, ha de ser la suma del calor útil ($q_{\text{útil}}$) y las pérdidas térmicas ($q_{\text{sup}} + q_{\text{inf}}$).

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

3.- Considera mediante la segunda y la tercera ecuación que el calor útil calculado mediante las resistencias térmicas ha de coincidir con el calor útil que se transfiere al flujo másico del circuito primario, es decir:

$$\left. \begin{aligned} q_{\text{útil}} &= \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{fluido}}}{R_{\text{placa}} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{fluido}}} \\ q_{\text{útil}} &= m_1 C p_1 (\dot{T}_{\text{co}} - T_{\text{ci}}) \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{fluido}}}{R_{\text{placa}} + R_{\text{tubo}} + R_{\text{fluido}}} = m_1 C p_1 (\dot{T}_{\text{co}} - T_{\text{ci}})$$

4.- Tiene en cuenta, a través de la ecuación con la que se definen las pérdidas térmicas por la parte superior (q_{sup}), que el flujo que circula por las resistencias de convección y radiación entre la placa absorbidora y el cristal de la cubierta, coincide con el flujo que circula a través del cristal y a su vez con la suma del flujo que circula por la resistencia R_{radE} y el flujo que circula por R_{convE} , es decir:

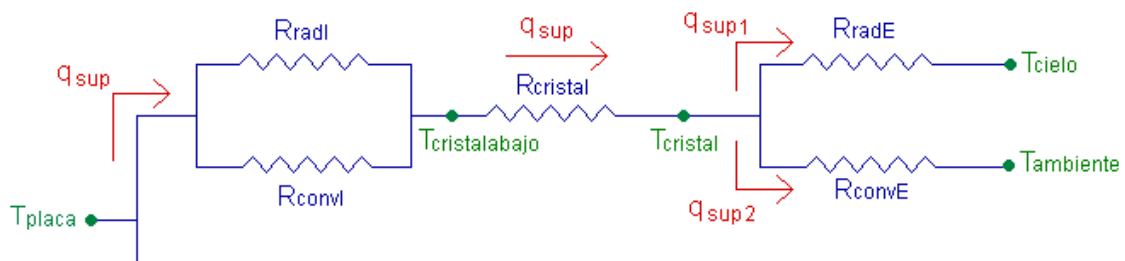


Figura 8.12 – Esquema de resistencias y flujo de calor por la parte superior del colector
(FUENTE: Elaboración propia)

$$q_{\text{sup}} = q_{\text{sup}} = q_{\text{sup1}} + q_{\text{sup2}}$$

$$\frac{T_{\text{placa}} - T_{\text{cristalabajo}}}{\frac{R_{\text{radI}} R_{\text{convI}}}{R_{\text{radI}} + R_{\text{convI}}}} = \frac{T_{\text{cristalabajo}} - T_{\text{cristal}}}{R_{\text{cristal}}} = \frac{T_{\text{cristal}} - T_{\text{cielo}}}{R_{\text{radE}}} + \frac{T_{\text{cristal}} - T_{\text{ambiente}}}{R_{\text{convE}}}$$

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

8.4.6 Cálculo de las pérdidas mediante las curvas del fabricante

En este apartado se procede al cálculo de las pérdidas que se producen en el colector considerando las curvas de rendimiento que facilita el fabricante del colector seleccionado.

Del catálogo del colector se obtiene la siguiente información:

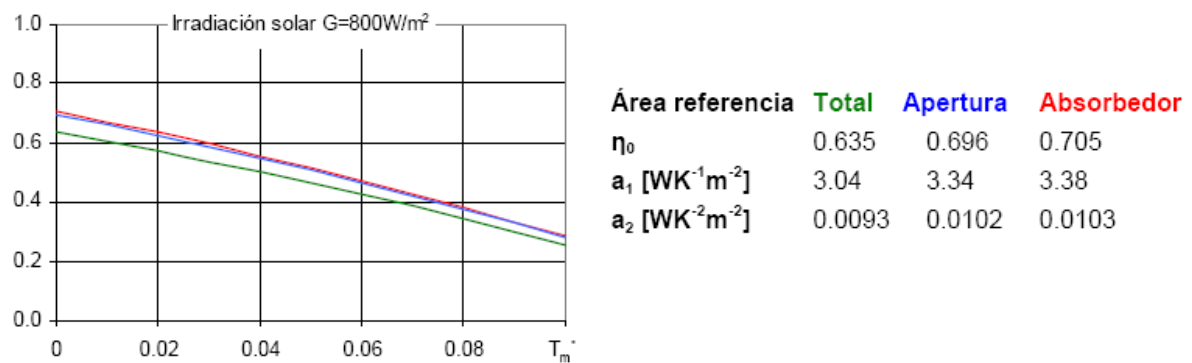


Figura 8.13 – Variación del rendimiento del colector con la temperatura media del fluido
(FUENTE: Catálogo del fabricante del captador plano vertical selectivo OPS-V210)

Dado que en los cálculos de las resistencias térmicas se ha utilizado el área de apertura, el cálculo de la curva de rendimiento se lleva a cabo con los coeficientes correspondientes a dicho área.

La expresión del rendimiento es:

$$\eta_{curva} = \eta_0 - a_1 \frac{\Delta T}{I_T} - a_2 \frac{\Delta T^2}{I_T}$$

Donde

- η_0 Rendimiento óptico del colector (-)
- a_1 Coeficiente de la curva ($W/m^2 K$)
- a_2 Coeficiente de la curva ($W/m^2 K^2$)
- ΔT Diferencia entre la temperatura de la placa y la temperatura ambiente (K)
- I_T Radiación incidente en el colector (W/m^2)



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

El valor del rendimiento es:

$$\eta_{curva} = 0.436$$

Este valor incluye además de las pérdidas ópticas producidas cuando la radiación atraviesa el cristal de la cubierta, y las pérdidas que se denominaron térmicas en el apartado anterior.

El calor útil que se transfiere al fluido caloportador se determina multiplicando el valor de la radiación incidente por el rendimiento del colector:

$$q_{\text{útil curva}} = \eta_{curva} I_T A_1$$

Obteniéndose el siguiente valor:

$$q_{\text{útil curva}} = 433.682W$$

En cuanto a las pérdidas totales, se calculan como la diferencia entre la radiación incidente y el calor útil:

$$q_{p\text{ curva}} = I_T A_1 - q_{\text{útil curva}}$$

Obteniéndose el siguiente valor:

$$q_{p\text{ curva}} = 561.587W$$

8.4.7 Comparación de resultados

En la siguiente tabla se recopilan los resultados obtenidos en los apartados anteriores:

Método	Calor útil (W)	Pérdidas totales (W)	Rendimiento
Resistencias térmicas	457.492	537.777	0.46
Curva del fabricante	433.682	561.587	0.436

El cálculo de las pérdidas producidas en el colector mediante el uso de esquemas análogos a los esquemas eléctricos y la determinación de las resistencias térmicas da



Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

como resultado un valor muy próximo al obtenido a partir de las curvas de rendimiento que proporciona el fabricante.

$$q_{p_{curva}} - q_p = 23.81W$$

Es decir, que existe una diferencia de aproximadamente 24 W entre las pérdidas calculadas teniendo en cuenta el efecto del viento en los colectores y las pérdidas calculadas a partir de la curva de rendimiento del fabricante.

En cuanto al rendimiento, en las condiciones de radiación y temperatura en las que se encuentra el colector, el fabricante proporciona un valor un 5.5% menor que el que se obtiene considerando el efecto del viento a través del cálculo detallado de las resistencias térmicas.

$$\frac{\eta - \eta_{curva}}{\eta_{curva}} \cdot 100 = 5.49$$

La diferencia entre el valor del rendimiento calculado por los dos métodos es muy pequeña.

El fabricante del colector seleccionado para la instalación objeto de estudio ha determinado la curva de rendimiento según la normativa EN 12975-2:2006, que utiliza un modelo cuasiestacionario, utilizando datos de velocidades de viento entre 1-4m/s.

Como conclusión, es posible afirmar que los resultados obtenidos por ambos métodos, tanto las pérdidas como el rendimiento, son prácticamente idénticos.

Esto se explica porque los colectores se ensayan con velocidades de viento muy similares a la velocidad media anual del viento en Granada, comprendida entre 1-4m/s.

8.5 Selección del caudal

En el catálogo del fabricante se especifica que los ensayos de ese modelo de colector han sido realizados con un caudal nominal de 150l/h. Por este motivo el caudal de fluido con el que se calcula la velocidad del mismo en los tubos, las pérdidas térmicas del colector y la solución del sistema de ecuaciones anterior, se ha realizado con un caudal de fluido caloportador igual a 150l/h.

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

No obstante, este caudal es orientativo, se encuentra entre un valor máximo y uno mínimo que recomienda el fabricante:

- Caudal máximo 350 l/h
- Caudal mínimo 80 l/h

Parece lógico pensar que en regiones con una radiación incidente mayor es conveniente utilizar mayores caudales de fluido que en zonas donde incide menos radiación solar, pues el fluido de trabajo podrá alcanzar mayores temperaturas, y partir de él obtener mayor calor útil.

Sin embargo hay que tener en cuenta que mayor caudal de fluido de trabajo por los tubos del colector supone mayores pérdidas de carga.

En el catálogo del colector se especifica la caída de presión que se produce para cada caudal mediante la siguiente gráfica:

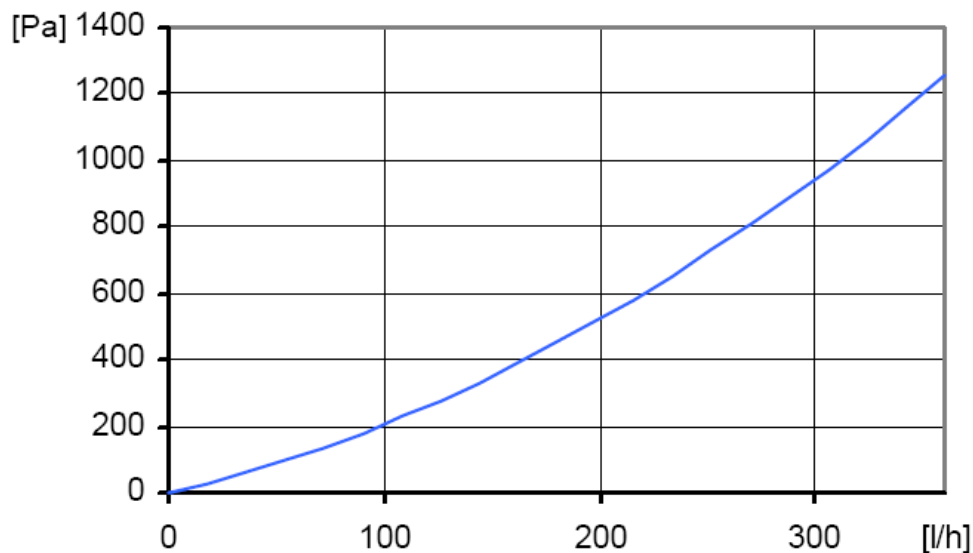


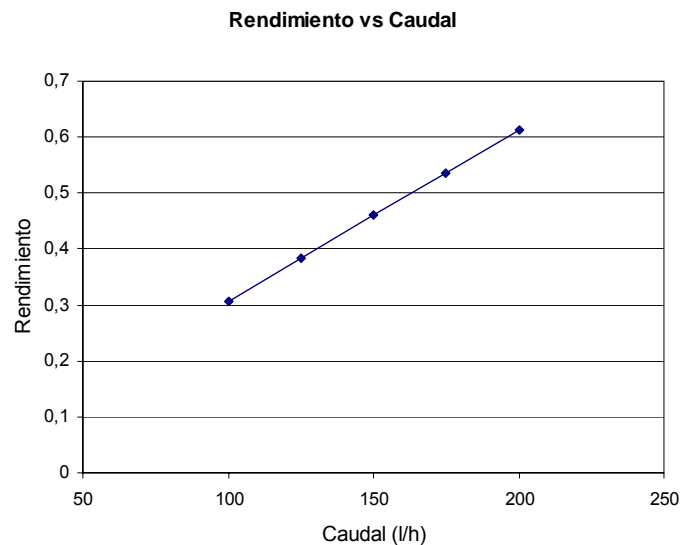
Figura 8.14 – Variación de la caída de presión en el colector con el caudal
(FUENTE: Catálogo del fabricante del captador plano vertical selectivo OPS-V210)

En la siguiente tabla se recopilan los datos de caudal, rendimiento y caída de presión aproximada:

Capítulo 8 - SISTEMA DE CAPTACIÓN SOLAR

Caudal (l/h)	Rendimiento	Caída de presión (Pa)
100	0.306	200
125	0.383	260
150	0.46	320
175	0.536	400
200	0.613	480

Los resultados de rendimiento obtenidos mediante Mathcad, se representan en la siguiente gráfica:



Observando la tabla y las gráficas anteriores se puede afirmar que a medida que se aumenta el caudal de fluido caloportador por el circuito de tubos del colector, aumenta el rendimiento del mismo. Del mismo modo, dicho aumento de caudal también se traduce en un aumento de pérdida de carga.

La selección del caudal de fluido de trabajo que circula por los colectores y por lo tanto por el circuito primario ha de ser un compromiso entre rendimiento y caída de presión.



Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

9 INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA (ACS)

9.1 Componentes principales de la instalación de ACS

El sistema de agua caliente sanitaria está compuesto principalmente por los siguientes elementos:

Intercambiador de calor: permite que el fluido que circula por el circuito primario (mezcla de agua y anticongelante procedente de los colectores) sea independiente del fluido que circula por el circuito secundario (agua procedente de la parte inferior del tanque de almacenamiento). En él se produce el intercambio de energía entre ambos fluidos.

Tanque de almacenamiento: acumula energía en forma de agua caliente. Mezcla el agua procedente del intercambiador de calor con el agua de la red de abastecimiento. Por su parte inferior se introduce agua de red y agua caliente procedente del intercambiador de calor. Por su parte superior se manda por un lado, agua a menor temperatura al intercambiador de calor y por otro, agua a los puntos de consumo.

Sistema auxiliar de energía: consiste básicamente en una caldera que eleva la temperatura del agua a la salida del tanque si no alcanza la temperatura de servicio (60°C).

Bomba de circulación: hace circular el agua desde el tanque de almacenamiento hasta el intercambiador de calor.

9.2 Cálculo de la instalación

La complejidad de dimensionar una instalación de estas características reside en encontrar un equilibrio entre la cantidad y calidad de la energía que se pretende obtener y el coste que supone obtenerla. Asimismo hay que tener en cuenta lo que dicta la normativa con respecto al mínimo aporte solar y la seguridad de las personas y estructuras.

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

La instalación se representa de forma esquemática en la siguiente figura:

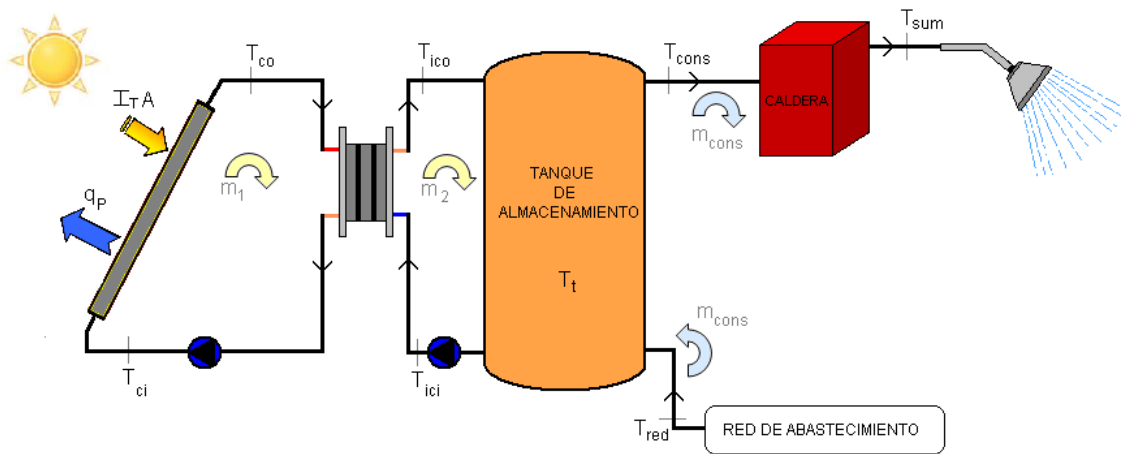


Figura 9.1 – Diagrama general de la instalación de ACS
(FUENTE: Elaboración propia)

Para conocer las variables de una instalación de tales características se ha de resolver un problema que contiene las siguientes siete incógnitas:

- Temperatura de entrada a colectores (T_{ci})
- Temperatura de salida de colectores (T_{co})
- Temperatura de entrada al tanque (T_{ico})
- Temperatura de salida del tanque (T_{ici})
- Temperatura de consumo (T_{cons})
- Temperatura media del tanque (T_t)
- Área de colectores (A_T)

El problema requiere la solución de siete ecuaciones que corresponden a:

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Balance de energía en los colectores solares

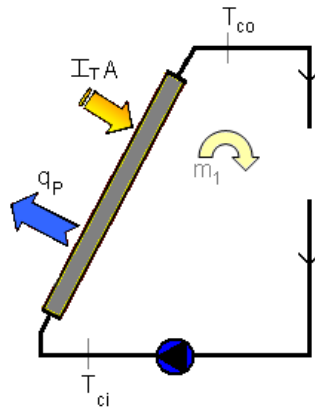


Figura 9.2 – Detalle del colector
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\frac{dEc}{dt} = I_T \cdot A_T \cdot \eta_0 - \dot{Q}_{PC} - \dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

Este balance se realiza para un volumen de control en estado estacionario por lo que el término de variación temporal de la energía es nulo.

La radiación I_T es la que recibe el conjunto de colectores. Depende la localización del emplazamiento (latitud) e inclinación de los colectores (β) y se obtiene a partir de la radiación I tal y como se indicó en el capítulo 6.

El programa matemático utilizado (Mathcad) resuelve los sistemas de ecuaciones por iteración y convergencia de resultados. Esto implica que para inicializar los cálculos es necesario introducir valores en todas las variables. Por este motivo, pese a que el área de colectores (A) es una incógnita, se toma un valor inicial de $A = 0.5 \cdot N$, siendo N el número de personas.

El rendimiento óptico η_0 tiene en cuenta que no toda la radiación que llega a la cubierta del colector, llega a la placa absorbedora del mismo.

Las pérdidas en el colector se obtuvieron en el capítulo 8.

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

El caudal del circuito primario \dot{m}_1 es el mismo que circula por los colectores. Se ha optado por utilizar un caudal de 100 l/h, comprendido entre el máximo y el mínimo que recomienda el fabricante.

El valor de Cp_1 corresponde al calor específico del fluido de trabajo utilizado en el circuito primario.

Balance de energía en el intercambiador de calor

El intercambiador de calor de la instalación es simétrico, es decir, el caudal del fluido en el circuito primario coincide con el del circuito secundario:

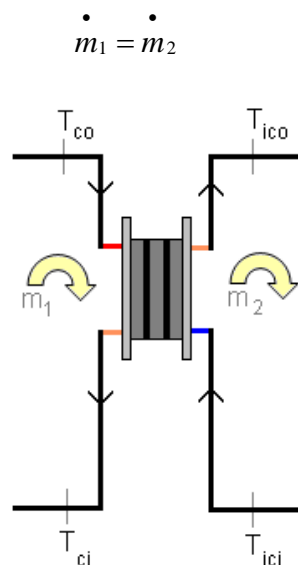


Figura 9.3 – Detalle del intercambiador de calor
(FUENTE: Elaboración propia)

Puesto que el cálculo con Mathcad precisa de un valor inicial de la eficiencia, se tomará $\varepsilon_{IC} = 0.7$. Para el cálculo final se utilizará el valor correspondiente a un intercambiador comercial que cumpla los requisitos.

El balance de energía en el intercambiador proporciona la segunda ecuación del sistema:

$$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci}) = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$



Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Donde

- \dot{m}_2 Caudal de fluido del circuito secundario (l/h)
- Cp_2 Calor específico del fluido del circuito secundario, agua (J/kgK)

Eficiencia en el intercambiador de calor

La eficiencia del intercambiador se define mediante la siguiente expresión, que corresponde a la tercera ecuación del sistema de ecuaciones que ha de resolverse.

$$\varepsilon_{IC} = \frac{\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{co} - T_{ci})}$$

Donde

- ε_{IC} Eficiencia del intercambiador (-)

$$C_{\min} = \min(\dot{m}_1 \cdot Cp_1, \dot{m}_2 \cdot Cp_2)$$

Los cálculos, realizados previamente a la selección del intercambiador, se realizan considerando un valor de eficiencia típico $\varepsilon = 0.7$.

Contribución solar mínima

La contribución solar mínima representa la temperatura que se puede alcanzar con la utilización exclusiva de esta instalación solar. Queda definida mediante el siguiente cociente:

$$f = \frac{m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{sum} - T_{red})} = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

Donde T_{cons} es la temperatura que se alcanza a la salida del tanque de acumulación en el circuito terciario, circuito de consumo, y T_{sum} es la temperatura que debe alcanzar el agua suministrada al consumidor, establecida en 60°C.

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

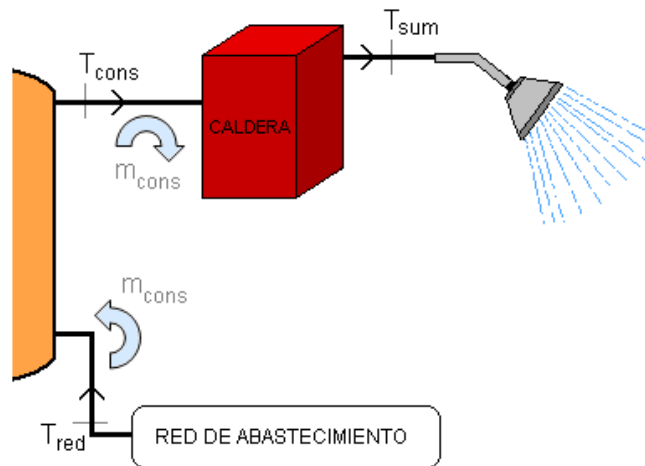


Figura 9.4 – Detalle del circuito de consumo
(FUENTE: Elaboración propia)

El valor de f varía en función de la zona climática en la que se encuentre la instalación solar, de la demanda diaria de ACS y del tipo de fuente energética de aporte.

La sección HE 4 del Código Técnico de la Edificación establece que Granada se sitúa en la zona climática IV. Además, como se explicó en el apartado de descripción del emplazamiento, calculada la demanda de ACS y para cualquier fuente auxiliar (gasóleo, propano, gas natural u otras) se obtiene un valor mínimo de $f = 0.7$.

Balance de energía en el tanque de almacenamiento

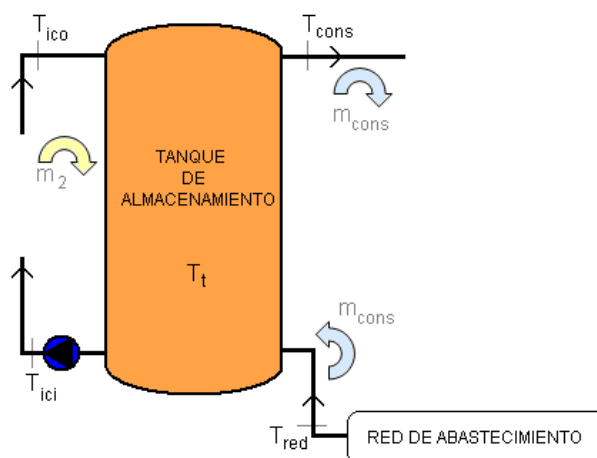


Figura 9.5 – Detalle del tanque de almacenamiento
(FUENTE: Elaboración propia)

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

En el tanque de almacenamiento se produce un proceso de transferencia de calor entre el agua calentada en el intercambiador y el agua fría que proviene de la red de abastecimiento. El balance de energía en el depósito proporciona la quinta ecuación del sistema:

$$\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

Temperatura media en el tanque de almacenamiento

Suponiendo que el fluido del tanque está completamente mezclado, se tiene el siguiente balance de energía:

$$\dot{m}_2 \cdot Cp \cdot T_{ico} + \dot{m}_{cons} \cdot Cp \cdot T_{red} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}) \cdot Cp \cdot T_t$$

De la ecuación anterior se obtiene la expresión que permite obtener la temperatura media del tanque.

$$T_t = \frac{T_{ico} \cdot \dot{m}_2 + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_2 + \dot{m}_{cons}}$$

Estratificación en el tanque de almacenamiento

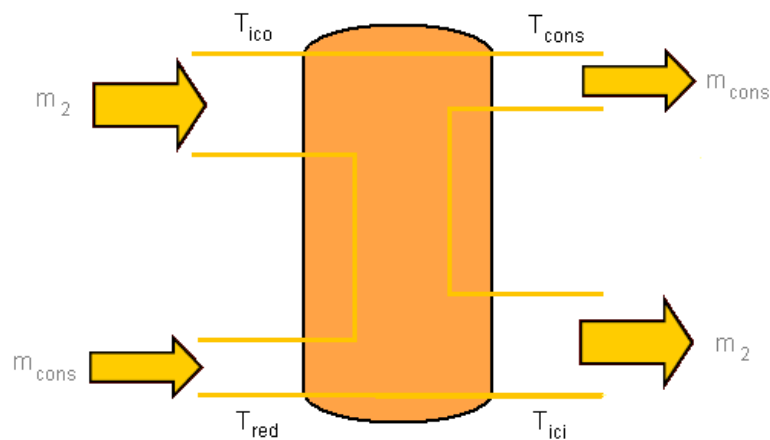


Figura 9.6 – Estratificación en el tanque
(FUENTE: Elaboración propia)

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Dentro del depósito se produce un gradiente de temperaturas debido a la estratificación. El grado de estratificación, E_T , es un coeficiente adimensional que representa el perfil del gradiente de temperaturas dentro del tanque.

Un tanque con estratificación tiene un coeficiente de estratificación comprendido entre cero y uno:

$$0 \leq E_T \leq 1$$

Considerando que el gradiente de temperaturas es lineal y dado que la temperatura alcanzada a la salida del tanque en el circuito de consumo (T_{cons}), ha de estar comprendida entre la temperatura de entrada al tanque en el circuito secundario (T_{ico}) y la temperatura media del tanque (T_t), se tiene que:

- Si el grado de estratificación es nulo, $E_T = 0 \Rightarrow T_{cons} = T_t$
- Si el grado de estratificación es la unidad, $E_T = 1 \Rightarrow T_{cons} = T_{ico}$

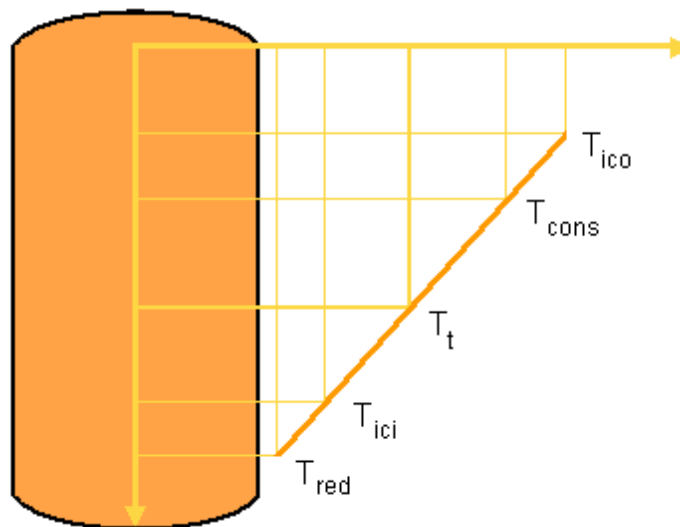


Figura 9.7 – Distribución de temperaturas en el tanque
(FUENTE: Elaboración propia)

La definición del gradiente de estratificación da como resultado la sexta ecuación del sistema:

$$E_t = \frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t}$$



Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Para la solución del sistema de ecuaciones con Mathcad se utiliza un valor de $E_T = 0.25$, que es un valor en principio desconocido pero cercano a las características reales de los tanques diseñados para instalaciones de este tipo.

La resolución del problema se ha realizado mediante el programa Mathcad. Se trata de una herramienta informática que permite resolver sistemas de ecuaciones de forma rápida y fiable siempre que se parta de unos datos iniciales adecuados.

9.3 Procedimiento de cálculo

La solución del sistema de ecuaciones descrito exige conocer la contribución solar f en cada mes. Sin embargo, este es un dato que se obtiene a partir del área de colectores, una de las incógnitas principales.

Por este motivo, en primer lugar, se soluciona el sistema a partir de datos medios anuales (radiación, pérdidas, temperatura ambiente, temperatura de red, etc.). Se toma como dato el valor de contribución solar mínima establecido en el CTE tal y como se explicó anteriormente y se obtiene el área, incógnita principal. Este es el área que proporciona el aporte solar mínimo que establece el CTE para la demanda de ACS de la instalación.

Una vez obtenido este valor se soluciona el mismo sistema de ecuaciones con datos mensuales. La contribución solar pasa a ser una incógnita y el área se toma como dato. A continuación se calcula el valor de contribución solar medio f_m y se analizan los valores de f de cada mes para ver si se cumplen las indicaciones del CTE.

El razonamiento anterior se representa en el siguiente esquema:

PASO 1 — CÁLCULOS ANUALES

A incógnita

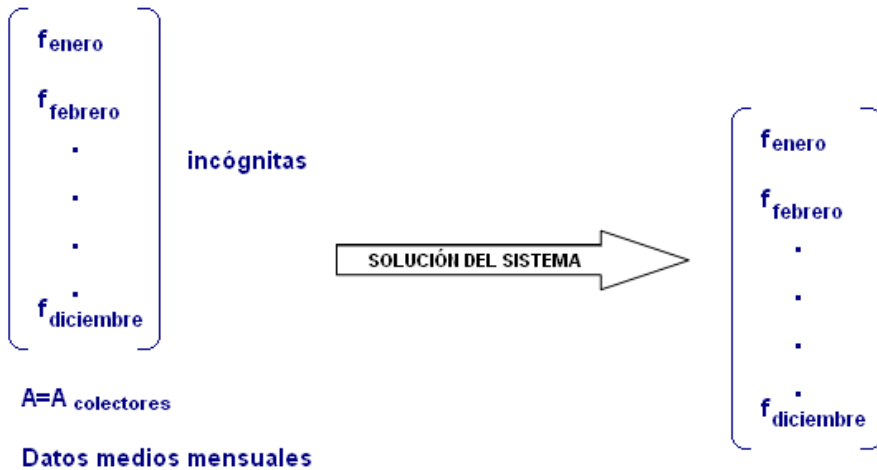
$f = f_{\min}$

Datos medios anuales



Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

PASO 2 — CÁLCULOS MENSUALES



PASO 3 — ANÁLISIS DE RESULTADOS

i = enero, febrero..diciembre

¿ $f_m > f_{min}$?

¿ $f_i > 1.1$ más de tres meses seguidos?

9.3.1 Cálculos anuales

Los valores de los datos medios anuales de las variables necesarias para la solución del sistema son:

Variable (media anual)	Dato	
Radiación incidente I_T	523 W/m ²	
Temperatura ambiente $T_{ambiente}$	290.45 K	17.3 °C
Temperatura de red T_{red}	283.45 K	10.3 °C
Caudal en el circuito primario \dot{m}_1	100 l/h	

Los resultados obtenidos al solucionar el sistema de ecuaciones partiendo de datos medios anuales y de la contribución solar mínima se recogen en la siguiente tabla:



Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Variable	Resultado	
Temperatura de entrada a colectores T_{ci}	318.96 K	45.81 °C
Temperatura de salida de colectores T_{co}	323.06 K	49.91 °C
Temperatura de entrada al tanque T_{ico}	321.05 K	47.9 °C
Temperatura de salida del tanque T_{ici}	317.2 K	44.05 °C
Temperatura media del tanque T_t	317.3 K	44.15 °C
Temperatura de consumo T_{cons}	318.24 K	45.09°C
Área de colectores A_T	167.67 m ²	

El área de colectores obtenido se corresponde con 89 colectores.

9.3.2 Cálculos mensuales

A continuación se procede a la solución del mismo sistema de ecuaciones partiendo de datos medios mensuales y del área correspondiente a 89 colectores.

La contribución solar que se obtiene para cada uno de los meses puede representarse en forma de vector. Así mismo se calcula la contribución solar media, que no es la media de las contribuciones solares anteriores, sino que se calcula como el cociente entre el sumatorio del calor útil y el sumatorio de la demanda de agua caliente sanitaria de todos los meses:

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

$$\begin{pmatrix} f_{\text{enero}} \\ f_{\text{febrero}} \\ f_{\text{marzo}} \\ f_{\text{abril}} \\ f_{\text{mayo}} \\ f_{\text{junio}} \\ f_{\text{julio}} \\ f_{\text{agosto}} \\ f_{\text{septiembre}} \\ f_{\text{octubre}} \\ f_{\text{noviembre}} \\ f_{\text{diciembre}} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0.473 \\ 0.608 \\ 0.814 \\ 0.838 \\ 1.095 \\ 1.193 \\ 1.295 \\ 1.267 \\ 1.253 \\ 0.898 \\ 0.717 \\ 0.459 \end{pmatrix}$$
$$f_m = \frac{\sum q_{\text{útil}}}{\sum q_{\text{acs}}}$$
$$f_m = 0.866$$

9.4 Análisis de resultados

En el documento básico HE 4 sobre ahorro de energía del Código Técnico de la Edificación se establece que con independencia del uso al que se destine la instalación, en el caso de que en algún mes del año la contribución solar real sobrepase el 110 % de la demanda energética o en más de tres meses seguidos el 100 %, se adoptarán cualquiera de las siguientes medidas:

- dotar a la instalación de la posibilidad de disipar dichos excedentes (a través de equipos específicos o mediante la circulación nocturna del circuito primario);
- tapado parcial del campo de captadores. En este caso el captador está aislado del calentamiento producido por la radiación solar y a su vez evacua los posibles excedentes térmicos residuales a través del fluido del circuito primario (que seguirá atravesando el captador);
- vaciado parcial del campo de captadores. Esta solución permite evitar el sobrecalentamiento, pero dada la pérdida de parte del fluido del circuito primario, debe ser repuesto por un fluido de características similares debiendo incluirse este trabajo en ese caso entre las labores del contrato de mantenimiento;

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

d) desvío de los excedentes energéticos a otras aplicaciones existentes.

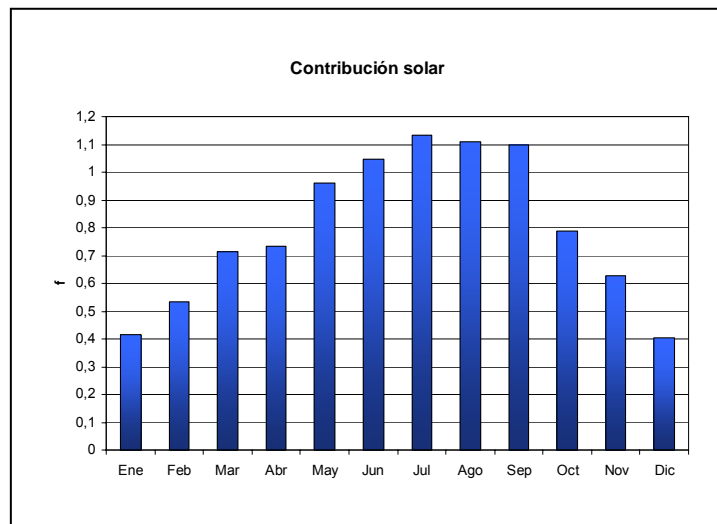
Los resultados obtenidos indican que la contribución solar media ($f_m = 0.866$) es mayor que la mínima exigida dada la demanda de ACS y la zona climática en la que se encuentra Granada ($f_{\min} = 0.7$). Sin embargo, ocurre que la contribución solar es mayor que el 110% de la demanda energética más de tres meses seguidos (mayo, junio, julio, agosto y septiembre).

Llegados a este punto, lo más aconsejable para esta instalación sería:

- Reducir el área de colectores para que el aporte solar no sea excesivo.
- Derivar el excedente energético a una aplicación de calefacción en invierno y una aplicación climatización en verano en una parte del edificio.

La disminución del número de colectores a **78**, da como resultado los siguientes valores de contribución solar y contribución solar media:

f_{enero}	(0.415)
f_{febrero}	0.533
f_{marzo}	0.713
f_{abril}	0.735
f_{mayo}	0.959
f_{junio}	1.046
f_{julio}	1.135
f_{agosto}	1.111
$f_{\text{septiembre}}$	1.098
f_{octubre}	0.787
$f_{\text{noviembre}}$	0.628
$f_{\text{diciembre}}$	(0.402)

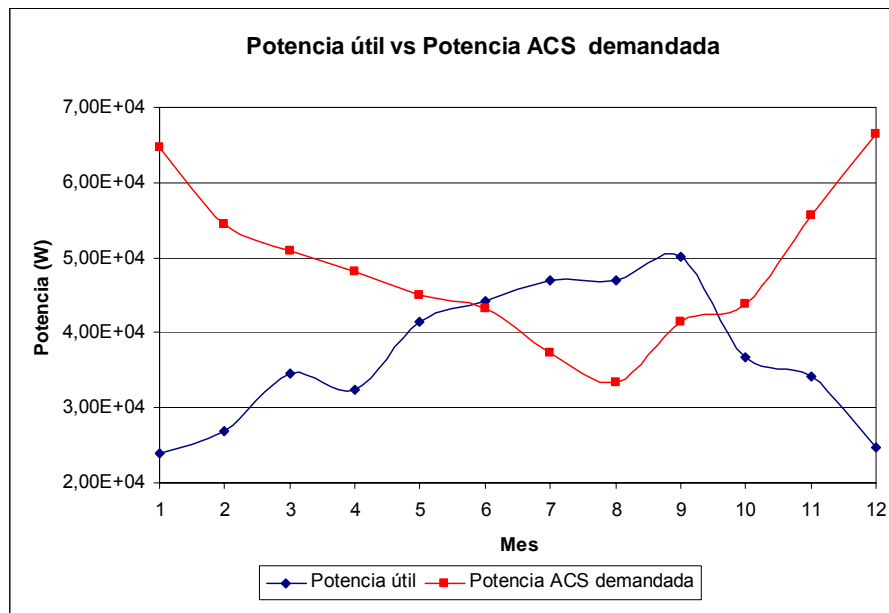


$$f_m = 0.759$$

Se verifica que la reducción del área de colectores hace que la contribución solar solo es mayor al 110% de la demanda energética en julio, agosto y en septiembre.

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

Los resultados mensuales de potencia útil que es posible obtener y potencia demandada por el sistema de ACS se representan a continuación:



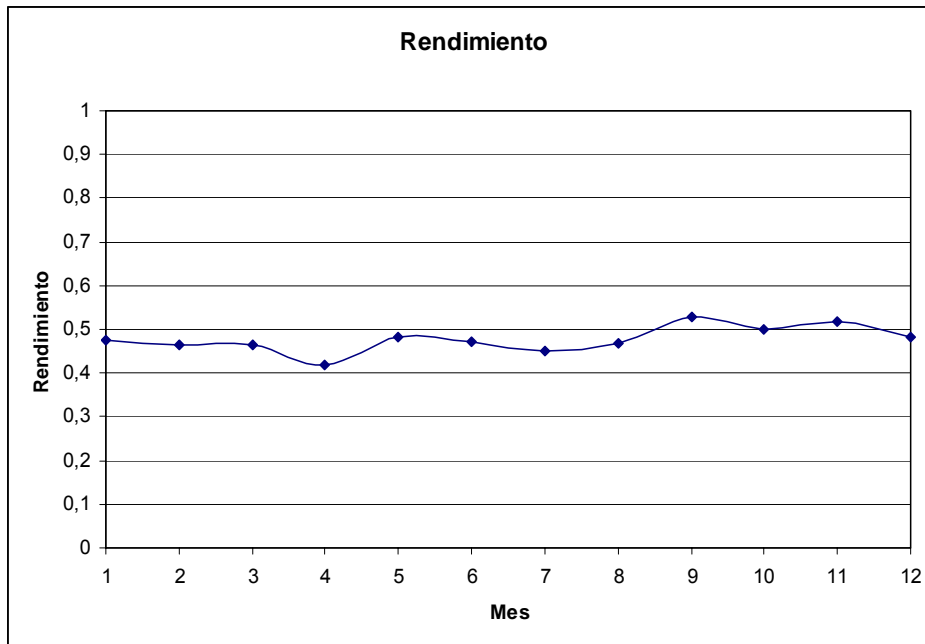
La gráfica anterior refleja que en los meses de junio, julio, agosto y septiembre, la potencia útil obtenida es mayor que la que demanda la instalación. Esto es, un excedente energético que se traduce, como se indicó anteriormente, en valores de contribución solar mayores que la unidad en dichos meses.

Se aprecia claramente la evolución de ambas curvas es completamente diferente. He aquí uno de los inconvenientes de esta tecnología: los meses en los que se demanda más potencia son los mismos en los que el aporte solar es menor.

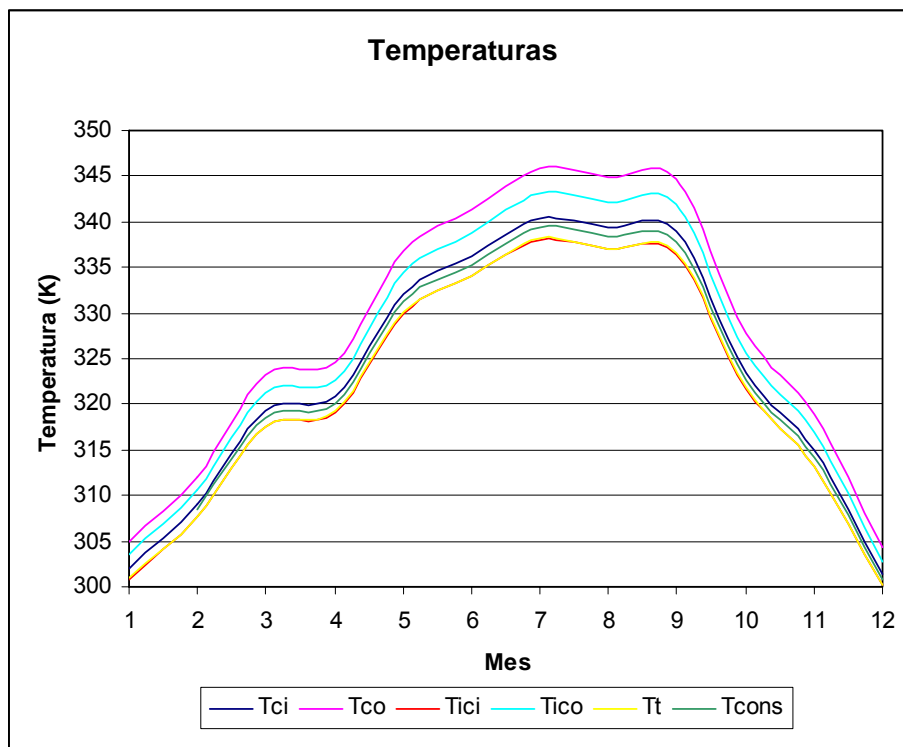
En la siguiente gráfica se representan los valores mensuales de rendimiento, definido éste como la potencia útil que es capaz de obtenerse de toda la radiación que incide en los colectores.

Se observa cómo el rendimiento permanece prácticamente constante a lo largo del año. Los valores del rendimiento se encuentran comprendidos entre 0.4 y 0.6 durante todos los meses del año, obteniendo un máximo en septiembre.

Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA



En un estudio de estas características resulta muy útil representar las temperaturas en cada punto significativo de la instalación.





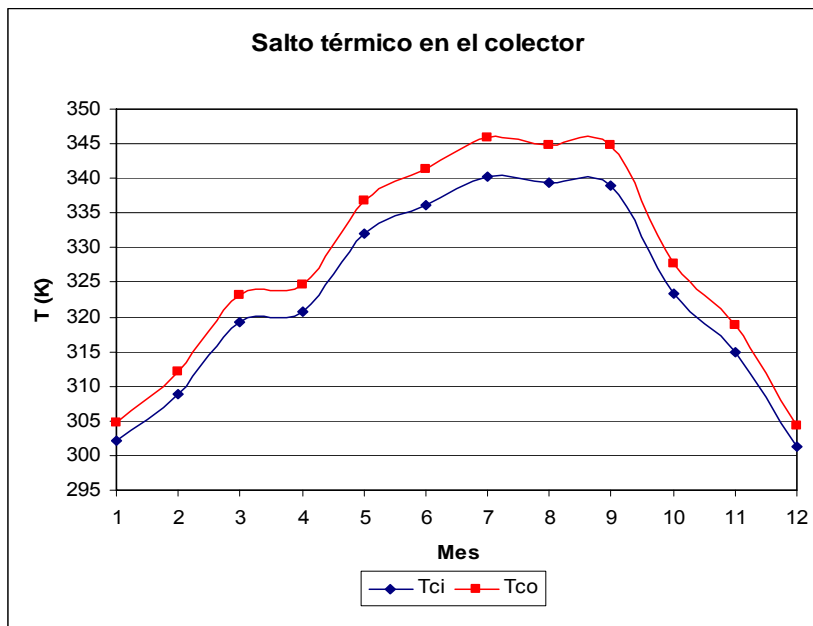
Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

La gráfica anterior refleja la coherencia de los resultados obtenidos:

- Se alcanzan mayores temperaturas en los meses centrales del año.
- La temperatura del fluido en el circuito primario es mayor a la salida del colector (T_{co}) que a la entrada (T_{ci}).
- La temperatura del fluido en el circuito secundario es mayor a la salida del intercambiador de calor T_{ico} (o a la entrada al tanque de almacenamiento) es mayor que a la entrada al intercambiador T_{ici} (o a la salida del tanque).
- La temperatura media del agua en el tanque (T_t) es muy similar a la temperatura a la entrada del intercambiador (T_{ici}) debido a que se ha considerado un valor bajo de estratificación en el tanque ($E_T = 0.25$). No obstante se trata de un valor realista porque en general es difícil conseguir estratificación a causa de los flujos de entrada y salida en el acumulador.
- La temperatura del agua a la salida del tanque en el circuito de consumo (T_{cons}) es más parecida a la temperatura media del agua del tanque (T_t) que a la temperatura a la entrada del tanque (T_{ico}) pues el grado de estratificación considerado ($E_T = 0.25$) está más próximo a 0 que a 1.

Por último se analizan con mayor detenimiento las temperaturas del fluido a la entrada y a la salida del colector, es decir, el salto térmico del fluido en el colector.

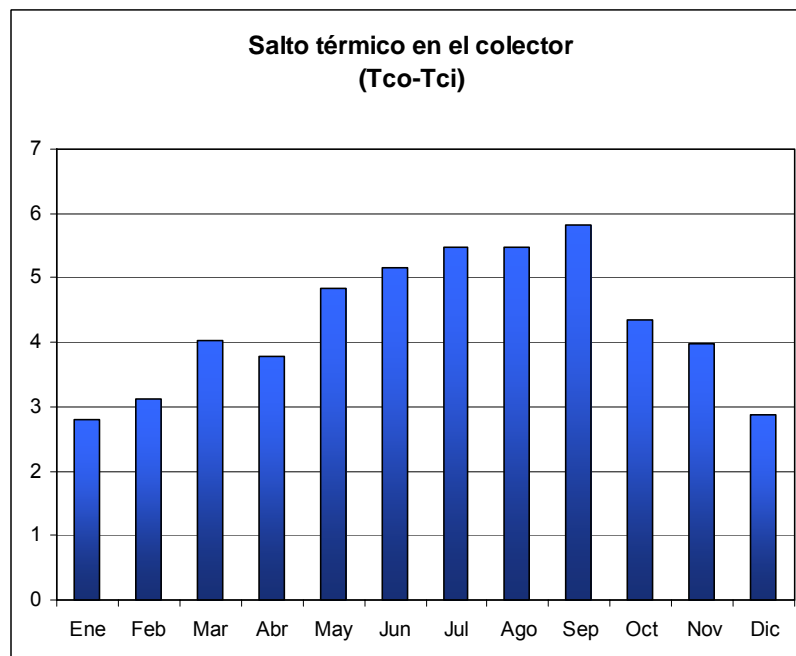
Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA



La temperatura del fluido a la entrada del colector se comporta de forma similar a la temperatura a la salida a lo largo del año.

La diferencia entre ambas temperaturas es máxima en septiembre.

En el siguiente diagrama de barras se muestra el salto térmico que se produce en el colector cada mes.



Efectivamente la máxima diferencia de temperaturas que sufre el fluido a su paso por el colector se produce en el mes de septiembre.

$$\Delta T_{\max} = \Delta T_{\text{Sep}} = 5.832K = 5.832^{\circ}C$$



Capítulo 9 - INSTALACIÓN DE AGUA CALIENTE SANITARIA

En el hemisferio norte los colectores debería colocarse inclinados hacia el sur un ángulo igual a la latitud. Como se explicó en el capítulo 6, la latitud de Granada es 37.2° y sin embargo los colectores se inclinan 33.48° . Es decir, que para aprovechar mejor la radiación los meses en los que hay menos radiación se inclinan más los colectores.



Capítulo 10 - INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

10 INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

10.1 Cumplimiento del Código Técnico de la Edificación

En el documento básico HE 4 sobre ahorro de energía del Código Técnico de la Edificación se establece que independientemente del uso al que se destine la instalación de ACS, si en algún mes del año la contribución solar real sobrepasa el 110 % de la demanda energética o en más de tres meses seguidos el 100 %, ha de adoptarse cualquiera de las siguientes medidas:

- a) dotar a la instalación de la posibilidad de disipar dichos excedentes
- b) tapado parcial del campo de captadores
- c) vaciado parcial del campo de captadores
- d) desvío de los excedentes energéticos a otras aplicaciones existentes.

El en capítulo 9 se ha diseñado una instalación de ACS en la que ha sido necesario reducir el área de colectores para evitar dicho exceso de contribución solar.

A continuación se diseña una instalación multipropósito en la que el excedente energético para ACS en los meses de invierno se dedicará a calefactar el local comercial de la planta baja del edificio y el excedente energético en los meses de verano se dedicará a climatizar dicho local.

Para atender el 100% de la demanda de calefacción y climatización propuesta hace falta una superficie de captadores muy superior a la que cabe en la cubierta del edificio, por lo que la superficie total de captación viene determinada por esta última condición.

10.2 Determinación del número máximo de colectores

10.2.1 Descripción de la cubierta del edificio

El siguiente dibujo muestra el espacio disponible en la cubierta, así como el espacio destinado a ascensores, depósitos, etc. propios del edificio y sus dimensiones.

Capítulo 10 - INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

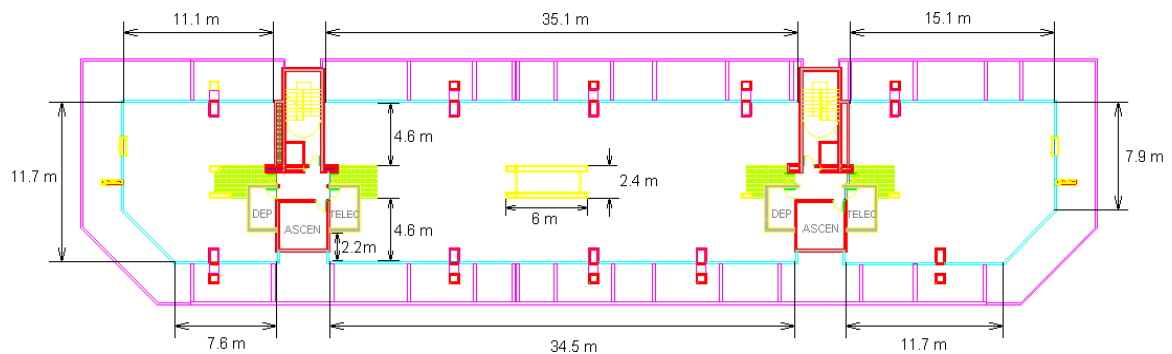


Figura 10.1 – Dimensiones de la cubierta del edificio
(FUENTE: Dpto. Ingeniería Térmica y Fluidos. Universidad Carlos III Madrid)

10.2.2 Determinación de sombras

Distancia entre colectores

Los colectores se deben situar de forma que en el día más desfavorable del periodo de utilización, no tengan más de un 5% de su superficie útil cubierta por sombras. Si el periodo de utilización principal es anual o durante el invierno, el día más desfavorable es el 21 de diciembre, solsticio de invierno.

Por lo tanto, debe existir una distancia mínima entre las filas de colectores, de manera que al mediodía solar del día más desfavorable del periodo de utilización, la sombra de la arista superior de una fila se proyecte, como máximo, sobre la arista inferior de la fila siguiente.

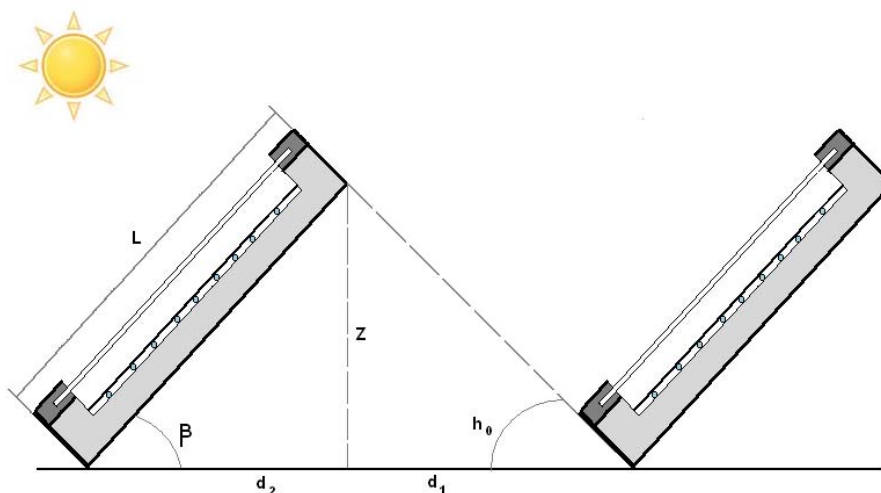


Figura 10.2 – Distancia mínima entre filas de colectores
(FUENTE: Elaboración propia)



Capítulo 10 - INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

En el caso objeto de estudio, en el que los colectores se sitúan en el hemisferio norte y se orientan hacia el sur se sabe que:

- El día más desfavorable es el 21 de Diciembre.
- La altura solar máxima a las 12 horas solares el día de solsticio de invierno es:

$$h_0 = (90^\circ - \text{latitud}) - 23.5^\circ$$

La distancia mínima entre filas, d , se calcula de la siguiente forma:

$$d = d_1 + d_2 = \frac{Z}{\tan h_0} + \frac{Z}{\tan \beta} = L \cdot \frac{\text{sen } \beta}{\tan h_0} + L \cdot \frac{\text{sen } \beta}{\tan \beta}$$

$$d = L \cdot \left(\frac{\text{sen } \beta}{\tan h_0} + \cos \beta \right)$$

Dado que:

- El ángulo de inclinación es $\beta = 33.48^\circ$
- La latitud es 37.2°
- La altura solar máxima es $h_0 = (90^\circ - \text{latitud}) - 23.5^\circ = 29.3^\circ$
- La longitud total del colector es $L = 2.031m$

La distancia mínima entre filas de colectores resulta ser:

$$d = 2.031m \cdot \left(\frac{\text{sen } 33.48^\circ}{\tan 29.3^\circ} + \cos 33.48^\circ \right)$$

$$d = 3.691m$$

Si no existen problemas de disponibilidad de espacio es recomendable aumentar en un 25% la distancia obtenida con la fórmula anterior.

