UNIVERSITAT DE BARCELONA

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE CATALUNYA

APROVECHAMIENTO DE UN RECURSO GEOTÉRMICO DE BAJA ENTALPÍA PARA AGUAS TERMALES, CLIMATIZACIÓN Y AGUA CALIENTE SANITARIA DE UN BALNEARIO

MEMORIA

Autor: Andrea López Pons

Director: Miguel Villarrubia

Convocatoria: Enero 2009

Màsters Universitaris

Màster Interuniversitari UB-UPC d'Enginyeria en Energia

En el presente informe se ha estimado el consumo energético anual de un Hotel- Balneario situado en zona de montaña donde la demanda de calefacción es muy elevada.

A partir del caudal de agua geotérmica de concesión se ha evaluado el ahorro energético que supone disponer de este recurso comparado con un sistema convencional de calefacción.

Se ha diseñado una posible instalación térmica aprovechando la geotermia para abastecer el consumo de calefacción, aire acondicionado y agua caliente sanitaria. Se ha evaluado la utilización de Free-Cooling como medida de ahorro de aire acondicionado y se ha dimensionado el sistema de apoyo a la geotermia.

INDICE

1. Objetivo 1
2. Antecedentes 1
3. Situación 1
4. Recurso geotérmico 2
4.1. CARACTERÍSTICAS AGUA TERMAL 2
4.2. EXPLOTACIÓN DEL RECURSO 2
5. Estudio arquitectónico del edificio 3
5.1. SUPERFICIE Y VOLUMEN DEL EDIFICIO 3
5.2. TEMPERATURA INTERIOR DE PROYECTO 4
5.3. RÉGIMEN DE OCUPACIÓN 5
6. Cálculo de potencia térmica 6
6.1. CALEFACCIÓN 6
6.1.1. Potencia instalación sin recuperación de calor del aire de renovación 6
6.1.2. Recuperación de calor del aire de descarga de ventilación 7
6.1.3. Curva monótona de demanda de potencia 10
6.2. AGUA CALIENTE SANITARIA 11
6.3. Climatización Piscinas Termales 13
6.3.1. Descripción piscinas térmicas 14
6.3.2. Balance energético climatización piscinas 14
6.3.3. Necesidades del aire ambiente - DESHUMIDIFICACIÓN 16
6.4. Aire Acondicionado 18
6.4.1. Potencia refrigeración 18
6.4.2. Free-Cooling 23
7. Demanda consumo energético mensual 29
8. Descripción Instalación térmica 32
8.1. Descripción general 32
8.2. Sistema de distribución - Suelo Radiante 35
8.3. Sistema de distribución -Fan Coils 37
8.4. Sistema de apoyo - Bombas de Calor 39
9. Ahorro energético 44
10. Conclusiones 47
11. Bibliografía 49

ANEXOS

ANEXO 1: DISTRIBUCIÓN ESTANCIAS BALNEARIO..... I

ANEXO 2: CÁLCULO POTENCIA Y CONSUMO CALEFACCIÓN..... IV

ANEXO 3: ESQUEMA INSTALACIÓN TÉRMICA..... V

ANEXO 4: METODOLOGÍA CÁLCULO POTENCIA CLIMATIZACIÓN PISCINAS..... VI

ANEXO 5: METODOLOGÍA CÁLCULO CARGAS TÉRMICAS (VERANO).....IX

ANEXO 6: TABLAS CÁLCULO CARGAS TÉRMICA (VERANO)..... XV

ANEXO 7: DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA DEL REFRIGERANTE HCF 134a.....XVIII

ANEXO 8: CÁLCULO DIMENSIONAMIENTO SUELO RADIANTE.....XIX

1. Objetivo

Satisfacer la demanda energética de calefacción, refrigeración y agua caliente sanitaria y la demanda de agua termal de un hotel-balneario situado en la comarca de La Val d'Aran, en las proximidades de Viella. Se aprovechará un recurso geotérmico a distintos niveles de temperatura, a través del uso conjunto geotermia-bomba de calor. Se pretende conseguir un grado elevado de autoabastecimiento energético para así reducir el uso de combustibles sólidos.

2. Antecedentes

Las tecnologías actuales utilizan los reservorios en circuitos cerrados obteniendo así un equilibrio extracción-reinyección que garantiza la sostenibilidad del yacimiento.

3. Situación

El hotel-balneario se sitúa en una pequeña población de montaña en la Vall d'Aran cercana a Francia en la provincia de Lleida. Las fuentes termales se encuentran a poca distancia del balneario.

Figura 3.1.: Situación balneario

El hotel-balneario se encuentra a 900m sobre el nivel del mar aproximadamente. Latitud: 42°42' Norte y Longitud: 0°48 Este.

La Vall d'Aran es la única comarca del Pirineo catalán con clima atlántico. La comarca, dotada de un relieve montañoso repleto de picos de gran altitud, presenta una orientación dominante de sureste a noroeste . Ese factor, unido a la existencia de la llanura de Aquitania, permite la entrada del aire húmedo del Atlántico que proporciona un ambiente fresco y húmedo durante todo el año, con abundantes precipitaciones.