Atendiendo a esta recomendación, se considerará mínima la siguiente distancia entre colectores:

$$d = 3.691m(1 + 0.25)$$

$$d = 4.613m$$

Capítulo 10 - INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

Distancia entre muro y colectores

El edificio tiene un patio de luces de manera que en la cubierta existe un “muro” alrededor de dicho patio de 1m de altura.

A continuación se calcula la distancia a la que pueden colocarse los colectores detrás de dicho obstáculo.

$$d = \frac{Z}{\tan h_0}$$

Donde:

- La altura del muro es Z
- La altura solar máxima es $h_0 = (90^\circ - \text{latitud}) - 23.5^\circ = 29.3^\circ$

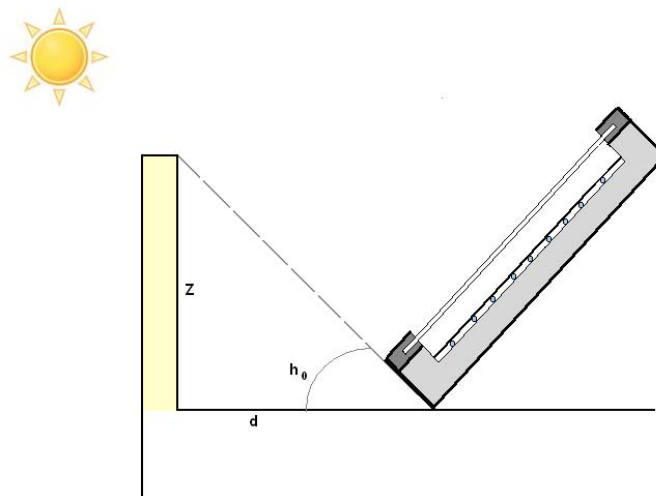


Figura 10.3 – Distancia mínima entre muro y fila de colectores
(FUENTE: Elaboración propia)

$$d = 1.782m$$

Aplicando la misma recomendación que en el cálculo de la distancia entre colectores:

$$d = 2.23m$$

Capítulo 10 - INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

Cálculo del número máximo de colectores

A continuación se representa la situación de las filas de colectores en la cubierta y las zonas de sombras que restringen la posición de los colectores.

Existen dos zonas cercanas a las escaleras del edificio donde se sitúan el cuarto de máquinas del ascensor, un cuarto de telecomunicaciones y un cuarto con un depósito. Se ha evitado también la colocación de colectores detrás de dichas zonas.

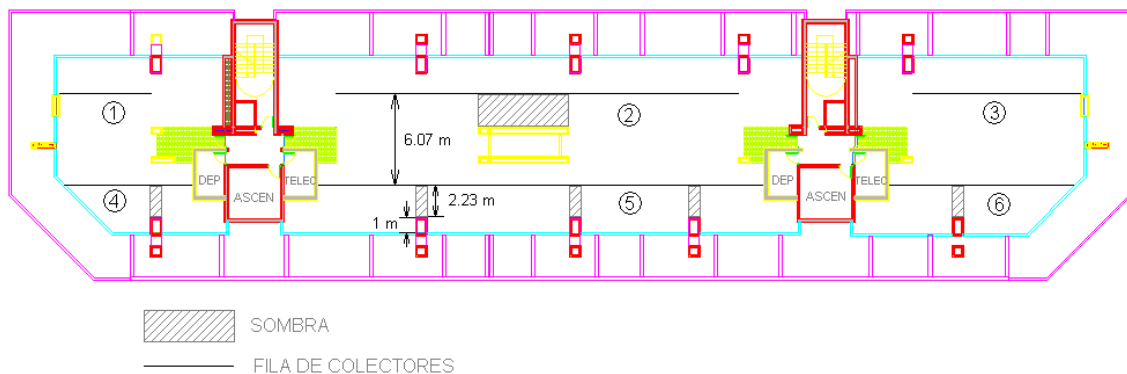


Figura 10.4 – Sombras en la cubierta del edificio
(FUENTE: Elaboración propia)

Se aprecia que las filas de colectores están separadas 6.07m, distancia mayor que la distancia mínima calculada anteriormente, debido a la restricción de la zona de sombra central que provoca el muro del patio de luces.

Teniendo en cuenta que el colector seleccionado tiene una anchura de 1.027m, en la siguiente tabla se recoge el número de colectores máximo que es posible colocar en cada uno de los seis tramos de colectores señalados:

Capítulo 10 - INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

Tramo	Longitud (m)	Longitud /Ancho colector	Número máximo de colectores
1	6.071	5.911	5
2	26.904	26.197	26
3	11.195	10.901	10
4	8.569	8.344	8
5	29.936	29.149	29
6	12.467	12.139	12
			Total 90

Los resultados anteriores revelan que en la cubierta del edificio es posible colocar un máximo de 90 colectores evitando zonas de sombras, tal y como se observa a continuación:

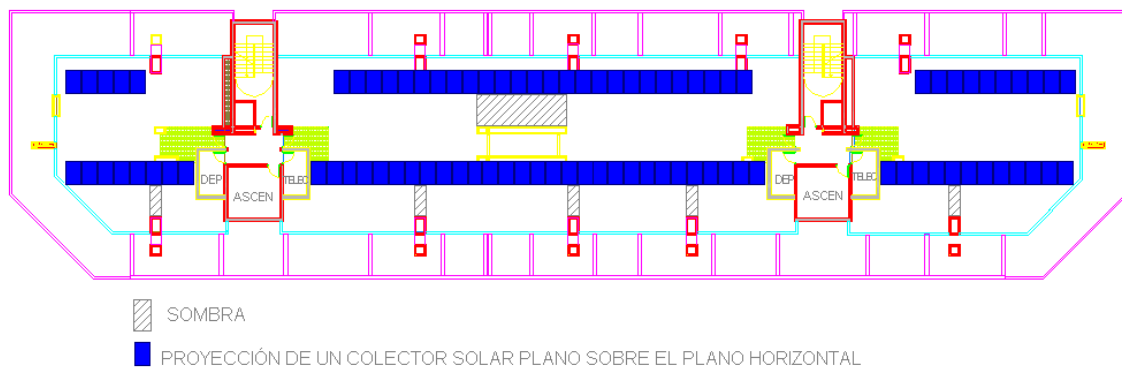


Figura 10.5 – Disposición de los colectores en la cubierta del edificio
(FUENTE: Elaboración propia)

El conjunto de los 90 colectores equivale a una superficie de captación de 171.27 m².

10.3 Justificación de la instalación de ACS, calefacción y climatización

La utilización de 90 colectores solares supone una contribución solar excesiva para cubrir la demanda de ACS del edificio.



Capítulo 10 - INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

$$f_m = 0.875$$

f_{enero}	0.479
f_{febrero}	0.615
f_{marzo}	0.823
f_{abril}	0.848
f_{mayo}	1.107
f_{junio}	1.207
f_{julio}	1.309
f_{agosto}	1.282
$f_{\text{septiembre}}$	1.267
f_{octubre}	0.908
$f_{\text{noviembre}}$	0.725
$f_{\text{diciembre}}$	0.464

La contribución solar media ($f_m = 0.875$) es mayor que la mínima exigida dada la demanda de ACS y la zona climática en la que se encuentra Granada ($f_{\min} = 0.7$). Sin embargo, la contribución solar es mayor que el 110% de la demanda energética más de tres meses seguidos, de manera que no se cumplen las restricciones de aporte solar contempladas en el CTE.

Para aprovechar energéticamente el exceso energético en esos meses, se complementa la instalación solar de 90 colectores con un sistema que proporcione, además de agua caliente sanitaria, calefacción o climatización según la época del año.

En los siguientes capítulos se desarrollarán los cálculos necesarios para el diseño de una instalación que satisfaga la demanda de agua caliente sanitaria de todo el edificio durante todo el año, que proporcione calefacción al local comercial de la planta baja del edificio en invierno y que lo climatice en verano.

Atendiendo a los resultados de cargas térmicas del local comercial obtenidos en el capítulo 7, se diseña el sistema de calefacción para los meses de enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre. El sistema de climatización se diseña para los meses de mayo, junio, julio, agosto y septiembre.

Capítulo 10 - INSTALACIÓN DE ACS, CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN

	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Q_{TOTAL} (KW)	-14.99	-12.48	-5.58	-0.15	8.56	67.65	71.63	73.88	69.05	3.46	-5.24	-14.98
	Calefacción				Climatización						Calefacción	

Existen dos meses (abril y octubre) en los que la baja carga térmica no justifica el uso del sistema de calefacción o climatización.

La instalación solar completa ha de contar de los siguientes elementos principales:

- Sistema de captación
- Intercambiador de calor (solar)
- Tanque de almacenamiento (solar)
- Intercambiador de calor (ACS)
- Tanque de almacenamiento (ACS)
- Sistema auxiliar de energía (caldera)
- Bombas de circulación
- Sistema de calefacción (suelo radiante)
- Sistema de climatización (máquina de absorción)

A continuación se representa el diagrama de la instalación multipropósito.

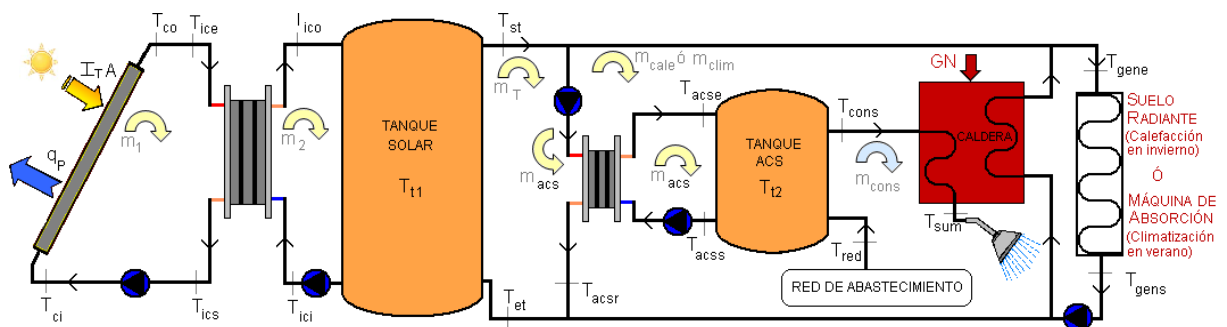


Figura 10.6 – Diagrama general de la instalación multipropósito
(FUENTE: Elaboración propia)



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

11 SISTEMA DE CALEFACCIÓN

11.1 Sistema de calefacción por suelo radiante

El sistema de calefacción por suelo radiante es el más recomendable para instalaciones solares térmicas, pues es un sistema de distribución de calor que se adapta perfectamente a la energía solar.

El principio de funcionamiento del suelo radiante se basa en impulsar agua a media temperatura (aproximadamente a 40°C) a través de un circuito de tuberías de polietileno reticulado.

Las tuberías se embeben en una capa de mortero de cemento bajo el pavimento. El mortero de cemento absorbe la energía térmica disipada por las tuberías y la cede al pavimento que, a su vez, emite esta energía a la estancia mediante radiación y en menor grado convección natural.

11.2 Comparación del suelo radiante con el sistema de calefacción tradicional

El sistema de calefacción por suelo radiante supone un gran ahorro energético en comparación con los sistemas tradicionales de calefacción mediante radiadores de pared.

En el sistema de calefacción mediante suelo radiante se hace circular agua por las tuberías entre 35 y 40°C, el suelo se mantiene a una temperatura comprendida entre 20 y 28°C y la temperatura ambiente de las estancias entre 20 y 22°C. Esto significa que para mantener un local a una temperatura de confort de unos 20°C basta con calentar agua hasta alcanzar unos 45°C.

En el sistema de calefacción tradicional se quema un combustible a temperaturas superiores a 800°C para obtener energía con la que calentar agua hasta los 70 u 80°C y mantener la estancia a una temperatura de confort próxima a 20°C.

La necesidad de quemar un combustible, el mayor salto térmico y por tanto las mayores pérdidas de calor de los sistemas convencionales convierte al suelo radiante en la mejor opción para una instalación solar como la que se estudia en el presente proyecto.

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

11.3 Componentes principales del sistema de suelo radiante

A continuación se muestra una vista transversal con los elementos principales que componen el suelo radiante:

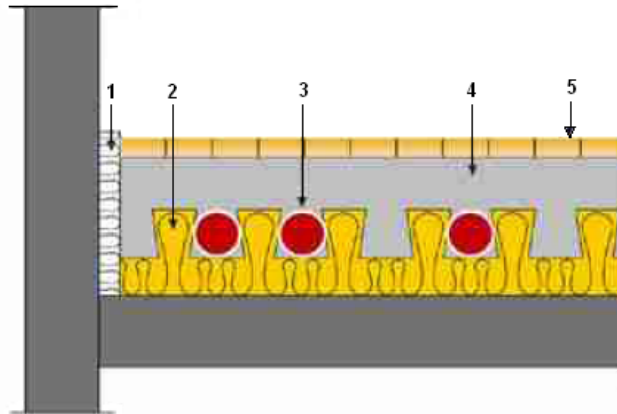


Figura 11.1 – Sección transversal del suelo radiante
(FUENTE: Catálogo del Suelo Radiante Esak-System)

1. Aislamiento plastificado

Mantiene el sistema separado de las paredes de las estancias. Se adhiere a todos los tabiques y muros que delimitan las estancias calefactadas y su misión principal es absorber las dilataciones térmicas del mortero de cemento debido a su calentamiento/enfriamiento.

2. Aislamiento moldeado, plastificado y machihembrado

Reduce las pérdidas por la parte inferior de los tubos. Además sujeta y guía las tuberías, facilitando el trazado del circuito.

3. Tubos de polietileno reticulado

Por ellos circula el fluido caloportador, en este caso, agua caliente.

4. Mortero de cemento

Es vertido sobre toda la superficie calefactable una vez que el circuito de tubos ha sido colocado.

5. Pavimento

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

11.4 Ventajas del suelo radiante

Las principales ventajas que presenta el sistema de suelo radiante son:

Perfil óptimo de temperaturas del cuerpo humano

El suelo radiante es el sistema de distribución de calor que mejor se ajusta al perfil óptimo de temperaturas del cuerpo humano, en el que la temperatura del aire a la altura de la cabeza es ligeramente inferior a la temperatura del aire a la altura de los pies. Esto se traduce en una mayor sensación de confort en el usuario.

Los siguientes gráficos representan la distribución vertical de temperaturas en función del sistema de calefacción:

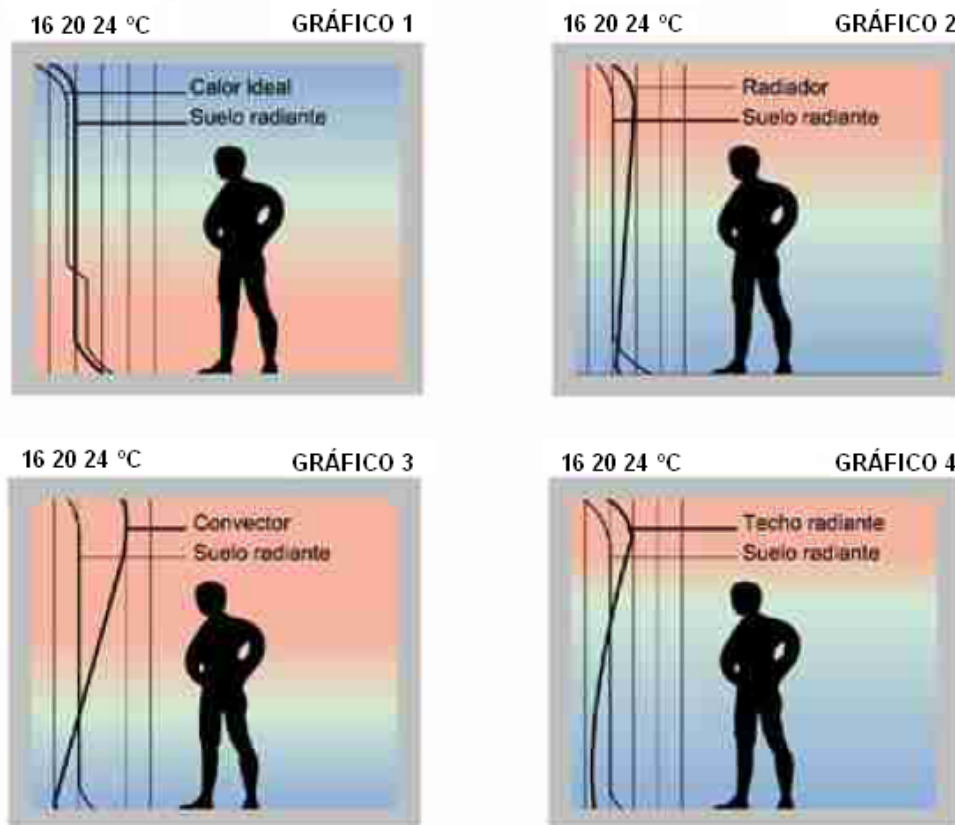


Figura 11.2 – Distribución vertical de temperaturas para diferentes sistemas de calefacción
(FUENTE: www.esak.es)

Los gráficos anteriores indican que en el suelo radiante (gráfico 1), a diferencia de los otros sistemas (gráficos 2, 3 y 4), el calor se distribuye hasta 2-2.5m de altura (el espacio que ocupamos las personas), por lo que resulta ideal para la calefacción de



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

grandes volúmenes, ya que reduce al mínimo las pérdidas al no crear bolsas de aire caliente en los techos (típico en los otros sistemas de calefacción).

Emisión térmica uniforme

El emisor térmico es todo el suelo del recinto a calefactar, lo que da lugar a una temperatura del ambiente uniforme.

Este fenómeno es opuesto al de “zonas calientes” y “zonas frías” propio de los sistemas con un número limitado de emisores de calor.

Calefacción sin movimientos de aire

La velocidad de migración de las capas de aire caliente hacia las zonas frías es proporcional a la diferencia de temperatura del aire entre ambas zonas, caliente y fría. Dado que la temperatura de la superficie emisora (pavimento) de un sistema de calefacción por suelo radiante es baja (inferior a 30°C), la diferencia de temperatura del aire es muy baja lo que se traduce en un movimiento de aire imperceptible si se compara con el producido con un aporte localizado de calor mediante convectores o mediante radiadores.

La ausencia de movimiento del aire produce menor movimiento de polvo y un entorno más higiénico y saludable.

Ahorro energético

Para que el usuario perciba cierta sensación térmica, la temperatura del ambiente de la estancia es inferior si se calefacta por suelo radiante que por sistemas de calefacción convencionales (radiadores, convectores de aire, etc.). Esto se explica con los perfiles de temperaturas mostrados anteriormente.

En los locales con sistema de calefacción convencional, la temperatura es mayor en las zonas elevadas. Esto significa que el usuario percibe una sensación térmica menor, o que para tener la misma sensación térmica que con el suelo radiante es necesaria mayor temperatura ambiente.



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Si la temperatura ambiente de la estancia es menor, la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior también es menor, lo que se traduce en menores pérdidas por cerramientos, por ventilación, por infiltración,...

Por otra parte las pérdidas de calor en la sala de calderas y en las conducciones hasta los colectores son menores porque la temperatura del agua de impulsión y de retorno son menores que en otros sistemas de calefacción.

Compatible con cualquier fuente de energía

La temperatura de impulsión de agua que necesita el sistema es moderada (aproximadamente 42°C). Esto hace compatible este sistema de calefacción con cualquier fuente energética: electricidad, combustibles derivados del petróleo, energía solar, carbón, gas natural, etc.

Dado que la temperatura requerida por suelo radiante es más baja que la de otros sistemas de calefacción, el suelo radiante es el dispositivo más adecuado para ser empleado en instalaciones solares de calefacción, ya que los otros tipos requieren temperaturas de impulsión más elevadas que las que la instalación solar puede proporcionar, con un rendimiento aceptable.

El suelo radiante tiene otras ventajas entre las que cabe destacar:

- Es compatible con todo tipo de pavimentos.
- Estéticamente no hay aparatos de calefacción visibles, lo que permite aprovechar toda la superficie de las dependencias.
- Es un sistema de calefacción silencioso debido a la baja velocidad a la que circula el fluido caloportador.
- La corrosión no afecta a las tuberías, que pueden ser compatibles con cal, yeso, hormigón, etc. además la dilatación del tubo no perjudica el pavimento.
- Es un sistema muy seguro porque todos los circuitos comienzan y terminan en un sistema colector de agua, de modo que no existen empalmes en las tuberías.

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

La siguiente fotografía refleja un sistema de distribución del suelo radiante en el que todo el circuito está formado por un único tubo, sin empalmes.



Figura 11.3 – Detalle del tubo y panel portatubos
(FUENTE: www.esak.es)

11.5 Cálculo del sistema de ACS y calefacción

La instalación capaz de proporcionar agua caliente sanitaria y calefacción se representa de forma esquemática en la siguiente figura:

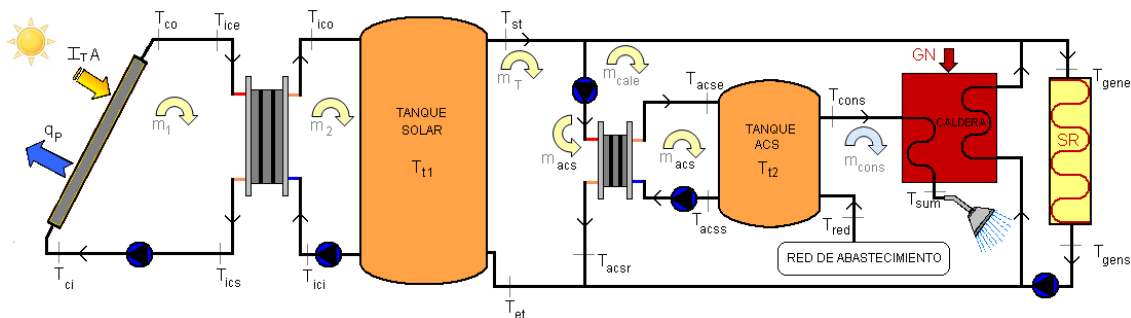


Figura 11.4 – Diagrama general de la instalación de ACS y calefacción
(FUENTE: Elaboración propia)

En el diagrama anterior se observan los siguientes circuitos:

- Circuito primario o circuito de colectores (agua y anticongelante)
- Circuito secundario (agua)
- Circuito terciario (agua)
- Circuito de calefacción (agua)
- Circuito de ACS (agua de consumo)



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Para conocer las variables de una instalación de tales características se ha de resolver un problema que contiene las siguientes quince incógnitas:

- Temperatura de entrada a colectores (T_{ci})
- Temperatura de salida de colectores (T_{co})
- Temperatura de entrada al intercambiador de calor solar (T_{ice})
- Temperatura de salida del intercambiador de calor solar (T_{ics})
- Temperatura de entrada al tanque solar (secundario) (T_{ico})
- Temperatura de salida del tanque solar (secundario) (T_{ici})
- Temperatura de entrada al tanque solar (terciario) (T_{et})
- Temperatura de salida del tanque solar (terciario) (T_{st})
- Temperatura de entrada al tanque ACS (T_{acse})
- Temperatura de salida del tanque ACS (T_{acss})
- Temperatura de retorno del intercambiador de ACS (T_{acsr})
- Temperatura de salida del tanque de ACS a consumo (T_{cons})
- Temperatura de entrada al sistema de suelo radiante (T_{gene})
- Temperatura de salida del sistema de suelo radiante (T_{gens})
- Fracción solar de ACS (f_{acs})

Una vez obtenidos los valores de las variables anteriores pueden calcularse los siguientes:

- Temperatura media del tanque solar (T_{t1})
- Temperatura media del tanque ACS (T_{t2})
- Pérdida de calor en la tubería de bajada (q_{p_bajada})
- Pérdida de calor en la tubería de subida (q_{p_subida})
- Calor útil obtenido de la instalación (q_{util})

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

El problema requiere la solución de quince ecuaciones que corresponden a:

Balace de energía en los colectores solares

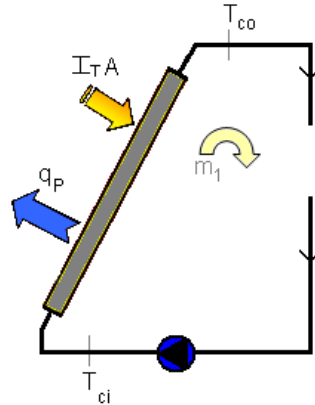


Figura 11.5 – Detalle del colector
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\frac{dEc}{dt} = I_T \cdot A_T \cdot \eta_0 - \dot{Q}_{PC} - \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

Donde

- $\frac{dEc}{dt} = 0$ porque el balance se realiza para un volumen de control en estado estacionario.
- I_T Radiación que recibe el conjunto de colectores (W/m^2)
- A_T Área total de colectores (m^2)
- η_0 Rendimiento óptico del colector (-)
- \dot{Q}_{PC} pérdidas de calor del conjunto de colectores (W)
- \dot{m}_1 Caudal de fluido del circuito primario (l/h)
- C_{p1} Calor específico del fluido del circuito primario (mezcla de agua y propilenglicol) (J/kgK)

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Balance de energía en la tubería de bajada



Figura 11.6 – Detalle de la tubería de bajada
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_1 \cdot C p_1 \cdot (T_{co} - T_{ice}) = UA \cdot \Delta T_{ln}$$

Donde

- ΔT_{ln} es el incremento de temperaturas logarítmico definido mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ln} = \frac{(T_{co} - T_{ambiente}) - (T_{ice} - T_{ambiente})}{\ln\left(\frac{(T_{co} - T_{ambiente})}{(T_{ice} - T_{ambiente})}\right)}$$

- UA se calcula mediante el esquema de resistencias térmicas propio de la tubería (W/K).

Balance de energía en la tubería de subida



Figura 11.7 – Detalle de la tubería de subida
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_1 \cdot C p_1 \cdot (T_{ics} - T_{ci}) = UA \cdot \Delta T_{ln}$$

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Donde:

- ΔT_{\ln} es el incremento de temperaturas logarítmico definido mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_{ics} - T_{ambiente}) - (T_{ci} - T_{ambiente})}{\ln\left(\frac{(T_{ics} - T_{ambiente})}{(T_{ci} - T_{ambiente})}\right)}$$

- UA se calcula mediante el esquema de resistencias térmicas propio de la tubería (W/K).

Balance de energía en el intercambiador de calor solar

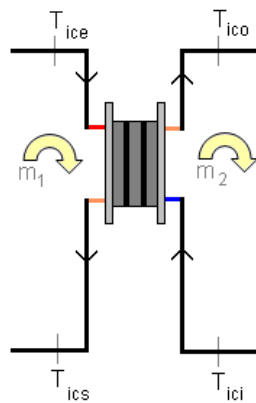


Figura 11.8 – Detalle del intercambiador de calor solar
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ice} - T_{ics}) = \dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

Donde:

- \dot{m}_2 Caudal de fluido del circuito secundario (l/h)
- Cp_2 Calor específico del fluido del circuito secundario, agua (J/kgK)

El intercambiador de calor solar de la instalación es simétrico, es decir, el caudal del fluido en el circuito primario coincide con el del circuito secundario ($\dot{m}_1 = \dot{m}_2$).

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Eficiencia en el intercambiador de calor solar

La eficiencia del intercambiador se define mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{IC1} = \frac{\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{ice} - T_{ici})}$$

Donde:

- ε_{IC1} Eficiencia del intercambiador solar (-)

$$- C_{\min} = \min(\dot{m}_1 \cdot Cp_1, \dot{m}_2 \cdot Cp_2)$$

Los cálculos se realizan previamente a la selección del intercambiador considerando un valor de eficiencia típico $\varepsilon_{IC} = 0.7$. En la fase correspondiente a la selección del intercambiador se tendrá en cuenta que cumpla esta característica.

Balance de energía en el tanque solar

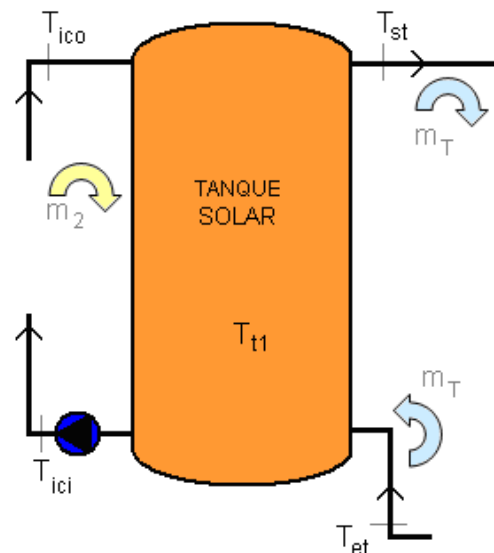


Figura 11.9 – Detalle del tanque solar
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_T \cdot Cp_3 \cdot (T_{st} - T_{et})$$

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Donde:

- \dot{m}_T Caudal de fluido del circuito terciario (l/h)
- Cp_3 Calor específico del fluido del circuito terciario, agua (J/kgK)

El caudal de fluido que circula en el circuito terciario se considera el mismo que el caudal del circuito secundario y es la suma del caudal de agua que se envía al sistema del suelo radiante y el destinado al intercambiador de calor ACS.

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{cale} + \dot{m}_{acs}$$

Grado de estratificación en el tanque solar

Suponiendo que el fluido del tanque está completamente mezclado, se tiene el siguiente balance de energía:

$$\dot{m}_2 \cdot Cp \cdot T_{ico} + \dot{m}_T \cdot Cp \cdot T_{et} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_T) \cdot Cp \cdot T_{t1}$$

De la ecuación anterior se obtiene la expresión que define la temperatura media del tanque.

$$T_{t1} = \frac{T_{ico} \cdot \dot{m}_2 + T_{et} \cdot \dot{m}_T}{\dot{m}_2 + \dot{m}_T}$$

En realidad el tanque se comporta como un mezclador en el que entran dos caudales de agua a diferentes temperaturas (T_{ico} y T_{et}), se mezclan en su interior y salen otros dos caudales a las temperaturas de salida T_{st} y T_{ici} .

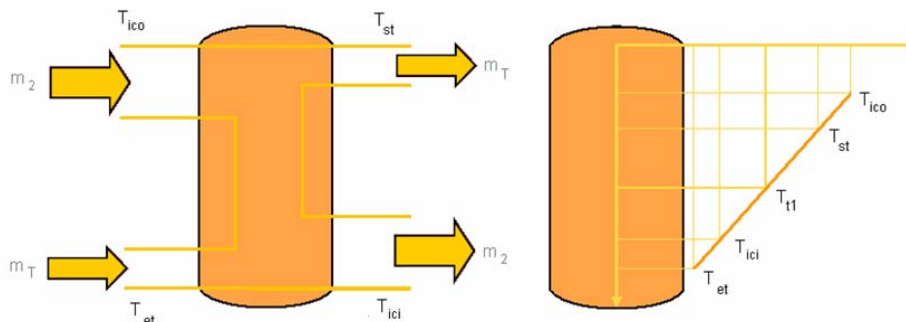


Figura 11.10 – Distribución de temperaturas en el tanque solar
(FUENTE: Elaboración propia)



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Dentro del depósito se produce un gradiente de temperaturas debido a la estratificación del tanque. Como se mencionó en el capítulo dedicado a la instalación de ACS, el grado de estratificación, E_T , representa del gradiente de temperaturas dentro del tanque.

Un tanque con estratificación tiene un coeficiente de estratificación comprendido entre cero y uno:

$$0 \leq E_T \leq 1$$

Considerando que el gradiente de temperaturas es lineal y dado que la temperatura alcanzada a la salida del tanque en el circuito terciario (T_{st}), ha de estar comprendida entre la temperatura de entrada al tanque en el circuito secundario (T_{ico}) y la temperatura media del tanque (T_{t1}), se tiene que:

- Si el grado de estratificación es nulo, $E_{T1} = 0 \Rightarrow T_{st} = T_{t1}$
- Si el grado de estratificación es la unidad, $E_{T1} = 1 \Rightarrow T_{st} = T_{ico}$

El grado de estratificación del tanque solar se define como sigue:

$$E_{T1} = \frac{T_{st} - T_{t1}}{T_{ico} - T_{t1}}$$

Dado que la selección del tanque se realiza posteriormente a la solución del sistema de ecuaciones y dicho sistema requiere el valor del grado de estratificación, se utiliza un valor de $E_{T1} = 0.25$, que es un valor característico de los tanques diseñados para instalaciones de este tipo.

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Balance de energía en el intercambiador de calor ACS

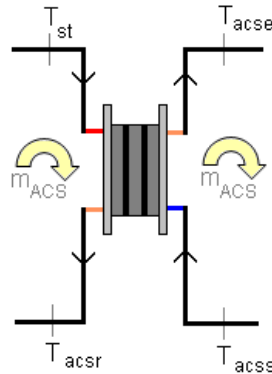


Figura 11.11 – Detalle del intercambiador de calor ACS
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_{acs} \cdot C_{p_{acs}} \cdot (T_{st} - T_{acsr}) = \dot{m}_{acs} \cdot C_{p_{acs}} \cdot (T_{acse} - T_{acss})$$

Donde

- \dot{m}_{acs} Caudal de fluido del circuito de agua caliente sanitaria (l/h)
- $C_{p_{acs}}$ Calor específico del fluido del circuito de ACS (J/kgK)

El intercambiador de calor ACS también es simétrico, de modo que el caudal del fluido a ambos lados del intercambiador es el mismo. Además, a ambos lados del intercambiador circula agua, por lo que la ecuación correspondiente al balance anterior se simplifica:

$$(T_{st} - T_{acsr}) = (T_{acse} - T_{acss})$$

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Eficiencia en el intercambiador de calor ACS

La eficiencia del intercambiador se define mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{IC2} = \frac{\dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs} \cdot (T_{st} - T_{acsr})}{C_{\min} \cdot (T_{st} - T_{acsr})}$$

Donde

- ε_{IC2} Eficiencia del intercambiador ACS (-)

$$- C_{\min} = \min(\dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs}, \dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs}) = \dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs}$$

Los cálculos se realizan considerando un valor de eficiencia típico $\varepsilon_{IC} = 0.7$. La selección del intercambiador se realizará teniendo en cuenta que ha de cumplirse esta característica.

Balace de energía en el tanque ACS

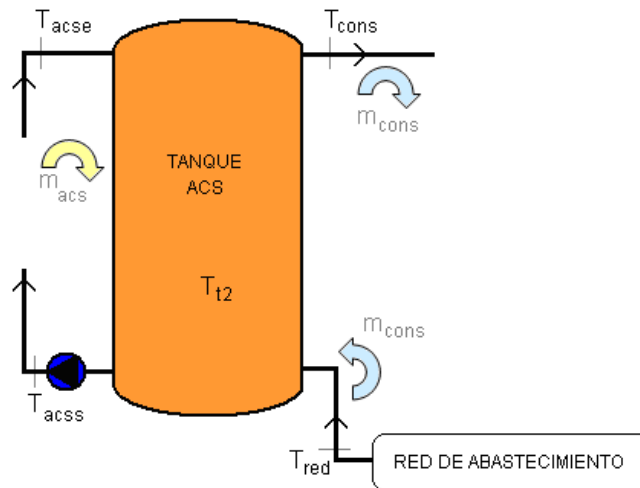


Figura 11.12 – Detalle del tanque ACS
(FUENTE: Elaboración propia)

El balance de energía en el tanque ACS da lugar a la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs} \cdot (T_{acse} - T_{acss}) = \dot{m}_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Donde

- \dot{m}_{cons} Caudal de fluido del circuito de consumo (l/h)
- Cp_{cons} Calor específico del fluido del circuito de consumo, agua (J/kgK)

Grado de estratificación en el tanque ACS

Siguiendo el mismo razonamiento que en caso del tanque solar, se tiene que si el fluido del tanque está completamente mezclado:

$$\dot{m}_{acs} \cdot Cp \cdot T_{acse} + \dot{m}_{cons} \cdot Cp \cdot T_{red} = (\dot{m}_{acs} + \dot{m}_{cons}) \cdot Cp \cdot T_{t2}$$

De la ecuación anterior se obtiene la expresión que define la temperatura media del tanque.

$$T_{t2} = \frac{T_{acse} \cdot \dot{m}_{acs} + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_{acs} + \dot{m}_{cons}}$$

El tanque se comporta como un mezclador en el que entran dos caudales de agua a diferentes temperaturas (T_{acse} y T_{red}), se mezclan en su interior y salen otros dos caudales a las temperaturas de salida T_{cons} y T_{acse} .

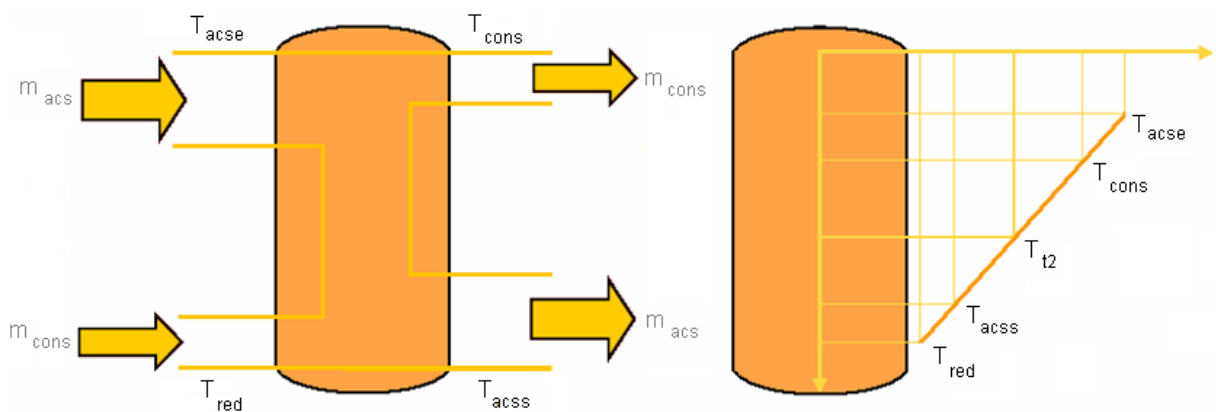


Figura 11.13 – Distribución de temperaturas en el tanque ACS
(FUENTE: Elaboración propia)



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Si el tanque está estratificado, se produce un gradiente de temperaturas, que se representa mediante grado de estratificación:

$$E_{T2} = \frac{T_{cons} - T_{t2}}{T_{acse} - T_{t2}}$$

El tanque solar es considerablemente menor que el tanque solar, por lo tanto si se consideró que el grado de estratificación del tanque solar era $E_{T1} = 0.25$, puede considerarse ahora que el grado de estratificación del tanque ACS es cero, es decir, el fluido del tanque ACS está completamente mezclado ($E_{T2} = 0 \Rightarrow T_{cons} = T_{t2}$).

Contribución solar mínima anual de ACS

La contribución solar mínima de ACS es un factor que representa la cantidad de demanda de agua caliente sanitaria que se puede cubrir mediante la instalación solar.

$$f = \frac{m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{sum} - T_{red})} = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$

Donde T_{sum} es la temperatura que debe alcanzar el agua que se suministra al consumidor, establecida en 60°C

Suelo radiante

El sistema de calefacción mediante suelo radiante puede caracterizarse mediante dos ecuaciones.

La primera de ellas explica que el calor que el suelo radiante es capaz de proporcionar al local a calefactar depende del caudal de fluido térmico (agua) que circula por el sistema, de su calor específico y del salto de temperaturas que se produce entre la entrada y la salida del sistema de Suelo Radiante:

$$q_{SR} = \dot{m}_{cale} \cdot Cp_{cale} \cdot (T_{gene} - T_{gens})$$

El Suelo Radiante también puede caracterizarse mediante el producto UA_{SR} que se obtiene a partir de las condiciones nominales que indica el fabricante en su catálogo (véase anexo "Hojas de características").

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

$$UA_{SR} = \frac{q_{SRnom}}{\Delta T_{ln SR}} = \frac{q_{SRnom}}{\frac{(T_{SR e} - T_{confort}) - (T_{SR s} - T_{confort})}{\ln\left(\frac{T_{SR e} - T_{confort}}{T_{SR s} - T_{confort}}\right)}}$$

El modelo de Suelo Radiante seleccionado tiene como condiciones nominales de trabajo:

- Radiación emitida $q'_{SRnom} = 60W / m^2$
- Temperatura de entrada al sistema $T_{SR e} = 42^\circ C$
- Temperatura de salida del sistema $T_{SR s} = 34^\circ C$
- Temperatura de confort en invierno $T_{confort} = 21^\circ C$

La segunda expresión con la que definir el Suelo Radiante y que sirve para cerrar el sistema de ecuaciones es:

$$q_{SR} = UA_{SR} \cdot \Delta T_{ln SR}$$

Donde se define un incremento logarítmico de temperaturas según las temperaturas entre las que opere el sistema de calefacción:

$$\Delta T_{ln SR} = \frac{(T_{gene} - T_{confort}) - (T_{gens} - T_{confort})}{\ln\left(\frac{T_{gene} - T_{confort}}{T_{gens} - T_{confort}}\right)}$$

La resolución del problema se ha realizado mediante el programa Mathcad porque permite resolver sistemas de ecuaciones de forma rápida y fiable siempre que se parta de unos datos iniciales adecuados.

11.6 Análisis de resultados

La solución de las quince ecuaciones anteriores da como resultado los siguientes valores para cada uno de los meses en los que se hace uso del sistema conjunto de ACS y calefacción.



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
T_{ci} (K)	308.054	310.344	313.986	312.951	307.895
T_{co} (K)	310.843	313.471	318.011	316.938	310.780
T_{ice} (K)	310.843	313.471	318.011	316.938	310.780
T_{ics} (K)	308.054	310.344	313.986	312.951	307.895
T_{ico} (K)	309.478	311.941	316.041	314.987	309.368
T_{ici} (K)	306.859	309.004	312.261	311.243	306.659
T_{et} (K)	305.287	307.242	309.993	308.996	305.033
T_{st} (K)	307.906	310.179	313.773	312.741	307.742
T_{acse} (K)	306.584	308.930	312.459	311.334	306.354
T_{acss} (K)	303.499	306.017	309.391	308.052	303.116
T_{acsr} (K)	304.821	307.265	310.706	309.459	304.504
T_{cons} (K)	303.499	306.017	309.391	308.052	303.116
T_{gene} (K)	315.153	315.153	315.153	315.153	315.153
T_{gens} (K)	307.148	307.148	307.148	307.148	307.148
f_{acs}	0.451	0.488	0.534	0.508	0.444

A partir de estos resultados es posible calcular las pérdidas de calor en las tuberías, la temperatura media en los tanques, el calor útil que se obtiene de la instalación conjunta de ACS y calefacción y el rendimiento de la misma.

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Pérdida de calor en las tuberías

La mezcla de agua y propilenglicol baja por la tubería que conecta los colectores en la cubierta del edificio con el tanque solar localizado en la planta baja. La circulación de este fluido caliente supone una pérdida de calor que se calcula mediante la siguiente expresión:

$$q_{ptubería_bajada} = UA \cdot \Delta T_{ln_bajada}$$

Del mismo modo se calcula la pérdida de calor en la tubería de subida desde el tanque solar hasta la cubierta.

$$q_{ptubería_subida} = UA \cdot \Delta T_{ln_subida}$$

Donde

- ΔT_{ln_bajada} es el incremento de temperaturas logarítmico definido mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ln_bajada} = \frac{(T_{co} - T_{ambiente}) - (T_{ice} - T_{ambiente})}{\ln\left(\frac{(T_{co} - T_{ambiente})}{(T_{ice} - T_{ambiente})}\right)}$$

- ΔT_{ln_subida} es el incremento de temperaturas logarítmico definido mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{ln_subida} = \frac{(T_{ics} - T_{ambiente}) - (T_{ci} - T_{ambiente})}{\ln\left(\frac{(T_{ics} - T_{ambiente})}{(T_{ci} - T_{ambiente})}\right)}$$

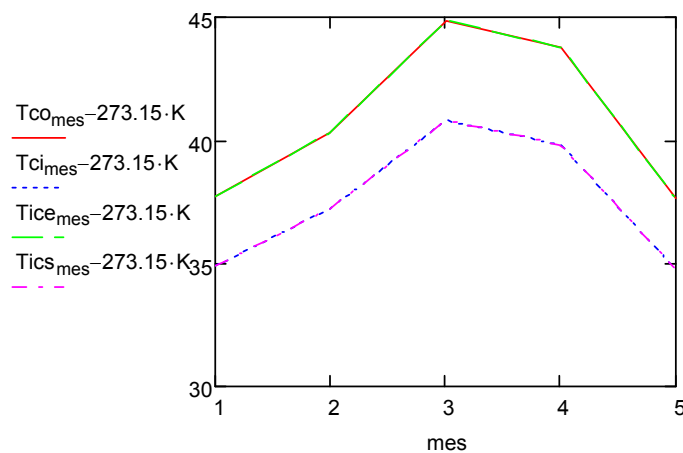
- UA se calcula mediante el esquema de resistencias térmicas propio de la tubería (W / K).

	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
$q_{ptubería_bajada}$ (W)	1.492	1.577	1.657	1.601	1.489
$q_{ptubería_subida}$ (W)	1.347	1.414	1.447	1.394	1.339

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Los valores anteriores indican que las pérdidas térmicas que se producen en las tuberías de bajada y subida son despreciables.

Esta afirmación es coherente con la siguiente gráfica obtenida mediante Mathcad, que representa el salto térmico que se produce en los colectores y el salto térmico que se produce en el intercambiador de calor (circuito primario):



En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de invierno: el mes 1 corresponde con enero, el mes 2 con febrero, el mes 3 con marzo, el mes 4 con noviembre y el mes 5 con diciembre.

Efectivamente se aprecia que apenas hay pérdidas térmicas en las tuberías, pues la temperatura del fluido a la salida de los colectores (T_{co}) es prácticamente la misma a la temperatura de entrada al intercambiador de calor en el circuito primario (T_{ice}). Asimismo la temperatura del fluido a la salida del intercambiador (T_{ics}) es prácticamente igual a la temperatura del fluido a la entrada del sistema de colectores (T_{ci}).

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Temperatura media del tanque solar

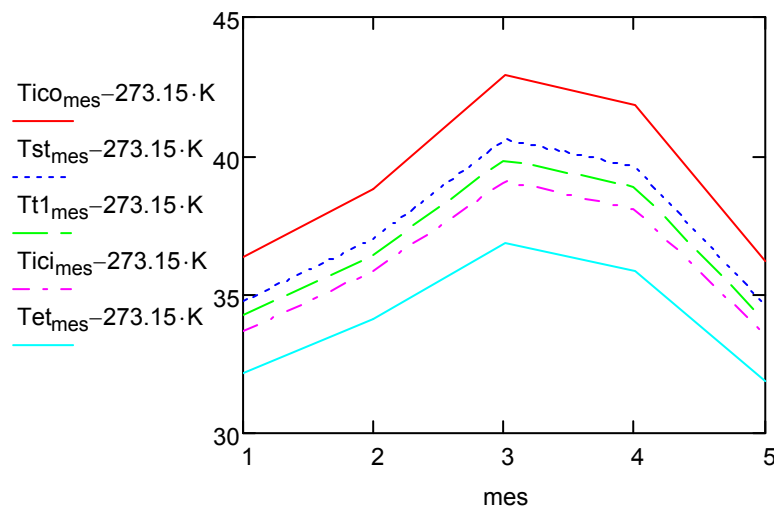
La temperatura media del tanque solar (T_{t1}), tal y como se explicó al detallar las ecuaciones del sistema, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$T_{t1} = \frac{T_{ico} \cdot m_2 + T_{et} \cdot m_T}{m_2 + m_T}$$

Los resultados obtenidos son:

	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
T_{t1} (K)	307.383	309.591	313.017	311.992	307.201

La siguiente gráfica representa el valor medio de la temperatura del agua en el tanque solar, así como el valor de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del tanque solar, tanto en el circuito secundario como en el terciario.



En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de invierno: el mes 1 corresponde con enero, el mes 2 con febrero, el mes 3 con marzo, el mes 4 con noviembre y el mes 5 con diciembre.

Se observa, como resulta lógico, que:

$$T_{ico} > T_{st} > T_{t1} > T_{ici} > T_{et}$$

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Temperatura media del tanque ACS

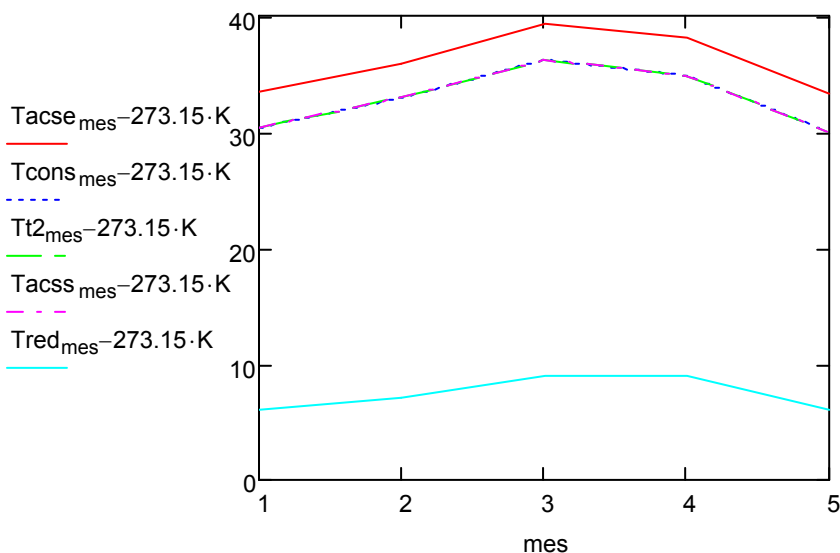
La temperatura media del tanque ACS (T_{t2}), tal y como se explicó al detallar las ecuaciones del sistema, se calcula mediante la siguiente expresión:

$$T_{t2} = \frac{T_{acse} \cdot \dot{m}_{acs} + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_{acs} + \dot{m}_{cons}}$$

Los resultados obtenidos son:

	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
T_{t2} (K)	303.499	306.017	309.391	308.052	303.116

La siguiente gráfica representa el valor medio de la temperatura del agua en el tanque ACS, así como el valor de la temperatura del agua a la entrada y a la salida de dicho tanque, tanto en el circuito terciario como en el circuito de consumo.



En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de invierno: el mes 1 corresponde con enero, el mes 2 con febrero, el mes 3 con marzo, el mes 4 con noviembre y el mes 5 con diciembre.

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

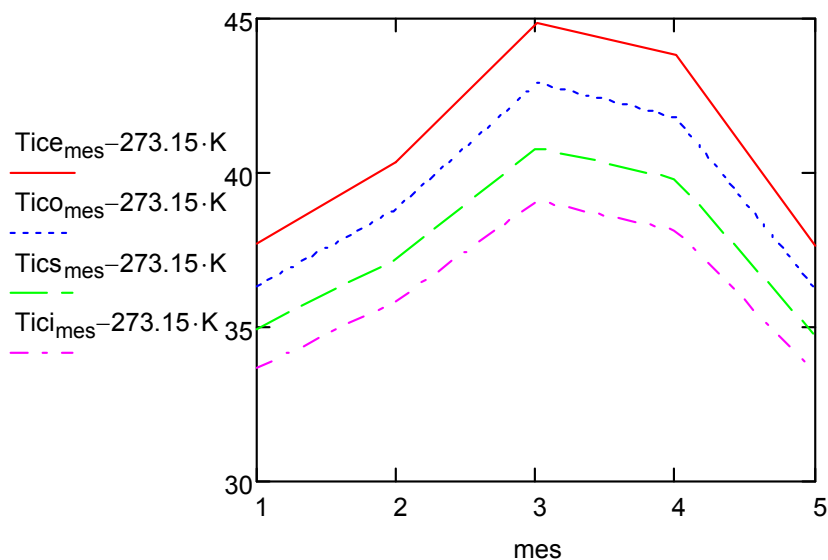
Se observa que:

$$T_{acse} > T_{cons} \approx T_{t2} \approx T_{acss} > T_{red}$$

Este resultado es lógico teniendo en cuenta que el tanque ACS, de menores dimensiones que el tanque solar, puede considerarse completamente mezclado, es decir, que su grado de estratificación es nulo, o lo que es lo mismo que $T_{cons} = T_{t2}$.

Temperaturas en el intercambiador de calor solar

La siguiente gráfica representa el valor de la temperatura del fluido térmico a la entrada y a la salida del intercambiador de calor en el circuito primario así como la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador en el circuito secundario.



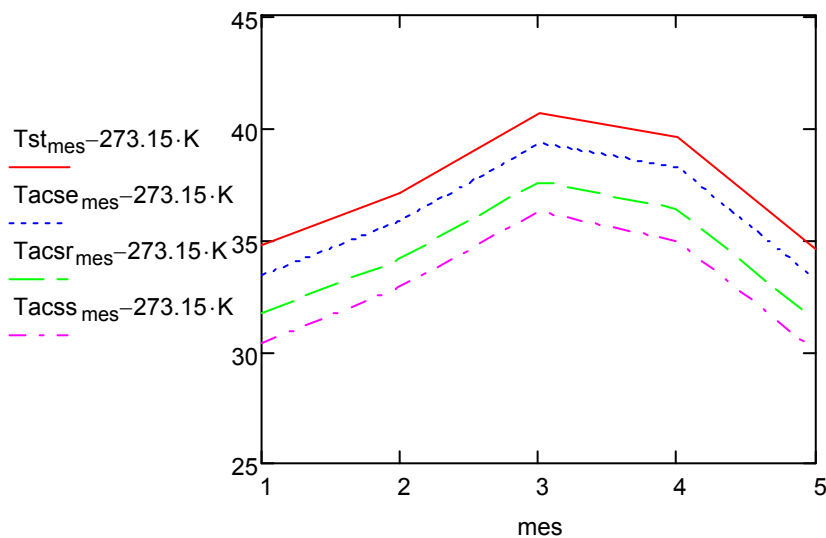
En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de invierno: el mes 1 corresponde con enero, el mes 2 con febrero, el mes 3 con marzo, el mes 4 con noviembre y el mes 5 con diciembre.

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

El intercambio de calor se produce entre el fluido térmico caliente procedente de los colectores y el agua procedente del tanque. Por ello es lógico que la mayor temperatura sea la de entrada del fluido térmico (T_{ice}) y la menor sea la de entrada de agua procedente del tanque (T_{ici}).

Temperaturas en el intercambiador de calor ACS

La siguiente gráfica representa el valor de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador en el circuito terciario así como la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador en el circuito de ACS.



En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de invierno: el mes 1 corresponde con enero, el mes 2 con febrero, el mes 3 con marzo, el mes 4 con noviembre y el mes 5 con diciembre.

El intercambio de calor se produce entre el agua caliente procedente del tanque solar y el agua procedente del tanque ACS. Por ello es lógico que la mayor temperatura sea la del agua a la salida del tanque solar (T_{st}) y la menor sea la del agua a la salida del tanque ACS (T_{acss}).



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Calor útil

El calor útil $q_{\text{útil}}$ que se obtiene del conjunto de colectores instalados en la cubierta se puede calcular mediante:

- La radiación y las pérdidas térmicas en los colectores:

$$q_{\text{útil}} = I_T \cdot A_T \cdot \eta_0 - \dot{Q}_{PC}$$

- I_T Radiación que recibe el conjunto de colectores (W/m^2)

- A_T Área total de colectores (m^2)

- η_0 Rendimiento óptico del colector (-)

- \dot{Q}_{PC} pérdidas de calor del conjunto de colectores (W)

- El salto térmico del fluido al atravesar los colectores:

$$q_{\text{útil}} = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

- \dot{m}_1 Caudal de fluido del circuito primario (l/h)

- C_{p1} Calor específico del fluido del circuito primario (J/kgK)

- T_{ci} Temperatura de entrada a colectores (K)

- T_{co} Temperatura de salida de colectores (K)

El cálculo del calor útil por ambos métodos da los mismos resultados:

	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
$q_{\text{útil}}$ (KW)	27.63	30.98	39.87	39.50	28.58

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

Rendimiento de la instalación

El rendimiento de la instalación solar completa puede definirse como el cociente entre la potencia útil que es posible obtener para proporcionar calefacción y la radiación que reciben los colectores:

$$\eta = \frac{q_{\text{útil}}}{I_T A_T}$$

	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
η	0.476	0.465	0.463	0.519	0.481

El rendimiento medio de la instalación en los meses en los que se hace uso del sistema de calefacción es:

$$\eta_m = 0.481$$

Se trata de un valor típico en instalaciones solares y revela la dificultad de aprovechar la radiación solar en aplicaciones multipropósito de agua caliente sanitaria y calefacción.

11.7 Dimensionado del sistema de calefacción por suelo radiante

El suelo radiante, tanto por sus ventajas como por ser el sistema más recomendable en instalaciones solares térmicas, es el sistema elegido para la aplicación de calefacción en el local comercial de la planta baja del edificio durante los meses de enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre.

El dimensionado del suelo radiante consiste en determinar el número y la longitud de las tuberías que conforman el suelo radiante.

Una vez conocida la carga térmica de calefacción, se procede a estudiar la transmisión de calor desde el interior de los tubos del suelo radiante hasta el ambiente del local comercial. El esquema de resistencias térmicas simplificado es el siguiente:

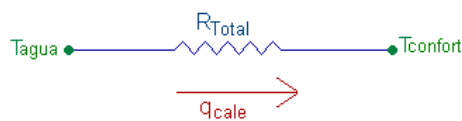


Figura 11.14 – Esquema de resistencias simplificado del suelo radiante
(FUENTE: Elaboración propia)

Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

El flujo de calor que atraviesa el suelo radiante es:

$$q_{cale} = \frac{\Delta T_{InSR}}{R_{Total}}$$

Donde:

- q_{cale} es la carga térmica de calefacción del local (W).
- $N_{circuitos}$ es el número de circuitos necesarios para cubrir el área del local
- ΔT_{InSR} es el incremento de temperaturas logarítmico medio calculado como:

$$\Delta T_{InSR} = \frac{(T_{entrada} - T_{confort}) - (T_{salida} - T_{confort})}{\ln\left(\frac{T_{entrada} - T_{confort}}{T_{salida} - T_{confort}}\right)}$$

Es necesario trabajar con este incremento de temperaturas porque el agua que circula por los circuitos no se encuentra a una temperatura constante, sino que entra a $T_{entrada}$ y sale a T_{salida} .

- R_{Total} es la resistencia térmica total del suelo radiante (K/W).

Para el cálculo de la resistencia térmica total, resulta de gran utilidad el esquema de resistencias térmicas correspondiente al suelo radiante:

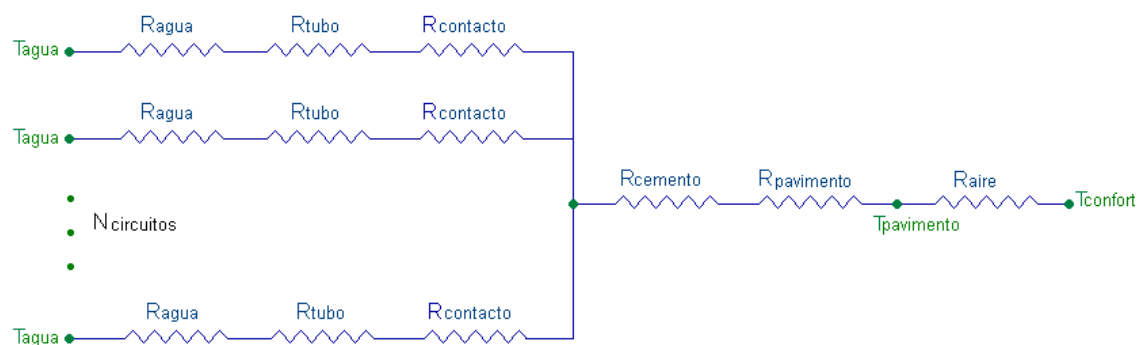


Figura 11.15 – Esquema de resistencias del suelo radiante
(FUENTE: Elaboración propia)

Atendiendo al esquema anterior, la resistencia térmica total se calcula mediante la siguiente expresión:

$$R_{Total} = \frac{1}{N_{circuitos}} \cdot (R_{agua} + R_{tubo} + R_{contacto}) + R_{cimento} + R_{pavimento} + R_{aire}$$



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

- R_{agua} es la resistencia de convección del agua que circula por el interior de las tuberías (K/W).

$$R_{agua} = \frac{1}{h_{int} \cdot \pi \cdot D_{int} \cdot L_{circuito}}$$

El coeficiente de convección del agua se obtiene a partir de la correlación de convección forzada para un flujo completamente desarrollado en régimen laminar en el interior de un conducto laminar.

$$\left. \begin{array}{l} Nu = 4.36 \\ Nu = \frac{h_{int} D_{int}}{k_{agua}} \end{array} \right\} \Rightarrow h_{int} = \frac{4.36 \cdot k_{agua}}{D_{int}}$$

- R_{tubo} es la resistencia de conducción de las tuberías de polietileno (K/W).

$$R_{tubo} = \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot k_{polietileno} \cdot L_{circuito}}$$

- $R_{contacto}$ es la resistencia térmica de contacto existente entre el material de las tuberías y el cemento (K/W).

$$R_{contacto} = \frac{R_{contacto}''}{A_{int}} = \frac{0.033 m^2 K/W}{\pi \cdot D_{int} \cdot L_{circuito}}$$

- $R_{cemento}$ es la resistencia de conducción del mortero de cemento (K/W).

$$R_{cemento} = \frac{e_{cemento}}{k_{cemento} \cdot A_{local}}$$

- $R_{pavimento}$ es la resistencia de conducción del pavimento (K/W).

$$R_{pavimento} = \frac{e_{pavimento}}{k_{pavimento} \cdot A_{local}}$$

- R_{aire} es la resistencia de convección del aire del local (K/W).

$$R_{aire} = \frac{1}{h_{ext} A_{local}}$$



Capítulo 11 - SISTEMA DE CALEFACCIÓN

El coeficiente de convección del aire se obtiene a partir de la correlación de convección libre para flujo superior de placa caliente, obtenida de la referencia [7].

$$\left. \begin{aligned} Nu &= 0.15 \cdot Ra_L^{1/3} \\ Nu &= \frac{h_{ext} L_{característica}}{k_{aire}} \end{aligned} \right\} \Rightarrow h_{ext} = \frac{0.15 \cdot Ra_L^{1/3} \cdot k_{aire}}{L_{característica}}$$

La longitud total de tubería se determina resolviendo la siguiente ecuación:

$$q_{cale} = \frac{\Delta T_{ln,SR}}{\frac{1}{N_{circuitos}} \cdot (R_{agua} + R_{tubo} + R_{contacto}) + R_{cemento} + R_{pavimento} + R_{aire}}$$

Siendo:

$$R_{agua} = f(L_{circuito})$$

$$R_{tubo} = f(L_{circuito})$$

$$R_{contacto} = f(L_{circuito})$$

El suelo radiante consta típicamente de varios circuitos colocados en paralelo para evitar que la avería en uno de ellos suponga levantar todo el suelo del local y prescindir de la aplicación de la calefacción hasta la reparación del mismo.

Considerando, dadas las dimensiones del local, que la instalación del suelo radiante consta de 8 circuitos en paralelo, se obtiene que la longitud de cada circuito ha de ser:

$$L_{circuito} = 96.95m$$



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

12 SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

12.1 Sistema de climatización mediante máquina de absorción

El sistema de climatización mediante máquina de absorción que se diseña en este proyecto está basado en el concepto de refrigeración solar, es decir, en la producción de frío a partir de la radiación solar recibida en los colectores solares instalados a tal efecto.

Las máquinas de absorción utilizan energía térmica en lugar de energía mecánica para funcionar, y por ese motivo se piensa en ellas para emplear calor renovable procedente de colectores solares térmicos de baja temperatura.

El principio de funcionamiento de cualquier máquina de absorción se basa en los siguientes fenómenos físicos:

- Cuando un líquido se evapora absorbe calor y cuando se condensa cede calor.
- La temperatura de ebullición de un líquido varía en función de la presión, de modo que a medida que baja la presión, baja la temperatura de ebullición.
- Hay establecidas parejas de productos químicos que tienen cierta afinidad para disolver el uno al otro.

12.2 Comparación del ciclo de absorción con el ciclo de compresión mecánica

Ciclo de compresión mecánica

Un ciclo de refrigeración por compresión mecánica responde al siguiente esquema:

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

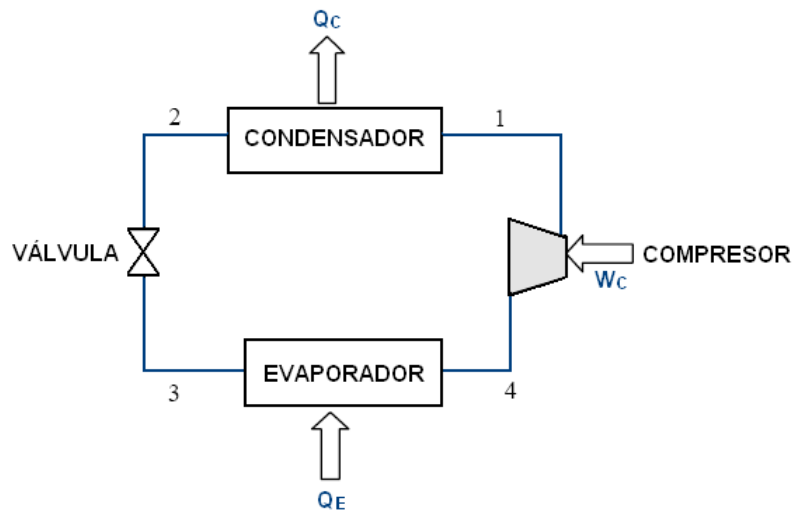


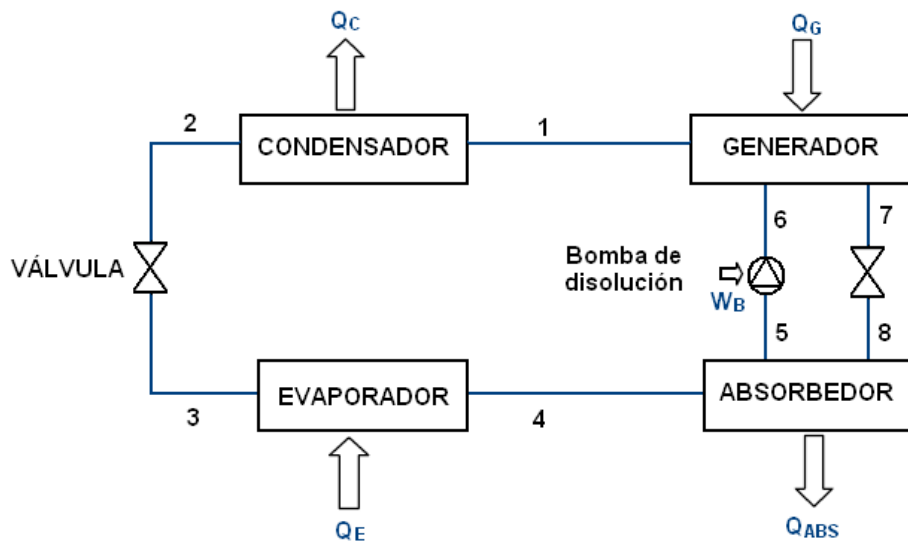
Figura 12.1 – Ciclo de refrigeración por compresión mecánica
(FUENTE: Referencia [14])

En el ciclo de compresión mecánica el efecto de refrigeración tiene lugar en el evaporador, donde el refrigerante se evapora y absorbe calor del local a enfriar. A continuación, en estado de saturación o ligeramente recalentado (4), es comprimido hasta la presión de operación del condensador. El condensador cede al exterior el calor de condensación producido y finalmente una válvula de expansión lleva al refrigerante desde el estado de líquido saturado (2) hasta la presión del evaporador.

Ciclo de absorción

Una máquina de refrigeración por absorción sustituye el compresor mecánico por un compresor termoquímico, constituido por dos intercambiadores de calor y masa (el absorbedor y el generador a la presión del evaporador y del condensador respectivamente), una bomba de disolución y una válvula de expansión, tal y como se observa en el siguiente esquema:

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Figura 12.2 – Ciclo de refrigeración por absorción
(FUENTE: Referencia [14])Operación

La diferencia de operación entre el ciclo de compresión mecánica y la máquina de absorción reside en la fuente de energía que se emplea para mover el refrigerante desde el evaporador hasta el condensador.

En el caso de la compresión mecánica, la fuente de energía es energía eléctrica que alimenta el compresor. El trabajo mecánico consumido es del orden del calor absorbido en el evaporador.

La máquina de absorción es accionada por transferencias de energía en forma de calor (el calor suministrado en el generador para separar el vapor de refrigerante), siendo despreciable el trabajo mecánico que se requiere para elevar la presión de la disolución (en fase líquida) en la bomba.

COP

El COP (Coefficient of Performance) se define como “La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración (ASHRAE 1993)”. En este cómputo no se incluyen los consumos auxiliares de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de bombas y ventiladores que mueven los fluidos externos.



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Los COP's esperables de los ciclos de absorción son muy bajos comparados con los de los ciclos de compresión mecánica. En máquinas de absorción de una etapa (máquina de simple efecto como la que se plantea en este proyecto), con Bromuro de Litio, no se superan COP's de 0,7. Sin embargo, en grandes equipos de compresión mecánica, se consiguen en la actualidad rendimientos frigoríficos entre 4,5 y 5,5 kW/kW (COP's en el evaporador de 4,5 a 5,5).

Consumos primarios

A igualdad de costes de las energías consumibles, las diferencias de COP mencionadas habrían convertido a las máquinas de absorción en una alternativa de producción de frío nada rentable. La razón para que los ciclos de absorción sigan teniendo actualmente una aplicación práctica es que el coste de producir el trabajo mecánico necesario para obtener un kW de refrigeración por ciclo de compresión mecánica de vapor es, normalmente, superior al coste necesario para recuperar la cantidad de calor a aplicar para obtener el mismo kW en un ciclo de absorción.

El coste de la energía básica es el único factor que determina la posible competitividad de los sistemas de absorción frente a los de compresión mecánica.

Los sistemas de absorción son, por lo tanto más interesantes, económicamente hablando, cuanto más barata es la energía térmica disponible para el accionamiento de las máquinas.

Evidentemente, siempre que exista la posibilidad de utilizar energías térmicas desechables, gratuitas, o de muy bajo coste, procedentes de energías renovables como en este caso, la aplicación de sistemas de absorción para la producción frigorífica será competitiva e interesante.

Por ello, este tipo de equipos son especialmente útiles para recuperar calor de deshecho, y esta particularidad permite enfocar el problema de aprovechamiento energético desde otro punto de vista.

Los sistemas de absorción no solo hacen posible la utilización de energías térmicas que serían evacuadas a la atmósfera de no utilizarse estos sistemas para su recuperación y aprovechamiento, sino que además, al mismo tiempo, evitan el consumo de energías más caras, fósiles o eléctricas, para su utilización en la



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

producción frigorífica. Es decir, de alguna manera, dan lugar a un doble ahorro de energía:

- Por la recuperación de energías desechables.
- Por la reducción de consumos primarios en la producción de energía eléctrica.

Impacto ambiental

Existen diferencias muy significativas entre las máquinas frigoríficas de absorción y las de compresión mecánica de vapor en cuanto a la influencia de la utilización sobre el medio ambiente.

El factor que determina con mayor exactitud la incidencia sobre el medio ambiente de una máquina o proceso, es el TEI (Total Environmental Impact) que engloba todos los parámetros de influencia:

- ODP (Potencial de destrucción de Ozono).
- GWP (Potencial de calentamiento global-Efecto Invernadero)
- Consumo de los equipos (COP).
- Vida atmosférica.
- Carga de los equipos (Refrigerante).
- Emisiones de los equipos.

En el caso de la maquinaria frigorífica, de todos estos parámetros el de mayor importancia resulta ser el consumo de los equipos, englobando tanto los consumos directos de energía de cada máquina como los de energías primarias y fósiles necesarios para la producción de la energía eléctrica que después se va a consumir en ella, e incluyendo las emisiones de gases invernadero (CO₂, fundamentalmente) que van aparejadas con la producción de esta energía.

La Agencia Internacional del Medio Ambiente ha determinado que el 98% del TEI de una instalación frigorífica se debe a la emisión de gases invernadero que se originan en la producción de la energía eléctrica necesaria para su funcionamiento. Solo el 2% restante se debe a las emisiones originadas por la propia máquina. El consumo



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

eléctrico de una instalación de absorción es, por término medio, un 7% del correspondiente a un equipo de compresión mecánica.

Por otro lado, el equipo de absorción no origina emisiones propias, ya que su interior, por principio, se encuentra en depresión frente a la atmósfera, y que aun en el supuesto de que por una avería se produjera algún vertido o emisión al exterior de sus fluidos interiores, esto no tendría ningún efecto contaminante para el medio, dadas las características de estas sustancias.

12.3 Componentes principales de la máquina de absorción

La máquina de absorción está constituida por los siguientes elementos:

Absorbedor

Se trata de un intercambiador de calor y masa que se encuentra a la misma presión que el evaporador.

En el absorbedor, el vapor de refrigerante a la salida del evaporador se disuelve en la disolución.

Bomba de disolución

Bombee la disolución a la salida del absorbedor (5), cuya concentración será rica en refrigerante, hasta la presión del condensador.

Generador

Se trata de un intercambiador de calor y masa que se encuentra a la misma presión que el condensador.

En el generador se hace hervir la disolución (mediante un aporte de calor) y se separa el componente más volátil (el refrigerante) que en forma de vapor sobrecalentado (1) es enviado al condensador. El resto de la disolución (con una concentración menor de refrigerante (7)) se devuelve al absorbedor a través de una válvula para disminuir su presión.



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Esta disolución vuelve a absorber el vapor de refrigerante procedente del evaporador (4), liberando cierta cantidad de energía (Q_{ABS}).

Cabe destacar que el aporte de calor necesario para que hierva la disolución (Q_G) se obtiene del agua calentada mediante la instalación solar.

Condensador

Elemento en el que el vapor de refrigerante se condensa y cede calor al exterior (Q_C), del mismo modo que en el ciclo de compresión mecánica.

Válvula de expansión

Lleva al refrigerante desde el estado de líquido saturado (2) hasta la presión del evaporador, del mismo modo que en el ciclo de compresión mecánica.

Evaporador

Elemento en el que el refrigerante se evapora y absorbe calor del local a enfriar (Q_E), del mismo modo que en el ciclo de compresión mecánica.

12.4 Fluidos de trabajo

La máquina de absorción con la que se pretende climatizar el local que se estudia en este proyecto es una máquina de absorción de BrLi-H₂O, es decir, que utiliza bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante.

Refrigerante

Las propiedades deseables en el refrigerante para las máquinas de absorción son las mismas que en las máquinas de compresión mecánica, a saber:



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

- Calor latente de cambio de fase elevado, a fin de disminuir lo más posible el caudal másico de refrigerante que ha de circular por la instalación.
- Presión de condensación no excesivamente elevada, pues una relación de compresión elevada aumenta el coste de los equipos situado en la parte de alta presión y dificulta la estanqueidad.
- Presión de evaporación no excesivamente baja, porque si la presión en el evaporador disminuye por debajo de la atmosférica se presentan problemas de estanqueidad. La entrada de aire no sólo disminuye la eficiencia, sino que aporta humedad favoreciendo la corrosión de equipo o la formación de cristales de hielo en algún punto del circuito.
- Volumen específico del vapor a la presión de evaporación reducido, a fin de disminuir el tamaño de los elementos que componen la máquina de absorción.
- Temperatura de congelación lo suficientemente baja para que el refrigerante no pueda solidificarse durante la operación normal.
- Conductividad térmica elevada para que las superficies de intercambio no sean grandes.
- Viscosidad reducida, a fin de disminuir las pérdidas de carga en las líneas y en los cambiadores.
- Inactividad y estabilidad, es decir, que el refrigerante ha de ser inerte frente a los materiales que constituyen el sistema y ha de ser estable en su constitución química.

Además, cabe esperar de un refrigerante que no sea inflamable, ni tóxico ni peligroso. Asimismo hay que tener en cuenta su precio y disponibilidad.

Absorbente

El absorbente ha de ser una sustancia con alta afinidad por el vapor de refrigerante que va a disolver. Deberá tener un punto de ebullición alto, superior al del refrigerante, además de ser estable, poco tóxico o agresivo y barato.



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

El bromuro de litio (BrLi) es una sal de color blanco, con una temperatura de ebullición (~2200°C), muy superior a la del agua, por lo que la separación en el generador no es difícil.

Presenta el inconveniente de ser altamente corrosiva. Aunque es miscible con el agua en concentraciones superiores al 60% presenta un límite de solubilidad a concentraciones superiores al 65%, dependiendo de la temperatura, que se manifiesta en la formación de cristales.

Disolución absorbente-refrigerante

Las ventajas e inconvenientes de la combinación de bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante se resumen en la siguiente tabla:

Propiedad deseable		Disolución BrLi- H ₂ O
Refrigerante (H ₂ O)	Alto calor latente	☺
	Moderada presión de vapor	☹
	Baja temperatura de congelación	☹
	Baja viscosidad	☺
Absorbente (BrLi)	Baja presión de vapor	☺
Mezcla	No aparición de fase sólida	Cristalización → ☹
	Baja toxicidad	☺



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

12.5 Ventajas de la máquina de absorción

Las principales ventajas que presenta una máquina de absorción BrLi- H₂O como la que se pretende instalar en este proyecto son:

- Es respetuosa con el medio ambiente, ya que el fluido refrigerante utilizado es agua, que no ataca la capa de ozono, y con ello se reduce el efecto invernadero.
- Es una alternativa real de ahorro económico y energético al utilizar generalmente energías térmicas residuales.
- Tiene un mínimo consumo de energía eléctrica, sólo para la bomba y el sistema de control.
- Favorece la estabilización de la red eléctrica en los meses de verano.
- Tiene muy bajo nivel sonoro ya que sólo la bomba tiene piezas móviles.
- Requiere un bajo mantenimiento

La máquina de refrigeración por absorción permite producir frío a partir de una fuente de calor y con un consumo eléctrico despreciable frente al consumo de los sistemas convencionales de la misma potencia.

En el presente proyecto el origen de la fuente de calor es energía solar. La principal ventaja que presenta el uso de energía solar para refrigerar reside en el hecho de que el recurso solar y la demanda energética, se encuentran en principio mejor acoplados que el recurso solar y la demanda energética para calefacción.

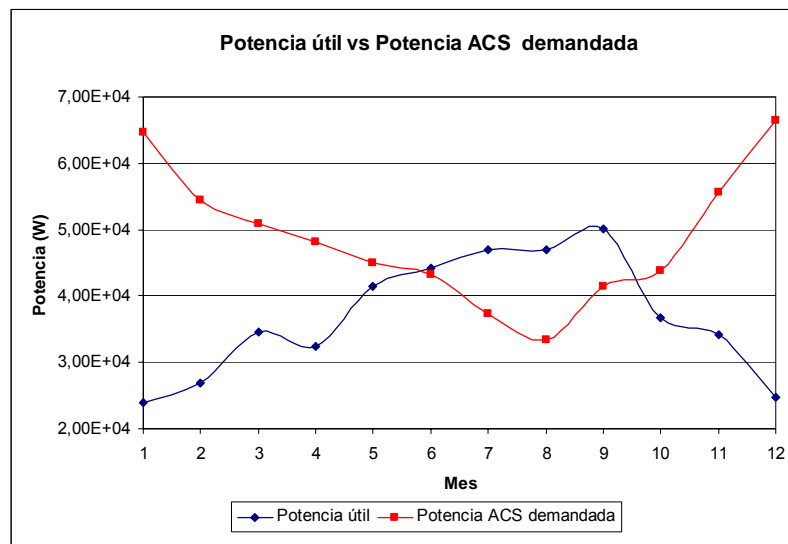
Por este motivo, los sistemas de refrigeración solar con máquina de absorción permiten, en principio, justificar desde el punto de vista técnico-económico la instalación de grandes superficies de colectores solares al mejorar la utilización anual del sistema solar. De este modo se contribuye a un incremento de la fracción de energías renovables para satisfacer la demanda energética en el sector de la edificación.

Cabe destacar que en la sección HE 4 del Código Técnico de la Edificación, se recoge que los edificios de nueva construcción y rehabilitación de edificios existentes de cualquier uso en los que exista una demanda de agua caliente sanitaria y/o climatización de piscina cubierta, parte demanda se cubrirá mediante la incorporación de energía solar de baja temperatura adecuada a la radiación solar global de su emplazamiento y a la demanda de ACS del edificio. Este grado de cobertura puede

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

producir problemas por sobrecalentamientos en los meses de verano según el perfil de demanda específico de cada edificio, de manera que una posible solución es instalar máquinas de absorción y emplear el calor excedente para refrigeración.

La siguiente gráfica, que ya se explicó en el capítulo 9, indica efectivamente, que durante los meses de verano (mayo, junio, julio, agosto y septiembre) la instalación solar del edificio permite disponer de mayor potencia útil que la potencia demandada para la obtención de ACS en el edificio. El sobrecalentamiento en estos meses se evita instalando una máquina de absorción que utiliza el excedente energético para la climatización del local.



12.6 Cálculo del sistema de ACS y climatización

La instalación capaz de proporcionar agua caliente sanitaria y climatización se representa de forma esquemática en la siguiente figura:

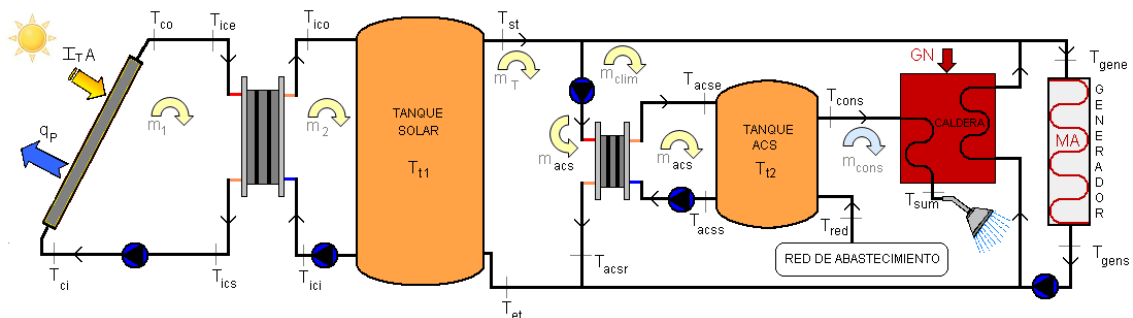


Figura 12.3 – Diagrama general de la instalación de ACS y climatización
(FUENTE: Elaboración propia)



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

En el diagrama anterior se observan los siguientes circuitos:

- Circuito primario o circuito de colectores (agua y anticongelante)
- Circuito secundario (agua)
- Circuito terciario (agua)
- Circuito de climatización (agua)
- Circuito de ACS (agua de consumo)

Para conocer las variables de una instalación de tales características se ha de resolver un problema que contiene las siguientes quince incógnitas:

- Temperatura de entrada a colectores (T_{ci})
- Temperatura de salida de colectores (T_{co})
- Temperatura de entrada al intercambiador de calor solar (T_{ice})
- Temperatura de salida del intercambiador de calor solar (T_{ics})
- Temperatura de entrada al tanque solar (secundario) (T_{ico})
- Temperatura de salida del tanque solar (secundario) (T_{ici})
- Temperatura de entrada al tanque solar (terciario) (T_{et})
- Temperatura de salida del tanque solar (terciario) (T_{st})
- Temperatura de entrada al tanque ACS (T_{acse})
- Temperatura de salida del tanque ACS (T_{acss})
- Temperatura de retorno del intercambiador de ACS (T_{acsr})
- Temperatura de salida del tanque de ACS a consumo (T_{cons})
- Temperatura de entrada al generador de la máquina de absorción (T_{gene})
- Temperatura de salida del generador de la máquina de absorción (T_{gens})
- Fracción solar de ACS (f_{acs})

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Una vez obtenidos los valores de las variables anteriores pueden calcularse los siguientes:

- Temperatura media del tanque solar (T_{t1})
- Temperatura media del tanque ACS (T_{t2})
- Pérdida de calor en la tubería de bajada (q_{p_bajada})
- Pérdida de calor en la tubería de subida (q_{p_subida})
- Calor útil obtenido de la instalación ($q_{útil}$)

La resolución del problema se ha realizado mediante el programa Mathcad. El problema requiere la solución de las mismas quince ecuaciones que se resolvieron para el cálculo de la instalación de ACS y calefacción del capítulo anterior, y que corresponden a:

Balance de energía en los colectores solares

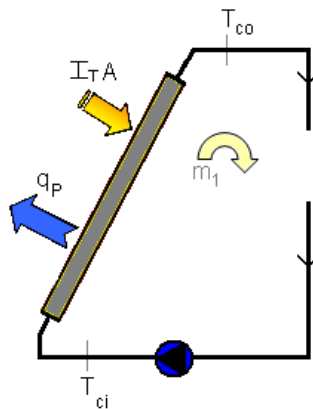


Figura 12.4 – Detalle del colector
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\frac{dEc}{dt} = I_T \cdot A_T \cdot \eta_0 - \dot{Q}_{PC} - \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Donde

- $\frac{dEc}{dt} = 0$ porque el balance se realiza para un volumen de control en estado estacionario.

- I_T Radiación que recibe el conjunto de colectores (W/m^2)

- A_T Área total de colectores (m^2)

- η_0 Rendimiento óptico del colector (-)

- \dot{Q}_{PC} pérdidas de calor del conjunto de colectores (W)

- \dot{m}_1 Caudal de fluido del circuito primario (l/h)

- Cp_1 Calor específico del fluido del circuito primario (mezcla de agua y propilenglicol) (J/kgK)

Balance de energía en la tubería de bajada



Figura 12.5 – Detalle de la tubería de bajada
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ice}) = UA \cdot \Delta T_{ln}$$

Donde

- ΔT_{ln} es el incremento de temperaturas logarítmico definido mediante la siguiente expresión:

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_{co} - T_{ambiente}) - (T_{ice} - T_{ambiente})}{\ln\left(\frac{(T_{co} - T_{ambiente})}{(T_{ice} - T_{ambiente})}\right)}$$

- UA se calcula mediante el esquema de resistencias térmicas propio de la tubería (W/K).

Balance de energía en la tubería de subida



Figura 12.6 – Detalle de la tubería de subida
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ics} - T_{ci}) = UA \cdot \Delta T_{\ln}$$

Donde

- ΔT_{\ln} es el incremento de temperaturas logarítmico definido mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{\ln} = \frac{(T_{ics} - T_{ambiente}) - (T_{ci} - T_{ambiente})}{\ln\left(\frac{(T_{ics} - T_{ambiente})}{(T_{ci} - T_{ambiente})}\right)}$$

- UA se calcula mediante el esquema de resistencias térmicas propio de la tubería (W/K).

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Balance de energía en el intercambiador de calor solar

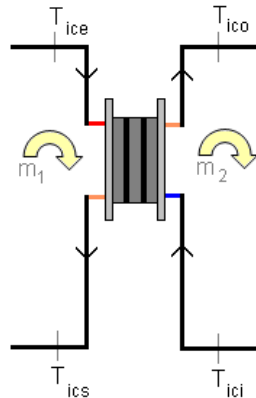


Figura 12.7 – Detalle del intercambiador de calor solar
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{ice} - T_{ics}) = \dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})$$

Donde

- \dot{m}_2 Caudal de fluido del circuito secundario (l/h)
- C_{p2} Calor específico del fluido del circuito secundario, agua (J/kgK)

El intercambiador de calor solar de la instalación es simétrico, es decir, el caudal del fluido en el circuito primario coincide con el del circuito secundario:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Eficiencia en el intercambiador de calor solar

La eficiencia del intercambiador se define mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{IC1} = \frac{\dot{m}_2 \cdot C_{p2} \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{\min} \cdot (T_{ice} - T_{ici})}$$

Donde

- ε_{IC1} Eficiencia del intercambiador solar (-)
- $C_{\min} = \min(\dot{m}_1 \cdot C_{p1}, \dot{m}_2 \cdot C_{p2})$

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Los cálculos se realizan previamente a la selección del intercambiador considerando un valor de eficiencia típico $\varepsilon = 0.7$. En la fase correspondiente a la selección del intercambiador se tendrá en cuenta que cumpla esta característica.

Balace de energía en el tanque solar

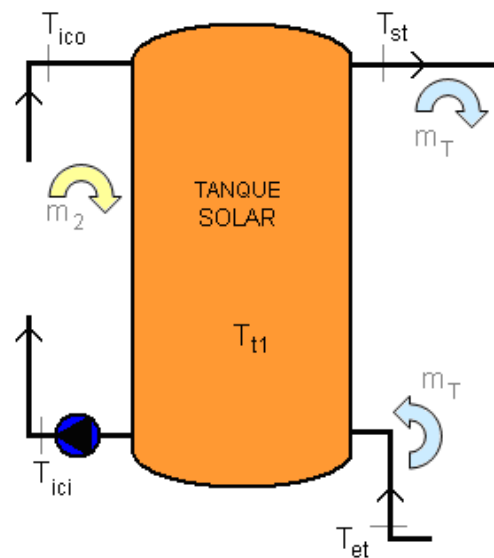


Figura 12.8 – Detalle del tanque solar
(FUENTE: Elaboración propia)

$$\dot{m}_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici}) = \dot{m}_T \cdot Cp_3 \cdot (T_{st} - T_{et})$$

Donde

- \dot{m}_T Caudal de fluido del circuito terciario (l/h)
- Cp_3 Calor específico del fluido del circuito terciario, agua (J/kgK)

El caudal de fluido que circula en el circuito terciario se considera el mismo que el caudal del circuito secundario y es la suma del caudal de agua que se envía al generador de la máquina de absorción y el destinado al intercambiador de calor ACS.

$$\dot{m}_T = \dot{m}_{c\lim} + \dot{m}_{acs}$$

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Grado de estratificación en el tanque solar

Suponiendo que el fluido del tanque está completamente mezclado, se tiene el siguiente balance de energía:

$$\dot{m}_2 \cdot Cp \cdot T_{ico} + \dot{m}_T \cdot Cp \cdot T_{et} = (\dot{m}_2 + \dot{m}_T) \cdot Cp \cdot T_{t1}$$

De la ecuación anterior se obtiene la expresión que define la temperatura media del tanque.

$$T_{t1} = \frac{T_{ico} \cdot \dot{m}_2 + T_{et} \cdot \dot{m}_T}{\dot{m}_2 + \dot{m}_T}$$

En realidad el tanque se comporta como un mezclador en el que entran dos caudales de agua a diferentes temperaturas (T_{ico} y T_{et}), se mezclan en su interior y salen otros dos caudales a las temperaturas de salida T_{ici} y T_{st} .

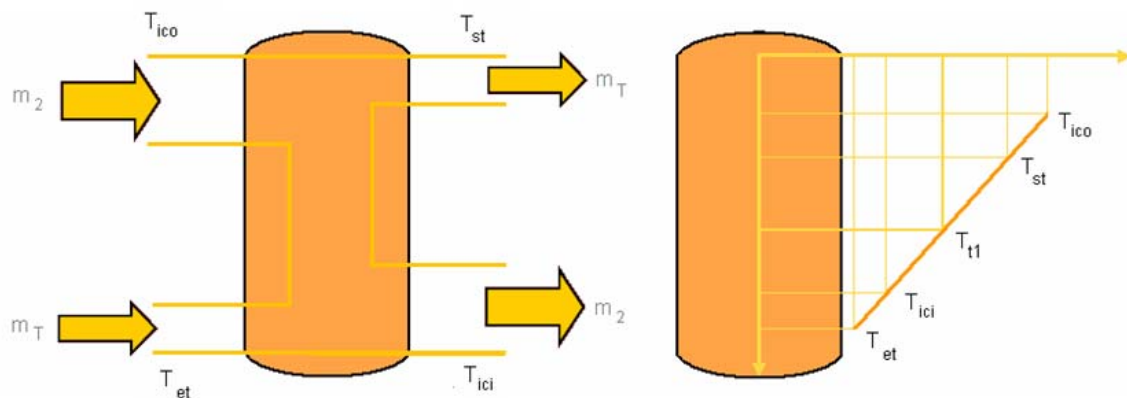


Figura 12.9 – Distribución de temperaturas en el tanque solar
(FUENTE: Elaboración propia)

Dentro del depósito se produce un gradiente de temperaturas debido a la estratificación del tanque. Como se mencionó en el capítulo dedicado a la instalación de ACS, el grado de estratificación E_T representa el gradiente de temperaturas dentro del tanque.

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Un tanque con estratificación tiene un coeficiente de estratificación comprendido entre cero y uno:

$$0 \leq E_T \leq 1$$

Considerando que el gradiente de temperaturas es lineal y dado que la temperatura alcanzada a la salida del tanque en el circuito terciario (T_{st}), ha de estar comprendida entre la temperatura de entrada al tanque en el circuito secundario (T_{ico}) y la temperatura media del tanque (T_{t1}), se tiene que:

- Si el grado de estratificación es nulo, $E_{T1} = 0 \Rightarrow T_{st} = T_{t1}$
- Si el grado de estratificación es la unidad, $E_{T1} = 1 \Rightarrow T_{st} = T_{ico}$

El grado de estratificación del tanque solar se define como sigue:

$$E_{T1} = \frac{T_{st} - T_{t1}}{T_{ico} - T_{t1}}$$

Dado que la selección del tanque se realiza posteriormente a la solución del sistema de ecuaciones y dicho sistema requiere el valor del grado de estratificación, se utiliza un valor de $E_{T1} = 0.25$, que es un valor característico de los tanques diseñados para instalaciones de este tipo.

Balance de energía en el intercambiador de calor ACS

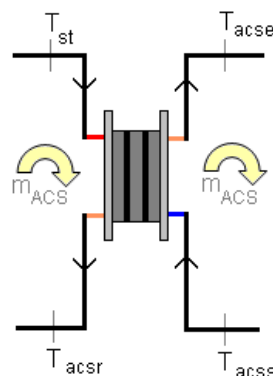


Figura 12.10 – Detalle del intercambiador de calor ACS
(FUENTE: Elaboración propia)



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

$$\dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs} \cdot (T_{st} - T_{acsr}) = \dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs} \cdot (T_{acse} - T_{acss})$$

Donde

- \dot{m}_{acs} Caudal de fluido del circuito de agua caliente sanitaria (l/h)

- Cp_{acs} Calor específico del fluido del circuito de ACS (J/kgK)

El intercambiador de calor ACS también es simétrico, de modo que el caudal del fluido a ambos lados del intercambiador es el mismo. Además, a ambos lados del intercambiador circula agua, por lo que la ecuación correspondiente al balance anterior se simplifica:

$$(T_{st} - T_{acsr}) = (T_{acse} - T_{acss})$$

Eficiencia en el intercambiador de calor ACS

La eficiencia del intercambiador se define mediante la siguiente expresión:

$$\varepsilon_{IC2} = \frac{\dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs} \cdot (T_{st} - T_{acsr})}{C_{\min} \cdot (T_{st} - T_{acsr})}$$

Donde

- ε_{IC2} Eficiencia del intercambiador ACS (-)

$$- C_{\min} = \min \left(\dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs}, \dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs} \right) = \dot{m}_{acs} \cdot Cp_{acs}$$

Los cálculos se realizan considerando un valor de eficiencia típico $\varepsilon = 0.7$. La selección del intercambiador se realizará teniendo en cuenta que ha de cumplirse esta característica.

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Balance de energía en el tanque ACS

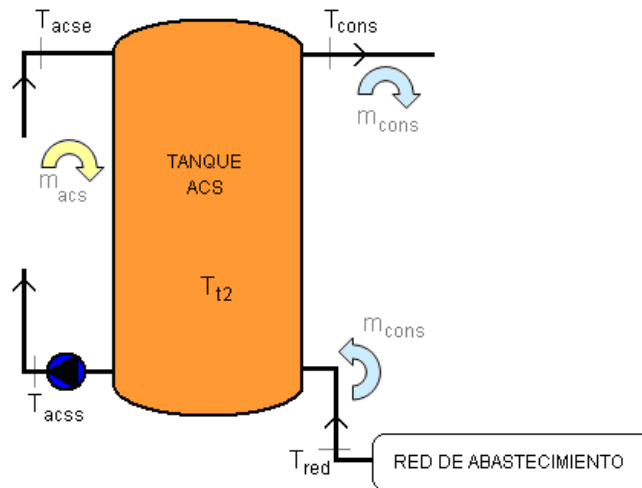


Figura 12.11 – Detalle del tanque ACS
(FUENTE: Elaboración propia)

El balance de energía en el tanque ACS da lugar a la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_{acs} \cdot C_{p_{acs}} \cdot (T_{acse} - T_{acss}) = \dot{m}_{cons} \cdot C_{p_{cons}} \cdot (T_{cons} - T_{red})$$

Donde

- \dot{m}_{cons} Caudal de fluido del circuito de consumo (l/h)
- $C_{p_{cons}}$ Calor específico del fluido del circuito de consumo, agua (J/kgK)

Grado de estratificación en el tanque ACS

Siguiendo el mismo razonamiento que en caso del tanque solar, se tiene que si el fluido del tanque está completamente mezclado:

$$\dot{m}_{acs} \cdot C_p \cdot T_{acse} + \dot{m}_{cons} \cdot C_p \cdot T_{red} = (\dot{m}_{acs} + \dot{m}_{cons}) \cdot C_p \cdot T_{t2}$$

De la ecuación anterior se obtiene la expresión que define la temperatura media del tanque.

$$T_{t2} = \frac{T_{acse} \cdot \dot{m}_{acs} + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_{acs} + \dot{m}_{cons}}$$

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

El tanque se comporta como un mezclador en el que entran dos caudales de agua a diferentes temperaturas (T_{acse} y T_{red}), se mezclan en su interior y salen otros dos caudales a las temperaturas de salida T_{cons} y T_{acse} .

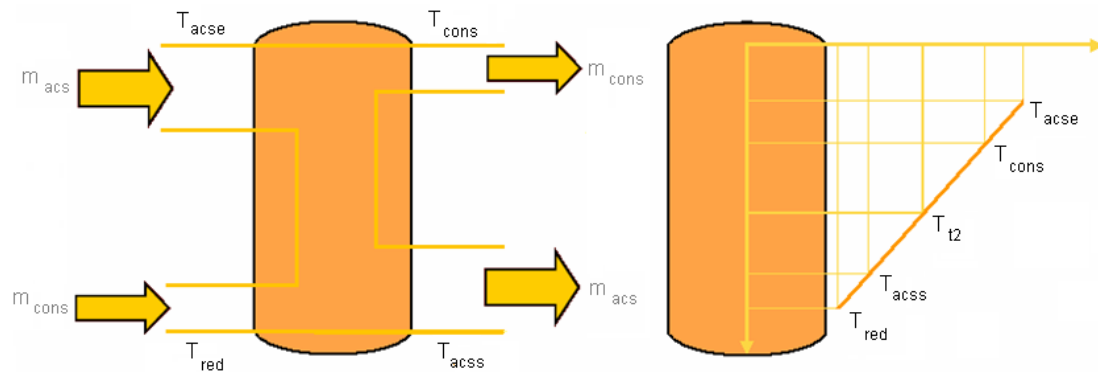


Figura 12.12 – Distribución de temperaturas en el tanque ACS
(FUENTE: Elaboración propia)

Si el tanque está estratificado, se produce un gradiente de temperaturas, que se representa mediante grado de estratificación:

$$E_{T2} = \frac{T_{cons} - T_{t2}}{T_{acse} - T_{t2}}$$

El tanque solar es considerablemente menor que el tanque solar, por lo tanto si se consideró que el grado de estratificación del tanque solar era $E_{T1} = 0.25$, puede considerarse ahora que el grado de estratificación del tanque ACS es cero, es decir, el fluido del tanque ACS está completamente mezclado ($E_{T2} = 0 \Rightarrow T_{cons} = T_{t2}$).

Contribución solar mínima anual de ACS

La contribución solar mínima de ACS es un factor que representa la cantidad de demanda de agua caliente sanitaria que se puede cubrir mediante la instalación solar.

$$f = \frac{m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})}{m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{sum} - T_{red})} = \frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}}$$



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Donde T_{sum} es la temperatura que debe alcanzar el agua que se suministra al consumidor, establecida en 60°C

Máquina de absorción

El sistema de climatización mediante una máquina de absorción puede caracterizarse mediante dos ecuaciones.

La primera de ellas explica que el calor que se puede proporcionar al generador de la máquina de absorción depende del caudal de fluido térmico (agua) que circula por el generador, de su calor específico y del salto de temperaturas que se produce entre la entrada y la salida del generador de la máquina de absorción:

$$q_{MA} = \dot{m}_{c\lim} \cdot C_{p\ c\lim} \cdot (T_{gene} - T_{gens})$$

La segunda expresión con la que definir la máquina de absorción y que sirve para cerrar el sistema de ecuaciones es:

$$q_{MA} = UA_{MA} \cdot \Delta T_{\ln MA}$$

Donde:

Se define un incremento logarítmico de temperaturas según las temperaturas entre las que opere el sistema de calefacción:

$$\Delta T_{\ln SR} = \frac{(T_{gene} - T_{confort}) - (T_{gens} - T_{confort})}{\ln \left(\frac{T_{gene} - T_{confort}}{T_{gens} - T_{confort}} \right)}$$

Se define el producto UA_{MA} para caracterizar la máquina de absorción a partir de las condiciones nominales que indica el fabricante en su catálogo (véase el anexo “Hojas de características”).

$$UA_{MA} = \frac{q_{MA}}{\Delta T_{\ln MA}} = \frac{\frac{q_{c\lim_nom}}{COP}}{(T_{MA e} - T_{confort}) - (T_{MA s} - T_{confort})}{\ln \left(\frac{T_{MA e} - T_{confort}}{T_{MA s} - T_{confort}} \right)}$$



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

- Capacidad nominal de refrigeración $q_{c\ lim_nom} = 98.5kW$
- Coeficiente de operación $COP = 0.7$
- Temperatura de entrada al generador $T_{MA\ e} = 95^{\circ}C$
- Temperatura de salida del sistema $T_{MA\ s} = 80^{\circ}C$
- Temperatura de confort en verano $T_{confort} = 23^{\circ}C$

12.7 Análisis de resultados

La solución de las quince ecuaciones anteriores da como resultado los siguientes valores para cada uno de los meses en los que se hace uso del sistema conjunto de ACS y climatización.

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
T_{ci} (K)	354.160	354.576	354.965	355.198	354.673
T_{co} (K)	359.837	360.651	361.409	361.965	361.072
T_{ice} (K)	359.836	360.651	361.408	361.965	361.072
T_{ics} (K)	354.16	354.576	354.965	355.198	354.673
T_{ico} (K)	357.059	357.678	358.255	358.654	357.941
T_{ici} (K)	351.727	351.973	352.204	352.299	351.931
T_{et} (K)	349.747	349.854	349.956	349.938	349.699
T_{st} (K)	354.012	354.418	354.797	355.022	354.507
T_{acse} (K)	346.322	346.794	347.242	347.33	346.496

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

T_{acs} (K)	328.377	329.004	329.614	329.383	327.805
T_{acsr} (K)	336.067	336.628	337.169	337.075	335.815
T_{cons} (K)	328.377	329.004	329.614	329.383	327.805
T_{gene} (K)	368.15	368.15	368.15	368.15	368.15
T_{gens} (K)	352.951	352.951	352.951	352.951	352.951
f_{acs}	0.901	0.912	0.923	0.92	0.889

Del mismo modo que se realizó en el capítulo dedicado a la instalación conjunta de ACS y calefacción, a partir de estos resultados es posible calcular las pérdidas de calor en las tuberías, la temperatura media en los tanques, el calor útil que se obtiene de la instalación conjunta de ACS y climatización y el rendimiento de la misma.

Pérdida de calor en las tuberías

La mezcla de agua y propilenglicol baja por la tubería que conecta los colectores en la cubierta del edificio con el tanque solar localizado en la planta baja. La circulación de este fluido caliente supone una pérdida de calor que se calcula mediante la siguiente expresión:

$$q_{tubería_bajada} = UA \cdot \Delta T_{ln_bajada}$$

Del mismo modo se calcula la pérdida de calor en la tubería de subida desde el tanque solar hasta la cubierta.

$$q_{tubería_subida} = UA \cdot \Delta T_{ln_subida}$$

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Donde

- ΔT_{\ln_bajada} es el incremento de temperaturas logarítmico definido mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{\ln_bajada} = \frac{(T_{co} - T_{ambiente}) - (T_{ice} - T_{ambiente})}{\ln\left(\frac{(T_{co} - T_{ambiente})}{(T_{ice} - T_{ambiente})}\right)}$$

- ΔT_{\ln_subida} es el incremento de temperaturas logarítmico definido mediante la siguiente expresión:

$$\Delta T_{\ln_subida} = \frac{(T_{ics} - T_{ambiente}) - (T_{ci} - T_{ambiente})}{\ln\left(\frac{(T_{ics} - T_{ambiente})}{(T_{ci} - T_{ambiente})}\right)}$$

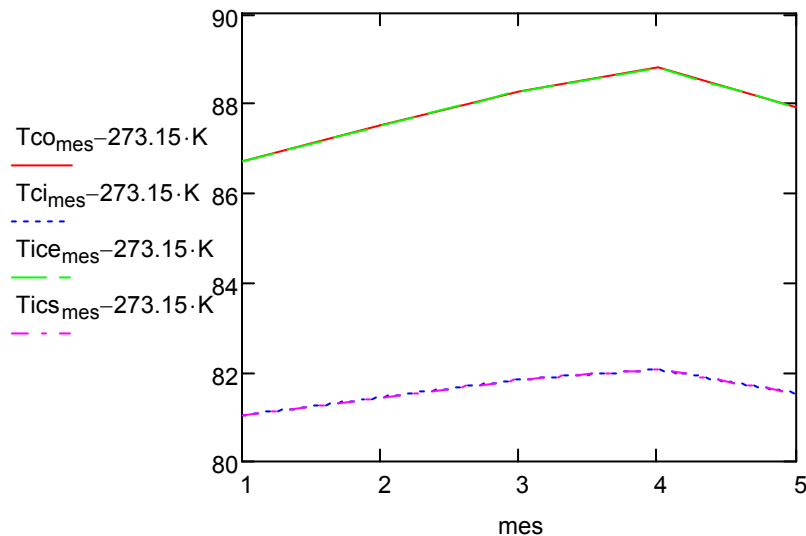
- UA se calcula mediante el esquema de resistencias térmicas propio de la tubería (W / K)..

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{ptubería_bajada}$ (W)	3.135	2.907	2.801	2.84	2.986
$q_{ptubería_subida}$ (W)	2.84	2.591	2.466	2.488	2.653

Los valores anteriores indican que las pérdidas térmicas que se producen en las tuberías de bajada y subida son despreciables.

Esta afirmación es coherente con la siguiente gráfica obtenida mediante Mathcad, que representa el salto térmico que se produce en los colectores y el salto térmico que se produce en el intercambiador de calor (circuito primario):

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN



En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de verano: el mes 1 corresponde con mayo, el mes 2 con junio, el mes 3 con julio el mes 4 con agosto y el mes 5 con septiembre.

Efectivamente se aprecia que apenas hay pérdidas térmicas en las tuberías, pues la temperatura del fluido a la salida de los colectores (T_{co}) es prácticamente la misma a la temperatura de entrada al intercambiador de calor en el circuito primario (T_{ice}). Del mismo modo, la temperatura del fluido a la salida del intercambiador (T_{ics}) es prácticamente igual a la temperatura del fluido a la entrada del sistema de colectores (T_{ci}).

Temperatura media del tanque solar

La temperatura media del tanque solar (T_{t1}), tal y como se explicó al detallar las ecuaciones del sistema, se calcula mediante la siguiente expresión:

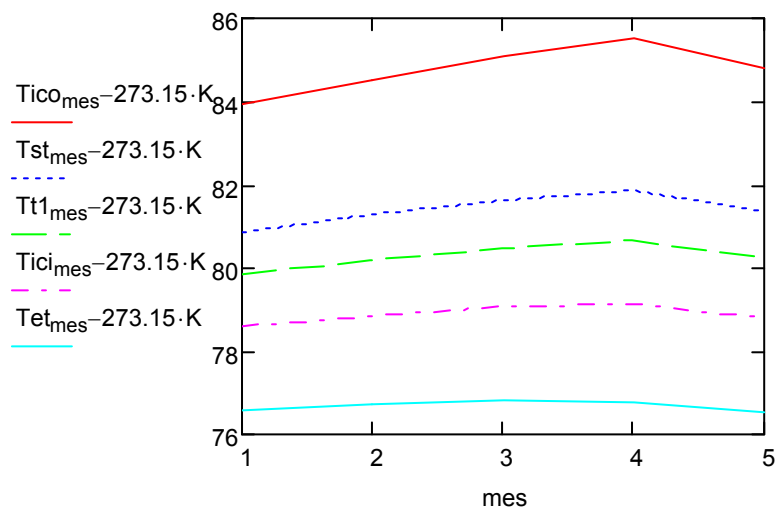
$$T_{t1} = \frac{T_{ico} \cdot \dot{m}_2 + T_{et} \cdot \dot{m}_T}{\dot{m}_2 + \dot{m}_T}$$

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Los resultados obtenidos son:

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
T_{t1} (K)	352.997	353.331	353.645	353.812	353.362

La siguiente gráfica representa el valor medio de la temperatura del agua en el tanque solar, así como el valor de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del tanque solar, tanto en el circuito secundario como en el terciario.



En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de verano: el mes 1 corresponde con mayo, el mes 2 con junio, el mes 3 con julio el mes 4 con agosto y el mes 5 con septiembre.