Las montañas que circundan el valle retienen gran parte de la humedad del aire en forma de lluvia o de nieve, favoreciendo ambientes húmedos incluso en verano.

Así, en Vielha, se registra una precipitación media de 918,9 mm. anuales y una temperatura media mensual que oscila entre los 2,6º de enero y los 17,8º de julio. La humedad constante ha favorecido la persistencia de una vegetación verde y de abundantes zonas de pastos.

	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Sep.	Oct.	Nov.	Dic.
TEMP. MEDIA MÍNIMA	-2,3	-2,4	0,8	2,6	5,5	8,6	11,0	10,8	8,4	5,0	1,1	-1,0
TEMP. MEDIA MÁXIMA	7,5	8,9	12,7	14,0	18,0	21,6	24,6	24,6	21,8	17,3	11,0	7,4
TEMP. MEDIA MENSUAL	2,6	3,2	6,8	8,3	11,8	15,1	17,8	17,7	15,1	11,1	6,0	3,1

Tabla 3.1.:Temperaturas medias mínimas y máximas y temperaturas medias (Zona Vall d'Aran) – Servicio Metereológico Nacional

4. Recurso geotérmico

4.1. Características agua termal

El yacimiento hidrotermal explotado presenta una muy baja mineralización y una gran estabilidad química en el tiempo. A continuación se presenta una media de las características hidrogeoquímicas de los análisis.

PARÁMETROS	VALORES MEDIOS
FÍSICO-QUIMICOS	
Temperatura (ºC)	40
pH	9,7
Eh (mV)	-330
Conductividad (µS/cm)	92
CONCENTRACIONES (mg/l)	
HCO_3^-	9
SO_4^{2-}	22
Cl^-	12
F^-	0,70
SIO_2	36
NO_3^-	0,1
B	0,15
Na^+	27
K^+	0,9
Ca^{2+}	2,4
Mg^{2+}	0,2
NH_4^+	0,02
Fe^{2+}	0,1
Li^+	0,012
GASES DISUELTOS (%V)	
CO_2	0,35
CH_4	0,21
H_2	0,04
O_2	0,6
N_2	99
He	0,027

Tabla 4.1.1: Características hidroquímicas de las aguas termales utilizadas - Fuente I.T.G.E. (1984)

Se utilizará de forma directa el agua geotérmica en las piscinas térmicas, debido a sus propiedades terapéuticas. En las restantes aplicaciones – Agua Caliente Sanitaria y Climatización- su uso será indirecto, mediante intercambiadores y bomba de calor.

4.2. Explotación del recurso

En función del grado de explotación -caudal másico extraído del pozo- el recurso geotérmico tendrá una vida útil determinada. Al extraer una fracción pequeña del yacimiento y reinyectar nuevamente en el pozo el agua geotérmica a una temperatura intermedia se prevé una vida útil de la explotación de 50 años.

El caudal de concesión es de 60 m^3 /h.

5. Estudio arquitectónico del edificio

En el Anexo 1 se muestran los planos del edificio y se define la utilización de cada estancia. También se incluyen algunos datos utilizados para calcular la carga de calefacción.

No es el objetivo de este informe enumerar las soluciones arquitectónicas que pueden minimizar las cargas térmicas globales del edificio. Sin embargo, es importante resaltar, que debido a la climatología de la zona, sería prioritario minimizar las cargas térmicas de calefacción ya que son muy superiores a las de refrigeración. En términos generales, una correcta distribución de estancias y cerramientos en función de la radiación solar y el viento, así como la utilización de materiales de construcción adecuados, puede repercutir en un ahorro energético considerable.

Cabe destacar que la Zona 5 de edificio, donde se ubica el Templarium, también se aprovecha como Solarium. Por este motivo, las paredes son translúcidas. El uso de este material provoca pérdidas térmicas por infiltraciones que no se compensan con la radiación solar recibida. Se ha valorado más el confort y la estética al tratarse de una instalación lúdica.

5.1. Superficie y volumen del edificio

El hotel-balneario consta de dos plantas. En la primera planta se encuentran las instalaciones termales, las instalaciones deportivas y el servicio de cafetería. En la segunda planta se sitúan las habitaciones de hotel. La recepción tiene doble altura y la prolongación de la primera planta, donde se encuentra el Templarium y el Solarium, está vidriada. El área de la instalación es de 2.361 m^2 y el volumen total de 8.755 m^3.

Primera planta

		Superficie (m^2)	Volumen (m^3)
ZONA 1	Cocina	44	154
	S. Estética	83	289
	S. Meditación	39	135
	Distribuidor	56	195
	S. Musculación	56	195
	Vestuario	28	98
	Secretaría-Gerencia	44	154
	Gimnasio	121	424
ZONA 2	RECEPCIÓN (doble techo)	294	2.058
ZONA 3	Recepción Balneario	28	99
	Aseos	40	140
	Vestuarios/Duchas	88	309
	S. Masajes/Bar/Rayos UVA	157	548
ZONA 4	B. termal 36ºC/25ºC	157	548
ZONA 5	Zona 5A	112	588
	Zona 5B	77	359
	TOTAL (Primera Planta)	1.422	5.468

Tabla 5.1.1.: Superficies y volúmenes de la primera planta del edificio

Segunda planta (Habitaciones hotel)

El hotel consta de 32 habitaciones de igual superficie, 27,5 m², distribuidas en dos alas. Cada ala tiene 16 habitaciones y el acceso a ellas es independiente. La habitación de hotel está formada por un dormitorio, un distribuidor y un baño. Para el cálculo de las cargas térmicas se ha considerado el conjunto de la estancia sin diferenciar entre dormitorio, distribuidor y baño.