Se observa, como resulta lógico, que:

$$T_{ico} > T_{st} > T_{t1} > T_{ici} > T_{et}$$

Temperatura media del tanque ACS

La temperatura media del tanque ACS (T_{t2}), tal y como se explicó al detallar las ecuaciones del sistema, se calcula mediante la siguiente expresión:

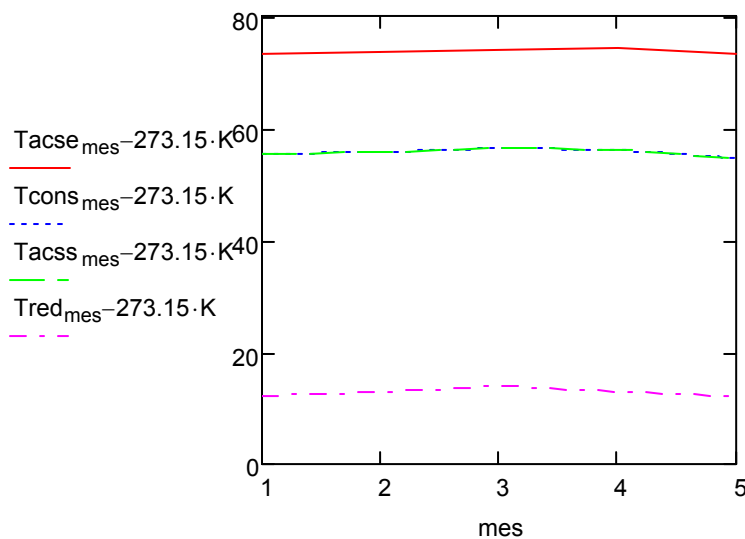
Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

$$T_{t2} = \frac{T_{acse} \cdot \dot{m}_{acs} + T_{red} \cdot \dot{m}_{cons}}{\dot{m}_{acs} + \dot{m}_{cons}}$$

Los resultados obtenidos son:

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
T_{t2} (K)	328.377	329.004	329.614	329.383	327.805

La siguiente gráfica representa el valor medio de la temperatura del agua en el tanque ACS, así como el valor de la temperatura del agua a la entrada y a la salida de dicho tanque, tanto en el circuito terciario como en el circuito de consumo.



En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de verano: el mes 1 corresponde con mayo, el mes 2 con junio, el mes 3 con julio el mes 4 con agosto y el mes 5 con septiembre.

Se observa que:

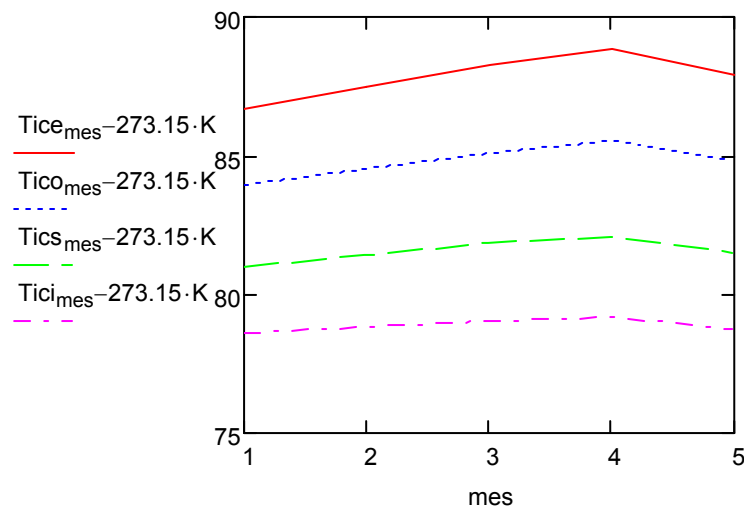
$$T_{acse} > T_{cons} \approx T_{t2} \approx T_{acss} > T_{red}$$

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Este resultado es lógico teniendo en cuenta que el tanque ACS, de menores dimensiones que el tanque solar, puede considerarse completamente mezclado, es decir, que su grado de estratificación es nulo, o lo que es lo mismo que $T_{cons} = T_{t2}$.

Temperaturas en el intercambiador de calor solar

La siguiente gráfica representa el valor de la temperatura del fluido térmico a la entrada y a la salida del intercambiador de calor en el circuito primario así como la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador en el circuito secundario.



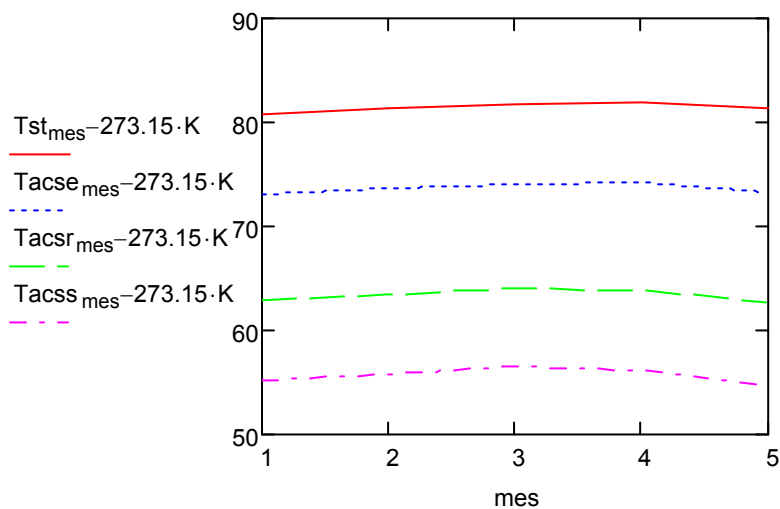
En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de verano: el mes 1 corresponde con mayo, el mes 2 con junio, el mes 3 con julio el mes 4 con agosto y el mes 5 con septiembre.

El intercambio de calor se produce entre el fluido térmico caliente procedente de los colectores y el agua procedente del tanque. Por ello es lógico que la mayor temperatura sea la de entrada del fluido térmico (T_{ice}) y la menor sea la de entrada de agua procedente del tanque (T_{ici}).

Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

Temperaturas en el intercambiador de calor ACS

La siguiente gráfica representa el valor de la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador en el circuito terciario así como la temperatura del agua a la entrada y a la salida del intercambiador en el circuito de ACS.



En el eje de ordenadas de la gráfica anterior el valor de las temperaturas está expresado en grados Celsius. En el eje de abscisas, se indican los meses considerados de verano: el mes 1 corresponde con mayo, el mes 2 con junio, el mes 3 con julio el mes 4 con agosto y el mes 5 con septiembre.

El intercambio de calor se produce entre el agua caliente procedente del tanque solar y el agua procedente del tanque ACS. Por ello es lógico que la mayor temperatura sea la del agua a la salida del tanque solar (T_{st}) y la menor sea la del agua a la salida del tanque ACS (T_{acss}).

Calor útil

El calor útil $q_{\text{útil}}$ que se obtiene del conjunto de colectores instalados en la cubierta se puede calcular mediante:

- La radiación y las pérdidas térmicas en los colectores:

$$q_{\text{útil}} = I_T \cdot A_T \cdot \eta_0 - \dot{Q}_{PC}$$



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

- I_T Radiación que recibe el conjunto de colectores (W / m^2)

- A_T Área total de colectores (m^2)

- η_0 Rendimiento óptico del colector (-)

- \dot{Q}_{PC} pérdidas de calor del conjunto de colectores (W)

- El salto térmico del fluido al atravesar los colectores:

$$q_{\text{útil}} = \dot{m}_1 \cdot C_{p1} \cdot (T_{co} - T_{ci})$$

- \dot{m}_1 Caudal de fluido del circuito primario (l/h)

- C_{p1} Calor específico del fluido del circuito primario (J/kgK)

- T_{ci} Temperatura de entrada a colectores (K)

- T_{co} Temperatura de salida de colectores (K)

El cálculo del calor útil por ambos métodos da los mismos resultados:

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{\text{útil}}$ (kW)	56.24	60.18	63.82	67.03	63.38

Rendimiento de la instalación

El rendimiento de la instalación solar completa puede definirse como el cociente entre la potencia útil que es posible obtener para climatizar y la radiación que reciben los colectores:

$$\eta = \frac{q_{\text{útil}}}{I_T A_T}$$



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
η	0.567	0.554	0.529	0.580	0.579

El rendimiento medio de la instalación en los meses en los que se hace uso de la máquina de absorción para climatizar es:

$$\eta_m = 0.562$$

Se trata de un valor típico en instalaciones solares y revela la dificultad de aprovechar la radiación solar en aplicaciones multipropósito de agua caliente sanitaria y climatización.

12.8 Dimensionado del sistema de climatización mediante máquina de absorción

Una máquina de absorción basada en la producción de frío a partir de la radiación solar recibida en los colectores solares, es el sistema elegido para climatizar el local comercial de la planta baja del edificio durante los meses de mayo, junio, julio, agosto y septiembre.

El cálculo de la máquina de absorción debe efectuarse, como en cualquier otro tipo de instalación, con el rigor necesario para que se consigan las prestaciones esperadas una vez la instalación se encuentre en servicio. La determinación de la potencia de refrigeración a instalar debe realizarse siempre a partir de los valores de demanda máxima a los que los equipos se van a ver sometidos en las condiciones de diseño.

Por esta razón, el dimensionamiento del sistema de climatización consiste en la selección de una máquina de absorción capaz de proporcionar que la suficiente potencia para cubrir la carga térmica de climatización:

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{c\text{lim}} \text{ (kW)}$	8.56	67.65	71.63	73.88	69.05



Capítulo 12 - SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN

En agosto se produce la mayor demanda de climatización, de manera que la máquina de absorción elegida deberá tener una capacidad de refrigeración de al menos 74 kW.

La máquina de absorción elegida es una máquina de simple efecto accionada por agua caliente de la marca Ibersolar (modelo LWM-W003) cuya capacidad nominal de refrigeración es 98.5 kW.

A partir del dato anterior y del coeficiente de operación de la máquina es posible calcular la potencia que requiere el generador de la máquina de absorción:

$$q_{MA} = \frac{q_{c\lim_nom}}{COP} = \frac{98.5kW}{0.7} = 140.7kW$$

Esta potencia es la que la instalación deberá alcanzar para que la máquina de absorción funcione adecuadamente.



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

13 DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

13.1 Distribución de energía solar

El estudio de las cargas térmicas del local situado en la planta baja del edificio en el que se está proyectando la instalación solar multipropósito se detalló en el capítulo 7 y arrojó los siguientes resultados:

MES	ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
Q_{TOTAL} (KW)	-14.99	-12.48	-5.58	-0.15	8.56	67.65	71.63	73.88	69.05	3.46	-5.24	-14.98
Aplicación	Calefacción				Climatización						Calefacción	

El valor negativo de las cargas térmicas indica pérdida de calor en el local. Esto sucede en los meses de invierno, es por ello que el sistema de calefacción se ha diseñado para los meses de enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre.

El valor positivo de las cargas térmicas indica ganancia de calor en el local. Esto sucede en los meses de verano, por lo que el sistema de climatización se ha diseñado para los meses de mayo, junio, julio, agosto y septiembre.

Los meses de abril y marzo se han denominado meses frontera, pues la baja carga térmica de estos meses no justifica la utilización de calefacción o del sistema de producción de frío.

El objetivo del presente capítulo es analizar la demanda de agua caliente sanitaria del edificio, la demanda de calefacción y climatización del local comercial y el calor útil que se obtiene de la instalación solar diseñada con 90 colectores, con el fin de determinar la distribución de energía solar óptima en cada periodo del año. Es decir, en los siguientes apartados se determinará qué parte del calor útil será destinado a ACS y qué parte será destinado a cubrir las necesidades de calefacción o climatización.



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

13.2 Distribución de energía solar en los meses con demanda de calefacción

Durante los meses de invierno, el calor que demanda el conjunto de viviendas y el gimnasio de la planta baja del edificio para atender la demanda de ACS es:

Demanda de ACS	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
q_{acs} (kW)	64.64	54.38	50.88	55.60	66.49

La carga térmica de calefacción, es decir, el calor que demanda el gimnasio para cubrir sus necesidades de calefacción es:

Demanda de calefacción	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
q_{cale} (kW)	14.99	12.48	5.58	5.24	14.98

La instalación multipropósito proyectada consta de 90 colectores solares (véase capítulo 11) capaces de proporcionar el siguiente calor útil:

Calor útil con 90 colectores	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
$q_{útil90}$ (kW)	27.63	30.98	39.87	39.50	28.58

La instalación proyectada para satisfacer exclusivamente la demanda de ACS consta de 78 colectores solares (véase capítulo 9) capaces de proporcionar el siguiente calor útil:

Calor útil con 78 colectores	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
$q_{útil78}$ (kW)	23.94	26.85	34.56	34.23	24.77



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

La fracción solar mínima para ACS con la instalación de 78 colectores es:

Fracción solar con 78 colectores	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
f_{acs78}	0.415	0.533	0.713	0.628	0.402

Es decir, que de toda la demanda de ACS, con la instalación multipropósito, que consta de 90 colectores, se ha de cubrir al menos la fracción anterior.

El valor medio de la fracción solar anterior se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$fm_{acs78} = \frac{\sum q_{\text{útil}78}}{\sum q_{acs}} \quad fm_{acs78} = 0.494$$

La fracción solar media para ACS refleja que es posible cubrir casi un 50% de la demanda de ACS en los meses de invierno con energía solar.

A continuación se calcula el calor útil destinado a ACS:

$$q_{acs_solar} = q_{acs} \cdot f_{acs78}$$

Aporte solar para ACS	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
q_{acs_solar} (kW)	26.83	28.98	36.28	34.92	26.73

Es decir, la tabla anterior indica qué parte de la demanda de ACS es posible cubrir con energía solar cada mes.

El calor útil destinado a calefacción es la diferencia entre el calor útil que se obtiene mediante la instalación multipropósito de 90 colectores y la parte que se destina a calentar agua caliente sanitaria:

$$q_{cale_solar} = q_{\text{útil}90} - q_{acs_solar}$$



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

Aporte solar para calefacción	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
q_{cale_solar} (kW)	0.802	1.992	3.594	4.58	1.850

Es decir, la tabla anterior indica qué parte de la demanda de calefacción es posible cubrir con energía solar una vez atendida parte de la demanda de ACS.

Finalmente se calcula la fracción solar para calefacción como el cociente entre el calor que se puede aportar para calefacción a partir de energía solar y la demanda de calefacción:

$$f_{cale} = \frac{q_{cale_solar}}{q_{cale}}$$

Fracción solar para calefacción	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
f_{cale}	0.054	0.16	0.644	0.874	0.123

La fracción solar media para calefacción se calcula como sigue:

$$fm_{cale} = \frac{\sum q_{cale_solar}}{\sum q_{cale}} \quad fm_{cale} = 0.241$$

13.2.1 Análisis de resultados

La fracción solar media para calefacción refleja que es posible cubrir más un 24% de la demanda de calefacción en los meses de invierno con energía solar.

En enero y diciembre se atiende muy poca demanda de calefacción con energía solar, 5.4% y 12.3% respectivamente. La instalación conjunta de ACS y calefacción es viable porque existen otros meses (marzo y noviembre) en los que se cubre más del 60% de la demanda de calefacción con energía solar.

Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

A continuación se analiza si en enero y diciembre resulta aconsejable energéticamente destinar a calefacción una fracción solar, aunque pequeña o es preferible utilizar todo el aporte solar a cubrir exclusivamente la máxima demanda de ACS posible.

Para ello hay que estudiar cómo es el rendimiento de la instalación conjunta (ACS y calefacción) con respecto al rendimiento de la instalación de ACS.

El rendimiento de la instalación puede ser definido como la fracción entre el calor destinado a las distintas aplicaciones y la radiación total que llega a los mismos. El calor que es posible destinar a las distintas aplicaciones depende del calor útil que se obtiene de los colectores, íntimamente relacionado con el rendimiento del colector:

$$\eta_{colector} = \frac{q_{\text{útil}}}{I_T A_T}$$

El rendimiento del colector, tal y como se indica en la curva de normalización del colector, es función de la diferencia de temperaturas entre la placa absorbadora y la temperatura ambiente:

$$\eta_{colector} = \eta_0 - a_1 \cdot \frac{(T_m - T_{\text{ambiente}})}{I_T} - a_2 \cdot \frac{(T_m - T_{\text{ambiente}})^2}{I_T}$$

Donde:

- η_0 es el rendimiento óptico del colector ($\eta_0 = 0.696$).
- a_1 es un coeficiente de pérdidas ($a_1 = 3.34WK^{-1}m^{-2}$).
- a_2 es un coeficiente de pérdidas ($a_2 = 0.0102WK^{-2}m^{-2}$).
- T_m es la temperatura de la placa absorbadora (K).
- T_{ambiente} es la temperatura ambiente (K).

La temperatura de la placa absorbadora puede aproximarse como la media entre la temperatura de entrada y de salida del fluido en el colector.

La temperatura del fluido a la entrada y a la salida del conjunto de colectores es mayor en la instalación conjunta (ACS y calefacción) que en la instalación exclusiva de ACS. Esto implica que también es mayor la temperatura media, y que el salto entre la temperatura media y la ambiente es mayor, de forma que el rendimiento del colector



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

disminuye, disminuyendo por lo tanto el calor útil obtenido de los colectores y como consecuencia el calor útil destinado a las distintas aplicaciones.

Es decir, en la instalación conjunta (ACS y calefacción), con respecto a la instalación ACS se cumple lo siguiente:

$$\left. \begin{array}{l} T_{ci} \uparrow \\ T_{co} \uparrow \\ T_{ambiente} = \\ I_T = \end{array} \right\} \Rightarrow T_m \uparrow \Rightarrow (T_m - T_{ambiente}) \uparrow \Rightarrow \eta_{colector} \downarrow \Rightarrow q_{\text{útil}} \downarrow \Rightarrow \eta \downarrow$$

El razonamiento anterior explica que la instalación conjunta tiene un rendimiento que la instalación exclusiva de ACS y se verifica con los datos:

Mes	$I_T \left[\frac{W}{m^2} \right]$	$T_{ambiente}$ (°C)	Instalación	T_{ci} (°C)	T_{co} (°C)	T_m (°C)	$\eta_{colector}$
Enero	339	9	ACS	32.34	35.13	33.74	0.434
			ACS +calefacción	34.90	37.69	36.30	0.405
Diciembre	347	9	ACS	31.57	34.46	33.02	0.448
			ACS +calefacción	34.75	37.63	36.19	0.412

Por lo tanto, debido a la baja fracción solar para calefacción obtenida en enero y diciembre por un lado y al mayor rendimiento de la instalación solar sin aplicación de calefacción por otro lado, se opta por no destinar aporte solar a calefacción en enero y diciembre.



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

	Enero	Febrero	Marzo	Noviembre	Diciembre
$q_{\text{útil}90}$ (kW)	27.63	30.98	39.87	39.50	28.58
$q_{\text{acs_solar}}$ (kW)	27.63	28.98	36.28	34.92	28.58
f_{acs}	0.427	0.533	0.713	0.628	0.430
$q_{\text{cale_solar}}$ (kW)	0	1.992	3.594	4.58	0
f_{cale}	0	0.16	0.644	0.874	0

Se observa que al destinar todo el aporte solar a la aplicación de ACS, aumenta la fracción solar de ACS.

13.3 Distribución de energía solar en los meses con demanda de climatización

Durante los meses de verano, el calor que demanda el conjunto de viviendas y el gimnasio de la planta baja del edificio para atender la demanda de ACS es:

Demanda de ACS	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
q_{acs} (kW)	44.93	43.15	37.26	33.42	41.50

La carga térmica de climatización, es decir, el calor que demanda el gimnasio para cubrir sus necesidades de refrigeración es:

Demanda de climatización	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{\text{c lim}}$ (kW)	8.56	67.65	71.63	73.68	69.05



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

La instalación multipropósito proyectada consta de 90 colectores solares (véase capítulo 12) capaces de proporcionar el siguiente calor útil:

Calor útil con 90 colectores	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{\text{útil}90}$ (kW)	56.24	60.18	63.82	67.03	63.38

La instalación proyectada para satisfacer exclusivamente la demanda de ACS consta de 78 colectores solares (véase capítulo 9) capaces de proporcionar el siguiente calor útil:

Calor útil con 78 colectores	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{\text{útil}78}$ (kW)	41.45	44.23	46.98	46.99	50.07

La fracción solar mínima para ACS con la instalación de 78 colectores es:

Fracción solar con 78 colectores	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$f_{\text{acs}78}$	0.959	1.046	1.135	1.111	1.098

Es decir, que de toda la demanda de ACS, con la instalación multipropósito, que consta de 90 colectores, se ha de cubrir al menos la fracción anterior.

Se aprecia que la fracción solar para ACS es mayor que la unidad en junio, julio, agosto y septiembre, lo cual significa que es posible cubrir el 100% ($f_{\text{acs}78} = 1$) de la demanda de ACS en esos meses, siendo oportuno modificar el valor de la fracción solar en esos meses de la siguiente forma:

Fracción solar con 78 colectores	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$f_{\text{acs}78}$	0.959	1	1	1	1



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

El valor medio de la fracción solar se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$fm_{acs78} = \frac{\sum q_{\text{útil}78}}{\sum q_{acs}} \quad fm_{acs78} = 1.147$$

La fracción solar media para ACS refleja que es posible cubrir más del 100% de la demanda de ACS en los meses de verano con energía solar. Además el valor mayor que la unidad indica que existe un exceso de energía, de manera que resulta muy conveniente aprovechar este exceso destinándolo a cubrir parte de la demanda de climatización.

A continuación se calcula el calor útil destinado a ACS:

$$q_{acs_solar} = q_{acs} \cdot f_{acs78}$$

Aporte solar para ACS	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
q_{acs_solar} (kW)	43.09	43.15	37.26	33.42	41.50

Es decir, la tabla anterior indica qué parte de la demanda de ACS es posible cubrir con energía solar cada mes.

El calor útil destinado a climatización es la diferencia entre el calor útil que se obtiene mediante la instalación multipropósito de 90 colectores y la parte que se destina a calentar agua caliente sanitaria:

$$q_{c\lim_solar} = q_{\text{útil}90} - q_{acs_solar}$$

Aporte solar para climatización	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{c\lim_solar}$ (kW)	13.15	17.03	26.56	33.61	21.88

Es decir, la tabla anterior indica qué parte de la demanda de climatización es posible cubrir con energía solar una vez atendida parte de la demanda de ACS.



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

Finalmente se calcula la fracción solar para climatización como el cociente entre el calor que se puede aportar para climatización a partir de energía solar y la demanda de climatización:

$$f_{c\text{lim}} = \frac{q_{c\text{lim_solar}}}{q_{c\text{lim}}}$$

Fracción solar para climatización	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$f_{c\text{lim}}$	1.536	0.252	0.371	0.455	0.317

La fracción solar media para climatización se calcula como sigue:

$$fm_{c\text{lim}} = \frac{\sum q_{c\text{lim_solar}}}{\sum q_{c\text{lim}}} \quad fm_{c\text{lim}} = 0.386$$

13.3.1 Análisis de resultados

La fracción solar media para climatización refleja que es posible cubrir casi un 39% de la demanda de climatización en los meses de verano con energía solar.

En mayo, la fracción solar para climatización mayor que la unidad indica que existe un excedente energético. Ya que existe un exceso de energía, a continuación se intenta cubrir totalmente (el 100%) la demanda de ACS en este mes:

Fracción solar con 78 colectores	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
f_{acs78}	1	1	1	1	1

Tras la decisión de cubrir totalmente la demanda de ACS en mayo se obtienen los siguientes resultados:



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{acs_solar} = q_{acs}$ (kW)	44.93	43.15	37.26	33.42	41.50
$q_{c\ lim_solar}$ (kW)	11.31	17.03	26.56	33.61	21.88
$f_{c\ lim}$	1.321	0.252	0.371	0.455	0.317

Se observa que en el mes de mayo, incluso satisfaciendo completamente la demanda de ACS, la fracción solar para climatización mayor que la unidad indica que se puede cubrir toda la demanda de climatización y aun así existe un excedente energético que es necesario disipar.

	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Septiembre
$q_{\acute{u}il90}$ (kW)	56.24	60.18	63.82	67.03	63.38
$q_{acs_solar} = q_{acs}$ (kW)	44.93	43.15	37.26	33.42	41.50
f_{acs}	1	1	1	1	1
$q_{c\ lim_solar}$ (kW)	8.56	17.03	26.56	33.61	21.88
$f_{c\ lim}$	1	0.252	0.371	0.455	0.317
$q_{excedente}$	2.75	0	0	0	0



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

13.3.2 Dimensionamiento del disipador

La instalación debe constar de un disipador adecuado para disipar el excedente de energía que se produce en el mes de mayo.

El exceso de energía, una vez satisfecha la demanda de ACS y climatización se calcula como la diferencia entre el calor útil que se destina a climatización y el calor demandado para climatizar, es decir:

$$q_{excedente} = q_{c\lim_solar} - q_{c\lim}$$

$$q_{excedente} = 2.746kW$$

El disipador ha de ser capaz de disipar al menos 2.8 kW.

El disipador de calor elegido, capaz de disipar hasta 8 kW, es el modelo BD08, comercializado por Salvador Escodar.

13.4 Distribución de energía solar en los meses frontera

Como se ha comentado anteriormente, en abril y marzo la baja carga térmica no justifica la aplicación de calefacción o del sistema de producción de frío.

La demanda de ACS en cada uno de estos meses es:

Demanda de ACS	Abril	Octubre
q_{acs} (kW)	48.07	43.76

La instalación multipropósito proyectada, que consta de 90 colectores solares, es capaz de proporcionar el siguiente calor útil:

Calor útil con 90 colectores	Abril	Octubre
$q_{\acute{u}til90}$ (kW)	37.38	42.29



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

La instalación proyectada para satisfacer exclusivamente la demanda de ACS consta de 78 colectores solares (véase capítulo 9) capaces de proporcionar el siguiente calor útil:

Calor útil con 78 colectores	Abril	Octubre
$q_{\text{útil}78}$ (kW)	32.39	36.65

La fracción solar mínima para ACS con la instalación de 78 colectores es:

Fracción solar con 78 colectores	Abril	Octubre
f_{acs78}	0.735	0.787

El valor medio de la fracción solar se calcula a partir de la siguiente expresión:

$$f_{m_{acs78}} = \frac{\sum q_{\text{útil}78}}{\sum q_{acs}} \quad f_{m_{acs78}} = 0.752$$

La fracción solar media para ACS refleja que es posible cubrir más del 75% de la demanda de ACS en los meses frontera con energía solar.

A continuación se calcula el calor útil destinado a ACS:

$$q_{acs_solar} = q_{acs} \cdot f_{acs78}$$

Aporte solar para ACS	Abril	Octubre
q_{acs_solar} (kW)	35.33	34.44

Dado que el calor útil procedente de la instalación de 90 colectores es mayor que el calor destinado a la producción de ACS con aporte solar, resulta conveniente



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

augmentar la fracción solar en estos meses hasta que todo el calor útil se destine a cubrir la máxima demanda de ACS posible:

$$q_{acs_solar} = q_{\text{útil}90}$$

Aporte solar para ACS	Abril	Octubre
q_{acs_solar} (kW)	37.38	42.29

La fracción solar es, por tanto:

$$f_{acs} = \frac{q_{acs_solar}}{q_{acs}}$$

Fracción solar para ACS	Abril	Octubre
f_{acs}	0.778	0.966

	Abril	Octubre
q_{acs} (kW)	48.07	43.76
$q_{\text{útil}90}$ (kW)	37.38	42.29
q_{acs_solar} (kW)	37.38	42.29
f_{acs}	0.778	0.966



Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

13.5 Resumen de resultados

La tabla que se muestra a continuación recopila los resultados obtenidos en este capítulo. Se refleja, para cada mes, el valor de los siguientes parámetros:

- Calor útil que proporciona la instalación multipropósito diseñada con 90 colectores ($q_{\text{útil}90}$).
- Calor demandado para la producción de ACS (q_{acs}).
- Fracción solar para ACS (f_{acs}).
- Calor procedente de la instalación solar destinado a la producción de ACS ($q_{\text{acs_solar}}$).
- Cargas térmicas, calor demandado para satisfacer la demanda de calefacción o climatización ($q_{\text{cale}} / q_{\text{lim}}$).
- Fracción solar para calefacción o climatización, según corresponda ($f_{\text{cale}} / f_{\text{c\lim}}$).
- Calor procedente de la instalación solar destinado a satisfacer la demanda de calefacción o climatización, según corresponda ($q_{\text{cale_solar}} / q_{\text{c\lim_solar}}$).
- Calor excedente ($q_{\text{excedente}}$).

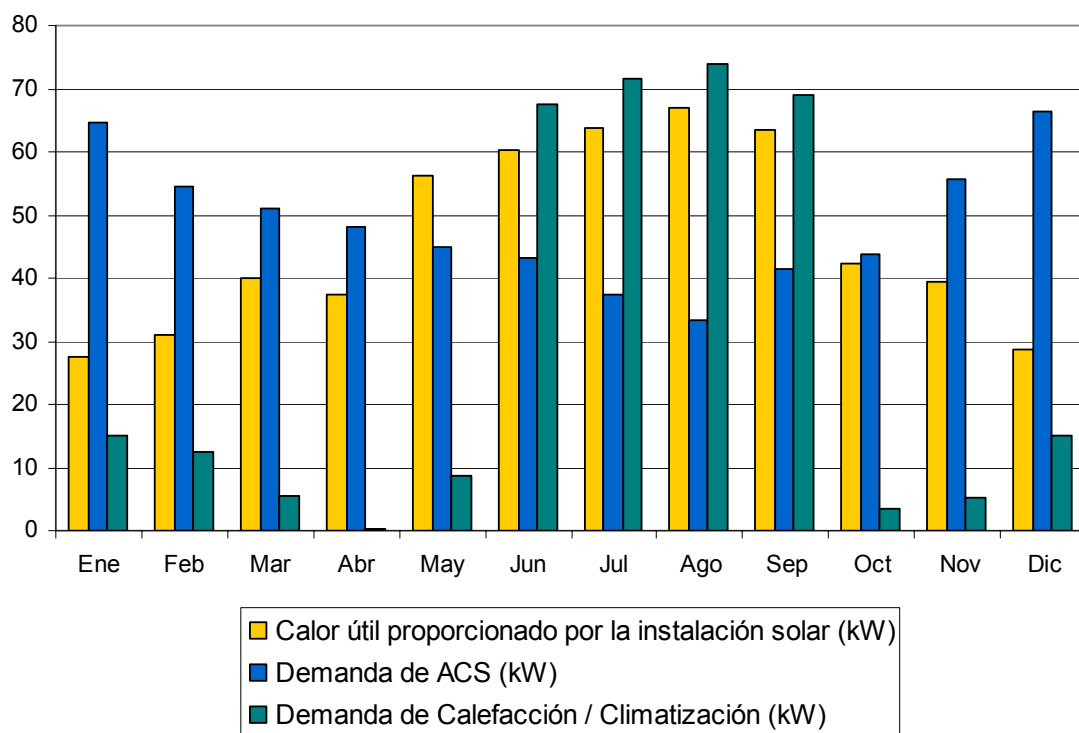
Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

	DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR							
	Disponible	ACS			Calefacción / Climatización			Excedente
		Demanda	Aporte solar	Fracción solar	Demanda	Aporte solar	Fracción solar	
	$q_{\text{útil}90}$ (kW)	q_{acs} (kW)	$q_{\text{acs_solar}}$ (kW)	f_{acs}	q_{cale}^I q_{lim} (kW)	$q_{\text{cale_solar}}^I$ $q_{\text{c lim_solar}}$ (kW)	f_{cale}^I $f_{\text{c lim}}$	$q_{\text{excedente}}$ (kW)
ENE	27.63	64.64	27.63	0.427	14.99	0	0	0
FEB	30.98	54.38	28.98	0.533	12.48	1.992	0.16	0
MAR	39.87	50.88	36.28	0.713	5.58	3.594	0.644	0
ABR	37.38	48.07	37.38	0.778	0.15	0	0	0
MAY	56.24	44.93	44.93	1	8.56	8.56	1	2.75
JUN	60.18	43.15	43.15	1	67.65	17.03	0.252	0
JUL	63.82	37.26	37.26	1	71.63	26.56	0.371	0
AGO	67.03	33.42	33.42	1	73.88	33.61	0.455	0
SEP	63.38	41.50	41.50	1	69.05	21.88	0.317	0
OCT	42.29	43.76	42.29	0.966	3.46	0	0	0
NOV	39.50	55.60	34.92	0.628	5.24	4.58	0.874	0
DIC	28.58	66.49	28.58	0.430	14.98	0	0	0

Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

13.5.1 Calor útil y demanda

La siguiente gráfica representa el calor útil que proporciona la instalación solar proyectada de 90 colectores solares, así como la potencia demandada por todo el edificio para proporcionar agua caliente sanitaria y la potencia demandada por el gimnasio de la planta baja del edificio para satisfacer sus necesidades de calefacción y climatización.

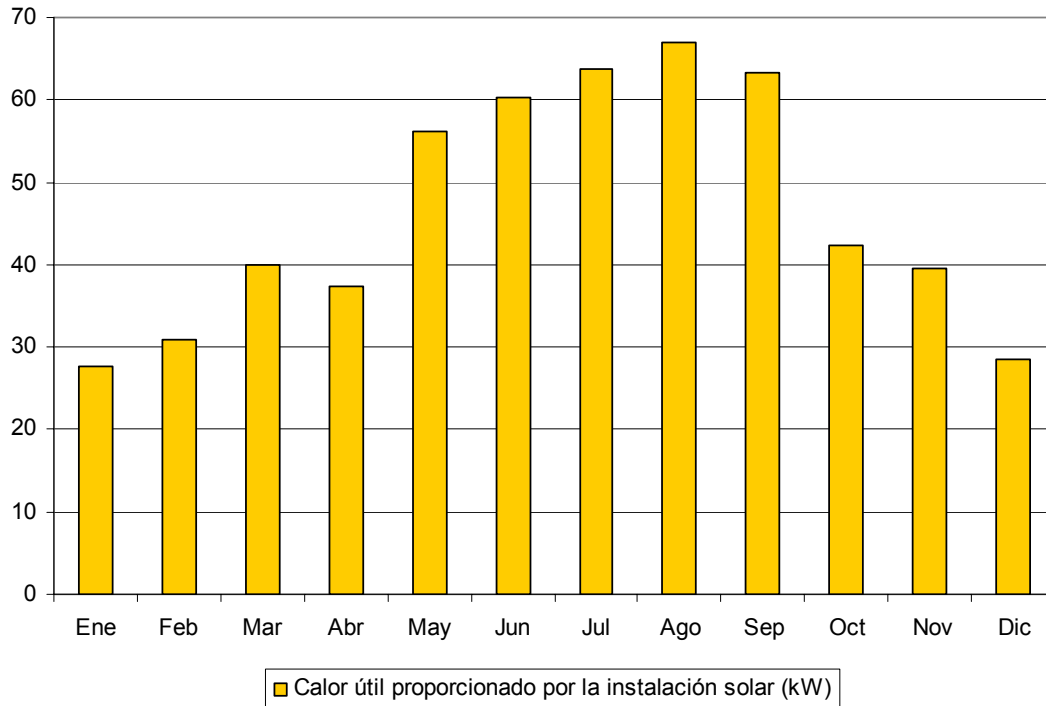


Como se comentó en capítulos anteriores, la disponibilidad de energía solar no se adecua a la demanda de ACS. Se aprecia que en los meses de invierno (enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre) el calor útil del que se dispone es notablemente menor que la potencia requerida para la aplicación de ACS. Sucede lo contrario en los meses de verano (mayo, junio, julio, agosto y septiembre), en los que la instalación solar proporciona más energía que la que se demanda.

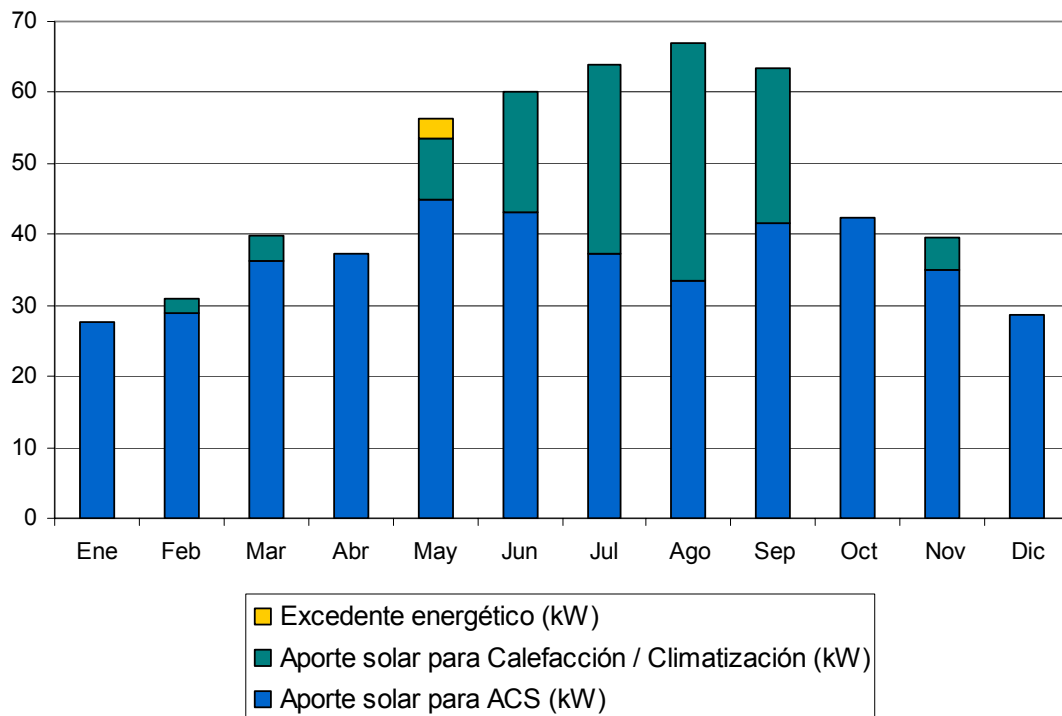
13.5.2 Distribución final de energía solar

El calor útil que proporciona de la instalación multipropósito de 90 colectores solares es el siguiente:

Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR



La siguiente gráfica representa la distribución del calor útil, es decir, qué parte del calor útil se destina a cada aplicación.





Capítulo 13 - DISTRIBUCIÓN DE ENERGÍA SOLAR

Evidentemente, la forma de ambos diagramas de barras es la misma, pues se trata de una representación gráfica del reparto del calor útil de la instalación solar, tal y como podría expresar la siguiente ecuación:

$$q_{\text{útil}90} = q_{\text{excedente}} + q_{\text{acs_solar}} + \begin{cases} q_{\text{cale_solar}} \\ q_{\text{c_lim_solar}} \end{cases}$$

Como se ha indicado anteriormente la fracción solar para calefacción obtenida en enero y diciembre era tan baja que se ha optado por no dedicar ninguna parte del aporte solar a la aplicación de calefacción. Esto se traduce, como se observa en la gráfica, en un aporte solar destinado exclusivamente a agua caliente sanitaria en dichos meses.

Del mismo modo se aprecia que en los meses denominados frontera, abril y octubre, no se destina calor útil a las aplicaciones de climatización y calefacción respectivamente, ya que, como se analizó en el apartado anterior, todo el calor útil del que se dispone en estos meses de destina a proporcionar ACS.

Finalmente cabe destacar la existencia de un excedente energético en el mes de mayo, como consecuencia de una fracción solar para climatización mayor que la unidad en este mes. El valor de dicho excedente determina la potencia mínima del equipo de disipación del que ha de disponer la instalación.



Capítulo 14 - SISTEMA DE ACUMULACIÓN

14 SISTEMA DE ACUMULACIÓN

14.1 Descripción del sistema de acumulación

El sistema de acumulación permite acoplar en el tiempo la disponibilidad de radiación solar a la demanda de los servicios de ACS, calefacción o climatización.

El elemento principal del sistema de acumulación es el tanque de almacenamiento, cuyo objetivo es almacenar energía térmica en forma de agua caliente de manera eficiente, evitando en lo posible las pérdidas de calor y favoreciendo la estratificación en su interior.

El alto grado de estratificación del tanque de almacenamiento implica una mayor eficiencia de la instalación por dos razones:

- El agua de la parte inferior del tanque se envía al intercambiador para captar energía térmica. Como el agua de esta parte del tanque está más fría se favorece la eficiencia del intercambio. Por ello las tuberías de entrada de agua fría se colocan en la parte inferior.
- El agua de la parte superior del tanque se envía al intercambiador para captar energía térmica. Como el agua de esta parte del tanque está más caliente se favorece la eficiencia del intercambio. Por ello las tuberías de entrada de agua caliente se colocan en la parte superior.

Por todo lo anterior, las tuberías de entrada al tanque dispondrán de deflectores para reducir la velocidad de entrada del agua, evitar la mezcla de la misma en el tanque y mantener la estratificación.

Con respecto a las dimensiones del tanque, la relación altura-diámetro del mismo debe ser tal que:

- La altura sea mayor que el diámetro, es decir, que el tanque tenga configuración vertical para favorecer la estratificación y así suministrar agua caliente a una temperatura constante.
- El cociente entre la superficie exterior y el volumen sea bajo para reducir las pérdidas de calor.



Capítulo 14 - SISTEMA DE ACUMULACIÓN

La instalación solar diseñada en el presente proyecto cuenta con dos acumuladores, denominados en los capítulos anteriores tanque solar y tanque ACS.

Tanque ACS

El tanque ACS se localiza entre el circuito de ACS y el circuito de consumo.

Por un lado, recibe el agua fría de la red de distribución y el agua caliente procedente del intercambiador de calor situado entre el circuito terciario y el circuito ACS.

Por otro lado, envía agua al intercambiador anterior para que se caliente y envía agua ya caliente a los puntos de consumo.

De este modo se evita que entren en contacto el agua de consumo con el agua procedente del resto de la instalación.

Tanque solar

El tanque solar es un acumulador de inercia térmica. Se localiza entre el circuito secundario y el circuito terciario, es decir en un circuito cerrado, sin entrada de agua de red. Su función es almacenar la energía térmica transferida a través de un intercambiador de calor situado entre el circuito de colectores y el circuito secundario.

El agua caliente que salga de este tanque se destinará a:

- Intercambiar calor con el circuito ACS
- Proporcionar calor al suelo radiante en invierno.
- Proporcionar calor al generador de la máquina de absorción en verano.

14.2 Dimensionado del tanque ACS

En el documento DTIE 1.01 se indica que el caudal instantáneo demandado por una instalación de agua caliente sanitaria varía de forma extremadamente brusca de un instante a otro. Su distribución en el tiempo depende de los hábitos y de la actividad de los usuarios y, en el caso de edificios de viviendas, se acentúan durante los fines de semana.

Capítulo 14 - SISTEMA DE ACUMULACIÓN

La siguiente gráfica, obtenida del documento anterior, representa de forma indicativa, la variación del caudal en un edificio de viviendas a lo largo de un día laboral. Se distinguen claramente tres zonas que agrupan unas demandas instantáneas muy elevadas:

- Entre las 6:00 y las 8:00 horas
- Entre las 11:00 y las 13:00 horas
- Entre las 17:00 y las 20:00 horas

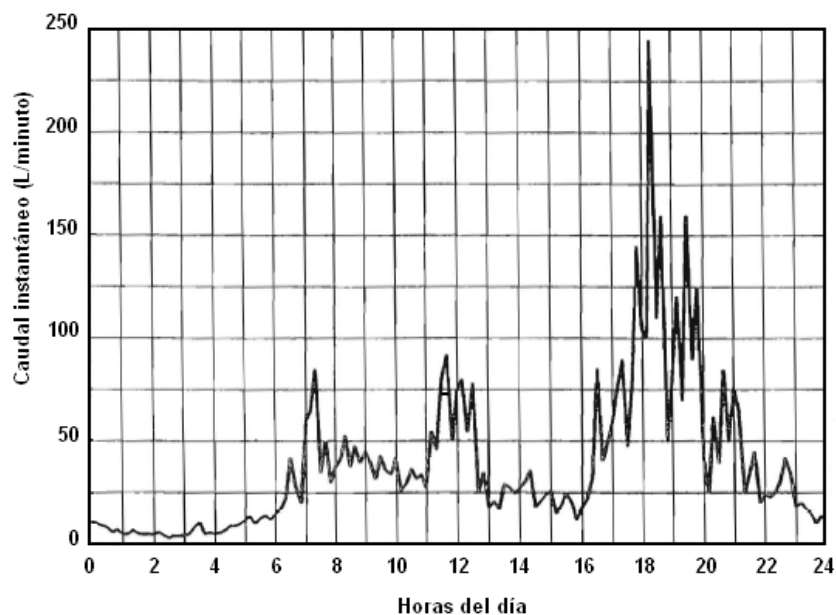


Figura 14.1 – Variación del caudal en un edificio de viviendas en un día laboral
(FUENTE: DTIE 1.01)

Para calcular el volumen del tanque ACS se utiliza el *Método de viviendas estándar* propuesto por el D.T.I.E 1.01. Este método utiliza el consumo de agua caliente en el periodo punta, para dimensionar el volumen mínimo del tanque.

El consumo máximo diario representa el 75% del consumo total en un día y tiene lugar típicamente entre las 17:00 y las 20:00 horas. Aunque su localización en el tiempo no tiene importancia alguna a efectos de dimensionamiento, evidentemente el sistema que sea capaz de satisfacer la demanda en este periodo de máximo consumo podrá hacer frente a la demanda en otros periodos del día.



Capítulo 14 - SISTEMA DE ACUMULACIÓN

Número de viviendas estándar

Se calcula el número de viviendas estándar multiplicando el número de viviendas por un coeficiente que es función del número de aseos y cuartos de baño.

Tipo de vivienda	Coeficiente	Nº viviendas	Nº viviendas estándar
Viviendas con 1 cuarto de baño (150L)	1.0	71	71
Viviendas con 1 cuarto de baño (150L) y un cuarto de aseo con ducha	1.3	49	63.7
		120	134.7

El diseño de la instalación solar en este proyecto tiene en cuenta el consumo de agua caliente sanitaria del gimnasio situado en la planta baja del edificio. Sin embargo, el método que se sigue para el dimensionado de tanque según el D.T.I.E 1.01 sólo considera viviendas.

Para cometer el mínimo error en el Método de viviendas estándar, se asimilará la demanda del gimnasio a la de cierto número de viviendas estándar, según la demanda de ACS calculada en el capítulo 5:

$$120 \text{ Viviendas} \rightarrow \frac{5896 \text{ litros ACS}}{\text{dia}} \rightarrow 135 \text{ Viviendas estándar}$$

$$1 \text{ Gimnasio} \rightarrow \frac{1400 \text{ litros ACS}}{\text{dia}} \rightarrow 32 \text{ Viviendas estándar}$$

La demanda de ACS en el gimnasio se produce fundamentalmente en horario comercial y no presenta picos tan pronunciados como se ha visto que sucede en las viviendas. Esto significa que el gimnasio demanda ACS fundamentalmente cuando no lo hacen los hogares:



Capítulo 14 - SISTEMA DE ACUMULACIÓN

De manera que la curva de variación del caudal instantáneo de ACS en el gimnasio tiende a suavizar la curva de variación del caudal instantáneo de ACS en las viviendas. Por este motivo, pese a que el edificio consta de 120 viviendas y un gimnasio, los cálculos que se realicen a continuación considerarán el siguiente número de viviendas estándar:

$$N_{VE} = N_{VE_Viviendas} - N_{VE_Gimnasio}$$

$$N_{VE} = 135 - 32 = 103$$

Periodo punta

Existen diferentes ecuaciones para el cálculo del tiempo que dura el periodo punta en función del número de viviendas; se utilizará la siguiente expresión, por ser la más fiable según el D.T.I.E. 1.01:

$$T = 5 \cdot \frac{N_{VE}^{0.905}}{15 + N_{VE}^{0.920}}$$

Con el número de viviendas estándar consideradas se obtiene:

$$T = 3.852 \text{ horas}$$

Caudal máximo horario

El consumo diario de una vivienda estándar se toma, según el DTIE, igual a 150 litros de agua a 60°C.

$$Q_{diario} = 150 \text{ litros}$$

El consumo máximo diario, es decir, el consumo durante el periodo punta representa, como se comentó anteriormente, el 75% del consumo total diario:

$$Q_{punta} = 0.75 \cdot Q_{diario}$$

$$Q_{punta} = 112.5 \text{ litros}$$

El coeficiente de simultaneidad se puede definir mediante la siguiente expresión:

$$\varphi = \frac{1}{\sqrt{N_{VE} - 1}} + 0.17$$



Capítulo 14 - SISTEMA DE ACUMULACIÓN

Con el número de viviendas estándar consideradas se obtiene:

$$\varphi = 0.269$$

El caudal máximo horario, medio en la hora de máximo consumo, es igual a:

$$C_{\max} = \frac{Q_{\text{punta}} \cdot N_{VE} \cdot \varphi}{1 \text{ hora}}$$

$$C_{\max} = 3117.038 \frac{l}{h} = 0.866 \frac{l}{s}$$

Volumen útil y volumen efectivo de acumulación

Los tanques de acumulación han de ser diseñados teniendo en cuenta siempre existirá un volumen de acumulación no aprovechable por estar a una temperatura inferior a la mínima de uso.

El factor de forma f_f del tanque es la relación entre la altura y el diámetro del tanque:

$$f_f = \frac{H}{D}$$

El tanque ACS seleccionado debe tener un factor de forma mayor de 2 para favorecer la estratificación.

El factor de mezcla f_m representa la relación entre el volumen útil del tanque y el volumen efectivo y se define como:

$$f_m = 0.63 + 0.14 \cdot f_f$$

Para un valor de factor de forma $f_f = 2$ se obtiene un valor de factor de mezcla $f_m = 0.91$.

El volumen de agua consumido durante la punta de demanda es:

$$C_{\max} \cdot T = 12006.828 \text{ litros}$$



Capítulo 14 - SISTEMA DE ACUMULACIÓN

El volumen útil del acumulador se define como:

$$V_u = \frac{C_{\max} \cdot T}{1 + \frac{T}{T_p} \cdot \frac{1}{f_m}}$$

En la expresión anterior T_p es el periodo de preparación (o recuperación), es decir, el periodo de tiempo requerido, después de un periodo de consumo, para volver a preparar el agua elevando su temperatura hasta la temperatura de preparación (60°C). Considerando un periodo de preparación de 3 horas, se tiene:

$$V_u = 4980.043 \text{ litros}$$

Por último, dado que el factor de mezcla f_m representa la relación entre el volumen útil del tanque y el volumen efectivo, se tiene que el volumen efectivo es:

$$V = \frac{V_u}{f_m}$$

$$V = 5472.574 \text{ litros}$$

El tanque ACS, por lo tanto, ha de tener al menos esa capacidad. Sin embargo, los fabricantes de tanques comerciales ofrecen comúnmente modelos de hasta 5000 litros de capacidad. Cabe la posibilidad de realizar un pedido al fabricante seleccionado con el tamaño deseado, pero este tipo de soluciones específicas, al salirse de lo estándar, tienden a encarecer el coste del tanque y por consiguiente de la instalación. Por ello se opta por instalar dos tanques de 3000 litros cada uno y colocarlos en serie, favoreciendo con ello la estratificación.

El modelo de tanque de acumulación de ACS seleccionado es MW3000RB, comercializado por Lapesa, y cuya hoja de especificaciones se adjunta en el anexo "Hojas de características".



Capítulo 14 - SISTEMA DE ACUMULACIÓN

14.3 Dimensionado del tanque solar

En el documento HE 4 del Código Técnico de la Edificación se hace referencia a los criterios generales de cálculo del sistema de acumulación solar.

En él se establece la siguiente condición: unos límites dentro de los cuales debe encontrarse el volumen (en litros) del tanque solar:

$$50 < \frac{V}{A_{\text{colectores}}} < 180$$

Donde $A_{\text{colectores}}$ es la suma de las áreas de todos los colectores solares de la instalación (en m^2) y V es el volumen del tanque solar (en litros) .

$$50 < \frac{V}{n \cdot A_{\text{colector}}} < 180 \quad \rightarrow \quad 50 < \frac{V}{90 \cdot 1.903 m^2} < 180$$

$$8563.5 \text{ l} < V < 30828.6 \text{ l}$$

El tanque solar, por tanto, ha de tener como mínimo un volumen aproximado de 8500 litros. A pesar de que el CTE indica que es preferible que el sistema de acumulación esté constituido por un solo depósito, debido al elevado volumen requerido, se opta por la instalación de dos tanques. Los tanques se conectarán en serie con objeto de favorecer la estratificación, lo cual es bueno para el rendimiento de los colectores.

Cada uno de los tanques que conforman el sistema de acumulación solar tendrá una capacidad de 5000 litros. El modelo de tanque de inercia térmica seleccionado es MV5000I/IB comercializado por Lapesa, y cuya hoja de especificaciones se adjunta en el anexo "Hojas de características".



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

15 SISTEMA DE INTERCAMBIO

15.1 Descripción del sistema de intercambio

La instalación diseñada en este proyecto es una instalación indirecta desde el punto de vista de la transferencia de calor desde el fluido de los colectores al agua caliente destinada a consumo.

En esta instalación el fluido que circula por los colectores solares no es el agua destinada a consumo, pues incorpora un intercambiador que separa ambos fluidos en el circuito primario y además incorpora otro intercambiador en el circuito de consumo.

Los intercambiadores de calor se caracterizan fundamentalmente por los siguientes aspectos:

- Permiten utilizar una mezcla de agua con anticongelante como fluido caloportador en el circuito primario (circuito de colectores), que actúa como sistema de protección frente a heladas en la instalación.
- Evitan el contacto directo del agua sanitaria de consumo con los colectores solares, con lo que se eliminan las incrustaciones calcáreas en los mismos y disminuye el riesgo de corrosión en el circuito primario.
- La instalación puede funcionar con presiones de trabajo distintas en cada uno de los circuitos.

15.2 Componentes de un intercambiador de calor de placas

Un intercambiador de placas consiste en una pila de placas de metal, corrugadas, que se mantienen unidas mediante presión en un bastidor y selladas por medio de una junta, de manera que se forma una serie de pasillos interconectados a través de los cuales se hacen circular los fluidos de trabajo.

Un intercambiador de placas típico se compone de dos secciones principales: el bastidor y las placas.

Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

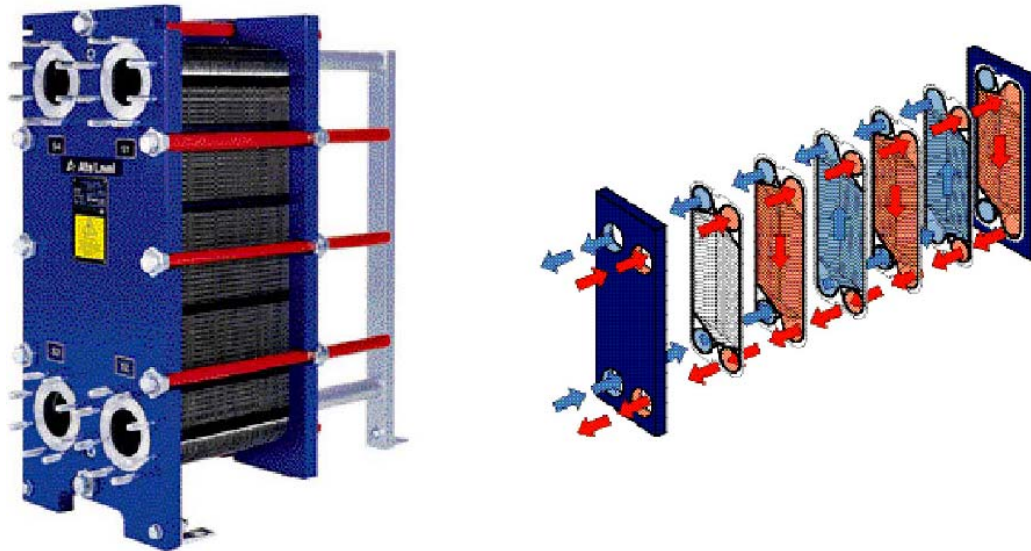


Figura 15.1 – Componentes de intercambiador de placas
(FUENTE: www.alfalaval.com)

El bastidor

Los componentes del bastidor son de acero al carbono salvo los que se encuentran en contacto con los fluidos, como las conexiones de entrada y salida.