	Superficie (m²)	Volumen (m³)
ZONA 6A Habtaciones Orientación NO y SE	440	1.540
ZONA 6B Habitaciones Orientación N y S	440	1.540
Superficie Pasillos (ZONA 6ª + ZONA 6B)	59	207
TOTAL (Segunda Planta)	939	3.287

Tabla 5.1.2.: Superficies y volúmenes de la segunda planta del edificio

	Superficie (m²)	Volumen (m³)
Conjunto del edificio	2.361	8.755

Tabla 5.1.3.: Superficies y volúmenes totales del edificio

5.2. Temperatura interior de proyecto

La temperatura interior de proyecto depende en gran medida de la actividad que se va a desarrollar en cada estancia.

		Actividad	T int, p (ºC)
ZONA 1	Cocina	Trabajo pesado	20
	S. Estética	Reposo	22
	S. Meditación	Reposo	20
	Distribuidor	-	18
	S. Musculación	Fuerte actividad	15
	Vestuario	Actividad ligera	22
	Secretaría-Gerencia	Sentado – Actividad ligera	20
	Gimnasio	Fuerte actividad	15
ZONA 2	RECEPCIÓN	-	18
ZONA 3	Recepción Balneario	Actividad ligera	18
	Aseos	Actividad ligera	22
	Vestuarios/Duchas	Actividad ligera	22
	S. Masajes/Bar/Rayos UVA	Actividad ligera	22
ZONA 4	B. termal 36ºC/25ºC	Baño térmico (*)	27
ZONA 5	Zona 5A	Baño térmico (*)	27
	Zona 5B	Baño térmico	27
ZONA 6	Habitaciones Hotel	Reposo	18

Tabla 5.2.: Actividad y temperatura interior de proyecto de cada estancia. Ver Anexo 1.

* La temperatura del aire de la zona térmica ha de ser 2ºC superior a la temperatura del vaso de la piscina hasta un límite de 30ºC. Para efectuar los cálculos se ha considerado una temperatura media.

5.3. Régimen de ocupación

		Ocupación (personas)
ZONA 1	Cocina	3
	S. Estética	10
	S. Meditación	15
	Distribuidor	-
	S. Musculación	10
	Vestuario	4
	Secretaría-Gerencia	8
	Gimnasio	10
ZONA 2	RECEPCIÓN	-
ZONA 3	Recepción Balneario	-
	Aseos	6
	Vestuarios/Duchas	16
	S. Masajes/Bar/Rayos UVA	18
ZONA 4	B. termal 36ºC/25ºC	10
ZONA 5	B. termal 32ºC	15
ZONA 6	Habitaciones Hotel	2 (por habitación)

Tabla 5.3.: Ocupación máxima de cada estancia

El régimen de ocupación va a repercutir en el cálculo de las cargas térmicas de refrigeración en el período estival. En el cálculo de las cargas térmicas en período de calefacción no se han tenido en cuenta las ganancias internas ya que se ha sobredimensionado la potencia total por seguridad suponiendo una temperatura interior de proyecto algo superior a la temperatura interior ponderada de todo el edificio.

6. Cálculo de potencia térmica

En lo que se refiere a calefacción y refrigeración, las condiciones interiores de proyecto se han fijado en función de la actividad metabólica de las personas y su grado de vestimenta y, en general, están dentro de los límites que marca el Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (R.I.T.E.).

Estación	Temp. operativa (ºC)	Velocidad media del aire (m/s)	Humedad relativa (%)
Verano	23-25	0,18-0,24	40-60
Invierno	20-23	0,15-0,20	40-60

Tabla 6.1.: Condiciones interiores R.I.T.E.

6.1. Calefacción

6.1.1. Potencia instalación sin recuperación de calor del aire de renovación

En el Anexo 2 se incluyen los cálculos realizados para determinar la potencia de calefacción. Se han tenido en cuenta las pérdidas térmicas por renovación de aire.

Se ha considerado una temperatura exterior de proyecto de –8ºC. Según la temperatura interior de proyecto de cada estancia y su coeficiente volumétrico de pérdidas se ha calculado la potencia a instalar.

Temperatura interior de proyecto ponderada: 21,3ºC. Temperatura exterior = -8ºC.

TOTAL Planta BAJA + RECEPCIÓN	285	kW
TOTAL Primera Planta (Habitaciones)	103	kW
TOTAL POTENCIA RENOVACIÓN	247	kW
TOTAL POTENCIA (Ti,p ponderada)	**634**	**kW**

Tabla 6.1.1.1.: Potencia de calefacción estimada considerando el volumen y la temperatura interior de proyecto de cada sala y el caudal de aire de renovación de cada sala **(*)**.

(*) No se ha considerado el volumen total de la zona de recepción para el cálculo de calefacción. Se ha restado el ocupado por las escaleras y el ascensor.

La temperatura interior de proyecto ponderada en función del volumen de cada estancia es de 21,3 ºC,.

Considerando que habrán pérdidas térmicas por infiltraciones de aire exterior se ha optado por aumentar la temperatura interior de proyecto a 22ºC

Temperatura interior de proyecto: 22ºC.
Temperatura exterior: -8ºC.

TOTAL POTENCIA (T,i,p = 22ºC)	**653**	**kW**

Tabla 6.1.1.2.: Potencia de calefacción sin recuperación de calor

Según los datos de temperaturas de La Vall d'Aran disponibles, el número de horas al año en que se registran temperaturas entre –5ºC y –8ºC es pequeño. El sistema instalado de calefacción deberá cubrir la demanda de calor en tales condiciones con el recurso geotérmico más un sistema de apoyo. Una vez se haya realizado todo el balance térmico se estimará la temperatura exterior a la cual se empezará a necesitar el sistema de apoyo.

6.1.2. Recuperación de calor del aire de descarga de ventilación

La recuperación de calor en edificios consiste en aprovechar la entalpía del aire interior viciado que ha debe extraerse del mismo. El caudal de aire de extracción cede parte de su energía al caudal de aire de renovación. Es un factor a tener en cuenta para el ahorro energético. Esta energía puede transferirse al aire nuevo que se incorpora, tanto en verano como en invierno, lo que permite reducir las cargas totales de calefacción y refrigeración.

Por lo tanto, se va a recurrir al empleo de recuperadores de calor, para reducir las cargas totales. En general, las normas europeas recomiendan su instalación cuando el caudal de aire excede los 180 m³/min. y el recuperador tiene un rendimiento superior al 45% en las condiciones más extremas de diseño.

CAUDALES RENOVACIÓN DE AIRE - (UNE 100-011)

Caudales de aire exterior en l/s

	POR PERSONA	POR m²	POR LOCAL
CAFETERÍA	15	15	-
ESPERA Y RECEPCIÓN	8	4	-
ASEO	-	2,5	10l/s por taquilla
COCINA	8	2	-
HABITACIONES HOTEL	-	-	15
PISCINAS CUBIERTAS	-	2,5	-
OFICINAS	10	1	-
GIMNASIO	12	4	-
DISTRIBUIDOR	-	1	-

Tabla 6.1.2.1.: Valores recogidos de la tabla Niveles de Ventilación de la norma UNE100011.

El caudal de aire de renovación se ha calculado según los datos de la tabla siguiente:

En la Tabla 6.1.2.2. se presentan los caudales de aire de renovación calculados a partir de los valores de la tabla anterior. La carga térmica debida a la renovación de aire se ha hecho en base a estos valores.

	CAUDAL RENOVACIÓN (m^3/min.)
Cocina	39,60
S. Estética	4,91
S. Meditación	2,29
Distribuidor	0,40
S. Musculación	13,39
Vestuario (por taquilla)	4,80
Secretaría-Gerencia	2,64
Gimnasio	29,04
RECEPCIÓN	70,56
Recepción	6,78
Aseos	13,50
Vestuarios/Duchas	13,24
S. Masajes/Bar/Rayos UVA	140,85
B. Termal	23,48
B. Termal	28,35
Habitación Hotel	19,20

TOTAL: 413 m^3/min

Tabla 6.1.2.2.: Valores de Renovación de Aire obtenidos

El caudal de aire de renovación total obtenido - 413 m3/min - es superior al límite marcado por la normativa europea por lo que se emplearán recuperadores de calor.

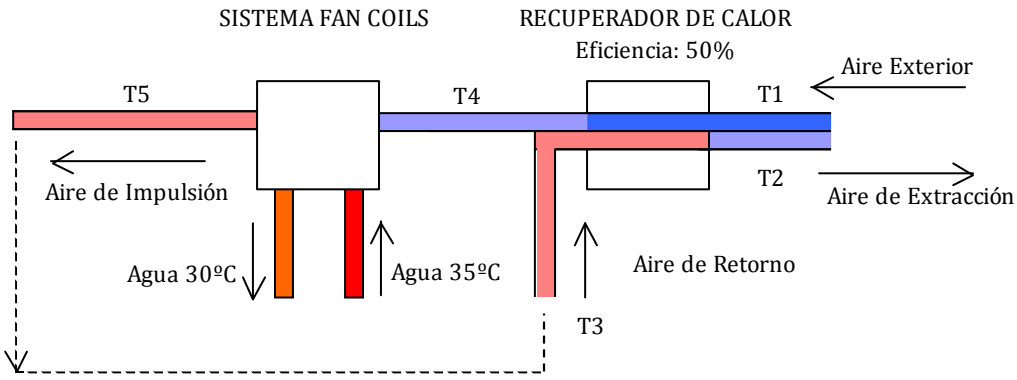


Figura 6.1.2.1.: Ejemplo de recuperación energética en período de calefacción.