En las esquinas del bastidor se encuentran las conexiones que permiten la entrada y salida de los fluidos.

La función principal del bastidor es mantener la pila de placas unidas, proporcionando un buen sellado y formando una estructura rígida mediante una serie de barras horizontales que soportan las placas.

El sellado se realiza mediante juntas fabricadas de elastómeros, que se seleccionan de acuerdo con el tipo de servicio, para que sean compatibles con el fluido utilizado. Las juntas se colocan en el borde de las placas rodeando completamente las bocas de los extremos, de manera que el flujo se pueda distribuir de lado a lado de la placa.

Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

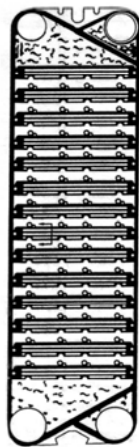
Las placas

Las placas se construyen con materiales de baja resistencia térmica para conseguir un mejor intercambio de calor. Se fabrican prensando láminas delgadas de gran variedad de aleaciones y metales, resistentes a la corrosión. El espesor de las placas está comprendido entre 0.5 mm y 0.9 mm.

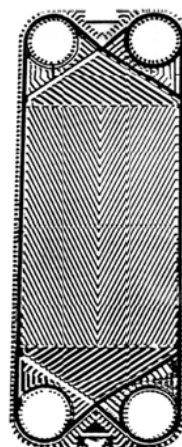
Las placas presentan un relieve corrugado o acanaladuras que favorecen la turbulencia y aumentan la superficie de transferencia de calor. De este modo se consigue una mejor transferencia del calor (coeficientes de transmisión mucho mayores que en el caso de los intercambiadores carcasa-tubo).

Existen varias formas para las corrugaciones pero pueden diferenciarse dos grandes grupos:

- Tipo “intermating”
- Tipo “chevron”



a) Corrugaciones tipo 'Intermating'



b) Corrugaciones tipo 'Chevron'

Figura 15.2 – Tipos de placas
(FUENTE: www.alfalaval.com)

Las corrugaciones de una placa apoyan en distintos puntos con las corrugaciones de la placa adyacente de tal manera que se provee de rigidez al conjunto sin restringir el flujo.

Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

Cuando se monta un conjunto completo de placas, la estructura de los canales de flujo es simétrica en ambos lados, ya que los lados de la placa son equivalentes.

15.3 Funcionamiento de los intercambiadores de placas

Los fluidos frío y caliente se introducen por los orificios de conexión y circulan por los canales que se forman entre placas de manera alternativa. Un fluido es conducido por los canales impares mientras que el otro es conducido por los canales pares, de forma que los dos fluidos se encuentran separados por una delgada placa a través de la cual se produce la transferencia de calor.

La distribución de los fluidos por sus canales correspondientes se hace mediante una serie de juntas:

- Las juntas de los canales impares no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los pares.
- Las juntas de los canales pares no permiten la entrada del fluido que ha de circular por los impares.

Generalmente, el flujo de ambos fluidos se hace en contracorriente, tal y como se muestra en la siguiente figura:

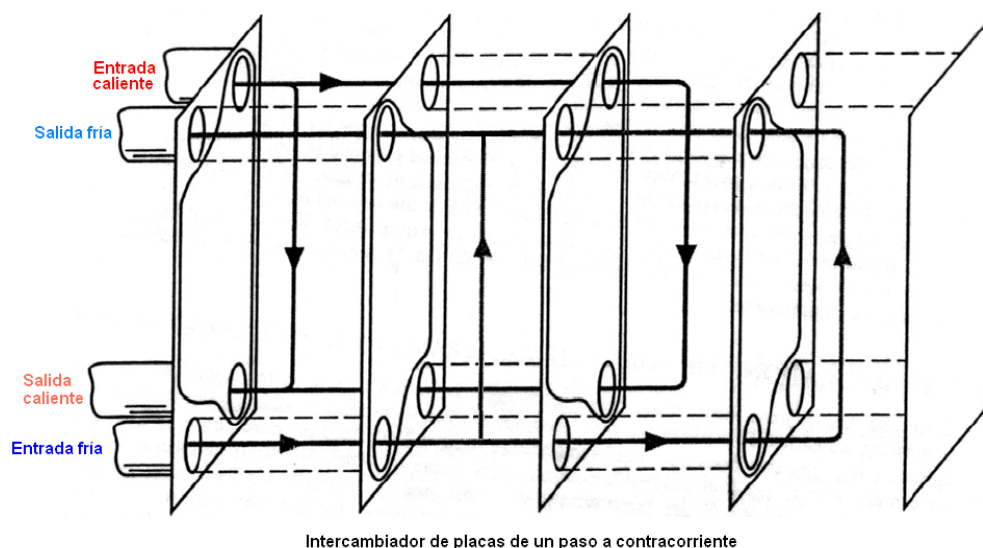


Figura 15.3 – Detalle de un intercambiador de placas de un paso a contracorriente
(FUENTE: Referencia [13])

Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

Las corrugaciones forman los correspondientes canales entre placas. La siguiente figura representa el apilamiento de las placas. En rojo se muestran los canales por los que circula el fluido caliente y en azul los canales por los que circula el frío.

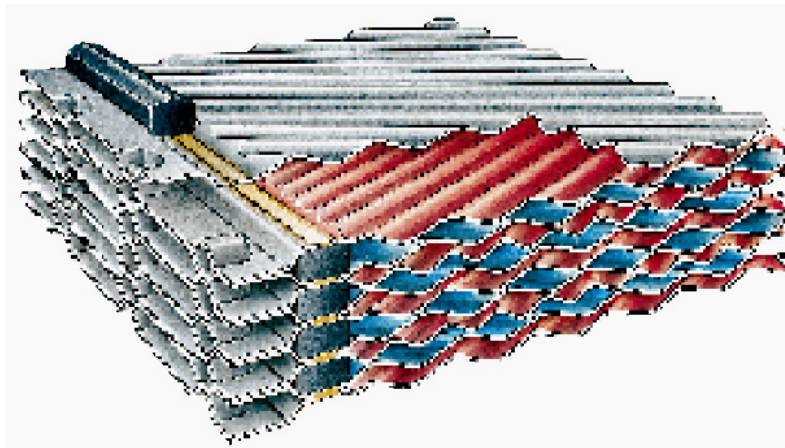


Figura 15.4 – Apilamiento de las placas
(FUENTE: www.alfalaval.com)

15.4 Tipos de intercambiadores de placas

Existen varios tipos de intercambiadores de placas que se pueden clasificar de varias formas.

Atendiendo a la forma de unión de las placas

- Mediante juntas: Las placas se unen ejerciendo presión entre ellas mediante las barras del bastidor e interponiendo entre ellas juntas para garantizar la estanqueidad. Se desmonta fácilmente desatornillando las barras de unión, con lo que las operaciones de mantenimiento y limpieza se pueden efectuar rápidamente.
- Soldado: Las placas se unen por medio de soldaduras de manera que no se necesitan juntas para garantizar la estanqueidad. La ventaja principal de este tipo es que pueden utilizarse en aplicaciones donde la presión es un obstáculo para las juntas. Su principal inconveniente es que no pueden ser desmontados para su limpieza. Además ante un cambio en las necesidades del proceso no es posible modificar el número de placas.
- Semisoldado: Consisten en un número par de placas en los que se alternan los canales soldados con los tradicionales canales delimitados por juntas.

Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

Uno de los fluidos circula por los canales soldados mientras que el otro lo hace por el sellado con las juntas. De esta manera los canales soldados permiten una mayor presión en su interior mientras que los canales de junta destacan por su facilidad de desmontaje, mantenimiento y limpieza.

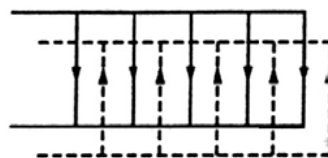
Atendiendo al flujo de los fluidos

- Flujo paralelo: ambos fluidos se desplazan en el mismo sentido.
- Flujo contracorriente: el sentido de circulación de un fluido es el contrario al del otro.

Atendiendo al número de pasos

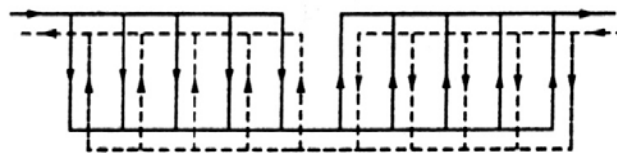
- Un paso.
- Varios pasos (por lo general dos): pueden ser de dos pasos para cada fluido o tan solo de un paso para uno de ellos y dos para el otro.

Los que funcionan en contracorriente son de un paso:



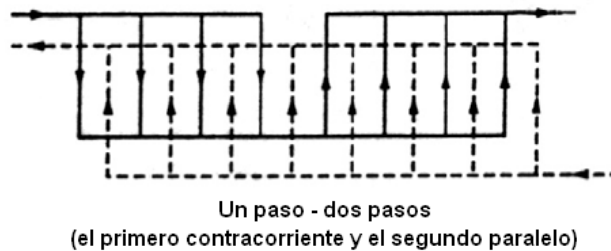
Un paso contracorriente

En el caso de dos pasos, por uno de ellos los fluidos trabajan en contracorriente, mientras que el segundo paso los fluidos circulan en paralelo:



Dos pasos - dos pasos contracorriente

Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO



Atendiendo al número de circuitos de refrigerante

- Simple: el refrigerante circula por un solo circuito.
- Doble: el refrigerante se distribuye a través de dos circuitos independientes, como en las siguientes figuras:

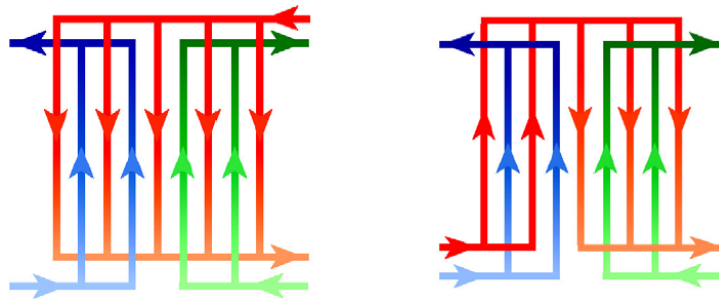


Figura 15.5 – Ejemplos de intercambiadores con doble circuito de refrigerante
(FUENTE: www.alfalaval.com)

15.5 Ventajas y limitaciones de los intercambiadores de placas

Ventajas

Las principales ventajas que presentan los intercambiadores de placas son las que se enumeran a continuación:

- Fácil desmontaje. En los intercambiadores de placas tipo junta, las operaciones de mantenimiento y limpieza se efectúan de manera más fácil y rápida.
- Mayor coeficiente global de transferencia de calor que los intercambiadores de tipo carcasa-tubo.
- Menor área de transferencia. Esta característica es especialmente ventajosa si la naturaleza del líquido es corrosiva y se requiere trabajar con materiales de construcción muy caros.



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

- Tamaño compacto. El peso y el volumen de la instalación son bajos.
- Menor inversión como consecuencia de una menor de área de transferencia.
- Permiten la aplicación de flujos en contracorriente en la mayoría de las aplicaciones.
- Control de la temperatura. La forma de los canales por los que circulan los fluidos reduce la posibilidad de zonas de retención o estancamiento y sobrecalentamientos locales.
- La simetría de la configuración para ambos elimina la necesidad de decidir cuál de los fluidos pasará por tubos y cuál por carcasa, dado que los lados de la placa son equivalentes.
- Poca acumulación de suciedad, lo que implica menor necesidad de limpieza, y menores resistencias de ensuciamiento que provocan coeficientes de transferencia globales más pequeños.
- Bajo coste de operación, por combinar elevados coeficientes de transferencia y menor acumulación de la suciedad.
- Adaptabilidad y diseño modular. En los intercambiadores de placas tipo junta, la capacidad puede aumentarse o disminuirse con sólo poner o quitar placas.
- Flexibilidad. Pueden adaptarse y ser utilizados para una diversa gama de fluidos y condiciones, incluyendo fluidos viscosos.

Limitaciones

Los intercambiadores de placas no están exentos de ciertas limitaciones. Las principales se enumeran a continuación:

- La chapa de metal no es un elemento adecuado para soportar presiones elevadas. Los intercambiadores de placas tipo juntas soportan presiones máximas de 10 a 15 bar. Los intercambiadores termo-soldados que pueden llegar a soportar presiones que rondan los 30 bar.
- Los materiales de las juntas son de varios tipos de elastómeros que tienen un límite máximo de temperatura de funcionamiento comprendido entre 140 y 150°C. Los fluor-elastómeros pueden alcanzar 180°C, pero a cambio de un mayor coste.



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

- La caída de presión a través de un intercambiador de placas es relativamente grande debido a los estrechos canales entre placas.
- Los intercambiadores de placas no funcionan correctamente con líquidos que al solidificarse aumentan mucho de tamaño, debido a la pequeña distancia de separación entre las placas.
- No son convenientes para el uso con líquidos tóxicos o altamente inflamables debido a la posibilidad de rotura de las juntas. Los termo-soldados no presentan este problema y pueden utilizarse para este tipo de líquidos siempre y cuando el material sea el adecuado.

15.6 Dimensionamiento del sistema de intercambio

La instalación diseñada en este proyecto consta de dos intercambiadores:

- Intercambiador situado entre el circuito primario (de colectores) y el circuito secundario.
- Intercambiador de calor entre lo que se denominó en capítulos anteriores circuito terciario y circuito de consumo.

El dimensionamiento del sistema de intercambio consiste en determinar el número de placas de cada uno de los dos intercambiadores de la instalación.

A continuación se desarrollan los dos métodos existentes para calcular el número de placas.

15.6.1 Método de la diferencia efectiva de temperaturas

El objetivo de este método es calcular el valor del coeficiente global de transferencia de calor del intercambiador (U).

Este método establece que el flujo total de calor transferido entre los fluidos frío y caliente al pasar a través de un intercambiador de placas puede expresarse como:

$$Q = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{m \ln}$$



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

Donde

- U es el coeficiente global de transferencia de calor ($m^2 K / W$)
- A es el área total de transferencia (m^2).
- F es el factor que tiene en cuenta que los extremos del intercambiador presentan la mitad de superficie y transfieren menos calor ($F_{contracorriente} = 1$).
- ΔT_m es la temperatura media logarítmica porque la diferencia de temperaturas entre ambos fluidos no es constante a lo largo del intercambiador (K).

El coeficiente global de transferencia de calor viene dado por la expresión:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e_{placa}}{k_{placa}} + \frac{1}{h_f} + R_{suciedad}}$$

Donde

- h_c Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido caliente ($W / m^2 K$).
- h_f Coeficiente de transferencia de calor por convección del fluido frío ($W / m^2 K$).
- e_{placa} espesor de la placa del intercambiador (m).
- k_{placa} conductividad térmica del material de la placa (W / mK).
- $R_{suciedad}$ resistencia térmica originada por los contaminantes de los fluidos que se depositan en las superficies de las placas (K / W).

El cálculo de los coeficientes de convección se realiza mediante la siguiente expresión:

$$h = \frac{Nu \cdot k_{fluido}}{l_c}$$



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

Donde

- k_{fluido} es la conductividad térmica del fluido (W / mK).
- l_c es la longitud característica del canal (m).

$$l_c = \frac{4 \cdot S_c}{P_c}$$

- o S_c es la superficie del canal (m^2).
 - o P_c es el perímetro del canal (m).
- Nu es el número de Nusselt, calculado mediante la siguiente correlación propia del régimen turbulento dado que las corrugaciones de las placas generan turbulencias.

$$Nu = 0.4 \cdot Pr^{0.4} \cdot Re^{0.64}$$

- o Pr es el número de Prandtl.
- o Re es el número de Reynolds.

15.6.2 Método de la efectividad y el número de unidades de transmisión

Consiste en determinar el intercambio de calor por cada grado de diferencia de temperatura, es decir:

$$Q = \varepsilon \cdot (m \cdot Cp)_{\min} (T_{ce} - T_{fe})$$

Para ello se utiliza el parámetro adimensional NTU (número de unidades de transmisión) que se define como:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(m \cdot Cp)_{\min}}$$

La efectividad del intercambiador se define como:

$$\varepsilon = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} \text{ cuando } (m \cdot Cp)_{\min} = (m \cdot Cp)_{frio}$$



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

$$\varepsilon = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} \text{ cuando } (m \cdot Cp)_{\min} = (m \cdot Cp)_{\text{caliente}}$$

A continuación se define el parámetro C_R

$$C_R = \frac{(m \cdot Cp)_{\min}}{(m \cdot Cp)_{\max}}$$

NTU_{\min} se define como sigue:

$$NTU_{\min} = \frac{\ln \left[\frac{1 - C_R \varepsilon}{1 - \varepsilon} \right]}{1 - C_R} \quad \text{si} \quad C_R < 1$$

$$NTU_{\min} = \frac{\varepsilon}{1 - \varepsilon} \quad \text{si} \quad C_R = 1$$

Finalmente, tras la resolución por este método, que puede hacerse gracias a que a priori se fijó un valor para ε , se obtiene la siguiente ecuación:

$$NTU = \frac{U \cdot A}{(m \cdot Cp)_{\min}} \rightarrow \boxed{U = \frac{NTU_{\min} \cdot (m \cdot Cp)_{\min}}{N_{\text{placas}} \cdot A_{\text{placa}}}}$$

15.6.3 Cálculo del número de placas

El número de placas se determina comparando la expresión del coeficiente global de transferencia de calor U obtenida por ambos métodos:

$$\frac{1}{\frac{1}{h_c} + \frac{e_{\text{placa}}}{K_{\text{placa}}} + \frac{1}{h_f} + R_{\text{suciedad}}} = \frac{NTU_{\min} \cdot (m \cdot Cp)_{\min}}{N_{\text{placas}} \cdot A_{\text{placa}}}$$

Los datos de partida para realizar los cálculos interiores son:

- Temperaturas de entrada y salida de los dos fluidos que intercambian calor.
- Caudales y propiedades termofísicas de los mismos.
- Área útil de intercambio y material de las placas.



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

El intercambiador seleccionado ha de ser capaz de trabajar con un caudal de 9 m³/h en el caso del intercambiador de calor solar y un caudal de 7.2 m³/h en el intercambiador de calor ACS.

Es por ello que se opta por un intercambiador de placas soldadas capaz de trabajar con caudales de hasta 34 m³/h. Se trata del modelo AlfaNova 76, comercializado por Alfa Laval, y cuyas hojas de especificaciones se adjuntan en el anexo “Hojas de características”.

La resolución de la ecuación anterior con los datos del modelo de AlfaNova 76, tal y como se indica en el anexo “Programación en Mathcad”, da como resultado:

- $N = 109$ placas necesarias para el intercambiador de calor solar
- $N = 69$ placas necesarias para el intercambiador de calor ACS

15.7 Resumen de resultados

Intercambiador de calor situado entre el circuito de colectores y el circuito secundario

	Circuito de colectores	Circuito secundario
Fluido	Caliente	Frío
	agua+propilenglicol	agua
Densidad	$\rho_c = \rho_{mezcla}$	$\rho_f = \rho_{agua}$
Viscosidad	$\mu_c = \mu_{mezcla}$	$\mu_f = \mu_{agua}$
Conductividad	$k_c = k_{mezcla}$	$k_f = k_{agua}$
Capacidad calorífica	$Cp_c = Cp_{mezcla}$	$Cp_f = Cp_{agua}$



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

Número de Prandtl	$Pr_c = Pr_{mezcla}$	$Pr_f = Pr_{agua}$
Caudal másico (kg/s)	$m_c = \frac{100l}{h} \rho_c = 2.54$	$m_f = \frac{100l}{h} \rho_f = 2.487$
Velocidad (m/s)	$v_c = \frac{m_c}{\rho_c \cdot \left[\frac{N+1}{2} \right] \cdot A_{canal}} = 0.09$	$v_f = \frac{m_f}{\rho_f \cdot \left[\frac{N+1}{2} \right] \cdot A_{canal}} = 0.09$
Número de Reynolds	$Re_c = \frac{v_c \cdot l_c \cdot \rho_c}{\mu_c} = 261.317 > 10$	$Re_f = \frac{v_f \cdot l_c \cdot \rho_f}{\mu_{cf}} = 1.58 \cdot 10^3 > 10$
Entrada	$T_{ce} = T_{ice}$	$T_{fe} = T_{ici}$
Salida	$T_{cs} = T_{ics}$	$T_{fs} = T_{ico}$
Eficiencia	$\varepsilon_{IC} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = 0.7$	
NTU_{\min}	$NTU_{\min} = 2.183$	
Número de placas	$N_{placas} = 107$	
Número de canales (número par)	$N_{canales} = N_{placas} + 1 = 108$	
Número total de placas	$N = N_{placas} + 2 = 109$	



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

Intercambiador de calor situado entre el circuito terciario y el circuito de consumo

	Circuito terciario	Circuito consumo
Fluido	Caliente	Frío
	agua	agua
Densidad	$\rho_c = \rho_{agua}$	$\rho_f = \rho_{agua}$
Viscosidad	$\mu_c = \mu_{agua}$	$\mu_f = \mu_{agua}$
Conductividad	$k_c = k_{agua}$	$k_f = k_{agua}$
Capacidad calorífica	$Cp_c = Cp_{agua}$	$Cp_f = Cp_{agua}$
Número de Prandtl	$Pr_c = Pr_{mezcla}$	$Pr_f = Pr_{agua}$
Caudal másico (m ³ /h)	$m_f = 7.196$	$m_c = 7.196$
Velocidad (m/s)	$v_c = \frac{m_c}{\rho_c \cdot \left[\frac{N+1}{2} \right] \cdot A_{canal}} = 0.115$	$v_f = \frac{m_f}{\rho_f \cdot \left[\frac{N+1}{2} \right] \cdot A_{canal}} = 0.115$
Número de Reynolds	$Re_c = \frac{v_c \cdot l_c \cdot \rho_c}{\mu_c} = 2.006 \cdot 10^3 > 10$	$Re_f = \frac{v_f \cdot l_c \cdot \rho_f}{\mu_{cf}} = 2.006 \cdot 10^3 > 10$
Entrada	$T_{ce} = T_{st}$	$T_{fe} = T_{acss}$



Capítulo 15 - SISTEMA DE INTERCAMBIO

Salida	$T_{cs} = T_{acsr}$	$T_{fs} = T_{acse}$
Eficiencia	$\varepsilon_{IC} = \frac{T_{ce} - T_{cs}}{T_{ce} - T_{fe}} = \frac{T_{fs} - T_{fe}}{T_{ce} - T_{fe}} = 0.7$	
NTU_{\min}	$NTU_{\min} = 2.334$	
Número de placas	$N_{placas} = 67$	
Número de canales (número par)	$N_{canales} = N_{placas} + 1 = 68$	
Número total de placas	$N = N_{placas} + 2 = 69$	

Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

16 SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN**16.1 Descripción del sistema de distribución**

El máximo efecto útil de las instalaciones solares se alcanza cuando se consigue la máxima energía térmica útil con el menor consumo de energía en el trasvase. Este máximo efecto útil se consigue manteniendo la capacidad de evacuación de energía térmica del conjunto de colectores, que está muy relacionada con el caudal en circulación.

En las instalaciones de circulación forzada es posible mantener esa capacidad de evacuación, e incluso mejorar a medida que aumenta el tamaño de la instalación solar, tal y como puede apreciarse en la siguiente gráfica obtenida del DTIE 8.03.

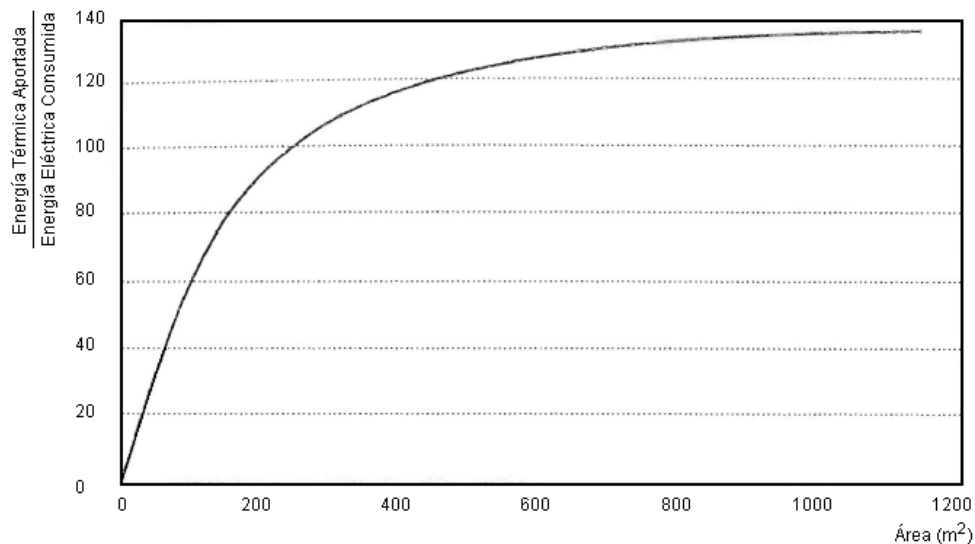


Figura 16. – (Energía térmica aportada/Energía eléctrica consumida) en función del área de captadores
(FUENTE: DTIE 8.03)

La gráfica revela que al aumentar el área de captación aumenta la relación entre la energía térmica aportada y el consumo de energía eléctrica de la bomba por lo que en términos energéticos se mejora la evacuación térmica.

El sistema de distribución de la instalación se diseña de modo que las pérdidas mecánicas (pérdidas de carga en conductos y colectores) sean mucho más pequeñas que las térmicas.



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Por lo motivos expuestos, y dado el considerable tamaño de la instalación, se diseña en este proyecto una instalación de circulación forzada puesto que la distribución de los fluidos por los circuitos de la instalación se lleva a cabo mediante bombas. Además, la circulación natural no asegura un adecuado control de la operación de la instalación porque proporciona caudales muy reducidos, y variables en función de las temperaturas de trabajo de los fluidos que circulan por ella.

16.2 Componentes del sistema de distribución

El sistema de distribución está constituido fundamentalmente por los siguientes elementos:

- Tuberías aisladas
- Bombas
- Vasos de expansión
- Válvulas

16.3 Tuberías

16.3.1 Características generales de las tuberías

En el Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones de Baja Temperatura, se establece que, con objeto de evitar pérdidas mecánicas, la longitud de las tuberías deberá ser tan corta como sea posible, evitando al máximo los codos y las pérdidas de carga en general.

El diseño y los materiales deberán ser tales que no exista posibilidad de obturaciones o depósitos de cal en sus circuitos que influyan drásticamente en el rendimiento del sistema.

Debido a los altos niveles de presiones y temperaturas que se pueden alcanzar en una instalación solar es recomendable que las tuberías y los elementos de conexión sean metálicos. Se opta por la utilización de tuberías de cobre por las siguientes razones:

- De los materiales que se usan comúnmente para la fabricación de tuberías, el cobre es el que tiene la menor tendencia hacia la corrosión y permanece inafectado frente a condiciones que hacen que otros metales se corroan.



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

- En presencia de oxígeno, el cobre es el único metal que capaz de formar en su superficie una capa protectora de óxido y sulfato de cobre llamada pátina. Esta película, a diferencia de la que se forma en otros metales, es completamente lisa e insoluble al agua, de modo que en lugar de afectar al metal, lo protege contra el ataque del medio que lo rodea.
- El óxido que pudiera desprenderse al formarse la capa protectora, no es perjudicial a la salud ya que por un lado el cobre es necesario al metabolismo humano y por otro, la cantidad a ingerir es despreciable. Sin embargo, el óxido formado en otro tipo de tuberías metálicas puede alcanzar concentraciones perjudiciales a la salud.
- Las propiedades del cobre lo hacen especialmente adecuado para las tuberías del interior del edificio puesto que: no favorece la combustión, no conduce el fuego contra las paredes y pisos y no emite gases tóxicos, que son la principal causa de muerte por asfixia.

Por lo tanto, cada tubería de la instalación será de cobre y tendrá un diámetro y espesor que aguante las condiciones de temperatura y presión del fluido que circula por su interior.

16.3.2 Dimensionamiento de las tuberías

El dimensionamiento de las tuberías consiste en determinar la longitud y el diámetro de tubería apropiado en cada uno de los tramos.

Básicamente se distinguen:

- Un tramo de tubería por el que circula fluido frío desde el intercambiador de calor solar situado en la planta baja del edificio hasta un punto de la cubierta.
- Un tramo de tubería por el que circula el fluido frío desde el punto anterior a cada una de las baterías de colectores.
- Un tramo de tubería por el que circula el fluido caliente desde cada una de las baterías de colectores hasta el punto común de bajada.
- Un tramo de tubería por el que circula fluido caliente desde el punto anterior hasta el intercambiador de calor solar de la planta baja.



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

En el Documento Básico HS del CTE, se establece que para tuberías metálicas la velocidad del fluido que circula por la tubería ha de estar comprendida entre 0.5 y 2 m/s. A partir de este dato y del caudal es posible calcular el diámetro de cada tramo de tubería:

$$Caudal_{tramo} = velocidad_{tramo} \cdot \text{área}_{tramo}$$

$$v = \frac{Q}{\pi \cdot \frac{D_{int}^2}{4}}$$

Donde:

- v es la velocidad a la que circula el fluido en la tubería (m/s).
- Q es el caudal de fluido que circula por la tubería (m^3/s).
- D_{int} es el diámetro interno de la tubería (m).

Atendiendo a las indicaciones anteriores se ha optado por tuberías de 42 mm de diámetro exterior para la circulación de subida y bajada por el interior del edificio y por tuberías 22 mm para la circulación del fluido en la cubierta.

Ambas tuberías son comercializadas por Outokumpu y presentan las siguientes características técnicas:

- Tuberías de cobre versátil para todo tipo de aplicaciones de fontanería, gas y calefacción.
- Cumplen la norma EN1057
- Se suministran en rollos y en tiras
- Las conexiones pueden ser realizadas por soldadura capilar, por compresión o a presión.

Las hojas de especificaciones de las tuberías seleccionadas se encuentran en el anexo "Hojas de características".



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

16.4 Aislante de tuberías

16.4.1 Características generales del aislante de tuberías

Según el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) las tuberías que se encuentran en locales no calefactados y que transportan fluidos a más de 40°C, deben estar aisladas adecuadamente.

La singularidad más evidente de los materiales aislantes radica en que, debido a que en muchos casos se encuentran situados en tramos exteriores, han de comportarse adecuadamente frente a la radiación solar, humedad, corrosión y han de ser resistentes a las acciones de la fauna (pájaros, roedores, etc.).

16.4.2 Dimensionamiento del aislante de tuberías

Para calcular el espesor mínimo del aislante en superficies de sección circular el Reglamento de Instalaciones Térmicas de Edificios (RITE) proporciona la siguiente expresión:

$$d = \frac{D}{2} \cdot \left[e^{\frac{\lambda}{\lambda_{ref}} \cdot \ln \left[\frac{D+2 \cdot d_{ref}}{D} \right]} - 1 \right]$$

Donde:

- λ_{ref} es la conductividad térmica de referencia (0.04W / mK a 10°C).
- λ es la conductividad térmica del material empleado (0.037W / mK).
- d_{ref} es el espesor mínimo de referencia (mm).
- d es el espesor mínimo del material empleado (mm).
- D es el diámetro interior del material aislante, coincidente con el diámetro exterior de la tubería (mm).

El espesor mínimo de referencia se extrae de las tablas del RITE que relacionan el diámetro exterior de tubería, las temperaturas máximas y mínimas del fluido que circula por ellas y si discurren por el exterior o el interior de edificios.



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Localización	Temperatura del fluido (°C)	Diámetro exterior (mm)	d_{ref} (mm)	d (mm)
Interior del edificio	Máx. 60-100	42	30	26.7
	Mín. 0-10	42	30	26.7
Exterior (cubierta)	Máx. 60-100	22	35	30.3
	Mín. 0-10	22	40	34.5

Se ha optado por el aislamiento proporcionado por las coquillas aislantes K-FLEX ST comercializadas por Salvador Escoda.

Las hojas de especificaciones de las coquillas seleccionadas se encuentran en el anexo "Hojas de características".

16.5 Bombas

16.5.1 Características generales

Su misión es hacer que el fluido circule por las tuberías compensando la caída de presión derivada de la fricción del fluido con los distintos elementos del circuito.

Atendiendo a las indicaciones del Código Técnico de la Edificación (CTE), las bombas en línea deben montarse en las zonas más frías del circuito, teniendo en cuenta que no se produzca cavitación y siempre con el eje de rotación en posición horizontal.

Asimismo, dado que la instalación de este proyecto tiene más de 50m² deben montarse dos bombas idénticas en paralelo, dejando una de reserva tanto en el circuito primario como en el secundario.



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

16.5.2 Cálculo de las pérdidas de carga

Las pérdidas de carga son las pérdidas de energía dinámica del fluido debido a:

- La fricción de las partículas del fluido entre sí.
- La fricción de las partículas del fluido con las paredes de la tubería por las que circulan.

Las pérdidas de carga pueden ser continuas a lo largo de conductos regulares, accidentales o localizadas en estrechamientos, cambios de dirección, válvulas, etc.

Previamente al dimensionamiento de las bombas es preciso calcular las pérdidas de carga por fricción que sufren los fluidos al circular a través de todas las tuberías, de los colectores, de los intercambiadores de calor, en la máquina de absorción y en el suelo radiante.

Pérdida de carga en tuberías

Las pérdidas de carga en las tuberías se calculan mediante la siguiente expresión, que incluye la caída de presión en los tramos lineales tubería y las pérdidas localizadas debidas a las singularidades de la tubería:

$$\Delta P [Pa] = \frac{1}{2} \cdot \rho_{\text{fluido}} \cdot v_{\text{fluido}}^2 \cdot \left[\frac{f \cdot L}{D} + \sum K \right]$$

Donde:

- ρ_{fluido} es la densidad del fluido (kg / m^3).
- v_{fluido} es la velocidad del fluido (m / s).
- f es el coeficiente de fricción.
- L es la longitud de la tubería (m).
- D es el diámetro interior de la tubería (m).
- K es el coeficiente de pérdidas de las distintas singularidades del circuito.

La siguiente tabla recopila los diferentes valores del coeficiente de pérdidas para los principales tipos de singularidad que se encuentran en las tuberías:



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Singularidad	K
Válvula esférica totalmente abierta	10
Válvula de ángulo totalmente abierta	5
Válvula de pie con colador	0.8
Válvula de compuerta totalmente abierta	0.19
Codo de retroceso	2.2
Empalme en T normal	1.8
Codo de 90° normal	0.9
Codo de 90° de radio medio	0.75
Codo de 90° de radio grande	0.60
Codo de 45°	0.42
Carga de depósito	1
Descarga de depósito	0.5

La velocidad del fluido se calcula a partir del caudal que circula por la tubería:

$$v_{\text{fluido}} \left[\frac{m}{s} \right] = \frac{Q}{\pi \cdot R_{\text{int}}^2}$$

Donde:

- Q es el caudal del fluido a lo largo de la tubería (m^3/s).
- R_{int} es el radio interior de la tubería (m).



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

El coeficiente de fricción se determina mediante el Diagrama de Moody, en el que se ha de entrar con el valor del número de Reynolds y con la rugosidad relativa.

El número de Reynolds se calcula como sigue:

$$\text{Re}_D = \frac{\rho_{\text{fluido}} \cdot v_{\text{fluido}} \cdot D_{\text{int}}}{\mu_{\text{fluido}}}$$

Donde:

- ρ_{fluido} es la densidad del fluido (kg / m^3).
- v_{fluido} es la velocidad del fluido (m / s).
- μ_{fluido} es la viscosidad dinámica del fluido (kg / ms).
- D_{int} es el diámetro interior de la tubería (m).

La rugosidad relativa se calcula como sigue:

$$\mathcal{E}_{\text{relativa}} = \frac{\mathcal{E}}{D_{\text{int}}}$$

Donde:

- \mathcal{E} es la rugosidad del material de la tubería (mm).
- D_{int} es el diámetro interior de la tubería (mm).

En el diagrama de Moody se observa que si el fluido se encuentra en régimen laminar, se puede calcular el factor de fricción de Darcy de la siguiente forma aproximada:

$$f = \frac{64}{\text{Re}_D}$$

Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

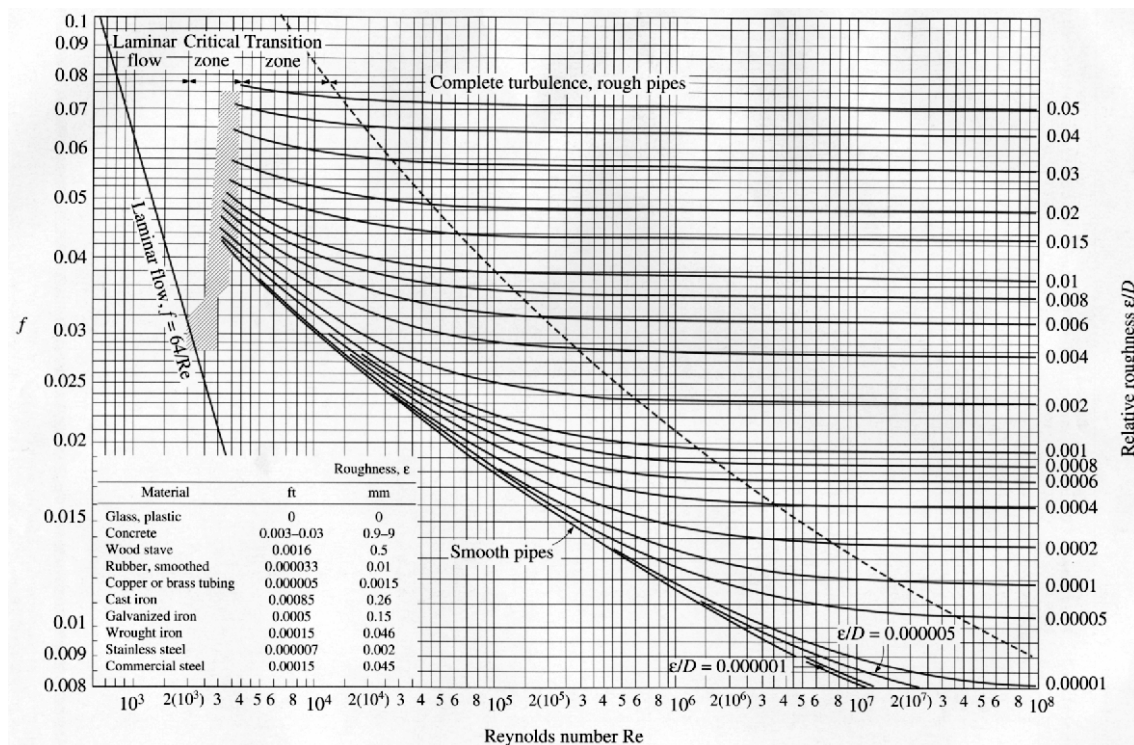


Figura 16.2 – Diagrama de Moody
(FUENTE: mecfluidos.blogspot.com)

Otra forma de calcular el coeficiente de fricción es aplicar directamente la fórmula de Colebrook:

$$\frac{1}{f^{1/2}} = -2.0 \cdot \left[\frac{\epsilon / D_{int}}{3.7} + \frac{2.51}{Re_D \cdot f^{1/2}} \right]$$

La tabla que se muestra a continuación recoge los valores de las pérdidas de carga de las tuberías que han de conocerse para dimensionar posteriormente cada una de las bombas de la instalación:



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Tuberías	Fluido	L (m)	D_{int} (mm)	Re_D	f	ΣK	ΔP [kPa]
Circuito primario	Mezcla	37	20	26051.8	0.024	4.5	163.33
		26	40	40425.3	0.022	1.8	32.37
Intercambiador solar – Tanque solar	Agua	2	40	103502.5	0.018	3.3	8.269
Tanque solar – Intercambiador ACS	Agua	4	40	103502.5	0.018	3.68	10.79
Tanque ACS – Intercambiador ACS	Agua	1.5	40	103502.5	0.018	3.3	7.827
Suelo radiante	Agua	97	11	9418.77	0.032	16.2	6.433

Pérdidas de carga en los intercambiadores de calor

Los fluidos, al circular a través de los intercambiadores de calor experimentan pérdidas de carga. El cálculo de la pérdida de presión en un intercambiador de placas puede realizarse mediante la siguiente expresión:

$$\Delta P [Pa] = 4 \cdot f_{SF} \cdot \frac{L}{l_c} \cdot \frac{\rho_{fluido} \cdot v_{fluido}^2}{2}$$

Donde:

- ρ_{fluido} es la densidad del fluido (kg / m^3).
- v_{fluido} es la velocidad del fluido (m / s).
- L es la altura útil de las placas de intercambiador (m).
- l_c es la longitud característica del canal (m).



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

$$l_c = 4 \cdot \frac{\text{Sección}_{canal}}{\text{Perímetro}_{canal}}$$

- f_{SF} es el factor de fricción, calculado a partir de la ecuación de Shah y Focke:

$$f_{SF} = C \cdot \text{Re}^m$$

Las constantes C y m son función del número de Reynolds y dependiendo del rango en el que se encuentre, presenta los siguientes valores:

Re	C	m
Re<10	17	-1
10<Re<101	6.29	-0.57
101<Re<855	1.141	-0.2
Re>855	0.581	-0.1

La instalación diseñada en este proyecto consta de dos intercambiadores:

- Intercambiador situado entre el circuito primario (de colectores) y el circuito secundario (Intercambiador solar).
- Intercambiador de calor entre lo que se denominó en capítulos anteriores circuito terciario y circuito de consumo (Intercambiador ACS).

Las pérdidas de carga no tienen por qué ser iguales a ambos lados del intercambiador dado que los fluidos y las condiciones de los mismos generalmente no son iguales. La siguiente tabla muestra la caída de presión de cada uno de los fluidos para cada uno de los intercambiadores de la instalación.

Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

	Lado	Fluido	Re	C	m	f_{SF}	ΔP [Pa]
Intercambiador de calor solar	Caliente	Mezcla*	261.316	1.141	-0.2	0.375	564.841
	Frío	Agua	$1.58 \cdot 10^3$	0.581	-0.1	0.278	410.508
Intercambiador de calor ACS	Caliente	Agua	$2.006 \cdot 10^3$	0.581	-0.1	0.278	650.855
	Frío	Agua	$2.006 \cdot 10^3$	0.581	-0.1	0.278	650.855

*Se refiere a la mezcla de agua y anticongelante del circuito primario.

Pérdidas de carga en los colectores

La mezcla de agua y propilenglicol experimenta una pérdida de carga al circular a través del circuito de colectores.

La caída de presión en función del caudal viene expresada en la siguiente gráfica proporcionada por el fabricante en el catálogo del colector:

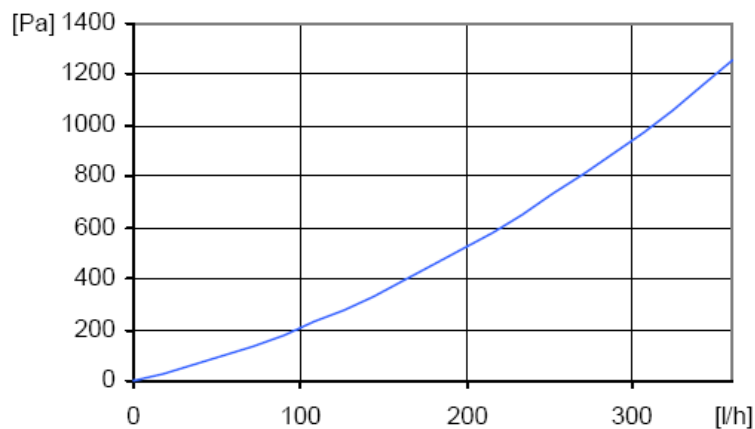


Figura 16.3 – Variación de la caída de presión en el colector con el caudal
(FUENTE: Catálogo del fabricante del captador plano vertical selectivo OPS-V210)

La pérdida de carga en el conjunto de colectores es la misma que la pérdida de carga en un colector porque los colectores de la instalación están en paralelo.



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

El caudal que circula por el circuito primario, es decir, por el circuito de colectores, tal y como se definió en capítulos anteriores es 100 litros/hora. En la gráfica anterior dicho caudal se corresponde con una caída de presión de aproximadamente 200 Pa.

Por lo tanto, la pérdida de carga que se produce en el conjunto de colectores es:

$\Delta P_{\text{colector}}$ [Pa]	Conexión de colectores	ΔP [Pa]
200	Paralelo	200

Pérdidas de carga en la máquina de absorción

El agua que circula por el generador de la máquina de absorción experimenta una caída de presión que el fabricante especifica en su catálogo:

$$\Delta P = 10.8 \text{ kPa}$$

16.5.3 Selección de las bombas de circulación

La selección de las bombas de circulación se realiza en base a dos parámetros:

- La pérdida de carga, calculada en metros a partir de las pérdidas de cargas calculadas en el apartado anterior:

$$H_{\text{Bomba}} = \frac{\Delta P_{\text{Bomba}}}{g \cdot \rho_{\text{fluido}}}$$

- ΔP_{Bomba} es la pérdida de carga (Pa).
- ρ_{fluido} es la densidad del fluido (kg / m^3).
- g es la aceleración de la gravedad (m / s^2).

- El caudal que tiene que impulsar:

$$Q_{\text{Bomba}} = \frac{\dot{m}}{\rho_{\text{fluido}}}$$



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

- \dot{m} es el flujo másico (kg / s).
- ρ_{fluido} es la densidad del fluido (kg / m^3).

La instalación diseñada consta de cinco bombas. A continuación se describe la función de cada una de ellas, los parámetros en los que se ha basado su selección y el modelo de bomba comercializado por Grundfos que se adecua a tales parámetros.

Bomba 1

Se encarga de impulsar la mezcla de agua y anticongelante a lo largo de todo el circuito primario, es decir, desde el conjunto de colectores hasta el intercambiador de calor solar y desde éste a los colectores.

Las pérdidas de carga que ha de superar son:

- Las pérdidas de carga en los colectores.
- Las pérdidas de carga en las tuberías del circuito primario.
- Las pérdidas de carga en el lado caliente del intercambiador de calor solar.

$$\Delta P_{Bomba\ 1} = 0.2\text{KPa} + 163.33\text{KPa} + 32.37\text{KPa} + 0.565\text{KPa} = 196.465\text{KPa}$$

$\Delta P_{Bomba\ 1}$ [Pa]	Fluido	$H_{Bomba\ 1}$ [m]	$Q_{Bomba\ 1}$ [m ³ /h]	Modelo
196465	Agua + anticongelante	19.72	9	TPE-40-270/2

Bomba 2

Se encarga de impulsar el agua desde el tanque de almacenamiento solar hasta el lado frío del intercambiador de calor solar.

Las pérdidas de carga que ha de superar son:

- Las pérdidas de carga del tramo de tubería comprendido entre el tanque solar y el intercambiador de calor solar.
- Las pérdidas de carga en el lado frío del intercambiador de calor solar.



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

$$\Delta P_{Bomba\ 2} = 8.269\text{KPa} + 0.411\text{KPa} = 8.68\text{KPa}$$

$\Delta P_{Bomba\ 2}$ [Pa]	Fluido	$H_{Bomba\ 2}$ [m]	$Q_{Bomba\ 2}$ [m ³ /h]	Modelo
8680	Agua	0.889	9	UPS 32-80 B

Bomba 3

Se encarga de impulsar el agua desde el tanque de almacenamiento solar al intercambiador de calor ACS.

Las pérdidas de carga que ha de superar son:

- Las pérdidas de carga de las tuberías comprendidas entre el tanque solar y el intercambiador de calor ACS.
- Las pérdidas de carga en el lado caliente del intercambiador de calor ACS.

$$\Delta P_{Bomba\ 3} = 10.79\text{KPa} + 0.650\text{KPa} = 11.44\text{KPa}$$

$\Delta P_{Bomba\ 3}$ [Pa]	Fluido	$H_{Bomba\ 3}$ [m]	$Q_{Bomba\ 3}$ [m ³ /h]	Modelo
11441	Agua	1.172	9	UPS 32-80 B

Bomba 4

Se encarga de impulsar el agua desde el tanque de almacenamiento ACS al intercambiador de calor ACS.

Las pérdidas de carga que ha de superar son:

- Las pérdidas de carga de las tuberías comprendidas entre el tanque ACS y el intercambiador de calor ACS.
- Las pérdidas de carga en el lado frío del intercambiador de calor ACS.

$$\Delta P_{Bomba\ 4} = 7.827\text{KPa} + 0.65\text{KPa} = 8.477\text{KPa}$$



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

$\Delta P_{Bomba\ 4}$ [Pa]	Fluido	$H_{Bomba\ 4}$ [m]	$Q_{Bomba\ 4}$ [m ³ /h]	Modelo
8477	Agua	0.868	9	UPS 32-80 B

Bomba 5

Se encarga de impulsar el agua desde el circuito del suelo radiante o desde la máquina de absorción a la caldera cuando ésta funcione en paralelo, es decir, de forma independiente con el resto de la instalación.

Las pérdidas de carga que ha de superar son:

- Las pérdidas de carga en el circuito de suelo radiante o en la máquina de absorción (las más elevadas de entre las dos, pues nunca funcionarán simultáneamente el suelo radiante y la máquina de absorción).
- Las pérdidas de carga en la caldera.

$$\Delta P_{Bomba\ 5} \approx \Delta P_{MáquinaAbsorción} = 10.8\text{KPa}$$

$\Delta P_{Bomba\ 5}$ [Pa]	Fluido	$H_{Bomba\ 5}$ [m]	$Q_{Bomba\ 5}$ [m ³ /h]	Modelo
10800	Agua	1.106	7.9	UPS 32-80 B

16.6 Vasos de expansión

Los vasos de expansión son depósitos situados en los circuitos cerrados con el objeto de absorber el aumento de volumen que puede sufrir el fluido cuando se calienta.

Según el CTE los vasos de expansión han de conectarse preferentemente en la aspiración de la bomba y deben estar dimensionados de forma que, incluso después de una interrupción del suministro a la bomba de circulación del circuito de colectores, justo cuando la radiación solar sea máxima, se pueda restablecer la operación automáticamente cuando la potencia esté disponible de nuevo.



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Existen vasos de expansión abiertos y cerrados. Los primeros deben colocarse a una altura que asegure el no desbordamiento del fluido y la no introducción de aire en el circuito primario.

En la instalación de este proyecto se opta por la utilización de vasos de expansión cerrados en el circuito de colectores. Este tipo de vasos de expansión están formados por dos zonas: una en contacto con el circuito y por tanto llena de fluido y una segunda zona llena de aire o nitrógeno gaseoso. Estas zonas están separadas por una membrana impermeable. Cuando el fluido se expande, aumentando de volumen, la membrana cede comprimiendo el aire y logrando una presión de funcionamiento estable.

El dimensionamiento de los vasos de expansión consiste en determinar el volumen que han de tener. Para ello se calcula el volumen máximo y el volumen mínimo del fluido de cada uno de los circuitos en los que se va a colocar un vaso de expansión.

Vaso de expansión 1

Se sitúa en el circuito primario.

La masa de fluido (mezcla de agua y anticongelante) que circula en el circuito primario es:

$$m_1 = \rho_{\text{fluido}} \cdot (V_{\text{colectores}} + V_{\text{tuberías primario}} + V_{\text{intercambiador solar}})$$
$$m_1 = 221.88 \text{ kg}$$

El volumen específico del fluido a la mínima temperatura que pueden alcanzar en los colectores (9°C, temperatura ambiente mínima) es:

$$v_{\text{min}} = 9.756 \cdot 10^{-4} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$

El volumen específico del fluido a la temperatura máxima que puede alcanzar el fluido en los colectores (188°C es la temperatura de estancamiento en los colectores) es:

$$v_{\text{max}} = 1.053 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m}^3}{\text{kg}}$$



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

Aplicando un coeficiente de seguridad de 1.5, se obtiene que el vaso de expansión ha de tener el siguiente volumen:

$$V_{Vaso\ 1} = 1.5 \cdot m_1 \cdot (v_{\max} - v_{\min})$$

$$V_{Vaso\ 1} = 0.026\ m^3$$

Vaso de expansión 2

Se sitúa en el circuito secundario.

Dado que el circuito secundario de la instalación cuenta con dos tanques de 5000 litros cada uno a pesar de ser requeridos aproximadamente 8500 litros, estos tanques absorberán parte del aumento del volumen del fluido.

La masa de agua que circula en el circuito secundario es:

$$m_2 = \rho_{\text{agua}} \cdot (V_{\text{intercambiador solar}} + V_{\text{tuberías secundario}} + V_{\text{acumulador solar}} + V_{\text{intercambiador ACS}})$$

$$m_2 = 9973\ kg$$

El volumen específico del fluido a la mínima temperatura que puede alcanzar el agua en el circuito secundario (33.51°C, temperatura mínima a la entrada del intercambiador de calor solar) es:

$$v_{\min} = 1.005 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

El volumen específico del fluido a la temperatura máxima que puede alcanzar el agua en el circuito secundario (85.62°C, temperatura máxima a la salida del intercambiador de calor solar) es:

$$v_{\max} = 1.033 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

Aplicando un coeficiente de seguridad de 1.5, se obtiene que el vaso de expansión ha de tener el siguiente volumen:

$$V_{Vaso\ 2} = 1.5 \cdot m_2 \cdot (v_{\max} - v_{\min})$$



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

$$V_{Vaso\ 2} = 0.409\ m^3$$

En este caso el vaso de expansión está sobredimensionado, no sólo por el coeficiente de seguridad sino porque los tanque son capaces de absorber gran parte del aumento del volumen del agua.

Vaso de expansión 3

Se sitúa en el circuito cerrado que forma la caldera y el suelo radiante /máquina de absorción cuando la caldera funciona en paralelo.

La masa de agua que circula en este circuito es:

$$m_3 = \rho_{agua} \cdot (V_{suelo\ radiante} + V_{tuberías} + V_{caldera})$$

$$m_3 = 73.227\ kg$$

El volumen específico del fluido a la mínima temperatura que puede alcanzar el agua en este circuito (6°C, temperatura mínima del agua de red) es:

$$\nu_{min} = 1 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

El volumen específico del fluido a la temperatura máxima que puede alcanzar el agua en este circuito (42°C, temperatura máxima a la entrada del suelo radiante) es:

$$\nu_{max} = 1.009 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{kg}$$

Aplicando un coeficiente de seguridad de 1.5, se obtiene que el vaso de expansión ha de tener el siguiente volumen:

$$V_{Vaso\ 3} = 1.5 \cdot m_3 \cdot (\nu_{max} - \nu_{min})$$

$$V_{Vaso\ 3} = 9.422 \cdot 10^{-4} m^3$$



Capítulo 16 - SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN

16.7 Válvulas

Son elementos encargados de regular el paso de los fluidos por las tuberías. En la instalación diseñada se consideran las siguientes:

- Válvulas de corte: utilizadas en el campo de colectores para poder independizar las agrupaciones de baterías facilitando la realización de operaciones de mantenimiento.
- Válvulas de regulación: utilizadas para regular el caudal de circulación del fluido de los distintos ramales, circuitos, etc.
- Válvulas de retención o antirretorno: utilizadas para evitar los flujos inversos no deseados que se producen, cuando las configuraciones de los circuitos lo permiten, entre acumulador y captadores. En caso de no tomar precauciones adecuadas puede haber pérdidas térmicas significativas producidas por un efecto termosifón del agua caliente acumulada debido a la capacidad de enfriamiento nocturno de los captadores.
- Válvulas de seguridad: utilizadas en las agrupaciones de colectores y en los tanques de acumulación, donde las condiciones de estancamiento puedan producir vapor.
- Válvulas termostáticas: utilizadas en la tubería de salida hacia el consumo cuando no se limita la temperatura del acumulador de las instalaciones solares y se quieren proteger los materiales y/ los usuarios.