En caso de que se utilizara un sistema de Fan Coils para acondicionar la temperatura del aire exterior a la temperatura ambiente de las salas, el recuperador de calor permitiría que la temperatura del aire exterior aumentara considerablemente. Considerando iguales los caudales de aire de extracción y aire exterior la temperatura T4 (=T2) podría alcanzar un valor medio entre T1 y T3.

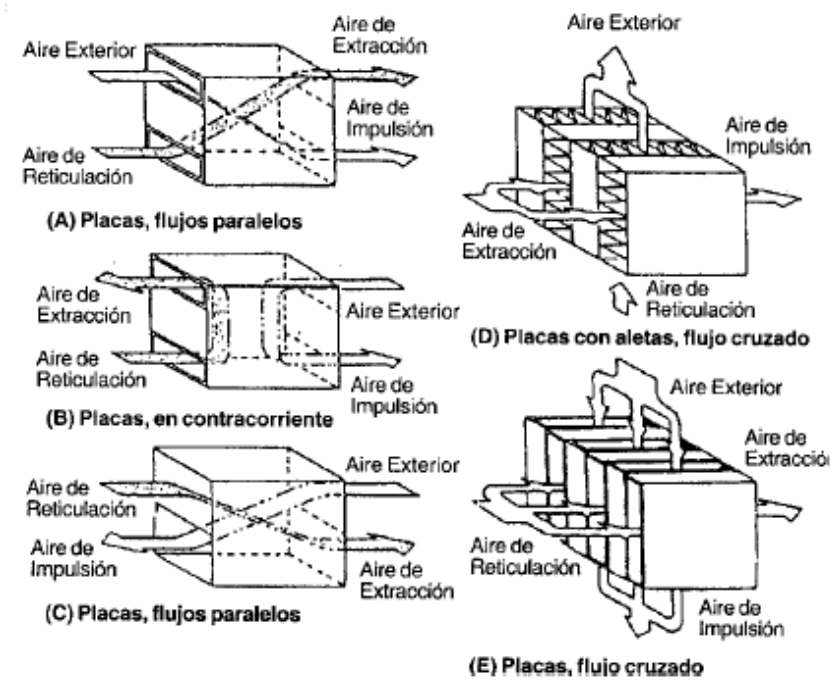


Figura 6.1.2.2.: Recuperadores de calor aire-aire

Los recuperadores aire-aire cuyas variantes se muestran en la Figura 6.1.2.2. se conocen como recuperadores de placas o recuperadores estáticos. El intercambio de calor se produce a través de un conjunto de placas metálicas paralelas. En tales recuperadores se producen dos flujos, normalmente cruzados, que no llegan a mezclarse. Si bien requieren bastante espacio, carecen de elementos móviles, por lo que el mantenimiento es mínimo.

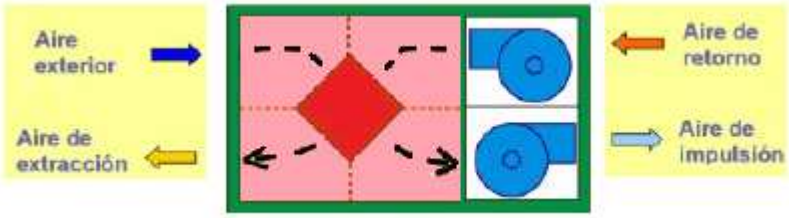


Figura 6.1.2.2.: Esquema recuperación energética aire ventilación

En el presente proyecto se ha considerado que la cantidad de calor recuperada depende exclusivamente de la diferencia de temperaturas de los caudales de aire ya que se han considerado iguales.

Suponiendo un rendimiento del recuperador del 50% y considerando iguales los caudales de aire la carga térmica debida a la renovación de aire se reduce a la mitad.

TOTAL POTENCIA (T,i,p = 22ºC)	**653**	**kW**
TOTAL POTENCIA RENOVACIÓN	127	kW
Recuperación del 50%		
POTENCIA TÉRMICA INSTALACIÓN	**526**	**kW**

Tabla 6.1.2.1.: Potencia de calefacción con recuperación de calor (Text,p= -8ºC)

6.1.3. Curva monótona de demanda de potencia

Se dispone de una tabla de frecuencias horarias de temperatura inferior-igual a 22,5ºC. (8605h). El primer intervalo de temperatura –3/-2 es superior a la temperatura exterior de proyecto (-8ºC) por lo que se han extrapolado los valores de la tabla monótona de potencia suponiendo que en las 155 horas que faltan para completar un año la temperatura es inferior a –2,5ºC. y superior a –8ºC. De esta forma se contempla el caso más desfavorable.

Por lo tanto, el tratamiento estadístico de temperaturas se ha hecho en base a 8760h.

Para obtener los datos de la curva monótona de demanda de potencia se ha utilizado un coeficiente volumétrico de pérdidas ponderado en función del volumen de cada estancia (1,54 W/m³ºC) y una temperatura interior de proyecto de 22ºC. A partir de la potencia máxima calculada (526kW) se obtienen los valores de potencia de la tabla. La única variable es la temperatura exterior.

INTERVALO TEMP.	T(ºC)	Horas anuales	Horas anuales ACUMULADAS	F (x100)	F. ACUMULADA (x100)	POTENCIA (kW)
-3 / -2	-2,5	59	214	0,67	2,44	430
-2 / -1	-1,5	149	363	1,72	4,14	412
-1 / 0	-0,5	211	574	2,43	6,55	394
0 / 1	0,5	303	877	3,49	10,01	377
1 / 2	1,5	269	1146	3,10	13,08	359
2 / 3	2,5	396	1542	4,56	17,60	342
3 / 4	3,5	390	1932	4,49	22,05	324
4 / 5	4,5	458	2390	5,27	27,28	307
5 / 6	5,5	575	2965	6,62	33,85	289
6 / 7	6,5	456	3421	5,25	39,05	272
7 / 8	7,5	454	3875	5,23	44,24	254
8 / 9	8,5	421	4296	4,85	49,04	237
9 / 10	9,5	395	4691	4,55	53,55	219
10 / 11	10,5	550	5241	6,33	59,83	202
11 / 12	11,5	427	5668	4,92	64,70	184
12 / 13	12,5	459	6127	5,28	69,94	167
13 / 14	13,5	336	6463	3,87	73,78	149
14 / 15	14,5	338	6801	3,89	77,64	131
15 / 16	15,5	429	7230	4,94	82,53	114
16 / 17	16,5	245	7475	2,82	85,33	96
17 / 18	17,5	307	7782	3,53	88,84	79
18 / 19	18,5	243	8025	2,80	91,61	61
19 / 20	19,5	153	8178	1,76	93,36	44
20 / 21	20,5	274	8452	3,15	96,48	26
21 / 22	21,5	184	8636	2,12	98,58	9

Tabla 6.1.3.1.: Datos curva monótona de demanda de potencia.

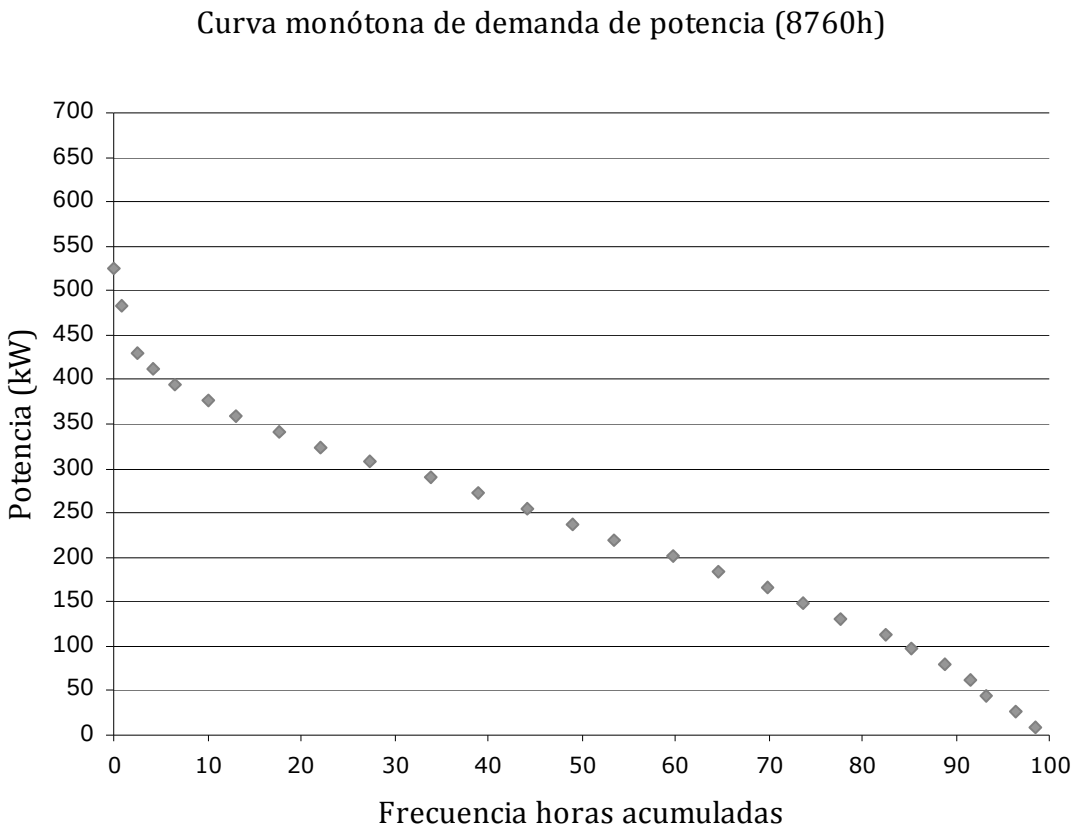


Figura 6.1.3.1.: Curva monótona de demanda de potencia.

Una vez se ha valorado el recurso geotérmico, la curva monótona de demanda de potencia puede proporcionar información sobre que porcentaje de energía anual podrá ser cubierto por dicho recurso. Si se necesita un sistema de apoyo en horas punta o en ciertas épocas del año, por ejemplo, una bomba de calor, se podrá establecer a qué temperatura exterior entrará en funcionamiento, cuantas horas va a funcionar al año, etc.