Capítulo 17 - SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA

17 SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA

17.1 Descripción del sistema auxiliar de energía

El sistema auxiliar de energía es un sistema de apoyo fundamental en una instalación como la que se diseña en este proyecto.

La función del sistema auxiliar de energía es garantizar que la instalación térmica sea capaz de cubrir la demanda de energía térmica cuando la radiación no sea suficiente, cuando las condiciones climatológicas sean adversas o ante posibles averías de los sistemas.

El elemento principal de este sistema es una caldera cuya función es elevar la temperatura del agua de consumo hasta los 60°C que establece el CTE, así como elevar la temperatura del agua para que el suelo radiante o la máquina de absorción puedan entrar en funcionamiento según corresponda.

17.2 Tipos de configuración

Configuración en serie

Consiste en colocar el sistema auxiliar en serie con el resto de la instalación solar. Mediante esta configuración la caldera eleva a temperatura del agua a la salida del tanque de almacenamiento hasta la temperatura de servicio. Este modo permite aprovechar la energía contenida en los acumuladores.

El sistema auxiliar de la instalación diseñada presenta configuración en serie para dar apoyo a ACS, tal y como se explica a continuación.

Cuando se abre un punto de consumo, las bombas succionan agua desde el tanque de almacenamiento (tanque ACS). Un sensor de temperatura comprueba la temperatura del agua a la salida del tanque (T_{st}) y en función del valor obtenido se envía a diferentes puntos:

- Si la temperatura es superior a la temperatura de servicio, el agua se envía al punto de consumo donde se mezcla con agua fría procedente de la red hasta satisfacer la necesidad del consumidor.



Capítulo 17 - SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA

- Si la temperatura es igual a la temperatura de servicio (60°C) se envía al punto de consumo.
- Si la temperatura es inferior a la temperatura de servicio se hace pasar a través de la caldera para elevar la temperatura del agua hasta la de servicio.

El funcionamiento anterior para una temperatura de servicio de 60°C se resume en la siguiente tabla:

Caso	Operación
$T_{st} > 60^{\circ}\text{C}$	El agua se envía al punto de consumo y allí se mezcla con agua de red.
$T_{st} = 60^{\circ}\text{C}$	El agua se envía al punto de consumo.
$T_{st} < 60^{\circ}\text{C}$	El agua se hace pasar por la caldera hasta conseguir $T_{st} = 60^{\circ}\text{C}$.

Configuración en paralelo

Consiste en colocar el sistema auxiliar en paralelo con el resto de la instalación solar.

Mediante esta configuración la caldera cubre todas las necesidades de energía térmica cuando la temperatura del agua en el interior del tanque no alcanza el nivel necesario para las distintas aplicaciones.

El sistema auxiliar de la instalación diseñada presenta configuración en paralelo para dar apoyo a la aplicación de calefacción en invierno y climatización en verano.

Dado que los circuitos de calefacción y climatización son cerrados, si la temperatura del agua a la salida del tanque solar no es la que requiere el suelo radiante o el generador de la máquina de absorción respectivamente se procederá a cerrar el circuito entre la caldera y el suelo radiante o la máquina de absorción mediante una válvula de tres vías. De este modo toda la energía térmica necesaria la proporciona la caldera (configuración todo o nada).



Capítulo 17 - SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA

Si el agua a la salida del tanque no alcanzase la temperatura requerida por el suelo radiante o la máquina de absorción sería un error hacerla pasar por la caldera para elevar su temperatura. A pesar de que resulte intuitivo, sería un error porque tras pasar por el suelo radiante o por la máquina de absorción, el agua retornaría al tanque con una temperatura mayor que la del agua de su interior. Esto significaría un aumento de la energía térmica acumulada en el tanque a costa de utilizar la caldera, con el consecuente gasto de combustible de la caldera.

17.3 Dimensionamiento del sistema auxiliar de energía

El sistema auxiliar de energía ha de ser capaz de garantizar que se cubre la demanda en cualquier situación posible.

El dimensionamiento de la caldera consiste en seleccionar una caldera capaz de complementar la instalación solar en la situación más desfavorable posible, es decir, aquella en la que la caldera ha de cubrir toda la demanda de ACS y toda la demanda de calefacción/climatización.

Es por ello que la potencia que ha de tener la caldera se calcula como sigue:

$$Q_{caldera} = Q_{ACS} + Q_{cale} + \frac{Q_{c\ lim}}{COP}$$

Donde:

- $Q_{caldera}$ es la potencia de la caldera (kW).
- Q_{ACS} es la demanda de ACS (kW).
- Q_{cale} es la carga térmica de calefacción (kW).
- $Q_{c\ lim}$ es la carga térmica de climatización (kW).
- COP es el coeficiente de operación de la máquina de absorción ($COP = 0.7$).

Es necesario utilizar el coeficiente de operación porque tiene en cuenta que para satisfacer la demanda de climatización ($Q_{c\ lim}$), la instalación de colectores (o la



Capítulo 17 - SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA

caldera en su defecto) deber aportan una potencia mayor al generador de la máquina de absorción ($Q_{c\lim} / COP$).

Se observa en la siguiente tabla que la caldera ha de ser capaz de proporcionar aproximadamente 65 kW para satisfacer la demanda de ACS y aproximadamente 105 kW para cubrir la demanda de climatización.

	Q_{ACS} (kW)	Q_{cale} (kW)	$Q_{c\lim} / COP$ (kW)	$Q_{caldera}$ (kW)
Enero	64.64	14.99	0	79.63
Febrero	54.38	12.48	0	66.86
Marzo	50.88	5.58	0	56.46
Abril	48.07	0.15	0	48.07
Mayo	44.93	0	12.23	57.16
Junio	43.15	0	96.64	139.79
Julio	37.26	0	102.33	139.59
Agosto	33.42	0	105.54	138.96
Septiembre	41.50	0	98.64	140.14
Octubre	43.76	0	4.94	43.76
Noviembre	55.60	5.24	0	60.84
Diciembre	66.49	14.98	0	81.47



Capítulo 17 - SISTEMA AUXILIAR DE ENERGÍA

La potencia total que debe proporcionar, como mínimo, la caldera es 140 kW.

El dimensionamiento anterior se ha realizado con valores medios mensuales. No obstante, se ha de verificar que en los picos de demanda de ACS, la caldera es capaz de proporcionar la potencia suficiente.

Por este motivo, siguiendo las indicaciones del DTIE 1.01, el balance de energía durante el periodo punta es:

$$Energía_{DEMANDADA} = Energía_{ACUMULADA} + Energía_{CALDERA}$$

$$C_{max} \cdot T \cdot \Delta t \cdot Cp_{agua} = V_u \cdot \Delta t \cdot Cp_{agua} + Potencia_{CALDERA} \cdot T$$

Por otro lado, el balance de energía durante el periodo de preparación que precede al periodo punta es:

$$Potencia_{CALDERA} \cdot T_p = Cp_{agua} \cdot V \cdot \Delta t$$

Donde:

- T_p es el periodo de preparación (3 horas)
- Cp_{agua} es la capacidad calorífica del agua ($J / kg \cdot K$)
- V es el volumen efectivo del tanque de almacenamiento ACS, calculado en el capítulo 14.
- Δt es el salto de temperatura del agua, es decir, la diferencia entre la temperatura de suministro (60°C) y la temperatura de red (~10°C).

Sustituyendo los valores anteriores se obtiene que la potencia de la caldera ha de ser al menos 106.15 kW, de manera que el dimensionamiento inicial de 140 kW era adecuado.

El modelo seleccionado es THERMOSYSTEM CONDENS F160/2 comercializado por Saunier Duval.

Se trata de una caldera de pie, de tipo mixto, modular de condensación y de altas prestaciones para instalaciones centralizadas de calefacción y ACS, cuyas características técnicas se adjuntan en el anexo "Hojas de características".



Capítulo 18 - MANTENIMIENTO DE LA INSTALACIÓN

18 MANTENIMIENTO DE LA INSTALACIÓN

La instalación térmica diseñada ha de cumplir ciertas exigencias con el fin de asegurar su correcto funcionamiento a lo largo de su vida útil. En la instrucción técnica IT.3 del RITE se establecen, en función de la potencia nominal y las características técnicas, dichas exigencias:

- La instalación se mantendrá de acuerdo con las operaciones y periodicidades contenidas en un programa de mantenimiento preventivo establecido en un “Manual de Uso y Mantenimiento”.
- La instalación dispondrá de un programa de gestión energética, que evalúe periódicamente el consumo de agua caliente sanitaria y la contribución solar, de manera que siempre se cumpla lo establecido en la Sección HE 4 “Contribución solar mínima de agua caliente” del Código Técnico de la Edificación.
- La instalación dispondrá de instrucciones de seguridad actualizadas, así como instrucciones de manejo y maniobra y un programa de funcionamiento.

El RITE establece que el titular de la instalación es responsable de que se realicen las siguientes acciones:

- Encargar a una empresa mantenedora, la realización del mantenimiento de la instalación térmica.
- Realizar las inspecciones obligatorias y conservar su correspondiente documentación.
- Conservar la documentación de todas las actuaciones, ya sean de reparación o reforma realizadas en la instalación térmica, así como las relacionadas con el fin de la vida útil de la misma o de sus equipos.

El mantenimiento de la instalación por la empresa especializada comprende las siguientes tareas:

- Control del anticongelante
- Llenado del circuito
- Control de la presión del circuito
- Purgado de los circuitos
- Cebado de las bombas



Capítulo 18 - MANTENIMIENTO DE LA INSTALACIÓN

- Comprobación de la presión en el interior de los vasos de expansión
- Calibración del sistema de control
- Comprobación del funcionamiento automático de las bombas
- Inspección visual de colectores, tanques, aislamientos, válvulas y tuberías.

En la Sección HE 4 del CTE se definen dos escalones complementarios de actuación para englobar todas las operaciones necesarias durante la vida de la instalación para asegurar el funcionamiento, aumentar la fiabilidad y prolongar la duración de la misma:

- a) plan de vigilancia
- b) plan de mantenimiento preventivo

18.1 Plan de vigilancia

El plan de vigilancia se refiere básicamente a las operaciones que permiten asegurar que los valores operacionales de la instalación sean correctos. Es un plan de observación simple de los parámetros funcionales principales, para verificar el correcto funcionamiento de la instalación. Tendrá el alcance descrito en la siguiente tabla:

Elemento de la instalación	Operación	Frecuencia (meses)	Descripción
Captadores	Limpieza de cristales	A determinar	Con agua y productos adecuados
	Cristales	3	IV condensaciones en las horas centrales del día
	Juntas	3	IV agrietamientos y deformaciones
	Absorbedor	3	IV Corrosión, deformación, fugas, etc.
	Conexiones	3	IV Fugas
	Estructura	3	IV Degradación, indicios de corrosión



Capítulo 18 - MANTENIMIENTO DE LA INSTALACIÓN

Circuito primario	Tubería, aislamiento y sistema de llenado	6	IV Ausencia de humedad y fugas
	Purgador manual	3	Vaciar de aire el botellín.
Circuito secundario	Termómetro	Diaria	IV temperatura
	Tubería y aislamiento	3	IV Ausencia de humedad y fugas
	Acumulador solar	6	Purgado de la acumulación de lodos en la parte inferior del depósito.

Donde IV significa “inspección visual”.

18.2 Plan de mantenimiento preventivo

Son operaciones de inspección visual, verificación de actuaciones y otros, que aplicados a la instalación permiten mantener dentro de límites aceptables las condiciones de funcionamiento, prestaciones, protección y durabilidad de la instalación.

El mantenimiento, dado que la superficie de captación es superior a 20m² implicará, como mínimo, una revisión de la instalación cada seis meses.

El plan de mantenimiento debe realizarse por personal técnico competente que conozca la tecnología solar térmica y las instalaciones mecánicas en general. La instalación tendrá un libro de mantenimiento en el que se reflejen todas las operaciones realizadas así como el mantenimiento correctivo.

El mantenimiento ha de incluir todas las operaciones de mantenimiento y sustitución de elementos fungibles ó desgastados por el uso, necesarias para asegurar que el sistema funcione correctamente durante su vida útil.



19 ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

19.1 Introducción

Una de las principales motivaciones para la realización de este proyecto es la búsqueda de reducción de impacto ambiental sin que ello suponga reducir el nivel de vida.

En las aplicaciones de ACS y calefacción convencionales la principal fuente de energía procede de la combustión de combustibles fósiles en calderas. En la aplicación de climatización convencional se utiliza una máquina de compresión mecánica alimentada eléctricamente. Tanto la quema de combustibles fósiles como la producción de energía eléctrica, llevan asociadas emisiones de gases contaminantes a la atmósfera.

La instalación solar diseñada en este proyecto permite evitar al menos en parte, el uso de fuentes de energía convencionales con las que abastecer los sistemas de ACS, calefacción y climatización. Esto implica la reducción de emisiones de gases contaminantes.

En este capítulo se analiza el impacto medioambiental de la instalación diseñada, y se compara con el impacto de otras instalaciones que satisfacerían las mismas necesidades de ACS, calefacción y climatización.

19.2 Demanda de energía y energía aportada por la instalación solar

El análisis del impacto ambiental se realiza en base a los valores de energía demandada para satisfacer las necesidades de ACS, calefacción y climatización y la energía procedente de la instalación solar que es posible destinar a cubrir dichas necesidades.

Hasta el momento, en el presente proyecto se ha trabajado con valores de potencia térmica. Para transformar estos valores en valores de energía, se ha tenido en cuenta el factor de utilización de cada una de las aplicaciones.

El Atlas de Demanda Eléctrica proporcionado por Red Eléctrica de España resume los resultados del Proyecto INDEL, primera investigación detallada y profunda sobre la demanda eléctrica en España. El Atlas contiene información relativa a la evolución de



Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

la demanda de ACS, calefacción y climatización de toda España y de él se han extraído los siguientes factores de utilización:

- ACS $\rightarrow f_{Utilización} = \text{Horas de sol}$
- Calefacción $\rightarrow f_{Utilización} = 12 \text{ horas}$
- Climatización $\rightarrow f_{Utilización} = 8 \text{ horas}$

	Demanda (kWh)			Aporte solar (kWh)		
	ACS	Calefacción	Climatización	ACS	Calefacción	Climatización
Enero	16030.72	5576.28	0	6852.24	0	0
Febrero	14193.18	4343.04	0	7563.78	519.912	0
Marzo	14195.52	2075.76	0	10122.12	1002.726	0
Abril	13699.95	0	0	10653.3	0	0
Mayo	13231.885	0	2122.88	13231.885	0	2520.92
Junio	12297.75	0	16236	12297.75	0	4853.55
Julio	10973.07	0	17764.24	10973.07	0	7821.92
Agosto	9842.19	0	18322.24	9842.19	0	9898.145
Septiembre	11205	0	16572	11205	0	5907.6
Octubre	12209.04	0	0	11798.91	0	0
Noviembre	13344	1886.4	0	8380.8	948	0
Diciembre	15458.925	5572.56	0	6644.85	0	0
Total	156681.23	19454.04	71017.36	119565.895	2470.638	31002.135
	247152.63			153038.668		



Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

La tabla anterior muestra los valores mensuales de energía demandada y energía aportada mediante la instalación solar:

Se aprecia, como se comentó en capítulos anteriores, que en los meses frontera (abril y octubre) la carga térmica no justifica el uso de calefacción ni climatización. Asimismo en enero y diciembre la demanda de calefacción será atendida mediante la caldera auxiliar, lo que implica que el aporte solar para calefacción en estos meses sea nulo.

La diferencia entre la demanda total de energía y el total de energía que es capaz de proporcionar la instalación solar, es la energía que tendrá que suministrar la fuente de energía auxiliar:

Energía	ACS	Calefacción	Climatización	Total
Demandada (kWh)	156681.23	19454.04	71017.36	247152.63
Solar disponible (kWh)	119565.895	2470.638	31002.135	153038.668
Caldera auxiliar (kWh)	37115.335	16983.402	40015.225	94113.962

Estos valores se explican con la fracción solar obtenida en capítulos anteriores. Como ya se comentó, en términos anuales, la fracción solar de ACS que la instalación solar ha de cubrir en Granada es 0.7, es decir, que el 70 % de la demanda de ACS se cubre con aporte solar.

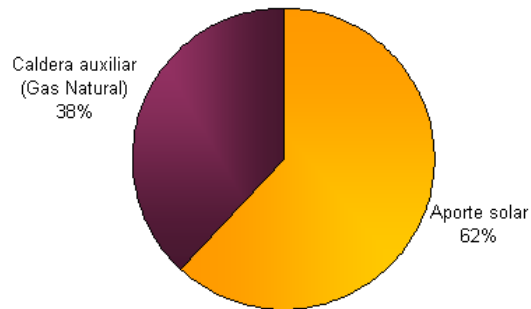
19.3 Instalaciones a comparar

En este capítulo se compara el impacto ambiental en lo referente a emisiones de gases contaminantes de las siguientes instalaciones:

19.3.1 Instalación solar

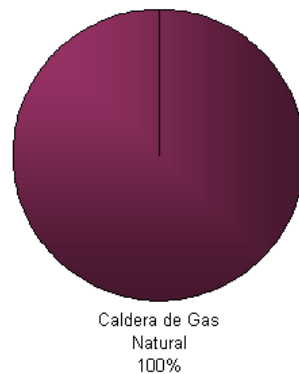
Se trata de la instalación solar diseñada en este proyecto. En ella, parte de la demanda energética de ACS, de calefacción por suelo radiante y de climatización mediante máquina de absorción se satisfacen con energía solar.

Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL



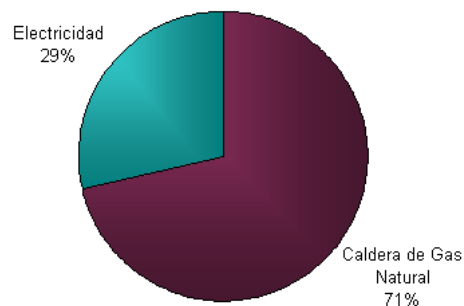
19.3.2 Instalación convencional 1

Se trata de una instalación que utiliza una caldera de gas natural para proporcionar la energía necesaria para satisfacer la demanda de ACS, calefacción por suelo radiante y climatización mediante máquina de absorción.



19.3.3 Instalación convencional 2

Se trata de una instalación que utiliza una caldera de gas natural para cubrir la demanda energética de ACS y de calefacción por suelo radiante. Esta instalación utiliza una máquina de compresión mecánica para satisfacer las necesidades de aire acondicionado, con el consiguiente consumo de electricidad.



Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

La siguiente tabla resume la fuente de energía y la aplicación de dicha energía para cada una de las instalaciones que se comparan:

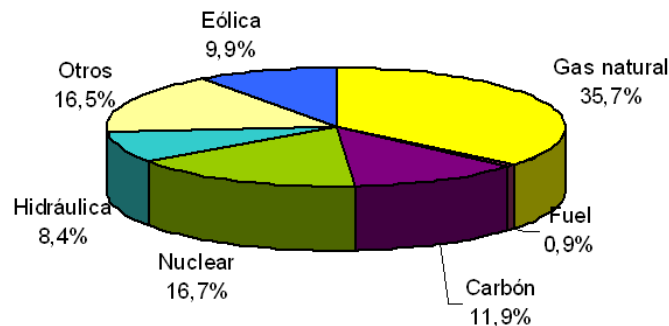
		Aplicación		
		ACS	Calefacción	Climatización
Instalación	Solar	Aporte solar	Aporte solar	Aporte solar (máquina de absorción)
	Convencional 1	Caldera de Gas Natural	Caldera de Gas Natural	Caldera de gas natural (máquina de absorción)
	Convencional 2	Caldera de Gas Natural	Caldera de Gas Natural	Electricidad (máquina de compresión)

19.4 Potencial de emisiones de CO2

El potencial de emisiones de CO₂ es la suma de la emisión de CO₂ por el consumo eléctrico y por el consumo de combustibles fósiles.

Emisión por consumo eléctrico

El siguiente diagrama representa la contribución de cada fuente energética a la producción total de electricidad durante el 2008 en el territorio peninsular:





Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

Cada una de las tecnologías lleva asociada la emisión de contaminantes a la atmósfera. Existe un coeficiente que relaciona la energía eléctrica consumida con la producción de CO₂.

Coeficiente de emisiones $\left[\frac{kgCO_2}{kWh_e} \right]$	
Electricidad	0.6

Emisión por consumo de combustibles fósiles

Para caracterizar el impacto ambiental producido por la quema de combustibles fósiles como gas natural, gasóleo o carbón existen coeficientes que relacionan los kilogramos de CO₂ emitido debido a la combustión por cada kilowatio hora que se producido.

Coeficiente de emisiones $\left[\frac{kgCO_2}{kWh_t} \right]$	
Gas natural	0.220
Gasóleo	0.269
Carbón	0.472

En la actualidad, la mayor parte de las calderas comercializadas para instalaciones de ACS y calefacción utilizan como combustible gas natural, debido en parte a que es el combustible que presenta un menor coeficiente de emisiones.

19.5 Previsión de impacto ambiental

Aplicando los coeficientes de emisión de CO₂ anteriores se obtienen los siguientes resultados:

Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

19.5.1 Instalación solar

Las emisiones anuales de la instalación solar serán debidas a la utilización de la caldera de gas natural como fuente auxiliar de energía. Se prevé que la utilización de la caldera se traduzca en las siguientes emisiones de CO₂:

$$EmisionesCO_2 = \left[\frac{37115.335kWh + 16983.402kWh + \frac{40015.225kWh}{COP}}{\eta_{caldera}} \right] \cdot \frac{0.220kgCO_2}{kWh}$$

$$EmisionesCO_2 = 27197.706kgCO_2$$

La caldera tiene un rendimiento, de manera que la energía que ha de aportar para satisfacer la demanda térmica es mayor que la propia demanda. Se ha considerado el rendimiento térmico medio de una caldera ($\eta_{caldera} = 0.9$).

19.5.2 Instalación convencional 1

Las emisiones anuales de la instalación convencional que utiliza una caldera de gas natural para atender la demanda energética de las aplicaciones de ACS, calefacción por suelo radiante y climatización mediante máquina de absorción son:

$$EmisionesCO_2 = \left[\frac{156681.23kWh + 19454.04kWh + \frac{71017.36kWh}{COP}}{\eta_{caldera}} \right] \cdot \frac{0.220kgCO_2}{kWh}$$

$$EmisionesCO_2 = 67855.001kgCO_2$$

Además del rendimiento de la caldera para las aplicaciones de ACS y calefacción, se ha tenido en cuenta aplicando el COP (COP=0.7), que para cubrir la demanda de climatización, utilizando una máquina de absorción, se ha de suministrar más energía al generador de la máquina de absorción que la carga térmica demandada.



Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

19.5.3 Instalación convencional 2

Las emisiones anuales de la instalación que utiliza una caldera de gas natural para atender la demanda energética de las aplicaciones de ACS y calefacción y climatización mediante máquina de compresión, con su correspondiente consumo eléctrico, son:

$$EmisionesCO_2 = \left[\frac{156681.23kWh + 19454.04kWh}{\eta_{caldera}} \right] \cdot \frac{0.220kgCO_2}{kWh} + [71017.36kWh] \cdot \frac{0.6kgCO_2}{kWh}$$

$$EmisionesCO_2 = 85665.704kgCO_2$$

Si en este tipo de instalación, la caldera, en lugar de utilizar gas natural utilizase gasóleo, las emisiones serían:

$$EmisionesCO_2 = \left[\frac{156681.23kWh + 19454.04kWh}{\eta_{caldera}} \right] \cdot \frac{0.269kgCO_2}{kWh} + [71017.36kWh] \cdot \frac{0.6kgCO_2}{kWh}$$

$$EmisionesCO_2 = 95255.291kgCO_2$$

Aunque cada vez son menos frecuentes, existen en la actualidad edificios que utilizan calderas alimentadas con carbón para proporcionar agua caliente y calefacción. Este tipo de edificios, de instalar un sistema de climatización, suele ser mediante máquina de compresión. En este caso, las emisiones de CO₂ que se emitirían a la atmósfera serían:

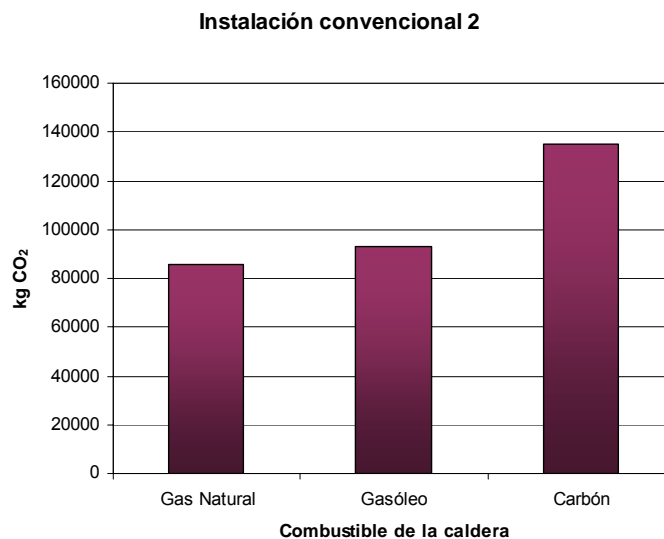
$$EmisionesCO_2 = \left[\frac{156681.23kWh + 19454.04kWh}{\eta_{caldera}} \right] \cdot \frac{0.472kgCO_2}{kWh} + [71017.36kWh] \cdot \frac{0.6kgCO_2}{kWh}$$

$$EmisionesCO_2 = 134983.580kgCO_2$$

Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

Se observa la importancia que tiene la elección del combustible, pues la utilización de combustibles como el gasóleo o el carbón, con coeficientes de emisión mayores que el gas natural incrementan considerablemente la emisión de CO₂.

De este modo, con la demanda de ACS y la carga térmica del edificio objeto de estudio, y la instalación convencional 2, las emisiones de CO₂ varían según el combustible que alimente la caldera, tal y como se muestra en el siguiente diagrama:



19.6 Comparación de instalaciones

Desde el punto de vista del impacto ambiental, la instalación solar diseñada en este proyecto presenta notables ventajas con respecto a las instalaciones convencionales.

La siguiente tabla recopila los resultados obtenidos en el apartado anterior, es decir, la cantidad de CO₂ que emite anualmente cada tipo de instalación:

Tipo de instalación	Emisiones de CO ₂ [kg CO ₂]
Instalación solar	27197.706
Instalación convencional 1	67855.001
Instalación convencional 2	85665.704

Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

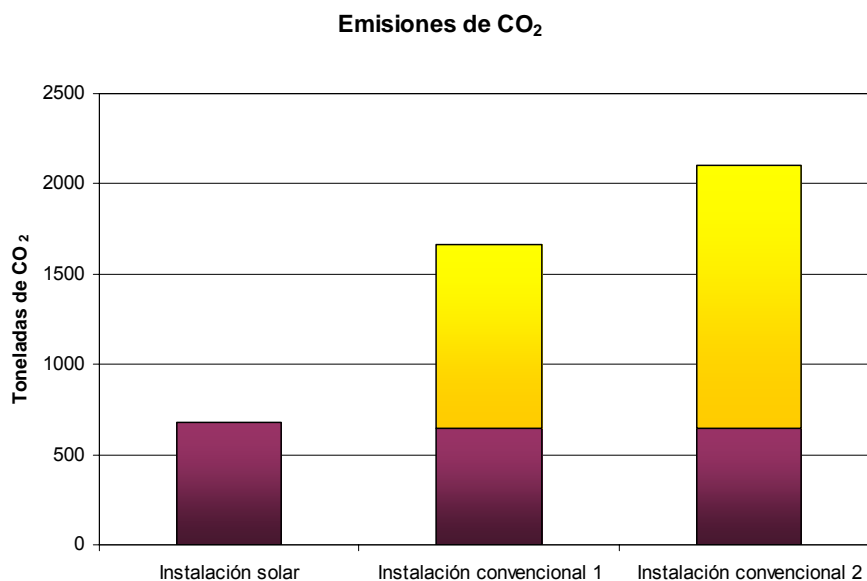
La instalación solar diseñada supone un ahorro anual de 40657.295 kg de CO₂ con respecto a una instalación convencional del tipo 1, es decir un ahorro del 59.92 %.

La instalación solar diseñada supone un ahorro anual de 58467.998 kg de CO₂ con respecto a una instalación convencional del tipo 2, es decir un ahorro del 68.25%.

Si se considera que la vida útil de una instalación solar de las características estudiadas en este proyecto es de 25 años, se obtienen los siguientes resultados:

Tipo de instalación	Emisiones de CO ₂ [Toneladas CO ₂]
Instalación solar	680
Instalación convencional 1	1696
Instalación convencional 2	2142

El siguiente diagrama de barras representa las emisiones de CO₂ al cabo de 25 años.





Capítulo 19 - ANÁLISIS MEDIOAMBIENTAL

La instalación solar diseñada supondría:

- Un ahorro de 1016 toneladas de CO₂ si se compara con una instalación que utiliza una caldera de gas natural para atender la demanda de ACS, calefacción y climatización (instalación convencional tipo 1).
- Un ahorro de 1462 toneladas de CO₂ con respecto a una instalación que utiliza caldera de gas para atender la demanda de ACS y calefacción y electricidad para alimentar la máquina de compresión para climatizar (instalación convencional tipo 2).



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

20 ANÁLISIS ECONÓMICO

20.1 Introducción

Una de las principales motivaciones para la realización de este proyecto es la búsqueda de reducción de impacto ambiental sin que ello suponga reducir el nivel de vida. No obstante se ha de verificar que el diseño de la instalación es viable económicamente.

Por este motivo, una vez calculados los parámetros de la instalación y dimensionados lo equipos que forman parte de la misma, se procede a realizar un estudio económico para determinar si la instalación diseñada es competitiva desde el punto de vista económico.

20.2 Presupuesto

La siguiente tabla recoge el precio de cada uno de los sistemas dimensionados en capítulos anteriores:

	Descripción	Precio unitario €/un	Cantidad	Importe €
Captación	Captador plano vertical selectivo OPS-V210 comercializado por Ibersolar	595	90	53550
	Soportes de aluminio para cubierta plana (1 colector) comercializado por Salvador Escoda	204	1	204
	Soportes de aluminio para cubierta plana (2 colectores) comercializado por Salvador Escoda	329	4	1316
	Soportes de aluminio para cubierta plana (3 colectores) comercializado por Salvador Escoda	445	27	12015

Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

	Fluido calor-portante ANTIFROGEN SOL VB 1981 (Bidón de 220kg), de Salvador Escoda	494	1	494
Calefacción	Suelo Radiante Esak System con: <ul style="list-style-type: none"> ▪ Paneles portatubos ▪ Tubos de polietileno reticulado eval PEX ▪ Mortero de cemento y pavimento de madera ▪ Zócalo perimetral 	10421.55	1	10421.55
Climatización	Máquina de absorción de simple efecto accionada por agua caliente LWM-W003 comercializado por Ibersolar	47280	1	47280
Disipación	Disipador de Calor BD08 de 8kW de potencia de la gama Escosol, comercializado por Salvador Escoda	644.07	1	644.07
Acumulación	Depósito de inercia térmica de 5000 l para acumulación en el circuito primario, modelo MV5000/IB, de Lapesa	5249	2	10498
	Depósito de acero vitrificado de 3000 l para acumulación de ACS, modelo MVV3000RB, de Lapesa	3984	2	7968
Intercambio	Intercambiador de calor de placas modelo AlfaNova 76 comercializado por Alfa Laval (109 placas)	4272	1	4272
	Intercambiador de calor de placas modelo AlfaNova 76 comercializado por Alfa Laval (69 placas)	3188	1	3188



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

Distribución	Bomba de circulación TPE-40-270/2 de Grundfos	1982	2	3964
	Bomba de circulación UPS 32-80B de Grundfos	870.7	8	6965.6
	Tubería de cobre de 42 mm de diámetro exterior comercializada por Outokumpu	8.75	52	455
	Tubería de cobre de 22 mm de diámetro exterior comercializada por Outokumpu	3.84	159	610.56
	Aislante tubular K FLEX ST para tubería de 42 mm de diámetro externo	6.18	52	321.36
	Aislante tubular K FLEX ST para tubería de 22 mm de diámetro externo	4.06	159	645.54
	Vaso de expansión cerrado de membrana fija de 5 litros comercializado por Salvador Escoda	22.88	1	22.88
	Vaso de expansión cerrado de membrana intercambiable de 35 litros comercializado por Salvador Escoda	102.96	1	102.96
	Vaso de expansión cerrado de membrana intercambiable de 400 litros comercializado por Salvador Escoda	647.92	1	647.92
	Soporte para vasos de expansión de 5 a 50 litros comercializado por Salvador Escoda	7.5	2	15
Válvula multiusos que facilita el llenado, vaciado y purga de cada circuito, de Salvador Escoda	47.08	3	141.24	



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

Auxiliar	Caldera THERMOSYSTEM CONDENS F160/2 comercializada por Saunier Duval	10243	1	10243
Control	Regulación solar Deltasol BS Pro para sistemas de energía solar con dos acumuladores con 4 sensores de temperatura	211	1	211
Presupuesto de la instalación multipropósito				176196.68€

20.3 Subvenciones

La Agencia Andaluza de la Energía asume el reto energético de desarrollar las energías renovables y reducir el consumo energético mediante el Programa de Incentivos “Andalucía A⁺”, que apoya las acciones dirigidas al ahorro energético y a la consolidación de las energías renovables.

“Andalucía A⁺” forma parte de las medidas previstas e el Plan Andaluz de Sostenibilidad Energética 2007-2013, que contempla un amplio abanico de actuaciones encaminadas a consolidar un sistema energético suficiente, racional, renovable, eficiente, respetuoso con el medio ambiente y diversificado.

En el procedimiento general para la solicitud de incentivos por parte de comunidades de vecinos, la instalación solar diseñada se encuadra dentro de las instalaciones solares térmicas para producir agua caliente para usos sanitarios o de climatización con superficie de captación superior a 7m². Este tipo de actuación pertenece al objeto 2.2 (Instalaciones de energías renovables) del Boletín Oficial de la Junta de Andalucía del 13 de febrero de 2009.

Atendiendo a lo establecido en el BOJA, la instalación diseñada se clasifica dentro de la categoría 2.2.2 (Producción de energía térmica) y se trata de un proyecto incentivable hasta un máximo del 60 % del coste inicial.

De manera que la subvención alcanza los 105718,01€.

Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

20.4 Viabilidad económica

Determinar si la instalación es viable desde el punto de vista económico consiste en determinar si es posible recuperar la inversión inicial antes de que finalice la vida útil de la instalación.

El estudio de viabilidad se basa en analizar si el ahorro de combustible y/o electricidad que supone la instalación solar frente a otras instalaciones convencionales permite amortizar la instalación (recuperar la inversión inicial) a lo largo de los años en los que la instalación solar se encuentre en funcionamiento.

La viabilidad de la instalación solar se realizará con respecto a una instalación convencional del tipo 1 y una del tipo 2, al igual que en el capítulo de análisis medioambiental:

		Aplicación		
		ACS	Calefacción	Climatización
Instalación	Solar	Aporte solar	Aporte solar	Aporte solar (máquina de absorción)
	Convencional 1	Caldera de Gas Natural	Caldera de Gas Natural	Caldera de gas natural (máquina de absorción)
	Convencional 2	Caldera de Gas Natural	Caldera de Gas Natural	Electricidad (máquina de compresión)

Para determinar el momento en el que se recupera la inversión inicial y la instalación solar comienza a dar beneficios se calcula el valor actual neto (VAN).

El VAN de una inversión o un proyecto de inversión mide la rentabilidad absoluta neta que proporciona el proyecto, es decir, mide en el momento inicial del proyecto, el incremento de valor que proporciona a los propietarios una vez descontada la inversión inicial.



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

La interpretación del valor del VAN se resume en la siguiente tabla:

Valor	Significado
VAN > 0	La inversión produce ganancias
VAN < 0	La inversión produce pérdidas
VAN = 0	La inversión no produce ganancias ni pérdidas

Mediante la siguiente expresión se relacionan los ingresos y los gastos de la inversión en función del tiempo.

$$VAN = A \cdot \sum \left[\frac{1+c}{1+i} \right]^t - C_{mto} \cdot \sum \left[\frac{1+f}{1+i} \right]^t - I_{inicial}$$

Donde

- A es el ahorro de combustible.
- $I_{inicial}$ es la inversión inicial.
- C_{mto} es el coste de mantenimiento.
- c es el incremento del precio del combustible.
- i es la tasa de interés.
- f es el valor de la inflación.

Ahorro de combustible

La cantidad de energía que la instalación demanda y que es atendida con aporte solar retraduce en una cantidad de combustible que la instalación solar es capaz de ahorrar frente a una instalación convencional.

Inversión inicial

Es el valor de la inversión inicial. Se obtiene restando al presupuesto calculado anteriormente, el valor de la subvención que proporciona la Junta de Andalucía a este tipo de instalación.



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

$$I_{inicial} = \text{Presupuesto} - \text{Subvención}$$

$$I_{inicial} = 70478.67 \text{ €}$$

Coste de mantenimiento

La instalación solar tiene asociados unos costes de mantenimiento porque es necesario realizar anualmente labores de mantenimiento según lo establecido en el Plan de vigilancia y en el plan de mantenimiento preventivo.

Además hay que añadir que a medida que pasa el tiempo aumenta la probabilidad de que el deterioro de algún componente requiera cierto tipo de mantenimiento correctivo con objeto de mantener el rendimiento de la instalación. Los costes de mantenimiento se estiman como un 0.5% anual del coste inicial:

$$C_{mto} = 0.5\% C_{inicial}$$

$$C_{mto} = 352.39 \text{ €}$$

Incremento del precio del combustible

El precio del combustible varía en función de los costes de gas natural en los mercados internacionales, de la demanda y del coste de transporte y distribución. Atendiendo a estos factores y a que el Ministerio de Industria propuso a la Comisión Nacional de la Energía en 2007 una subida en las tarifas del gas natural comprendida entre el 6% y el 18%, se estima un incremento anual en el precio del combustible del 7%.

$$c = 7\%$$

La tasa de interés

El interés bancario es la ganancia que obtiene el banco por prestar capital. En sentido estricto, es el precio de utilización del dinero por unidad de tiempo. La tasa de interés (el tanto por ciento) se rige por la ley de la oferta y la demanda.



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

No obstante, la tasa de interés puede estimarse a partir del Euribor, tipo de interés promedio al que las entidades financieras se prestan dinero en el mercado interbancario del euro, y cuyo valor es muy utilizado como referencia para los préstamos bancarios.

La tasa de interés se estima como el Euribor más un 0.5% aproximadamente.

Dado que el mes de Noviembre de 2009 ha cerrado con un valor del Euribor del 1.321%, la tasa de interés estimada para la realización de las valoraciones económicas es del 2 %.

$$i = 2\%$$

Inflación

La inflación es la situación económica en la que la demanda es superior a la oferta, lo que desencadena un alza generalizada de los precios y una depresión de la moneda. La inflación se mide por el índice de precios al consumo (IPC). A fecha de la realización del análisis económico de este capítulo se estima un valor del 0.4%.

$$f = 0.4\%$$

20.5 Viabilidad económica respecto a la instalación convencional del tipo 1

El análisis de la viabilidad económica de la instalación solar respecto a una instalación convencional del tipo 1, requiere el cálculo del ahorro de combustible (gas natural).

En la instalación solar, la cantidad de energía que debe aportar la caldera auxiliar de gas natural es menor que la demanda de energía. Sin embargo, en la instalación convencional 1, la caldera de gas natural debe cubrir toda la demanda de energía.



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

	Demanda de energía (kWh)	
	Instalación solar	Instalación convencional 1
	Gas natural	Gas natural
Enero	16394.18	24007.78
Febrero	11613.92	20595.80
Marzo	5718.26	18079.20
Abril	3385.17	15222.17
Mayo	0.00	17060.85
Junio	12647.17	31704.17
Julio	11047.02	31930.34
Agosto	9360.11	31293.81
Septiembre	11849.33	30863.33
Octubre	455.70	13565.60
Noviembre	6557.33	16922.67
Diciembre	15985.15	23368.32
Total	105013.34	274614.03

Se ha tenido en cuenta un rendimiento de la caldera de 0.9.

Para determinar el coste del consumo de gas es preciso conocer las tarifas de gas natural.



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

Las tarifas de gas natural se componen de dos términos:

- Un término fijo, que es el importe correspondiente a la disponibilidad continua de servicio. Viene determinado por el tipo de tarifa que se ha contratado.
- Un término variable, que es el importe correspondiente al gas natural consumido durante el periodo de facturación.

La tarifa del gas natural para el año 2009 es:

Tarifa	Intervalo consumo	Término fijo €/mes	Término variable €/kWh
T.1	Inferior o igual a 5.000 kWh/año	2,46	0,05048025
T.2	Superior a 5.000 kWh/año e inferior a 50.000 kWh/año	5,52	0,04324948
T.3	Superior a 50.000 kWh/año e inferior a 100.000 kWh/año	43,94	0,03544531
T.4	Superior a 100.000 kWh/año	65,51	0,03283738

Tarifas publicadas en el BOE nº 89 del 11 de abril de 2009, vigentes desde el 12 de abril de 2009, incorporando un 16% de IVA.

Tanto la instalación solar, como la instalación convencional 1 pertenecen al grupo de tarifa T.4, por consumir anualmente más de 100000 kWh.

El coste mensual por consumo de gas natural es:

	Coste de energía (€)	
	Instalación solar	Instalación convencional 1
	Gas natural	Gas natural
Enero	603.85	853.86
Febrero	446.88	741.82
Marzo	253.28	659.18
Abril	176.67	565.37
Mayo	65.51	625.74
Junio	480.81	1106.59



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

Julio	428.27	1114.02
Agosto	372.87	1093.12
Septiembre	454.61	1078.98
Octubre	80.47	510.97
Noviembre	280.84	621.21
Diciembre	590.42	832.86
Total	4234.48	9803.73

El ahorro de gas natural que se obtiene con una instalación solar con una caldera auxiliar en lugar de con una instalación que utiliza una caldera para atender toda la demanda energética es:

$$A = 5569.25 \text{ €}$$

En este punto ya han sido obtenidos todos los parámetros de la fórmula del VAN y se procede a su cálculo, obteniéndose:

Periodo de tiempo	VAN(€)
Año 1	-64983.29
Año 2	-59196.07
Año 3	-53103.08
Año 4	-46689.67
Año 5	-39940.47
Año 6	-32839.35



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

Año 7	-25369.41
Año 8	-17512.88
Año 9	-9251.13
Año 10	-564.61
Año 11	8567.18
Año 12	18165.77
Año 13	28253.74
Año 14	38854.78
Año 15	49993.76
Año 16	61696.75
Año 17	73991.13
Año 18	86905.60
Año 19	100470.28
Año 20	114716.79
Año 21	129678.27
Año 22	145389.52
Año 23	161887.03
Año 24	179209.10
Año 25	197395.88

Se observa que el Valor Actual Neto pasa de ser negativo a positivo en el año 11. Esto significa que hasta el undécimo año tras la puesta en marcha de la instalación solar, no se recupera la inversión inicial.



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

A partir del año 11, una vez recuperada la inversión inicial el valor del VAN es positivo, indicando que la instalación proporciona ganancias respecto a una instalación convencional del tipo 1.

Asimismo se estima que cuando finalice la vida útil de la instalación, ésta habrá proporcionado un beneficio neto de 197395.88 euros.

20.6 Viabilidad económica respecto a la instalación convencional del tipo 2

El análisis de la viabilidad económica de la instalación solar respecto a una instalación convencional del tipo 2, requiere el cálculo del ahorro de combustible (gas natural) y el ahorro de electricidad.

En la instalación solar, la cantidad de energía que debe aportar la caldera auxiliar de gas natural es menor que la demanda de energía. Sin embargo, en la instalación convencional 2, la caldera de gas natural debe cubrir la demanda de energía para atender la demanda de ACS y de calefacción y mediante electricidad se hará funcionar una máquina de compresión que satisfaga necesidades de climatización..

	Demanda de energía (kWh)		
	Instalación solar	Instalación convencional 2	
	Gas natural	Gas natural	Electricidad
Enero	16394.18	21607	0.00
Febrero	11613.92	18536.22	0.00
Marzo	5718.26	16271.28	0.00
Abril	3385.17	13699.95	0.00
Mayo	0.00	13231.885	2122.88
Junio	12647.17	12297.75	16236.00



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

Julio	11047.02	10973.07	17764.24
Agosto	9360.11	9842.19	18322.24
Septiembre	11849.33	11205	16572.00
Octubre	455.70	12209.04	0.00
Noviembre	6557.33	15230.4	0.00
Diciembre	15985.15	21031.485	0.00
Total	105013.34	176135.27	71017.6

Se ha tenido en cuenta un rendimiento de la caldera de 0.9.

Para determinar el coste de las instalaciones por consumir gas natural y/o electricidad es preciso conocer las tarifas de gas natural y de la electricidad.

La tarifa del gas natural para el año 2009 es:

Tarifa	Intervalo consumo	Término fijo €/mes	Término variable €/kWh
T.1	Inferior o igual a 5.000 kWh/año	2,46	0,05048025
T.2	Superior a 5.000 kWh/año e inferior a 50.000 kWh/año	5,52	0,04324948
T.3	Superior a 50.000 kWh/año e inferior a 100.000 kWh/año	43,94	0,03544531
T.4	Superior a 100.000 kWh/año	65,51	0,03283738

Tarifas publicadas en el BOE nº 89 del 11 de abril de 2009, vigentes desde el 12 de abril de 2009, incorporando un 16% de IVA.

Tanto la instalación solar, como la instalación convencional 2 pertenecen al grupo de tarifa T.4, por consumir anualmente más de 100000 kWh.

La tarifa de la electricidad para el 2009 según el Boletín Oficial de Estado es:

Escalones de tensión	Término de potencia	Término de energía
	Tp: €/kW mes	Te: €/kWh
Mayor de 1 kV y no superior a 36 kV	2,733649	0,068824
Mayor de 36 kV y no superior a 72,5 kV	2,580436	0,065655
Mayor de 72,5 kV y no superior a 145 kV	2,515924	0,063353
Mayor de 145 kV	2,435286	0,061625



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

Aunque las tarifas del gas natural mostradas en la tabla anterior incluyen el 16% de IVA, las tarifas de la electricidad no lo incluyen. Por ello, al coste por el consumo de electricidad que se muestra en la siguiente tabla se le ha aplicado un 16% de IVA.

	Coste de energía (€)		
	Instalación solar	Instalación convencional 2	
	Gas natural	Gas natural	Electricidad
Enero	603.85	853.86	0.00
Febrero	446.88	741.82	0.00
Marzo	253.28	659.18	0.00
Abril	176.67	565.37	0.00
Mayo	65.51	548.29	180.99
Junio	480.81	514.21	1390.61
Julio	428.27	465.87	1514.53
Agosto	372.87	424.61	1562.11
Septiembre	454.61	474.34	1419.39
Octubre	80.47	510.97	0.00
Noviembre	280.84	621.21	0.00
Diciembre	590.42	832.86	0.00
Total	4234.48	7212.59	6067.63



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

El ahorro de gas natural y de electricidad que se obtiene con una instalación solar con una caldera auxiliar en lugar de con respecto a una instalación que utiliza una caldera para atender la demanda energética de ACS y calefacción y una máquina de compresión para atender la demanda de climatización es:

$$A = 9045.74 \text{ €}$$

En este punto ya han sido obtenidos todos los parámetros de la fórmula del VAN y se procede a su cálculo, obteniéndose:

Periodo de tiempo	VAN(€)
Año 1	-61336.38
Año 2	-51723.49
Año 3	-41617.29
Año 4	-30993.94
Año 5	-19828.43
Año 6	-8094.53
Año 7	4235.30
Año 8	17189.95
Año 9	30799.72
Año 10	45096.42
Año 11	60113.40
Año 12	75885.68
Año 13	92449.96
Año 14	109844.78
Año 15	128110.57
Año 16	147289.72



Capítulo 20 - ANÁLISIS ECONÓMICO

Año 17	167426.74
Año 18	188568.29
Año 19	210763.35
Año 20	234063.28
Año 21	258521.99
Año 22	284196.02
Año 23	311144.67
Año 24	339430.20
Año 25	369117.86

Se observa que el Valor actual neto pasa de ser negativo a positivo en el año 7. Esto significa que hasta el séptimo año tras la puesta en marcha de la instalación solar, no se recupera la inversión inicial.

A partir de este año, una vez recuperada la inversión inicial el valor del VAN es positivo, indicando que la instalación proporciona ganancias respecto a una instalación convencional del tipo 2.

Asimismo se estima que cuando finalice la vida útil de la instalación, ésta habrá proporcionado un beneficio neto de 369117.86 euros.



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

21 RESUMEN Y CONCLUSIONES

21.1 Resumen

El trabajo desarrollado en este Proyecto Fin de Carrera tenía como objetivos fundamentales:

- Diseñar una instalación solar térmica multipropósito capaz de satisfacer la demanda de agua caliente sanitaria (ACS) de un edificio de viviendas y la demanda de calefacción y climatización de la zona comercial de la planta baja de dicho edificio.
- Analizar el impacto ambiental y la viabilidad económica de la instalación solar frente a instalaciones convencionales.

Los datos de partida son los planos del edificio objeto de estudio, que consta de 4 sótanos de garajes, una planta baja con una zona comercial destinada a un gimnasio de unos 282 m², siete pisos y un ático.

A partir de estos datos y de la información contenida en el Código Técnico de la Edificación, se obtuvo la demanda de ACS a 60°C de todas las viviendas del edificio y del gimnasio, estimándose un total de 7296 litros/día. Asimismo, se tuvo en cuenta que la demanda de ACS varía a lo largo del año debido a dos factores:

- La temperatura del agua de la red de abastecimiento cambia a lo largo del año.
- La temperatura a la que se demanda el agua en verano es menor.

Se obtuvo la siguiente demanda de ACS:

$q_{acs} (kW)$											
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
64.64	54.38	50.88	48.07	44.93	43.15	37.26	33.42	41.50	43.76	55.60	66.49



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

El emplazamiento del edificio, Granada, imponía:

- Por un lado, datos ambientales: datos meteorológicos (temperatura del agua de la red, temperatura ambiente, velocidad y dirección del viento, humedad relativa, etc.) y datos de radiación solar incidente.
- Por otro lado, y según las exigencias del CTE, una fracción solar mínima que se ha de cubrir para una instalación solar térmica destinada a la producción de ACS. Esto significa que hay un mínimo de la demanda de ACS que se tiene que cubrir con energía solar. Para Granada y con la demanda de ACS medida en litros /día se obtuvo como valor medio anual la siguiente contribución solar mínima:

$$f_{acs} = 0.7$$

A partir de los datos ambientales, de las características del local comercial a climatizar (un gimnasio) y de las condiciones del ambiente exterior e interior del local, se calcularon las cargas térmicas por transmisión a través de paredes y muros exteriores, particiones interiores, ventanas y puertas, etc. También se calcularon las cargas térmicas de radiación, las cargas térmicas internas, las cargas térmicas debidas a la ventilación y las debidas a las infiltraciones. Aplicando un coeficiente de seguridad se obtuvieron las siguientes cargas térmicas totales en el local comercial:

$Q_{TOTAL} (kW)$												
$q_{cale} (kW)$			-	$q_{clim} (kW)$					-	$q_{cale} (kW)$		
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	
-14.99	-12.48	-5.58	-0.15	8.56	67.65	71.63	73.88	69.05	3.46	-5.24	-14.98	
Calefacción			-	Climatización					-	Calefacción		

Por lo tanto en este punto ya se tenía calculada toda la demanda energética: la demanda de ACS de todo el edificio y la demanda de calefacción y de climatización del local comercial.



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

En el presente proyecto se han estudiado dos instalaciones solares:

- Una instalación solar destinada a satisfacer exclusivamente la demanda de **ACS**. En esta parte del proyecto la instalación se diseñó considerando las restricciones en cuanto a aporte solar recogidas en el CTE, de modo que ante una contribución solar excesiva se adoptó como solución reducir la superficie de captación.
- Una instalación solar **multipropósito** destinada a satisfacer parte de la demanda de ACS del edificio y parte de la demanda de calefacción y climatización del local comercial. Para atender el 100% de la demanda de calefacción y climatización propuesta haría falta una superficie de captadores muy superior a la que cabe en la cubierta del edificio. Por ello, en esta parte del proyecto la instalación se diseñó con una superficie de captación determinada por esta condición.

Instalación de ACS

Se procedió a estudiar una instalación solar para satisfacer exclusivamente la demanda de ACS atendiendo a las exigencias establecidas en el CTE.

Para ello se siguieron los siguientes pasos:

- 1.- Cálculos anuales: A partir de los datos medios anuales y tomando como fracción solar media anual, la mínima que establece el CTE para Granada ($f_{\min} = 0.7$) se resolvió el sistema de ecuaciones correspondiente a la instalación solar de ACS y se obtuvo que el área de colectores necesario era 167.67 m^2 (89 colectores).
- 2.- Cálculos mensuales: A partir de los datos medios mensuales y tomando el área de colectores anterior se resolvió el sistema de ecuaciones correspondiente a la instalación solar de ACS y se obtuvo la fracción solar de cada mes y la fracción solar media anual.
- 3.- Análisis de resultados: La fracción solar media anual obtenida ($f_m = 0.866$) era mayor que la mínima ($f_{\min} = 0.7$). Sin embargo, se obtuvo una fracción solar mayor que 1.1 más de tres meses seguidos (mayo, junio, julio, agosto y septiembre). El CTE recoge las posibles soluciones a adoptar en estos casos. Se optó por reducir el área de colectores a 78 colectores, obteniéndose:



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

f_{acs78}												
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC	MEDIA
0.415	0.533	0.713	0.735	0.959	1.046	1.135	1.111	1.098	0.787	0.628	0.402	0.759

Instalación multipropósito: ACS, calefacción y climatización

Esta instalación fue diseñada con la mayor superficie de captación posible, por lo que hubo de determinarse en primer lugar el número de colectores que se podían disponer en la azotea teniendo en cuenta la formación de sombras. Se obtuvo que en la cubierta del edificio podía disponerse como máximo 90 colectores (171.27 m²)

Una vez determinado el área de captación se procedió a calcular el calor útil que era posible obtener del conjunto de colectores. Para ello se resolvió el sistema de ecuaciones correspondiente a la instalación completa, considerando las ecuaciones que caracterizan el suelo radiante para los meses de invierno (demanda de calefacción) y las ecuaciones que caracterizan la máquina de absorción para los meses de verano. Se obtuvieron los siguientes resultados:

$q_{\text{útil}90} \text{ (kW)}$											
ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
27.63	30.98	39.495	37.38	56.24	60.18	63.82	67.03	63.38	42.29	39.50	28.58

En este punto, conocida la disponibilidad de energía y la demanda de energía de cada una de las aplicaciones se procedió a estudiar la distribución de energía solar.