6.2. Agua Caliente Sanitaria

La energía necesaria para acondicionar el agua caliente necesaria variará en función de la temperatura del agua de red. Se ha estimado el consumo de Agua Caliente Sanitaria (ACS) en función de la ocupación máxima de las habitaciones de hotel y de los servicios lúdicos termales.

La determinación del consumo de ACS deberá basarse en datos estadísticos considerando siempre el momento más desfavorable de la demanda.

Algunos datos que pueden servir de orientación son:

- Número de habitaciones
- Número de personas
- Número de aparatos sanitarios de consumo
- Actividad edificio

Consumo diario Agua Caliente Sanitaria (45ºC)

Hipótesis:

- Las duchas del gimnasio las utilizan 50 personas al día con un consumo de 100 l por persona.
- Las duchas del balneario las utilizan 80 personas al día con un consumo de 50 l por persona.
- El hotel consta de 32 habitaciones dobles. Se ha considerado una ocupación máxima con un consumo de 100 l por persona.
- Para otros servicios se consumirá 5 m^3 de agua caliente al día.

A partir de las hipótesis anteriores se ha estimado un consumo diario de 20m^3.

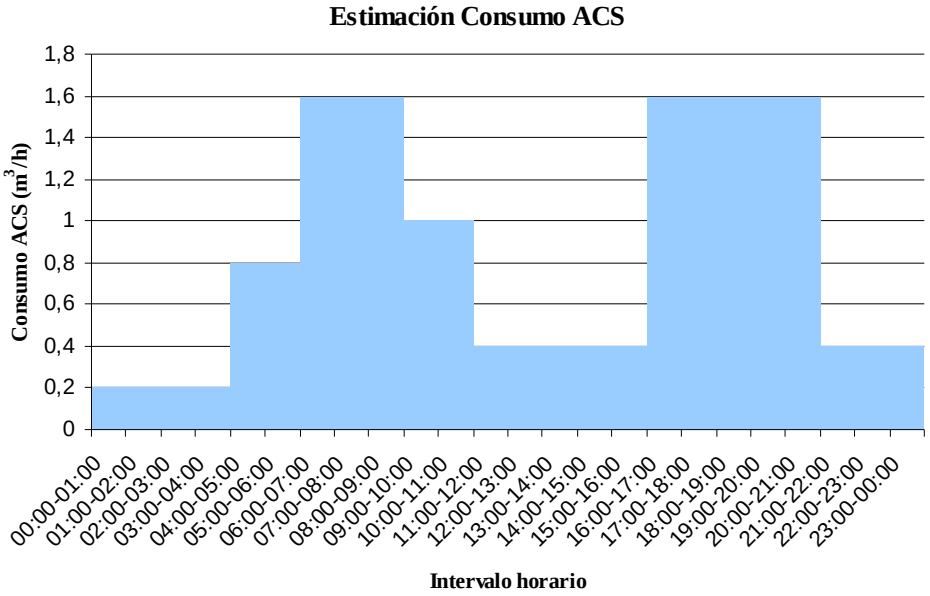


Figura 6.2.1.: Estimación consumo Agua Caliente Sanitaria

A pesar de que para evitar pérdidas excesivas de calor sería más conveniente producir agua caliente sanitaria en las horas previas a la demanda pico resulta más económico producir el agua caliente en horario nocturno, ya que para alcanzar una temperatura de 45ºC será necesaria una bomba de calor y el precio de la electricidad en horas valle es más económico.

Para compensar las pérdidas de calor del agua acumulada se prevé un consumo intermitente de energía durante el día.

ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA TÉRMICA

Se ha supuesto que el consumo de agua caliente es constante todo el año.

Considerando que la temperatura del agua de red del mes más desfavorables es de 7ºC se necesitan 882 kWh diarios.

Si se produce el agua caliente en horario nocturno, de 11:00 a 7:00 de la mañana (6h) la potencia máxima necesaria será de 147 kW.

6.3. Climatización Piscinas Termales

Para realizar un estudio de climatización correcto de una piscina cubierta se deben tener en cuenta dos aspectos fundamentales:

- En el recinto hay una fuerte evaporación.
- Los ocupantes tienen un grado de vestimenta muy bajo.

Como consecuencia de ello los objetivos específicos de este tipo de instalaciones son:

- Adecuar la temperatura y humedad ambientales.
- Mantener la temperatura del agua del vaso de piscina.
- Garantizar el aire de ventilación mínimo higiénico.
- Evitar las corrientes de aire en la zona de ocupación y sobre la lámina de agua.
- Evitar que se produzcan condensaciones en los distintos cerramientos como consecuencia de la alta humedad absoluta y relativa del aire ambiente interior.

Al disponer de un recurso geotérmico no será necesario instalar un sistema de depuración y recirculación del agua de los vasos. Si se utilizara agua de red en vez de geotérmica sí sería necesario un buen sistema de recirculación para no consumir y climatizar diariamente volúmenes tan grandes de agua. Para mantener la temperatura de los vasos se suelen utilizar dos métodos. Uno es instalar suelo radiante en el mismo vaso introduciendo el agua de renovación a la temperatura de la red, o a una temperatura intermedia si hay recuperación de calor. Otro es introducir el agua de renovación ya climatizada a una temperatura ligeramente superior a la del vaso.