Es decir, se determinó qué parte del calor útil obtenido del conjunto de colectores se destinaría a la aplicación de ACS, qué parte se destinaría a la aplicación de calefacción y qué parte se destinaría a la aplicación de climatización.



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

Asimismo se determinó qué parte de cada una de las demandas era posible satisfacer con aporte solar, relacionado con la fracción solar para ACS y para calefacción y para climatización.

El estudio de la distribución de energía solar se realizó para:

- Los meses de invierno (enero, febrero, marzo, noviembre y diciembre), en los que hay demanda de ACS y de calefacción.
- Los meses de verano (mayo, junio, julio, agosto y septiembre), en los que hay demanda de ACS y climatización.
- Los meses frontera (abril y octubre), en los que la baja carga térmica no justificaba la aplicación de calefacción ni climatización.

De tal estudio cabe destacar que en enero y diciembre, debido a la baja fracción solar para calefacción, se opta por destinar todo el aporte solar a satisfacer la demanda ACS en esos meses.

Por otro lado, en los meses de verano el aporte solar es suficiente para atender toda la demanda energética de ACS. Además, en mayo, es posible atender toda la demanda de climatización y pese a todo existe un excedente energético que se ha disipar.

En los meses denominados meses frontera, todo el aporte solar se destina a atender la demanda de ACS.

En la siguiente tabla se muestra la distribución de energía solar en las distintas aplicaciones:



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

	$q_{\text{útil}90}$ (kW)	$q_{\text{acs_solar}}$ (kW)	$q_{\text{cale_solar}} / q_{\text{clim_solar}}$ (kW)
ENERO	27.63	27.63	0
FEBRERO	30.98	28.98	1.992
MARZO	39.87	36.28	3.594
ABRIL	37.38	37.38	0
MAYO	56.24	44.93	8.56
JUNIO	60.18	43.15	17.03
JULIO	63.82	37.26	26.56
AGOSTO	67.03	33.42	33.61
SEPTIEMBRE	63.38	41.50	21.88
OCTUBRE	42.29	42.29	0
NOVIEMBRE	39.50	34.92	4.58
DICIEMBRE	28.58	28.58	0

La primera columna recoge el valor de calor útil que se puede obtener de la instalación solar; la segunda, refleja la cantidad destinada a satisfacer la demanda energética de ACS y la tercera columna, indica la cantidad destinada a satisfacer la demanda de calefacción o climatización. Evidentemente, se aprovecha todo el calor útil procedente de los 90 colectores, por lo que los valores de la primera columna coinciden con la suma de los valores de la segunda y de la tercera.



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

La siguiente tabla recopila los valores de fracción solar para ACS y para calefacción o climatización.

	f_{acs}	$f_{cale} / f_{c\ lim}$
ENERO	0.427	0
FEBRERO	0.533	0.16
MARZO	0.713	0.644
ABRIL	0.778	0
MAYO	1	1
JUNIO	1	0.252
JULIO	1	0.371
AGOSTO	1	0.455
SEPTIEMBRE	1	0.317
OCTUBRE	0.966	0
NOVIEMBRE	0.628	0.874
DICIEMBRE	0.430	0

La primera columna indica qué fracción de la demanda de ACS es posible atender con aporte solar. La segunda, indica qué fracción de la demanda de calefacción o climatización es posible atender con aporte solar.



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

En términos anuales, se puede afirmar que:

- $f_{acs_medio} = 0.75$, es decir, el 75% de la demanda anual de ACS puede atenderse con energía solar.
- $f_{cale_medio} = 0.19$, es decir, casi el 20% de la demanda anual de calefacción puede atenderse con energía solar.
- $f_{clims_medio} = 0.37$, es decir, que el 37% de la demanda de climatización puede atenderse con energía solar.

La energía demandada que no pueda atenderse con aporte solar debe ser atendida mediante una caldera auxiliar de gas natural.

A continuación se realizó un estudio de impacto ambiental, comparando las emisiones de CO₂ de la instalación solar (debido a que dispone de una caldera auxiliar), con una instalación que satisficiera la demanda de ACS, calefacción y climatización mediante una caldera auxiliar de gas natural (instalación convencional tipo 1) y con otra instalación que utilizase una caldera de gas natural para atender la demanda de ACS y calefacción y electricidad para hacer funcionar una máquina de compresión para climatizar (instalación convencional tipo 2). Se obtuvo que la

-La instalación solar multipropósito supone un ahorro anual de 40657.295 kg de CO₂ con respecto a una instalación convencional del tipo 1, es decir un ahorro del 59.92 %.

-La instalación solar multipropósito supone un ahorro anual de 58467.998 kg de CO₂ con respecto a una instalación convencional del tipo 2, es decir un ahorro del 68.25%.

Finalmente se estudió la viabilidad económica de la instalación multipropósito. Para ello, una vez calculados todos y cada uno de los equipos de la instalación, se calculó el presupuesto.



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

-La instalación solar multipropósito supone un ahorro anual de 5569.25 € con respecto a una instalación convencional del tipo 1, y considerando este ahorro la instalación se amortizaría en 11 años.

-La instalación solar multipropósito supone un ahorro anual de 9045.74 € con respecto a una instalación convencional del tipo 2, y considerando este ahorro la instalación se amortizaría en 7 años.

21.2 Conclusiones

El desarrollo del presente Proyecto Fin de Carrera ha permitido obtener diferentes conclusiones.

El diseño de una instalación solar multipropósito presenta ciertas dificultades derivadas de la propia fuente de energía, el sol.

Por un lado, el nivel de radiación fluctúa de unos meses a otros, siendo menor en los meses de invierno, precisamente cuando la demanda de energía es mayor. Sin embargo, en los meses centrales del año, la radiación permite atender gran parte de la demanda de ACS e incluso existe un excedente energético.

Por otro lado, el hecho de que sólo pueda obtenerse radiación solar durante las horas de sol hace que sea necesario un sistema de acumulación para almacenar energía térmica.

Además, el nivel de radiación no es un parámetro que se pueda fijar, no es predecible, y siempre será necesario dotar a la instalación de un sistema de energía auxiliar capaz de satisfacer toda la demanda energética en las situaciones más desfavorables.

La superficie de captación necesaria para atender el 100% de la demanda de calefacción y climatización de la zona comercial es muy elevada y muy superior a la superficie disponible, motivo por el cual la instalación diseñada con el mayor número de colectores posible sólo permite satisfacer una fracción de la demanda de estas aplicaciones.



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

No obstante, a la vista de los resultados obtenidos en cada uno de los capítulos anteriores se puede afirmar que:

- La instalación solar multipropósito diseñada es capaz de atender una parte notable de la demanda de ACS ($f_{acs}=0.747$), lo que se traduce en una notable reducción del uso de la caldera de gas, con el consiguiente ahorro de emisiones y de combustible.
- La instalación solar multipropósito diseñada evita parte de la combustión de gas natural para satisfacer la demanda de calefacción ($f_{cale}=0.19$). Además, la instalación está dotada de un sistema de calefacción por suelo radiante que se adapta perfectamente a la energía solar pues permite calefactar el local con una temperatura de impulsión en torno a 45°C , muy inferior a la que requieren otros sistemas de calefacción convencionales.
- La instalación solar multipropósito diseñada dispone de una máquina de absorción para atender parte de la demanda de climatización ($f_{clim}=0.37$), que aprovecha energía térmica procedente de colectores solares térmicos de baja temperatura, en lugar de consumir energía eléctrica como las máquinas de compresión convencionales.
- La instalación solar multipropósito diseñada está dotada de un sistema de energía auxiliar que garantiza que se cubra la demanda de energía térmica cuando la radiación no sea suficiente, cuando las condiciones climatológicas sean adversas o ante posibles averías de los sistemas.
- La instalación solar multipropósito diseñada permite, por lo tanto, evitar en parte el uso de energía primaria contribuyendo a reducir la dependencia energética.
- La instalación solar multipropósito diseñada supone un ahorro de emisiones de CO_2 a la atmósfera muy importante que se traduce en beneficios desde el punto de vista medioambiental.
 - Ahorro anual de emisiones de CO_2 del 59.92% con respecto a una instalación convencional del tipo 1 (gas natural como energía primaria).
 - Ahorro anual de emisiones de CO_2 del 68.25% con respecto a una instalación convencional del tipo 2 (máquina de compresión para climatizar).



Capítulo 21 - RESUMEN Y CONCLUSIONES

- La instalación solar multipropósito diseñada es viable económicamente y es capaz de proporcionar beneficios netos derivados del ahorro de energía primaria con respecto a otras instalaciones convencionales.
 - Ahorro anual de 5569.25 € con respecto a una instalación convencional del tipo 1; considerando este ahorro la instalación se amortizaría en 11 años.
 - Ahorro anual de 9045.74 € con respecto a una instalación convencional del tipo 2; considerando este ahorro la instalación se amortizaría en 7 años.

Para concluir, pese a que los cálculos se han realizado a partir de datos mensuales, los resultados cuentan con la máxima rigurosidad posible y se consideran alcanzados los objetivos del presente Proyecto Fin de Carrera.



Capítulo 22 - REFERENCIAS

22 REFERENCIAS

Normativa:

- [1] Código Técnico de la Edificación (CTE). Marzo 2006.
- [2] Reglamento de Instalaciones térmicas de Edificios (RITE)
- [3] Pliego de Condiciones Técnicas de Instalaciones a Baja Temperatura
- [4] Norma Básica NBE-CT-79, sobre Condiciones Térmicas en los edificios
- [5] Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación DTIE 1.01. Preparación de agua caliente para usos sanitarios. ATECYR. 2004.
- [6] Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación DTIE 8.03. Instalaciones solares térmicas para producción de agua caliente sanitaria. ATECYR. 2004.

Libros:

- [7] INCROPERA, Frank P.; DEWITT, David P. Fundamentos de la transferencia de calor. Ed. Prentice Hall, 4ª edición, 1999.
- [8] PIZZETTI, Carlo. Acondicionamiento del aire y refrigeración. Teoría y cálculo de las instalaciones. Ed. Bellisco.

Otra documentación:

- [9] Internal Heat Loads, Manual técnico sobre cargas térmicas internas.
- [10] Transferencia de calor en colectores solares planos considerando velocidad y dirección del viento. Rodríguez, M.C., Rodríguez, P.A., Salgado, R., Venegas, M., Lecuona, A.
- [11] Thermophysical Properties of Brines. M. Conde Engineering, 2002.
- [12] Atlas de la demanda eléctrica en España (Proyecto INDEL, 1998).

Apuntes de las siguientes asignaturas:

- [13] Ingeniería Térmica y de Fluidos. 4º de Ingeniería Industrial. Curso 2006/2007. Impartida por Don Antonio Acosta Iborra.



Capítulo 22 - REFERENCIAS

- [14] Calor y Frío Industrial. 5º Ingeniería Industrial. Especialidad, Tecnologías energéticas. Curso 2007/2008. Impartida por Doña Mercedes de Vega Blázquez y Don Marcelo Izquierdo Millán.
- [15] Energías Renovables. 3º Ingeniería Industrial. Especialidad, Tecnologías energéticas. Curso 2004/2005. Impartida por Doña María Venegas y Don Marcelo Izquierdo Millán.
- [16] Sistemas Térmicos. 4º Ingeniería Industrial. Especialidad, Tecnologías energéticas. Curso 2006/2007. Impartida por Don Domingo Santana Santana.
- [17] Mecánica de Fluidos. 3º Ingeniería Industrial. Especialidad, Tecnologías energéticas. Curso 2005/2006. Impartida por Don Antonio Luis Sánchez Pérez.

Páginas web:

- [18] www.meteored.com .Bases de datos climatológicos de la provincia de Granada. Consulta: Noviembre 2008.
- [19] www.codigotecnico.org
- [20] www.juntadeandalucia.es
- [21] www.agenciaandaluzadelaenergia.es .Información sobre subvenciones e incentivos. Consulta: Noviembre 2009.
- [22] www.idae.es .Página del Instituto para la Diversificación y el Ahorro de Energía. Obtención de emisiones de diferentes combustibles. Consulta Noviembre 2009.
- [23] www.ree.es .Página de Red Eléctrica de España. Obtención del Atlas de demanda eléctrica en España (Proyecto INDEL).
- [24] www.salvadorescoda.es .Catálogos y tarifas de componentes de instalaciones.
- [25] www.alfalaval.com .Información sobre intercambiadores de placas.



Universidad Carlos III
de Madrid

Diseño de una instalación solar térmica multipropósito
para un edificio de viviendas en Granada

Capítulo 22 - REFERENCIAS



PROGRAMACIÓN EN MATHCAD

PROGRAMACIÓN EN MATHCAD



PROGRAMACIÓN EN MATHCAD

SISTEMA DE ACS

CÁLCULO CON DATOS MEDIOS MENSUALES

Sistema de ecuaciones

Dado

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci})]} = \overrightarrow{(I_T \cdot A_T \cdot \eta_0 - q_p)}$$

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci})]} = \overrightarrow{[m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})]}$$

$$\rightarrow \epsilon_{ic} = \overrightarrow{\left[\frac{m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})}{C_{min} \cdot (T_{co} - T_{ici})} \right]}$$

$$\rightarrow (f) = \overrightarrow{\left(\frac{T_{cons} - T_{red}}{T_{sum} - T_{red}} \right)}$$

$$\overrightarrow{[m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})]} = \overrightarrow{[m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})]}$$

$$\rightarrow T_t = \overrightarrow{\left(\frac{m_2 \cdot T_{ico} + m_{cons} \cdot T_{red}}{m_2 + m_{cons}} \right)}$$

$$\rightarrow E_T = \overrightarrow{\left(\frac{T_{cons} - T_t}{T_{ico} - T_t} \right)}$$

$$\begin{pmatrix} \text{var1m} \\ \text{var2m} \\ \text{var3m} \\ \text{var4m} \\ \text{var5m} \\ \text{var6m} \\ \text{var7m} \end{pmatrix} := \text{Find}(T_{ci}, T_{co}, T_{ici}, T_{ico}, T_{cons}, T_t, f)$$



PROGRAMACIÓN EN MATHCAD

SISTEMA DE ACS Y CALEFACCIÓN

CÁLCULO CON DATOS MEDIOS MENSUALES DE ENERO, FEBRERO, MARZO, NOVIEMBRE Y DICIEMBRE

Sistema de ecuaciones

Dado

Balance de energía en colectores

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci})]} = \overrightarrow{(I_T \cdot A_T \cdot \eta_0 - q_p)}$$

Balance de energía en tubería de bajada

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ice})]} = \overrightarrow{UA \cdot \frac{[(T_{co} - T_{ambiente}) - (T_{ice} - T_{ambiente})]}{\ln\left(\frac{T_{co} - T_{ambiente}}{T_{ice} - T_{ambiente}}\right)}}$$

Balance de energía en tubería de subida

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ics} - T_{ci})]} = \overrightarrow{UA \cdot \frac{[(T_{ics} - T_{ambiente}) - (T_{ci} - T_{ambiente})]}{\ln\left(\frac{T_{ics} - T_{ambiente}}{T_{ci} - T_{ambiente}}\right)}}$$

Balance de energía en intercambiador de calor solar

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ice} - T_{ics})]} = \overrightarrow{[m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})]}$$

Eficiencia en el intercambiador de calor solar

$$\varepsilon_{ic1} = \frac{\overrightarrow{[m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})]}}{\overrightarrow{C_{min} \cdot (T_{ice} - T_{ici})}}$$

Balance de energía en el tanque solar

$$\overrightarrow{[m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})]} = \overrightarrow{[(m_T) \cdot Cp_3 \cdot (T_{st} - T_{et})]}$$

Grado de estratificación del tanque solar

$$E_{T1} = \frac{\overrightarrow{T_{st} - \frac{m_2 \cdot T_{ico} + (m_T) \cdot T_{et}}{m_2 + (m_T)}}}{\overrightarrow{T_{ico} - \frac{m_2 \cdot T_{ico} + (m_T) \cdot T_{et}}{m_2 + (m_T)}}}$$



PROGRAMACIÓN EN MATHCAD

Balance de energía en intercambiador de calor ACS

$$\overrightarrow{(T_{st} - T_{acsr})} = \overrightarrow{(T_{acse} - T_{acss})}$$

Eficiencia en el intercambiador de calor solar

$$\varepsilon_{ic2} = \frac{\overrightarrow{(T_{st} - T_{acsr})}}{\overrightarrow{(T_{st} - T_{acss})}}$$

Balance de energía en el tanque ACS

$$\overrightarrow{[m_{acs} \cdot C_{pacs} \cdot (T_{acse} - T_{acss})]} = \overrightarrow{[m_{cons} \cdot C_{pcons} \cdot (T_{cons} - T_{red})]}$$

Grado de estratificación del tanque ACS

$$\varepsilon_{T2} = \frac{\overrightarrow{\left[T_{cons} - \frac{m_{acs} \cdot T_{acse} + (m_{cons}) \cdot T_{red}}{m_{acs} + (m_{cons})} \right]}}{\overrightarrow{\left[T_{acse} - \frac{m_{acs} \cdot T_{acse} + (m_{cons}) \cdot T_{red}}{m_{acs} + (m_{cons})} \right]}}$$

Contribución solar

$$\overrightarrow{(f_{acs})} = \frac{\overrightarrow{(T_{cons} - T_{red})}}{\overrightarrow{(T_{sum} - T_{red})}}$$

Suelo Radiante

$$\overrightarrow{q_{SR}} = \overrightarrow{\left[U_{ASR} \cdot \frac{(T_{gene} - T_{confort}) - (T_{gens} - T_{confort})}{\ln \left[\frac{(T_{gene} - T_{confort})}{(T_{gens} - T_{confort})} \right]} \right]}$$

Suelo Radiante

$$\overrightarrow{q_{SR}} = \overrightarrow{[m_{cale} \cdot C_{pcale} \cdot (T_{gene} - T_{gens})]}$$

Balance de energía en la T de entrada al tanque solar

$$\overrightarrow{(T_{et} \cdot m_T)} = \overrightarrow{(T_{gens} \cdot m_{cale} + T_{acsr} \cdot m_{acs})}$$



PROGRAMACIÓN EN MATHCAD

```

( v1 )
( v2 )
( v3 )
( v4 )
( v5 )
( v6 )
( v7 )
v8 := Find(Tci, Tco, Tice, Tics, Tico, Tici, Tet, Tst, Tacse, Tacss, Tacsr, Tcons, Tgene, Tgens, facs)
( v9 )
( v10 )
( v11 )
( v12 )
( v13 )
( v14 )
( v15 )

```

SISTEMA DE ACS Y CLIMATIZACIÓN

CÁLCULO CON DATOS MEDIOS MENSUALES DE MAYO, JUNIO, JULIO, AGOSTO Y SEPTIEMBRE

Sistema de ecuaciones

Dado

Balance de energía en colectores

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ci})]} = \overrightarrow{(I_T \cdot A_T \cdot \eta_0 - q_p)}$$

Balance de energía en tubería de bajada

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{co} - T_{ice})]} = \overrightarrow{UA \cdot \frac{[(T_{co} - T_{ambiente}) - (T_{ice} - T_{ambiente})]}{\ln\left(\frac{T_{co} - T_{ambiente}}{T_{ice} - T_{ambiente}}\right)}}$$

Balance de energía en tubería de subida

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ics} - T_{ci})]} = \overrightarrow{UA \cdot \frac{[(T_{ics} - T_{ambiente}) - (T_{ci} - T_{ambiente})]}{\ln\left(\frac{T_{ics} - T_{ambiente}}{T_{ci} - T_{ambiente}}\right)}}$$



PROGRAMACIÓN EN MATHCAD

Balance de energía en intercambiador de calor solar

$$\overrightarrow{[m_1 \cdot Cp_1 \cdot (T_{ice} - T_{ics})]} = \overrightarrow{[m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})]}$$

Eficiencia en el intercambiador de calor solar

$$\rightarrow \varepsilon_{ic1} = \frac{\overrightarrow{[m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})]}}{\overrightarrow{[C_{min} \cdot (T_{ice} - T_{ici})]}}$$

Balance de energía en el tanque solar

$$\overrightarrow{[m_2 \cdot Cp_2 \cdot (T_{ico} - T_{ici})]} = \overrightarrow{[(m_T) \cdot Cp_3 \cdot (T_{st} - T_{et})]}$$

Grado de estratificación del tanque solar

$$\rightarrow E_{T1} = \frac{\overrightarrow{\left[T_{st} - \frac{m_2 \cdot T_{ico} + (m_T) \cdot T_{et}}{m_2 + (m_T)} \right]}}{\overrightarrow{\left[T_{ico} - \frac{m_2 \cdot T_{ico} + (m_T) \cdot T_{et}}{m_2 + (m_T)} \right]}}$$

Balance de energía en intercambiador de calor ACS

$$\overrightarrow{[(T_{st} - T_{acsr})]} = \overrightarrow{[(T_{acse} - T_{acss})]}$$

Eficiencia en el intercambiador de calor solar

$$\rightarrow \varepsilon_{ic2} = \frac{\overrightarrow{[(T_{st} - T_{acsr})]}}{\overrightarrow{[(T_{st} - T_{acss})]}}$$

Balance de energía en el tanque ACS

$$\overrightarrow{[m_{acs} \cdot Cp_{acs} \cdot (T_{acse} - T_{acss})]} = \overrightarrow{[m_{cons} \cdot Cp_{cons} \cdot (T_{cons} - T_{red})]}$$

Grado de estratificación del tanque ACS

$$\rightarrow E_{T2} = \frac{\overrightarrow{\left[T_{cons} - \frac{m_{acs} \cdot T_{acse} + (m_{cons}) \cdot T_{red}}{m_{acs} + (m_{cons})} \right]}}{\overrightarrow{\left[T_{acse} - \frac{m_{acs} \cdot T_{acse} + (m_{cons}) \cdot T_{red}}{m_{acs} + (m_{cons})} \right]}}$$

$$\text{Contribución solar } \overrightarrow{(f_{acs})} = \frac{\overrightarrow{(T_{cons} - T_{red})}}{\overrightarrow{(T_{sum} - T_{red})}}$$



PROGRAMACIÓN EN MATHCAD

Máquina de absorción

$$\vec{q}_{MA} = \left[\begin{array}{c} \overrightarrow{UA_{MA} \cdot \frac{(T_{gene} - T_{comfort}) - (T_{gens} - T_{comfort})}{\ln \left[\frac{(T_{gene} - T_{comfort})}{(T_{gens} - T_{comfort})} \right]}} \end{array} \right]$$

Máquina de absorción

$$\vec{q}_{MA} = \left[\overrightarrow{m_{clim} \cdot C_{p_{clim}} \cdot (T_{gene} - T_{gens})} \right]$$

Balance de energía en la T de entrada al tanque solar

$$\overrightarrow{(T_{et} \cdot m_T)} = \overrightarrow{(T_{gens} \cdot m_{clim} + T_{acsr} \cdot m_{acs})}$$

- (v1)
- v2
- v3
- v4
- v5
- v6
- v7
- v8
- v9
- v10
- v11
- v12
- v13
- v14
- (v15)

$$:= \text{Find}(T_{ci}, T_{co}, T_{ice}, T_{ics}, T_{ico}, T_{ici}, T_{et}, T_{st}, T_{acse}, T_{acss}, T_{acsr}, T_{cons}, T_{gene}, T_{gens}, f_{acs})$$



PROGRAMACIÓN EN MATHCAD

SISTEMA DE INTERCAMBIO

INTERCAMBIADORES DE CALOR

CÁLCULO CON DATOS MEDIOS MENSUALES

(Enero, febrero, marzo, mayo, junio, julio, agosto, septiembre, noviembre y diciembre)

Dado

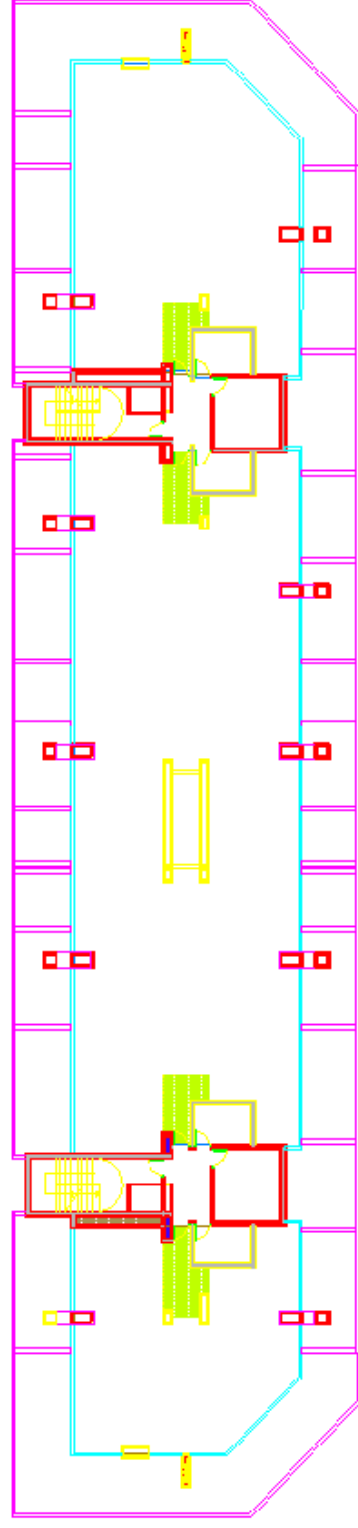
$$\frac{1}{\left[\frac{1}{0.4 \cdot (Pr_c)^{0.4} \cdot \left[\frac{m_c}{\rho_c \cdot \left(\frac{N_{placas} + 1}{2} \right) \cdot A_{1c}} \right] \cdot l_c \cdot \rho_c} \right]^{0.64} \cdot k_c} + \left(\frac{e_{placa}}{k_{placa}} \right) + \frac{1}{\left[\frac{1}{0.4 \cdot (Pr_f)^{0.4} \cdot \left[\frac{m_f}{\rho_f \cdot \left(\frac{N_{placas} + 1}{2} \right) \cdot A_{1c}} \right] \cdot l_c \cdot \rho_f} \right]^{0.64} \cdot k_f} + R_{suciedad} = \frac{NTU_{min1} \cdot m_{Cp_{min}}}{N_{placas} \cdot A_p}$$



$N_{placas} := \text{Find}(N_{placas})$

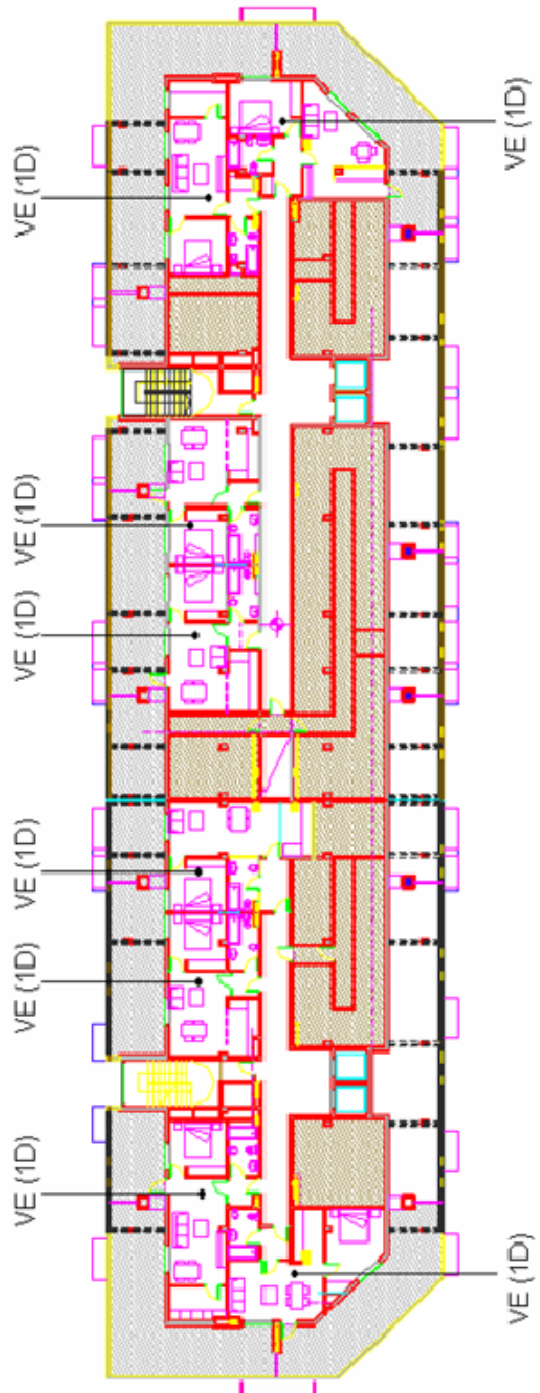



PLANOS

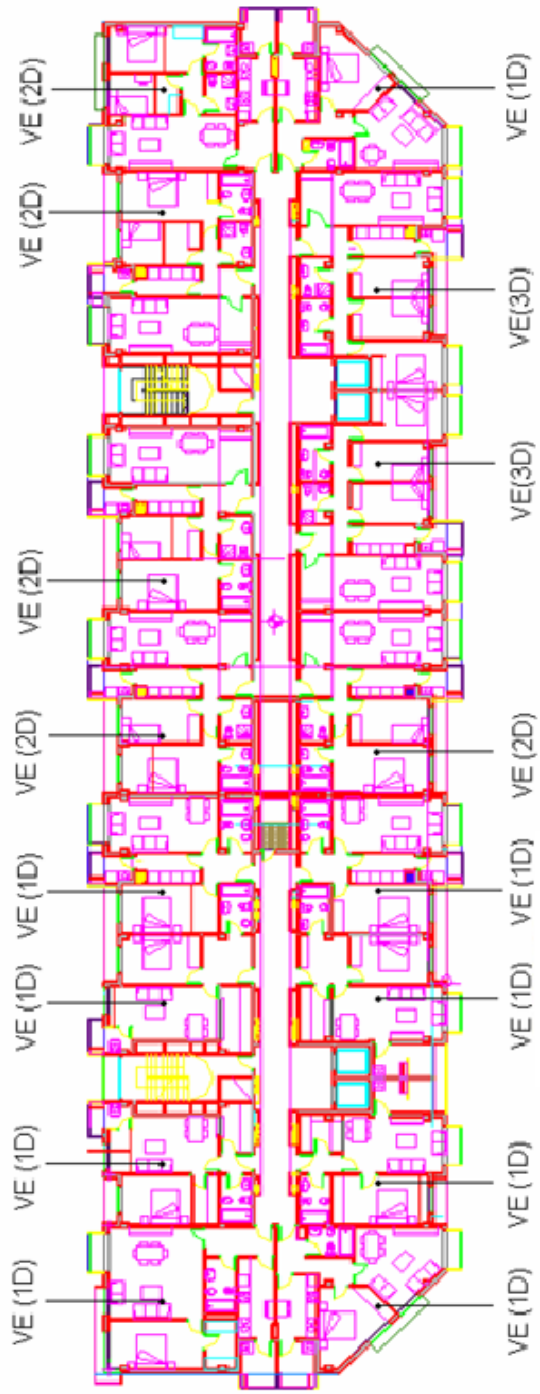
PLANOS





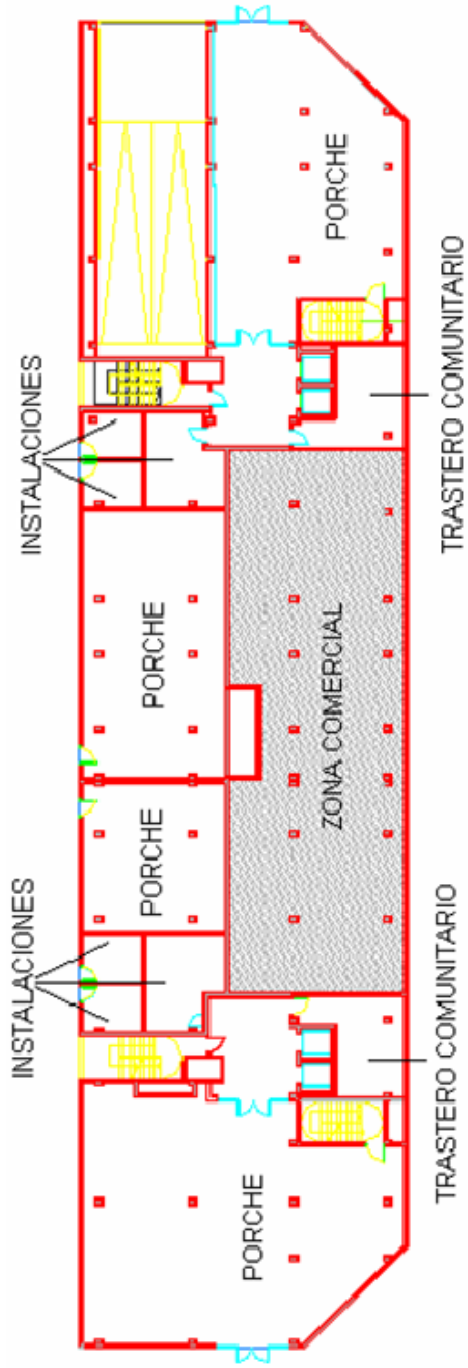
TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN GRANADA	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		
	NOMBRE	FECHA	
TÍTULO DEL PLANO: CUBIERTA	PROYECTADO	A.C.G.	2011/2009
	DIBUJADO	A.C.G.	2011/2009
TÍTULO DEL PLANO: CUBIERTA	IP PLANO:	PFC-01	
	ESCALA:	S/E	
Fichero: PFC			





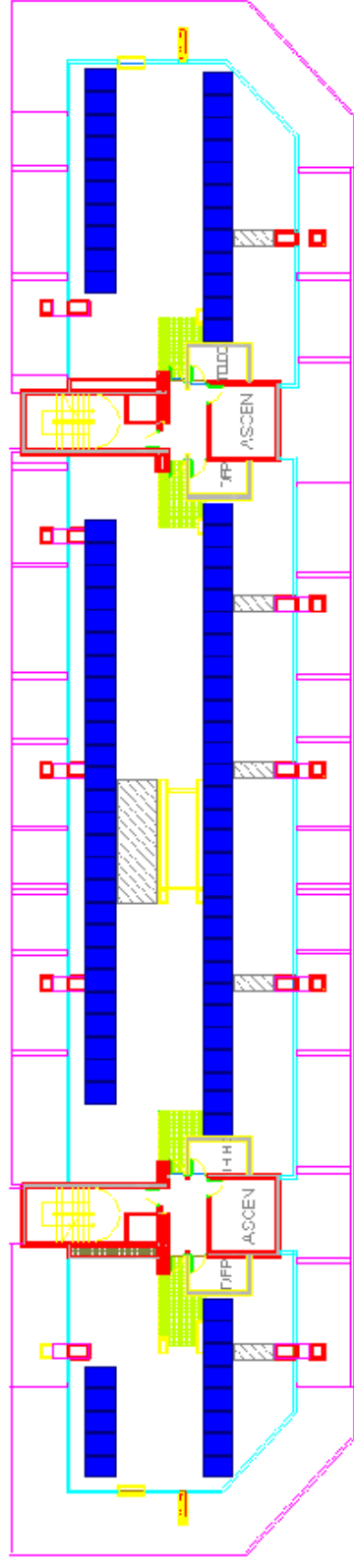
TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN GRANADA	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		
	NOMBRE A.C.G.	FECHA 20/11/2009	
	DIBUJADO A.C.G.	ESCALA: S/E	20/11/2009
TÍTULO DEL PLANO: PLANTA ÁTICO	PFC-02	Archivo: PFC	



TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN GRANADA	 UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID	
	NOMBRE	FECHA
	A.C.G.	2011/2009
PROYECTADO	DIBUJADO	
A.C.G.	A.C.G.	
IP° PLAINO: PFC-03		ESCALA: S/E
TÍTULO DEL PLAINO: PLANTA TIPO		
Fichero: PFC		





TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN GRANADA	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		
	NOMBRE	FECHA	
TÍTULO DEL PLANO: PLANTA BAJA	PROYECTADO	A.C.G.	2011/2009
	DIBUJADO	A.C.G.	2011/2009
TÍTULO DEL PLANO: PLANTA BAJA	ESCALA:		
		S/E	
Fichero: PFC			

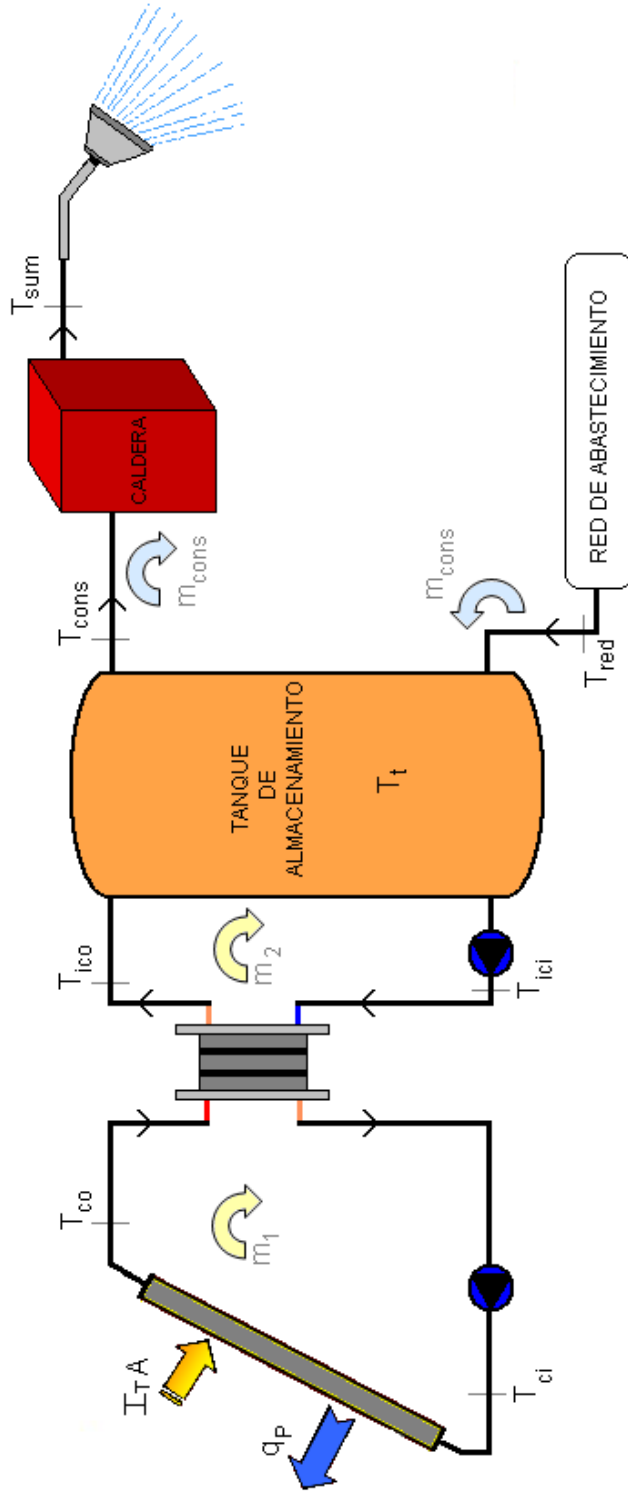




NOTA:

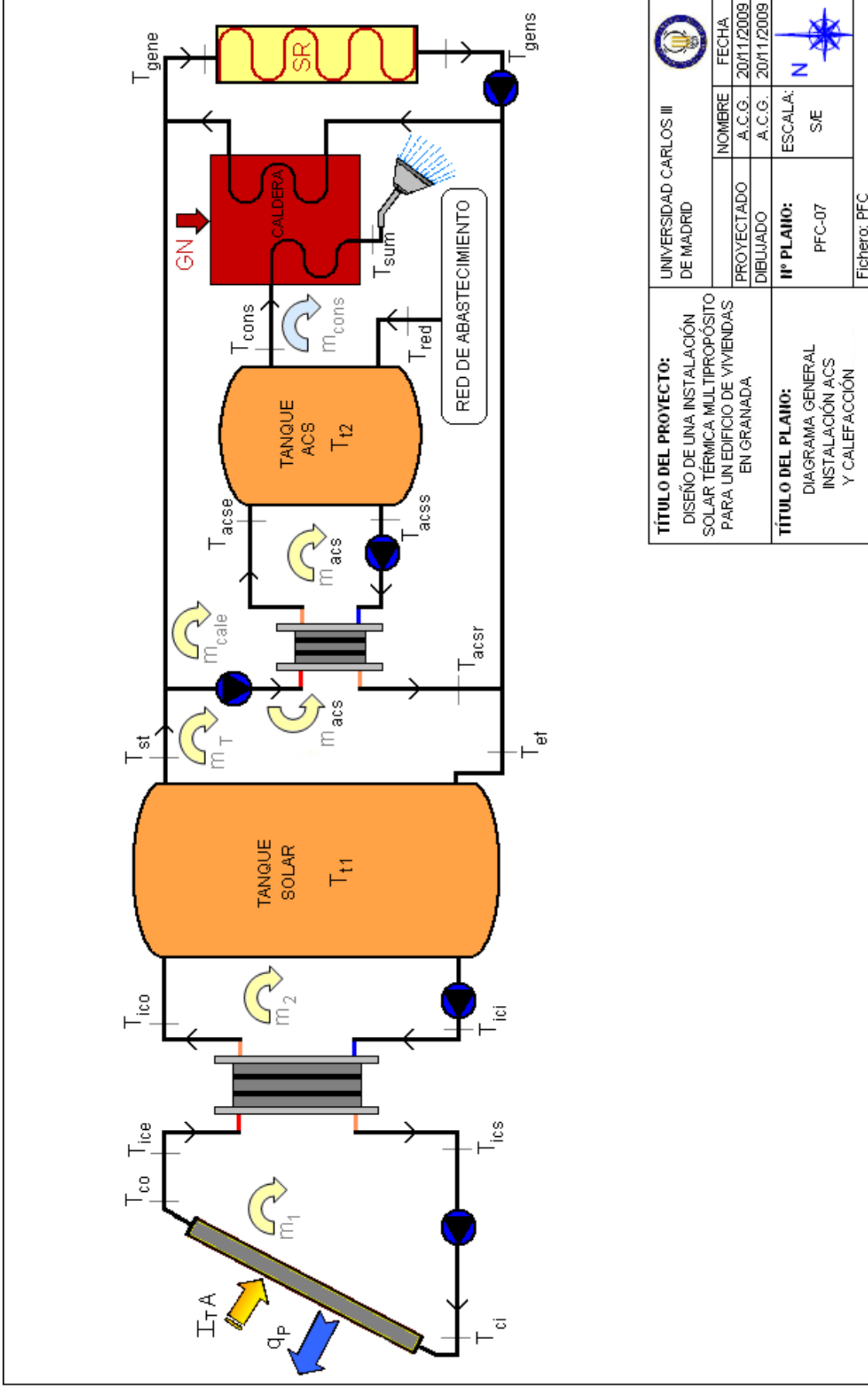


SOMBRAS

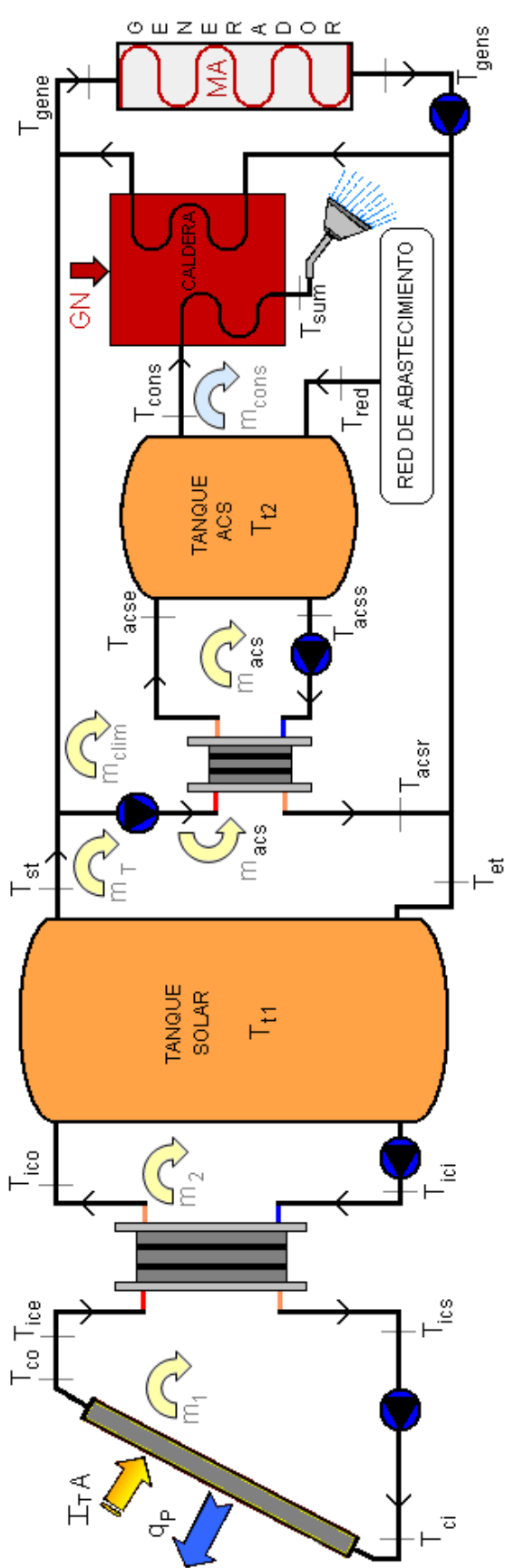
TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN GRANADA	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		
	NOMBRE	FECHA	
PROYECTADO	A.C.G.	20/11/2009	
DIBUJADO	A.C.G.	20/11/2009	
TÍTULO DEL PLANO:	ESCALA: S/E		Fichero: PFC
DISPOSICIÓN DE COLECTORES	PFC-05		





TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN GRANADA	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID	
	NOMBRE A.C.G.	FECHA 20/11/2009
DIBUJADO A.C.G.	ESCALA: S/E	
TÍTULO DEL PLANO: DIAGRAMA GENERAL INSTALACIÓN ACS	PFC-06	Fichero: PFC



TÍTULO DEL PROYECTO: DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPÓSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN GRANADA	UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID		
	NOMBRE A.C.G.	FECHA 2011/2009	
TÍTULO DEL PLANO: DIAGRAMA GENERAL INSTALACIÓN ACS Y CALEFACCIÓN	ESCALA: S/E		
	PROYECTADO A.C.G.	DIBUJADO A.C.G.	PFC-07 Fichero: PFC



UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID			
NOMBRE		FECHA	
A.C.G.		20/11/2009	
DIBUJADO		A.C.G.	
20/11/2009			
Iº PLANO:		ESCALA:	
PFC-08		S/E	
Fichero: PFC			

TÍTULO DEL PROYECTO:
 DISEÑO DE UNA INSTALACIÓN SOLAR TÉRMICA MULTIPROPOSITO PARA UN EDIFICIO DE VIVIENDAS EN GRANADA

TÍTULO DEL PLANO:
 DIAGRAMA GENERAL INSTALACIÓN ACS Y CLIMATIZACIÓN



HOJAS DE CARACTERÍSTICAS

HOJAS DE CARACTERÍSTICAS

CAPTADOR PLANO VERTICAL SELECTIVO OPS-V210

El captador plano vertical OPS-V210 posee un absorbedor de aluminio con recubrimiento selectivo (Mirotherm) con tubos verticales de cobre en disposición de parrilla, unidos al absorbedor con soldadura láser. Se ofrece con un área de 2.09 m² de superficie. Están disponibles para sistemas de circulación natural y forzada.



Información Técnica de Producto

- Material del absorbedor: láminas de aluminio y tubo de cobre.
- Tratamiento de la superficie del absorbedor: selectivo(Mirotherm).
- Material de sellado: EPDM y silicona.
- Material de la carcasa (marco y cubierta trasera): aluminio.
- Material de aislamiento: lana de roca de 40 kg/ m³, con espesor de 40 mm.
- Garantía: 10 años.

REFERENCIA		01010110/100404
Modelo		OPS-V210
Captador	Unidades	Valores
Dimensiones (Ancho x Alto xProfundo)	mm	1030 x 2030 x 92.5
Área bruta	m ²	2.09
Área de apertura	m ²	1.92
Número de cubiertas		1
Espesor de la cubierta	mm	4
Material de la cubierta		Vidrio templado de bajo contenido en hierro
Tubos verticales		9 tubos de cobre
Diámetro de los tubos verticales	mm	8
Separación entre tubos	mm	100
Tubos horizontales		2 tubos de cobre
Diámetro de los tubos horizontales	mm	22
Construcción tipo		Parrilla
Peso en vacío	kg	48.20
Peso en funcionamiento	kg	50.33
Material de la carcasa		Aluminio lacado negro
Absorbedor		
Tratamiento del absorbedor		Mirotherm
Rendimiento óptico	%	78.6
Coefficiente de pérdidas k ₁	W/m ² K	3.62
Coefficiente de pérdidas k ₂	W/m ² K ²	0.021
Aislamiento		Lana de Roca
Espesor aislamiento lateral y posterior	mm	25 / 40
Hidráulica		
Volumen fluido caloportador	litros	1.36
Fluido Caloportador		Propilenglicol
Presión de trabajo	bar	10
Presión de prueba	bar	15
Caudal recomendado	l/hm ²	50
Conexiones de tubo liso	mm	22
Temperatura de estancamiento *	°C	191
GPS		GPS-8176

* Radiación a 1000 W/m²

Solar Collector Factsheet

Ibersolar OPS-V210



Modelo	OPS-V210
Tipo	Colector plano
Fabricante	Ibersolar Energia S.A.
Dirección	Poligono Industrial Cami Ral C/ Isaac Peral 13 Nave 9 ES-08850 Gavà - Barcelona
Teléfono	+34 936 350 440
Telefax	+34 936 654 510
Email	ac@ibersolar.com
Internet	www.ibersolar.com
Fecha de ensayo	10.2008

- Ensayo de rendimiento EN12975:2006
- Ensayo de durabilidad EN12975:2006



Dimensiones

Longitud total	2.031 m
Anchura total	1.027 m
Superficie bruta	2.086 m ²
Área de apertura	1.903 m ²
Área de absorbedor	1.879 m ²
Peso vacío	41 kg

Datos técnicos

Caudal mínimo	80 l/h
Caudal nominal	140 l/h
Caudal máximo	350 l/h
Contenido de fluido	1.4 l
Presión máxima de operación	10 bar
Temperatura de estancamiento	188 °C

Montaje del captador

- En tejado con inclinación
- Integrado en tejado con inclinación
- Sobre tejado plano con estructura
- A la fachada

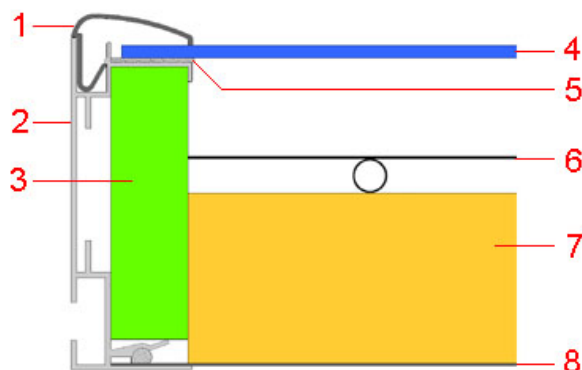
Informaciones adicionales

- Módulos disponibles en diversos tamaños
- Cubierta intercambiable

Conexiones hidráulicas

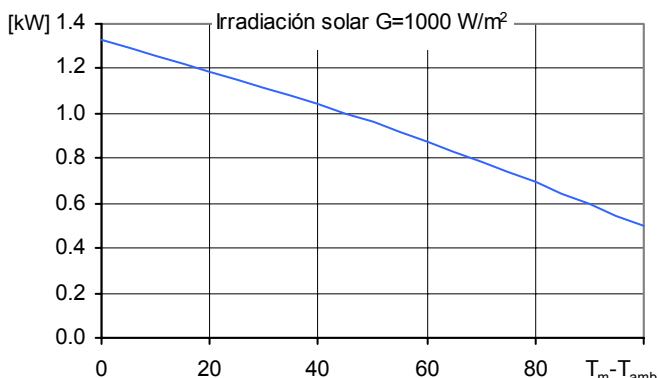
Tubo de cobre, diámetro nominal 22 mm

Construcción

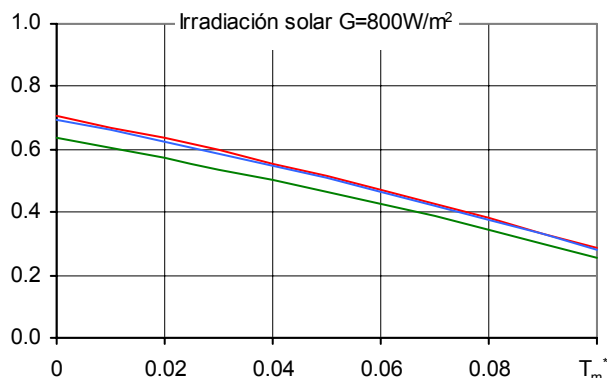


- 1 Listón de cubierta
- 2 Marco
- 3 Aislamiento térmico lateral
- 4 Cubierta
- 5 Soporte del vidrio
- 6 Absorbedor
- 7 Aislamiento térmico
- 8 Pared posterior

Rendimiento máximo W_{peak}



Eficiencia relativa η

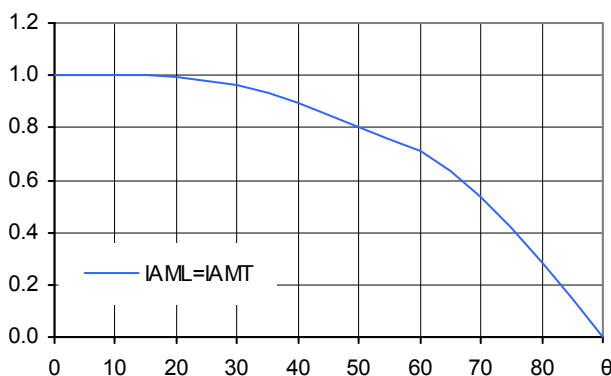


Rendimiento máximo W_{peak} 1325 W
Capacidad térmica* 5.3 kJ/K
Caudal usado para los ensayos 150 l/h
Fluido de transferencia de calor Agua-Glicol 33.3%

Área referencia	Total	Apertura	Absorbedor
η_0	0.635	0.696	0.705
a_1 [$WK^{-1}m^{-2}$]	3.04	3.34	3.38
a_2 [$WK^{-2}m^{-2}$]	0.0093	0.0102	0.0103

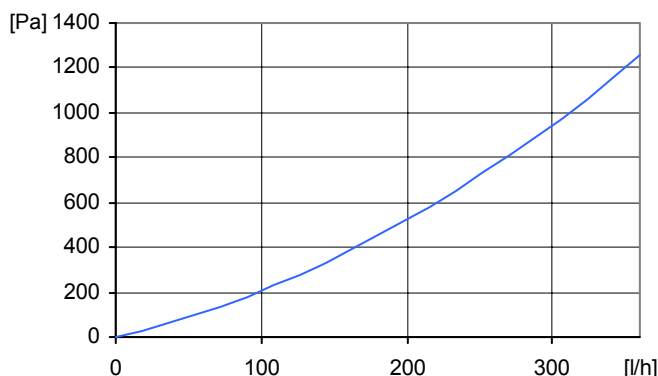
*) Capacidad térmica específica C del captador sin líquido, determinado según 6.1.6.2 del EN12975-2:2006

Modificador del ángulo IAM



K1, transversal IAM a 50° 0.80
K2, longitudinal IAM a 50° 0.80

Caída de presión Δp



Caída de presión para caudal nominal:
 $\Delta p = 320$ Pa (T=20°C)

SPF Simulación de sistemas con Polysun

Breve descripción del sistema

Clima: Suiza central, orientación del captador: Sur, agua fría 10°C, agua caliente sanitaria 50°

Agua caliente sanitaria: Fss* = 60%

Depósito 450 litros, Inclinación del captador 45°, Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Necesidad energética del sistema de referencia 4200 kWh/año

Precalentamiento del ACS: Fss* = 25%

2 depósitos: 1500 litros & 2500 litros, Inclinación del captador 30°, Agua caliente sanitaria 10'000 l/día (200 personas), Pérdida diaria de calor (circulación & depósito) 60 kWh, Necesidad energética del sistema de referencia 191'700 kWh/año

Calefacción de espacio: Fss* = 25%

Almacenamiento combinado 1200 litros, Inclinación del captador 45°, Necesidad diaria de energía 10 kWh (4-6 personas), Edificio 200 m², Construcción intermedia fuerte, bien aislada, Necesidades potencia de calentamiento 5.8 kW (temperatura exterior -8°C), Necesidades energéticas de calentamiento 12140 kWh/año, Necesidades energética del sistema referencia 16340 kWh/año

Superficie requerida**	Rendimiento solar**
------------------------	---------------------

6.36 m ² 3.3 captadores	399 kWh/m ²
---------------------------------------	------------------------

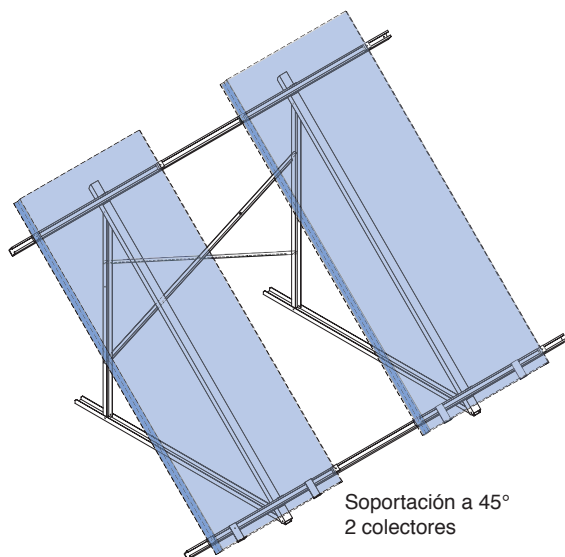
82.4 m ² 43.3 captadores	583 kWh/m ²
--	------------------------

21.0 m ² 11.0 captadores	255 kWh/m ²
--	------------------------

*) Fractional solar savings: Fracción de la energía final que, gracias al sistema solar, puede ser ahorrada comparada con un sistema de referencia.
 **) La necesidad en superficie y el rendimiento solar son definidos en relación a la superficie de apertura.



Sistemas de soportación universal



Soportación a 45°
2 colectores

Soportación básica

Soportes para colectores de energía solar térmica adaptables a cualquier colector del mercado, perfil de acabado con pestaña lateral. Diseñados para cubierta plana o cubierta inclinada con la misma pendiente que ésta. La estructura, de perfil galvanizado de gran robustez se compone del sistema de apoyo y del sistema de fijación. En el caso de cubierta plana, soportes tipo escuadra a 45° unidos por la parte posterior mediante sendos perfiles. En el caso de cubierta inclinada, ganchos para fijar a la capa de compresión o vigas, diseñados para sobrepasar la altura de la teja árabe.

COLECTOR 2,3 m ²	
S001021	Soporte 1 colector a 45° cubierta plana
S005022	Soporte 2 colectores a 45° cubierta plana
S005031	Ganchos de fijación, cubierta inclinada, 1 o 2 colectores
S005032	Marcos de fijación 1 colector
S005033	Marcos de fijación 2 colectores
COLECTOR 2,8 m ²	
S005061	Soporte 1 colector a 45° cubierta plana
S005062	Soporte 2 colectores a 45° cubierta plana
COLECTOR HORIZONTAL	
S005051	Soporte 1 colector a 45° cubierta plana



Soportación de aluminio

La estructura está diseñada para soportar diferentes modelos de colectores planos e incluye todos los elementos necesarios ser montada e instalada fácilmente por el instalador.

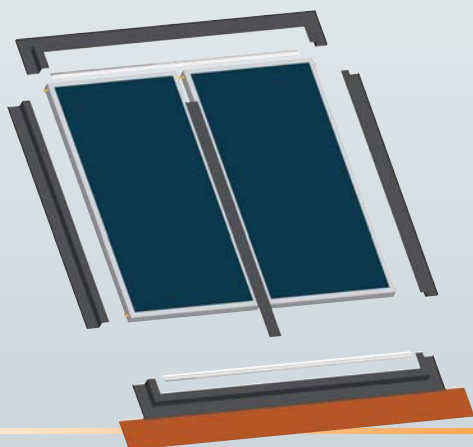
Dimensiones del captador:

Altura: hasta 2200 mm
Anchura: hasta 1100 mm
Espesor: hasta 110 mm

CARACTERÍSTICAS DEL MATERIAL:

- Materiales: En Aluminio, aleación 6063, alta resistencia y durabilidad.
- Sistema totalmente premontado incluyendo el mecanizado de los componentes proporcionando agilidad en la instalación reduciendo tiempos de montaje.
- Tornillos de sujeción y anclajes para cubierta en Inoxidable A2.

SOPORTACIÓN DE ALUMINIO CUBIERTA PLANA		SOPORTACIÓN DE ALUMINIO CUBIERTA INCLINADA	
S005071	1 colector	S005075	1 colector
S005072	2 colectores	S005076	2 colectores
S005073	3 colectores	S005077	3 colectores



Soportación integración entreteja

Los sistemas solares entreteja ESCOSOL ofrecen una excelente solución arquitectónica para su integración en la cubierta del edificio. Las conexiones y tuberías se realizan por debajo del marco de fijación consiguiendo un plano de cubierta limpio y estético. Los materiales de la soportación, en aluminio, idénticos a los del colector ofrecen una excelente calidad de acabado.

SOPORTACIÓN INTEGRACIÓN ENTRETEJA		SOPORTACIÓN INTEGRACIÓN ENTRETEJA	
S005101	1 Colector 2.0	S005106	3 Colectores 2.4
S005102	2 Colectores 2.0	S005107	1 Colectores 3.0
S005103	3 Colectores 2.0	S005108	2 Colectores 3.0
S005104	1 Colectores 2.4	S005109	3 Colectores 3.0
S005105	2 Colectores 2.4		

• ACCESORIOS HIDRÁULICOS

Código	Artículo	€
	VÁLVULAS DE SEGURIDAD PARA ENERGÍA SOLAR	
	<ul style="list-style-type: none"> • Apta para mezcla agua-glicol • Temperatura máxima 160° C • Certificado TÜV solar • Conforme directiva PED/9723/CE 	
CE 19 790	SV SOL 3,5 bar 1/2" H x 3/4" H	10,00
CE 19 791	SV SOL 6 bar 1/2" H x 3/4" H	10,00
	VÁLVULA MULTIUSO	
	<ul style="list-style-type: none"> • Facilita el llenado, vaciado y purga del circuito hidráulico. Se debe instalar en el punto más bajo del sistema para asegurar y facilitar su buen funcionamiento 	
CE 19 792	QUICKFILL 3/4" x 15 x 1	38,00
CE 19 793	QUICKFILL 3/4" x 18 x 1	38,00
CE 19 794	QUICKFILL 3/4" M x 3/4" M	32,00
CE 19 795	QUICKFILL 1" M x 1" M	32,00
	VÁLVULA MEZCLADORA TERMOSTÁTICA MMV	
	<ul style="list-style-type: none"> • Suministra el agua a una temperatura prefijada • Cabezal con bloqueo (capuchón con tornillo allen) de temperatura para evitar que el usuario lo pueda manipular • Protección antiquemaduras. En el supuesto de que falle el suministro de agua fría el paso de agua se bloquea automáticamente 	
CE 19 796	MMV 1" macho	58,00
CE 19 797	MMV 1" con racores 1/2"	75,00
CE 19 798	MMV 1" con racores 3/4"	75,00
	TUBERÍAS DE CONEXIÓN PREFABRICADAS	
	<ul style="list-style-type: none"> • Especialmente diseñadas para la interconexión rápida de los diferentes componentes de una instalación de energía solar térmica. • Diámetros en tubos de cobre desde Ø 12 a 18 mm y de acero inox. desde Ø 16 a 25 mm • Se suministran en rollos de 10 a 25 m • Aislamiento especial intemperie, resistente a los rayos ultravioleta y con protección antipájaros (deterioro por picoteo) • Diferentes soluciones de instalación 	

**EN PREPARACIÓN.
DISPONIBLE A PARTIR
DE SEPTIEMBRE 2005**


• FLUIDO CALOR-PORTANTE

Código	Artículo	€
	<ul style="list-style-type: none"> • Componente base propilenglicol • Condiciones límites de trabajo: -28 ÷ 200°C • Ficha técnica con características y garantía del fluido 	
CE 19 525	H-30 LS (074099) 10 litros.	46,00
CE 19 526	H-30 LS (074100) 20 litros	88,00
CE 19 529	ANTIFROGEN SOL VP 1981, bidón 220 Kg (aprox. 207 lts.)	494,00





2.2. Otras Energías Alternativas adaptables al Suelo Radiante:

- Energía solar.
- Recuperadores de chimeneas.
- Caldera de Carbón y Leña.
- Calor residual de procesos industriales.
- Aguas termales, etc.

VENTAJAS DEL SUELO RADIANTE

ESTÉTICA:

No hay aparatos de calefacción en la casa (radiadores, fan-coils...), resultando la decoración muy beneficiada y pudiéndose aprovechar toda la superficie de las dependencias.

SALUDABLE:

El agradable y uniforme calor de la vivienda y el suelo asegura un ambiente sano y limpio, sin acumulación del polvillo quemado, sin turbulencias de aire y sin reseca el ambiente. Por esto, el **Suelo Radiante** está especialmente recomendado para guarderías, hospitales, residencias de ancianos, etc.

CALEFACCIÓN DE VOLÚMENES CON GRANDES ALTURAS:

Como podemos ver en los gráficos de distribución de temperaturas en el **Suelo Radiante** (gráfico nº 1), a diferencia de los otros sistemas (gráficos 2, 3 y 4), el calor se distribuye hasta 2-2,5m. de altura (el espacio que ocupamos las personas), por lo que resulta ideal para la calefacción de grandes volúmenes, como vacío sobre salones, escalera y otros, ya que reduce al mínimo las pérdidas al no crear bolsas de aire caliente en los techos (típico en los otros sistemas de calefacción). Por esto, sólo el **suelo radiante** es eficaz en locales públicos como naves industriales, polideportivos, iglesias, etc.

CALEFACCIÓN DE PISCINAS:

Una aplicación poco conocida del **Suelo Radiante** es la climatización de piscinas, tanto del vaso como del suelo que las rodea. No es necesario describir la agradable sensación que produce el suelo templado en torno a la piscina con los pies descalzos.

Pero sobre todo hay que señalar que con la calefacción por **Suelo Radiante** no se remueve el agua (no hay flujo de agua caliente que entra en el vaso) Así se reduce al mínimo la evaporación, que es la mayor fuente de pérdidas de calor en una piscina.

ASLAMIENTO:

El montaje del **Suelo Radiante** se realiza durante la construcción o rehabilitación de la vivienda. Una vez levantada la tabiquería, terminadas las instalaciones de fontanería y electricidad y enlucidas las paredes.

En la instalación se aporta un aislamiento adicional al edificio que mejora notablemente los parámetros del aislamiento térmico y acústico del mismo. Esto contribuye a conseguir mayor confort y economía reduciendo costes de mantenimiento.

BAJO MANTENIMIENTO:

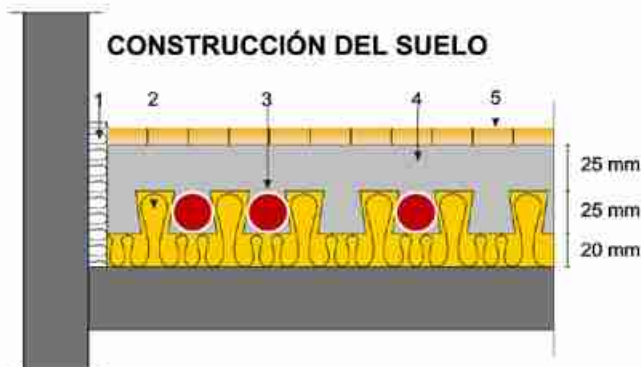
El tubo de polietileno reticulado **eval PEX** es prácticamente indestructible, para instalaciones empotradas en hormigón, cal o yeso y tampoco es atacado por la corrosión. La dilatación térmica del tubo no perjudica al pavimento.

SEGURO:

Todos los circuitos de **Suelo Radiante** empiezan y terminan en

colectores colocados por encima del suelo. No hay empalmes y la alta calidad del tubo, de polietileno reticulado **eval PEX**, asegura la total **ausencia de averías**.

En sistema de radiadores, el elevado número de empalmes y el material del tubo (metal) hacen la instalación mucho más propensa a averías.



LEYENDA:

- 1• Aislamiento plastificado 10mm. (pared).
- 2• Aislamiento moldeado, plastificado y machiembreado 20/45 mm. densidad 20kg/m³ (suelo)
- 3• Tubo Polietileno Reticulado ESAK, con barrera de Oxígeno 16x1,8 mm (+95° C a 6.0 kg/cm²).
- 4• Mortero de cemento.
- 5• Material de pavimento

PRECIO:

El **Suelo Radiante** tiene un precio muy competitivo frente a los otros sistemas, considerando:

- La seguridad y larga duración.
- El ahorro energético.
- El grado de confort.
- El aislamiento adicional aportado.
- El precio de mantenimiento y la factura anual.

En este punto es donde más destaca el **Suelo Radiante**, especialmente comparado con sistemas de muy bajo coste de instalación y muy elevados consumos, como por ejemplo el Hilo Radiante Eléctrico.

El fabricante del tubo mediante Poliza de Seguro, garantiza el perfecto funcionamiento de todas sus instalaciones POR DIEZ AÑOS.

En esak, somos especialistas en instalaciones de **Suelo Radiante**, con muchos cientos de miles de metros cuadrados instalados y en perfecto funcionamiento.

Con fecha 14-10-98, se homologó a **esak, s.a.**, como empresa certificada bajo los criterios de la Norma ISO 9002, por la CAMARA DE COMERCIO E INDUSTRIA DE MADRID.

Es un orgullo para nosotros, ser la primera empresa Nacional en el campo de la Calefacción por Suelo Radiante, que puede ofrecer esta garantía a sus clientes, cuya satisfacción es nuestro objetivo.

Máquinas accionadas por agua caliente

Máquina de simple efecto accionada por agua caliente

Modelo	Unidad	LWM-W003	LWM-W004	LWM-W005	LWM-W007	LWM-W008	LWM-W010	LWM-W012	LWM-W014	LWM-W016	LWM-W019	LWM-W021	LWM-W024	LWM-W027
Capacidad nominal de refrigeración	kW	98,5	133,6	165,3	214,5	263,7	330,5	397,3	464,1	531,0	629,4	696,2	794,7	893,1
Circuito de agua enfriada	Temp. entrada / salida	°C												
	Caudal de agua	m³/h												
	Factor de ensuciamiento	m²K/kW												
	Caída de presión	kPa												
	Medida de conexión	B(pulg)												
Circuito de agua de refrigeración	Temp. entrada / salida	°C												
	Caudal de agua	m³/h												
	Factor de ensuciamiento	m²K/kW												
	Caída de presión	kPa												
	Medida de conexión	B(pulg)												
Circuito de agua caliente	Temp. entrada / salida	°C												
	Caudal de agua	m³/h												
	Factor de ensuciamiento	m²K/kW												
	Caída de presión	kPa												
	Medida de conexión	B(pulg)												
Datos eléctricos	Fuente	V,Ph,Hz												
	Bomba absorbente Nº 1	kW(A)												
	Bomba absorbente Nº 2	kW(A)												
	Bomba de refrigerante	kW(A)												
	Bomba de purga	kW(A)												
	Tablero de control	kW(A)												
	Corriente Total	A												
	Largo(L)	mm												
Medidas	Ancho(W)	mm												
	Alto(H)	mm												
	En funcionamiento	ton												
Peso	De transporte	ton												
	Espacio para manipulación de tubería	mm												

Modelo	Unidad	LWM-W031	LWM-W034	LWM-W038	LWM-W043	LWM-W048	LWM-W054	LWM-W060	LWM-W067	LWM-W074	LWM-W081	LWM-W088	LWM-W095	LWM-W102
Capacidad nominal de refrigeración	kW	1026,8	1125,2	1258,8	1424,1	1589,4	1789,8	1986,7	2218,8	2450,8	2682,9	2915,0	3147,1	3379,1
Circuito de agua enfriada	Temp. entrada / salida	°C												
	Caudal de agua	m³/h												
	Factor de ensuciamiento	m²K/kW												
	Caída de presión	kPa												
	Medida de conexión	B(pulg)												
Circuito de agua de refrigeración	Temp. entrada / salida	°C												
	Caudal de agua	m³/h												
	Factor de ensuciamiento	m²K/kW												
	Caída de presión	kPa												
	Medida de conexión	B(pulg)												
Circuito de agua caliente	Temp. entrada / salida	°C												
	Caudal de agua	m³/h												
	Factor de ensuciamiento	m²K/kW												
	Caída de presión	kPa												
	Medida de conexión	B(pulg)												
Datos eléctricos	Fuente	V,Ph,Hz												
	Bomba absorbente Nº 1	kW(A)												
	Bomba absorbente Nº 2	kW(A)												
	Bomba de refrigerante	kW(A)												
	Bomba de purga	kW(A)												
	Tablero de control	kW(A)												
	Corriente Total	A												
	Largo(L)	mm												
Medidas	Ancho(W)	mm												
	Alto(H)	mm												
	En funcionamiento	ton												
Peso	De transporte	ton												
	Espacio para manipulación de tubería	mm												

Nota 1. Presión de agua en tuberías (Circuito de agua enfriada y de refrigeración): LWM-W003-W005: 5Kg/cm²(490kPa) / LWM-W007-W102: 8Kg/cm²(785kPa)

2. Presión estándar de vapor 8Kg/cm²(785kPa)

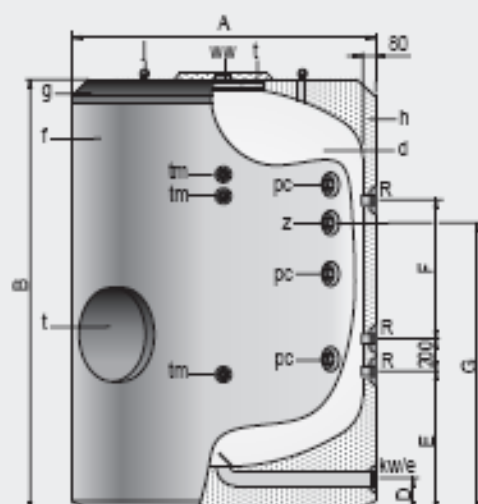
3. La corriente total está basada en 3 fases 380V/50Hz

4. Las especificaciones están sujetas de cambio sin previo aviso.



Depósitos de acero vitrificado, de 1500 a 5000 litros **lapesa**

Para acumulación



- d - Depósito acumulador A.C.S.
- f - Forro externo (opcional)
- g - Cubierta superior (opcional)
- h - Aislamiento térmico
- j - Cáncamos para transporte
- t - Boca de hombre DN400

Descripción

Depósitos de gran capacidad para acumulación de agua caliente sanitaria. Fabricados en acero vitrificado s/DIN 4753, con capacidades de 1500 a 5000 litros.

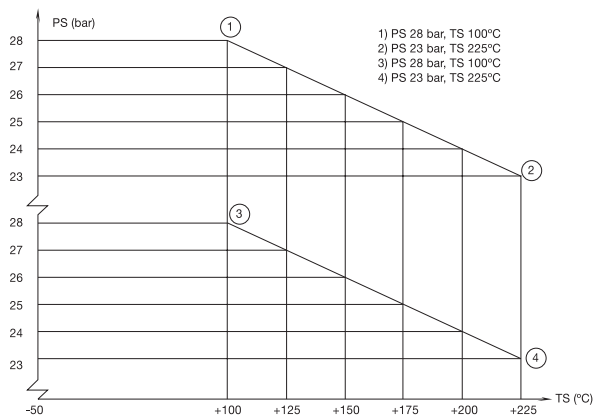
Aislados térmicamente con espuma rígida de poliuretano inyectada en molde, libre de CFC.

Todos los modelos disponen de conexiones para la incorporación de resistencias eléctricas de calentamiento como sistema principal de producción de ACS, o como sistema de apoyo.

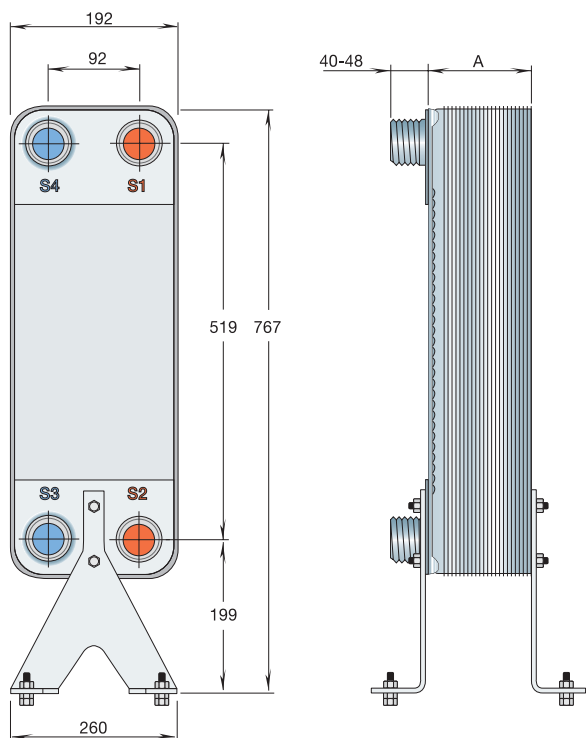
Incorporan de serie equipo de protección catódica permanente "Lapesa Correx-up" (ver pag. 36).

Características técnicas /Conexiones /Dimensiones		MVV1500RB	MVV2000RB	MVV2500RB	MVV3000RB	MVV3500RB	MVV4000RB	MVV5000RB
Capacidad de A.C.S.	l	1500	2000	2500	3000	3500	4000	5000
Temperatura máx. en continuo depósito de A.C.S.	°C	90	90	90	90	90	90	90
Presión máx. depósito de A.C.S. (*)	bar	8	8	8	8	8	8	8
Peso en vacío aprox.	Kg	300	450	630	690	755	880	1040
Cota A: diámetro exterior	mm	1300	1300	1600	1600	1600	1910	1910
Cota B: longitud total	mm	1830	2280	2015	2305	2580	2310	2710
Cota D:	mm	175	175	200	200	200	200	200
Cota E:	mm	685	685	805	805	805	875	875
Cota F:	mm	330	780	300	590	875	465	870
Cota G:	mm	1115	1500	1250	1540	1755	1450	1805
kwe: entrada agua fría/ desagüe	*GAS/M	2	2	3	3	3	3	3
ww: salida agua caliente	*GAS/M	2	2	3	3	3	3	3
z: recirculación	*GAS/M	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2
R: conexión resistencia	*GAS/M	2	2	2	2	2	2	2
tm: conexión sensores laterales	*GAS/M	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4	3/4
pc: conexión protección catódica	*GAS/M	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2	1-1/2
nº de conexiones de protección catódica	und.	2	2	3	3	3	3	3

Gráfico (AlfaNova HP 76) de presión / temperatura con homologación CE



Dimensiones estándar (mm)



A = 14 + n x 2.85
 Peso kg: 9.0 + n x 0.44 con pies
 (n = número de placas)
 Medidas en mm

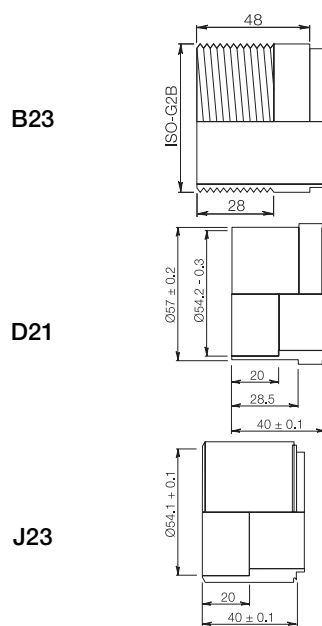
Datos estándar

Temperatura de funcionamiento mín.	-50°C
Temperatura de funcionamiento máx.	Véase el gráfico
Presión de funcionamiento mín.	Vacío
Presión de funcionamiento máx.	Véase el gráfico
Volumen por canal, litros	0.25
Caudal máx. *)	34 m³/h

Materiales estándar

Placas de cierre	Acero inoxidable AISI 316
Conexiones	Acero inoxidable AISI 316
Placas	Acero inoxidable AISI 316
Aportación AlfaFusion	Acero inoxidable AISI 316

Conexiones estándar



LISTA DE PRECIOS

P.V.P. recomendado

Tubo de cobre sanitario, norma UNE EN-1057

tub-e
for sure**OUTO
KUMPU****LISTADO DE PRECIOS / Febrero 2009**

Tubo de cobre certificado por AENOR según norma UNE EN-1057
Instalaciones de agua, gas, calefacción y otras aplicaciones similares

**tub-e**
PREMIUM

Largos 5 mts. Duro	€/metro	Rollos 50 mts. Recocido	€/metro	Largos 3 mts. Semiduro	€/metro
12 x 0,8 mm	1,99	12 x 0,8 mm	2,19	12 x 1,0 mm	2,44
15 x 0,8 mm	2,27	15 x 0,8 mm	2,60	15 x 1,0 mm	2,90
18 x 0,8 mm	2,83	18 x 0,8 mm	3,23	18 x 1,0 mm	3,62
22 x 0,9 mm	3,68			22 x 1,0 mm	4,44
28 x 0,9 mm	5,00			28 x 1,0 mm	5,84
		6 x 1,0 mm	1,42		
6 x 1,0 mm	1,39	8 x 1,0 mm	1,74		
8 x 1,0 mm	1,69	10 x 1,0 mm	2,04		
10 x 1,0 mm	1,97	12 x 1,0 mm	2,37		
12 x 1,0 mm	2,20	15 x 1,0 mm	2,81		
15 x 1,0 mm	2,50	18 x 1,0 mm	3,51		
18 x 1,0 mm	3,14	22 x 1,0 mm	4,30		
22 x 1,0 mm	3,84				
28 x 1,0 mm	5,24	15 x 1,5 mm	5,99		
35 x 1,0 mm	7,11	18 x 1,5 mm	7,29		
42 x 1,0 mm	8,75	22 x 1,5 mm	9,00		
54 x 1,2 mm	13,86				
15 x 1,5 mm	5,67				
18 x 1,5 mm	6,91				
22 x 1,5 mm	8,52				
28 x 1,5 mm	7,96				
35 x 1,5 mm	10,29				
42 x 1,5 mm	12,26				
54 x 1,5 mm	17,05				
64 x 1,5 mm	23,70				
76,1 x 1,5 mm	28,04				
88,9 x 2,0 mm	43,94				
108 x 2,0 mm	53,60				

P.V.P. recomendado en €/metro.**Fecha de entrada en vigor: 1 de Febrero de 2009-01-09.***Precios sujetos a modificaciones según condiciones de mercado.**Datos disponibles y actualizados en: www.tub-e.es/precios***OUTOKUMPU COPPER TUBES, S.A.**

Barrio Arkotxa, s/n.
48480 Zarátamo (Bizkaia) Spain
Tel. 944 579 100
Fax. 944 579 113 /14/ 15/ 16



**04 AISLANTE TUBULAR
K FLEX ST**



La solución ideal para todo tipo de instalaciones

Datos técnicos:

Conductividad térmica UNE 92/201/89	$\lambda - 20^{\circ}\text{C} = 0,033 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ $\lambda \quad 0^{\circ}\text{C} = 0,035 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$ $\lambda + 20^{\circ}\text{C} = 0,037 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$
Gama temperaturas	tubos -45°C a $+116^{\circ}\text{C}$ láminas -45°C a $+85^{\circ}\text{C}$
Factor resistencia a la difusión del vapor agua UNE 92225 EX	$\mu \geq 7000$
Absorción agua% volumen después de 28 días	$< 1,1$
Flexibilidad	Excelente
Resistencia ozono*	Buena
Olor	Insignificante

Resistencia al aceite y agua	Buena
Resistencia a U.V. y a la intemperie*	Buena
Gama fuego: BS 476 Parte 7 1987 extensión llama BS 476 Parte 5 1979 inflamabilidad Propagación fuego BS 476 Parte 6 1989	Clase 1 Clase P Clase 0
Italia CSE RF 3/77 España UNE 23727	Clase 1 controlada M1 controlada
Reducción ruido	hasta 32 dB(A)
Densidad	$65 \pm 10 \text{ Kg}/\text{m}^3$
% células cerradas	> 90

* Consulte dpto. técnico



**UNE-EN ISO 9002
ER-147/2/96**



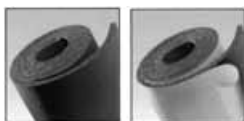
SETTORE CERTICHIM
CERTIFIED
QUALITY SYSTEM
UNI EN ISO 9002
Certificate n. 260/3

K-FLEX ST – Coquillas aislantes: largo 2 m

 Reacción al fuego M1
 DIN 1988/7

Dimensiones y contenidos:

Tubería de cobre			Tubería de hierro			6			9			13			19		
pulgadas	Ø externo mm	Ø norma DN	pulgadas	Ø externo mm	Ø norma DN	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja	esp. progr.	tipo	metros caja
1/4"	6	4				6,0	6 x 06	496	9,0	9 x 06	352						
5/16"	8	6				6,5	6 x 08	432	9,0	9 x 08	300						
3/8"	10	8	1/8"	10,2	6	6,5	6 x 10	364	9,0	9 x 10	266	13,0	13 x 10	172	19,0	19 x 10	98
1/2"	12	10				7,0	6 x 12	316	9,5	9 x 12	234	13,0	13 x 12	162	19,0	19 x 12	88
5/8"	14/15	10/-	1/4"	13,5	8	7,0	6 x 15	266	9,5	9 x 15	192	13,0	13 x 15	136	20,0	19 x 15	78
3/4"	18	15	3/8"	17,2	10	7,0	6 x 18	220	10,0	9 x 18	166	13,0	13 x 18	118	20,0	19 x 18	72
7/8"	22	20	1/2"	21,3	15	7,5	6 x 22	160	10,0	9 x 22	136	13,0	13 x 22	98	20,0	19 x 22	64
1"	25	20		25,0		7,5	6 x 25	152	10,0	9 x 25	108	13,0	13 x 25	80	20,0	19 x 25	50
1-1/8"	28	25	3/4"	26,9	20	7,5	6 x 28	130	10,5	9 x 28	98	13,5	13 x 28	78	21,0	19 x 28	48
	30	25		30,0					10,5	9 x 30	80	13,5	13 x 30	72	21,5	19 x 30	42
1-3/8"	35	32	1"	33,7	25	7,5	6 x 35	100	11,0	9 x 35	76	14,0	13 x 35	58	21,5	19 x 35	36
	38	32		38,0													
1-5/8"	42	40	1-1/4"	42,4	32	7,5	6 x 42	90	11,0	9 x 42	60	14,5	13 x 42	48	22,0	19 x 42	32
				44,5													
			1-1/2"	48,3	40				11,0	9 x 48	50	14,5	13 x 48	40	22,5	19 x 48	24
2-1/8"	54	50		54,0					11,5	9 x 54	46	14,5	13 x 54	34	23,0	19 x 54	24
2-3/8"	57	50		57,0													
			2"	60,3	50				11,5	9 x 60	46	15,0	13 x 60	32	23,5	19 x 60	22
2-5/8"	64			63,5					11,5	9 x 64	46	15,0	13 x 64	30	23,5	19 x 64	18
	70			70,0					11,5	9 x 70	40	15,0	13 x 70	26	24,0	19 x 70	18
3"	76,1	65	2-1/2"	76,1	65				11,5	9 x 76	40	15,0	13 x 76	26	24,0	19 x 76	18
	80											15,5	13 x 80	24	24,5	19 x 80	14
3-1/2"	88,9	80	3"	88,9	80				11,5	9 x 89	30	15,5	13 x 89	24	24,5	19 x 89	14
			3-1/2"	101,6/104,3					12,0	9 x 102	22	15,5	13 x 102	16	25,0	19 x 102	14
4"	108	100		108,0								15,5	13 x 108	16	25,0	19 x 108	12
4-1/2"	114	100	4"	114,3	100				12,0	9 x 114	22	16,0	13 x 114	16	25,5	19 x 114	12
				125,0								16,0	13 x 125	12	26,0	19 x 125	10
	133	125		133,0								16,0	13 x 133	12	26,0	19 x 133	8
				139,7	125				12,0	9 x 140	16	16,0	13 x 140	12	26,0	19 x 140	8
	159	150		160,0								16,0	13 x 160	12	26,0	19 x 160	8
															26,0	19 x 168	6

K-FLEX ST – ROLLOS AUTOADHESIVOS

 Rollos alto 1 m color negro.
 Reacción al fuego M1
 Suministramos rollos de 1,5 m
 alto, bajo demanda

tipo	Espesor mm	Formato m	m ² /cartón
PL/R06	6	30 x 1	30
PL/R10	10	20 x 1	20
PL/R13	13	14 x 1	14
PL/R19	19	10 x 1	10
PL/R25	25	8 x 1	8
PL/R32	32	6 x 1	6
PL/R40	40	4 x 1	4
PL/R50	50	4 x 1	4

K-FLEX ST – PLANCHAS

 Planchas de 2x1 m color negro.
 Reacción al fuego M1

tipo	Espesor mm	Formato m	m ² /cartón
PL/06	6	2 x 1	48
PL/10	10	2 x 1	32
PL/13	13	2 x 1	24
PL/19	19	2 x 1	16
PL/25	25	2 x 1	12
PL/32	32	2 x 1	10

PROBLEMÁTICAS DE CORROSIÓN SOBRE TUBERÍAS DE COBRE Y ACERO

DIN 1988/7 (normas técnicas para instalación de tuberías de agua potable, a fin de evitar daños por corrosión y la formación de incrustaciones).

"Tubazioni in edifici" edición Diciembre 1988.

"Los materiales aislantes para tuberías de cobre deben estar libres de nitrilo y pueden contener un porcentaje máximo de amoníaco que no supere el 0,2%.
Los materiales aislantes para tuberías de acero inoxidable no deben superar un porcentaje máximo de iones de cloruro hidrosolubles de 0,05%".

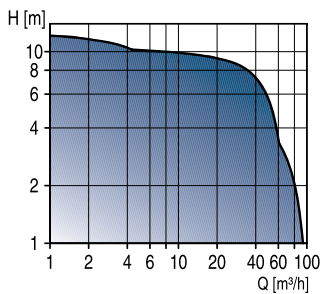
K-FLEX ST fue certificado con fecha 20/7/94 como material aislante que respeta las exigencias de dicha norma.

Certificado nº 94 0687.



GRUNDFOS MAGNA, Serie 2000

Bombas circuladoras, del tipo de rotor encapsulado, controladas electrónicamente



Datos técnicos

Caudal, Q: máx. 90 m³/h
 Altura, H: máx. 12 m
 Temp. líquido: +15°C a +110°C
 Presión sistema: máx. 10 bar

Aplicaciones

Circulación de agua caliente en

- Sistemas de calefacción para bloques de viviendas, colegios, hospitales, hoteles, industria, etc.

Características y ventajas

- Silenciosa
- Bajo consumo
Clasificación energética: Clase A
- Amplia gama
- Ajuste automático del funcionamiento
- Instalación sencilla, sin necesidad de equipos o ajustes adicionales
- Selección segura.

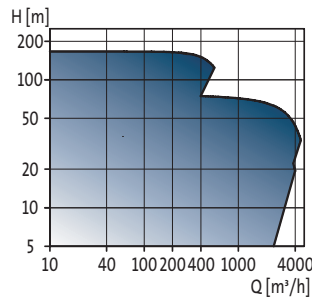
Opcional

- Cuerpo de bomba de acero inoxidable
- Versiones dobles
- Control remoto inalámbrico, R100
- Comunicación GENIBus o LON.



TP

Bombas circuladoras, del tipo de acoplamiento corto



Datos técnicos

Caudal, Q: máx. 4600 m³/h
 Altura, H: máx. 170 m
 Temp. líquido: -25°C a +150°C
 Presión sistema: máx. 25 bar

Aplicaciones

Circulación de agua caliente o fría en

- Sistemas de calefacción
- Plantas de calefacción de distritos
- Plantas de calefacción local
- Sistemas de agua caliente sanitaria
- Sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Características y ventajas

- Diseño compacto
- Amplia gama
- Motor estándar
- Mantenimiento fácil
- Varios tipos de cierre dependiendo del líquido, temperatura y presión.

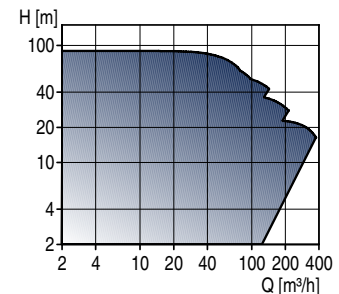
Opcional

- Carcasa de la bomba en bronce
- Versiones dobles.



TPE Serie 2000

Bombas centrífugas monocelulares, controladas electrónicamente



Datos técnicos

Caudal, Q: máx. 370 m³/h
 Altura, H: máx. 90 m
 Temp. líquido: -25°C a +140°C
 Presión sistema: máx. 16 bar

Aplicaciones

Circulación de agua caliente o fría en

- Sistemas de calefacción
- Sistemas de agua caliente sanitaria
- Sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Características y ventajas

- Bajo consumo
- Adaptable a las condiciones de funcionamiento existentes
- Instalación sencilla

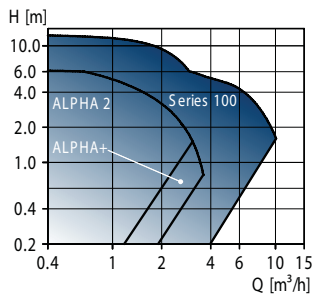
Opcional

- Funcionamiento en paralelo
- Control remoto inalámbrico, R100
- Comunicación mediante GENIBus o LON
- Versiones dobles.



GRUNDFOS ALPHA Pro, GRUNDFOS ALPHA+, UPS, UP Serie 100

Bombas circulatoras, del tipo de rotor encapsulado



Datos técnicos

Caudal, Q: máx. 10 m³/h
 Altura, H: máx. 12 m
 Temp. líquido: -25°C a +110°C
 Presión sistema: máx. 10 bar

Aplicaciones

Circulación de agua caliente o fría en

- Sistemas de calefacción
- Sistemas de agua caliente sanitaria
- Sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Características y ventajas

- Bajo consumo
Clasificación energética clase A a C
- Libre de mantenimiento
- Silenciosa
- Amplia gama.

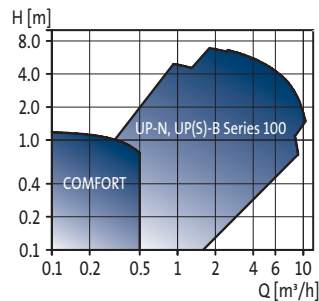
Opcional

- Ajuste automático del funcionamiento
- Pantalla de consumo instantáneo
- Ajuste automático de funcionamiento nocturno
- Instalación fácil, enchufe externo para conexión eléctrica
- Ajuste para funcionar con 1, 2 ó 3 velocidades
- Versiones dobles.



GRUNDFOS COMFORT UP-N, UP(S)-B Serie 100

Bombas circulatoras, del tipo de rotor encapsulado



Datos técnicos

Caudal, Q: máx. 10,5 m³/h
 Altura, H: máx. 7 m
 Temp. líquido: -25°C a +110°C
 Presión sistema: máx. 10 bar

Aplicaciones

Circulación de agua caliente o fría en

- Recirculación de agua caliente sanitaria
- Sistemas de calefacción
- Sistemas de agua caliente sanitaria
- Sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Características y ventajas

- Libre de mantenimiento
- Silenciosa
- Bajo consumo
- Amplia gama
- Cuerpo de bomba en acero inoxidable, latón o bronce, resistente a la corrosión (según tipo de bomba).

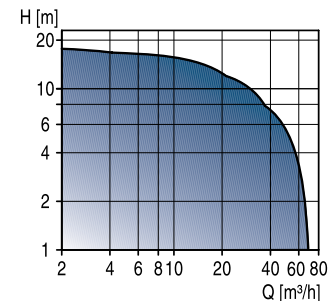
Opcional

- Temporizador de 24 horas
- Termostato ajustable.



UPS Serie 200

Bombas circulatoras, del tipo de rotor encapsulado



Datos técnicos

Caudal, Q: máx. 70 m³/h
 Altura, H: máx. 18 m
 Temp. líquido: -10°C a +120°C
 Presión sistema: máx. 10 bar

Aplicaciones

Circulación de agua caliente o fría en

- Sistemas de calefacción
- Sistemas de agua caliente sanitaria
- Sistemas de refrigeración y aire acondicionado.

Características y ventajas

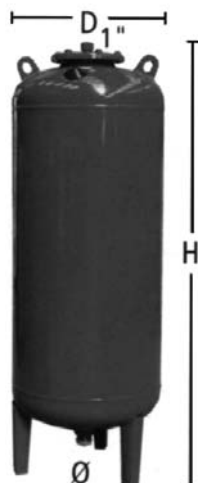
- Libre de mantenimiento
- Interruptor térmico integrado
- Silenciosa
- Bajo consumo
Clasificación energética hasta clase B
- Monofásica con módulo de protección incorporado
- Amplia gama.

Opcional

- Módulo de protección
- Módulo relé con señal de fallo o potencia de funcionamiento
- Carcasa de la bomba en bronce
- Versiones dobles.

09 COMPLEMENTOS PARA INSTALACIONES DE ENERGÍA SOLAR TÉRMICA

• Vasos expansión energía solar



Código	Artículo	Capacidad l	Presión máx. bar	Dimensiones D x H	Conex. de agua Ø	Precarga bar	€
<ul style="list-style-type: none"> • Temperatura máxima: 130°C • Precarga: 2,5 bar • Apto para el uso hasta 50% anticongelante 							
MEMBRANA FIJA							
SO 09 021	5 SMF	5	10	200x240	3/4"	2,5	22,88
SO 09 022	8 SMF	8	10	200x335	3/4"	2,5	24,96
SO 09 023	12 SMF	12	10	270x304	3/4"	2,5	28,08
SO 09 024	18 SMF	18	10	270x405	3/4"	2,5	30,16
SO 09 025	24 SMF	24	8	320x425	3/4"	2,5	35,36
MEMBRANA INTERCAMBIABLE							
SO 09 026	35 SMR-P	35	10	360x615	1"	2,5	102,96
SO 09 027	50 SMR-P	50	10	360x750	1"	2,5	132,08
SO 09 028	80 SMR-P	80	10	450x750	1"	2,5	165,36
SO 09 029	100 SMR-P	100	10	450x850	1"	2,5	240,24
SO 09 030	220 SMR	200	10	485x1400	1-1/2"	2,5	510,64
SO 09 031	350 SMR	300	10	485x1965	1-1/2"	2,5	647,92
SO 09 032	500 SMR	500	10	600x2065	1-1/2"	2,5	912,08
SO 09 033	700 SMR	700	10	700x2215	1-1/2"	2,5	1.538,16

DIMENSIONAMIENTO DEL VASO DE EXPANSIÓN (*):

Nº colectores		Contenido de agua en litros			Capacidad del vaso
ESCOSOL 2800 S (**)	ESCOSOL 2500 (***)	Colectores + instalación	Intercambiadores	total	
1	2	3,6	15	18,6	12
2	4	7,2	15	22,2	18
4	8	14,4	21	35,4	25
6	12	21,6	42	63,6	50
8	15	28,8	42	70,8	80
10	20	36	60	96	80
12	26	43,2	65	108,2	100
16	35	57,6	80	137,6	150
20	–	72	85	157	150
24	40	86,4	85	171,4	200
28	–	100,8	90	190,8	200
32	60	115,2	100	215,2	300
36	–	129,6	110	239,6	300
40	75	144	120	264	300
44	–	158,4	150	308,4	300
48	90	172,8	150	322,8	350
52	–	187,2	180	367,2	350
60	110	216	200	416	500
70	120	252	250	502	500
80	140	288	300	588	700

(*) Exclusivamente como valor orientativo



(**) Presión de llenado: 3,5 bar. Máxima presión de trabajo: 6 bar.


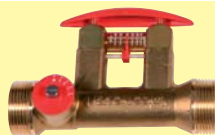
(***) Presión de llenado: 1,5 bar. Máxima presión de trabajo: 3 bar.



Complementos para instalación

Válvula de seguridad, mezcladoras termostáticas, multiuso, Reguladores de caudal, vasos de expansión...

	VÁLVULA DE SEGURIDAD			VÁLVULAS MEZCLADORAS TERMOSTÁTICAS	
	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN		CÓDIGO	DESCRIPCIÓN
	S007221	SV SOL 3,5 BAR		S007261	MMV-C 1" M
	S007222	SV SOL 6 BAR		S007262	MMV-C 1" a 1/2"
		S007263	MMV-C 1" a 3/4"		

REGULADORES DE CAUDAL									
MODELO	INLINE					BYPASS			
CÓDIGO	S005621	S005622	S005626	S005627	S005628	S005623	S005624	S005625	S005629
descripción	SETTER M-H 3/4" x 1/2"	SETTER M-H 3/4" x 1/2"	SETTER M-H 3/4" x 1/2"	SETTER M-M 3/4" x 3/4"	SETTER M-H 1" x 1"	SETTER H-H 1" x 1"	SETTER H-H 1 1/4" x 1 1/4"	SETTER DN 65	SETTER H-H 1 1/2" x 1 1/2"
	3-12	0,6-2,4	2-8	3-12	10-40	8-30	10-40	60-325	20-70
									

IT 2.3.3 Sistemas de distribución de agua

Cuando exista más de una unidad terminal, de cualquier tipo (p. ejem. solar distribuida) se deberá comprobar el correcto equilibrado hidráulico de los diferentes ramales.

Cuando exista más de un grupo de captadores solares en el circuito primario del subsistema de energía solar, se deberá probar el correcto equilibrado hidráulico de los diferentes ramales de la instalación.

	VÁLVULA MULTIUSO			VÁLVULAS DE EQUILIBRADO H-H			VÁLVULAS DE EQUILIBRADO H-H (incorpora válvula de bola con palanca)	
	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN		CÓDIGO	DESCRIPCIÓN		CÓDIGO	DESCRIPCIÓN
	S007231	QUICKFILL 3/4" x 15 x 1		S014701	DN 15 con tomas de 1"		S014801	DN 15 con tomas de 1"
	S007232	QUICKFILL 3/4" x 18 x 1		S014707	DN 20 con tomas de 1"		S014804	DN 20 con tomas de 1"
S007233	QUICKFILL 3/4" x 3/4"	S014713	DN 25 con tomas de 1"					
S007234	QUICKFILL 1" x 1"							



VASOS DE EXPANSIÓN													
CÓDIGO	MEMBRANA FIJA						MEMBRANA INTERCAMBIABLE						
	S009021	S009022	S009023	S009024	S009025	S009026	S009027	S009028	S009029	S009030	S009031	S009032	S009033
descripción	5 SMF	8 SMF	12 SMF	18 SMF	24 SMF	35 SMR-P	50 SMR-P	80 SMR-P	100 SMR-P	220 SMR	350 SMR	500 SMR	700 SMR
capacidad	L	5	8	12	18	24	35	50	80	100	200	300	500
presión max.	bar	10	10	10	10	8	10	10	10	10	10	10	10
Temperatura máxima	°C	130 °C											
Precarga	bar	2,5 bar											



GRUPOS HIDRÁULICOS	
CÓDIGO	DESCRIPCIÓN
S014201	Grupo hidráulico ESCOSOL EPP-ISOL 1-13 l/min. SOLAR 15-60
S014202	Grupo hidráulico ESCOSOL EPP-ISOL 1-13 l/min SOLAR 15-80
S014203	Grupo hidráulico ESCOSOL EPP-ISOL 8-30 l/min SOLAR 15-80
S014210	Kit para conexión vaso de expansión
S014221	Grupo hidráulico ESCOSOL FLOWCON XL TOP -S 30/10-3
S014231	Grupo hidráulico integrado al acumulador ESCOSOL FLOWSTAR-RSF
S014232	Alargadera de conexión grupo hidráulico-acumulador
S014241	Bomba de llenado manual
S014242	Bomba de llenado para bidón

CARACTERÍSTICAS GENERALES

THERMOSYSTEM CONDENS

es una nueva gama de calderas de condensación de **hasta 280 kW** y **altas prestaciones** para instalaciones centralizadas de calefacción y ACS. El sistema admite instalaciones en secuencia de varias calderas para alcanzar potencias de mayor envergadura.

Potencias totales según modelo:	80kW, 120kW, 160kW, 200kW, 240kW, 280kW
Dimensiones y peso reducidos que facilitan su instalación en ubicaciones de otro modo no practicables	
Gran capacidad de modulación :	12% - 100% de la potencia nominal
Alta eficiencia estándar:	110,5%
Funcionamiento silencioso (<50dB)	
Baja emisión de gases :	NOx<60 mg/kWh, CO<20 mg/kWh
Totalmente pre-ensamblada	
Operatividad óptima : reparto automático del funcionamiento de sus componentes según horas de funcionamiento para garantizar un uso homogéneo y óptimo de los mismos	
Conjunto de accesorios para la oferta de un sistema completo	
Posibilidad de funcionamiento en salas cerradas	
Panel de usuario con display alfanumérico para la programación con acceso a todos los parámetros internos	



Encendido electrónico e ionización de llama

Quemador modulante de acero inoxidable para cada unidad de potencia

Cuerpo de caldeo en fundición de aluminio/silicio

Ventiladores/Extractores modulantes con control electrónico

Intercambiador compacto en V

Filtro de aire para prevención de la suciedad ambiental

Conducción de condensados

Homologaciones para B23, C13, C33, C43, C53, C83

Autodiagnóstico

Regulación integrada mediante sonda exterior

Conexión a termostato ON/OFF ó 0-10V

Control de la tª individual de cada módulo y tª global de la caldera

Seguridades anti-hielo y falta de agua



Complementos para instalación

Disipadores de calor

Cumple con la norma UNE-EN 12828 y las indicaciones del Código Técnico de la Edificación, HE 4 apartado 3.2.2.3.1 Protección contra sobrecalentamientos "se deben dotar a las instalaciones solares de dispositivos de control manuales automáticos que eviten los sobrecalentamientos de la instalación..."

Circulación forzada

Nueva gama de disipadores de calor ESCOSOL. Diseñados para su instalación a la intemperie. Ventilador helicoidal con rejilla de protección impulsando contra batería. Sistema de soportación incorporado.

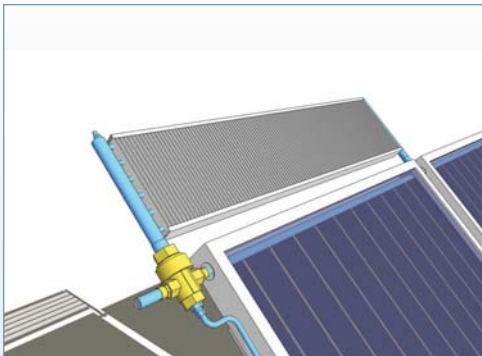


CÓDIGO	ARTÍCULO	m ² colector	Potencia disp. kW	CÓDIGO	ARTÍCULO	m ² colector	Potencia disp. kW
SO 13 021	BD 08	10	8	SO 13 033	BD 120	150	120
SO 13 022	BD 16	20	16	SO 13 034	BD 144	180	144
SO 13 023	BD 24	30	24	SO 13 035	BD 160	200	160
SO 13 024	BD 32	40	32	SO 13 036	BD 184	230	184
SO 13 025	BD 40	50	40	SO 13 037	BD 200	250	200
SO 13 026	BD 48	60	48	SO 13 038	BD 224	280	224
SO 13 027	BD 56	70	56	SO 13 039	BD 240	300	240
SO 13 028	BD 64	80	64	SO 13 040	BD 264	330	264
SO 13 029	BD 72	90	72	SO 13 041	BD 288	360	288
SO 13 030	BD 80	100	80	SO 13 042	BD 320	400	320
SO 13 031	BD 96	120	96	SO 13 043	BD 360	450	360
SO 13 032	BD 112	140	112	SO 13 044	BD 400	500	400

Circulación por gravedad

Sistema de disipación sin componentes eléctricos. Disipan el exceso de calor de las instalaciones, generado por la baja demanda de ACS o por falta de fluido eléctrico.

Prolongan la vida de las instalaciones y eliminan las intervenciones por mantenimiento preventivo. Diseñados para cualquier colector del mercado y específicos para los colectores ESCOSOL, diseñados para soportarse directamente al colector, lo que simplifica su instalación, incorporan la conexión by-pass para mantener la temperatura constante en válvula. Baterías de 3 o 4 colectores, por disipador, en función de la zona climática.



CÓDIGO	DESCRIPCIÓN	CÓDIGO	DESCRIPCIÓN
SO12021	Válvula termostática	SO12042	Disip 2 batería de disipación 1260 W
SO12031	ESCOSOL DISIP 3-4 2300	SO12043	Disip 3 batería de disipación 2000 W
SO12032	ESCOSOL DISIP 3-4 2800	SO12044	Disip 4 batería de disipación 3000 W
SO12041	Disip 1 batería de disipación 758 W	SO12045	Disip 5 batería de disipación 4000 W



Intercambiadores de placas

Gama completa de intercambiadores de placas en acero inoxidable, desmontables y soldados. Amplia gama de modelos desmontables: T2, T5, M3M, y M6M de suministro inmediato, los montamos en nuestros talleres de Barcelona y Sevilla. El departamento técnico de SALVADOR ESCODA pone a disposición de sus clientes el apoyo necesario para el cálculo y dimensionamiento del intercambiador en función del tipo y tamaño de la instalación. Los modelos para energía solar incorporan juntas EPDM, especiales para alta temperatura.

PLACAS DESMONTABLES					MODELOS PLACAS SOLDADAS					
MODELO	TIPO DE PLACA	dimensiones mm		campo de aplicación estimado		MODELO	dimensiones mm		campo de aplicación estimado	
		ancho x alto	fondo min / max	KW	KW		ancho x alto	fondo min / max	KW	KW
T2	T2BH	140 x 380	138 / 248	8	50	CB 14	78 x 208	41 / 102	15	40
M3M	M3H	180 x 480	240 / 500	15	60	CB 27	111 x 310	52 / 297	40	150
T5	T5ML	245 x 742	150 / 350	50	160	CB 52	111 x 526	34 / 250	60	300
M6M	M6ML	320 x 920	575 / 1425	140	260	CB 76	191 x 618	67 / 438	100	800