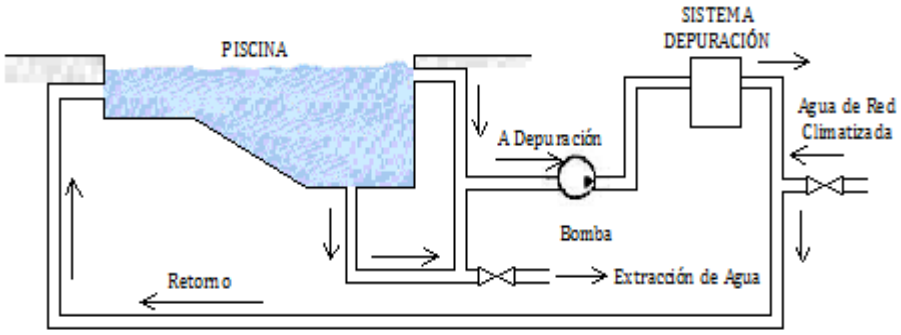


Figura 6.3.1.: Sistema de Depuración de agua.

Para un uso terapéutico o lúdico de la piscina se especifican los siguientes tiempos de renovación:

- Vaso de Hidromasaje: 30 minutos
- Vaso recreativo e hidrotermal con profundidad media < 1,5 m →2 horas
- Vaso recreativo e hidrotermal con profundidad media ≥ 1,5 m →6 horas

6.3.1. Descripción piscinas térmicas

DESCRIPCIÓN PISCINAS CUBIERTAS

Se dispone de un caudal de concesión de agua geotérmica de 55 m^3/h de los que se prevén utilizar 55 m^3. En la tabla 6.3.1.1. se muestran los datos de diseño de las piscinas, los cuales serán necesarios para realizar el balance térmico.

CALDARIUM:	Volumen	25	m^3
	Altura	1	m
	Superficie	25	m^2
	Temperatura (36-37ºC)	37	ºC
	R. Renovación	0,55	R/h
TEMPLARIUM:	Volumen	172	m^3
	Altura	1,5	m
	Superficie	115	m^2
	Temperatura (32-33ºC)	33	ºC
	R. Renovación	0,15	R/h
FRIGIDARIUM:	Volumen	20	m^3
	Altura	0,8	m
	Superficie	25	m^2
	Temperatura (27-28ºC)	28	ºC
	R. Renovación	0,55	R/h

Tabla 6.3.1.1.: Características Piscinas Cubiertas Balneario

Por norma general, la temperatura del aire de un recinto con piscina ha de ser 2ºC superior a la de la piscina. No obstante no puede superar los 30ºC. Para el cálculo de las pérdidas caloríficas se han supuesto las siguientes temperaturas de aire: CALDARIUM (30ºC), TEMPLARIUM (28ºC) y FRIGIDARIUM (26ºC).

6.3.2. Balance energético climatización piscinas

La potencia térmica de climatización debe ser tal que cubra las pérdidas de calor en las condiciones más desfavorables (ganancias solares nulas).

Para calcular la potencia térmica se tendrán en cuenta las pérdidas por evaporación, conducción, convección y radiación. No se tendrán en cuenta las pérdidas por renovación ya que el agua geotérmica ya se encuentra a la temperatura de los vasos.

En las horas en que el balneario no está abierto, de 1:00 a 7:00h, las piscinas estarán cubiertas por mantas térmicas y no habrá renovación de agua.

A partir del balance energético se establecerá la temperatura a la que se ha de introducir el agua geotérmica en los vasos para contrarrestar las pérdidas térmicas.

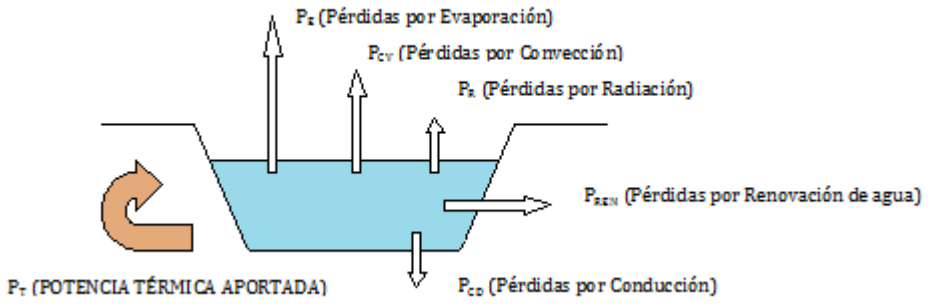


Figura 6.3.2.1.: Balance Energético en régimen estacionario

En el Anexo 4 se detalla el procedimiento de cálculo habitual para calcular las pérdidas de una piscina.

	CALDARIUM	TEMPLARIUM	FRIGIDARIUM
Pérdidas por evaporación (kW)	9,0	6,6	7,2
Pérdidas por convección (kW)	0,7	2,3	0,1
Pérdidas por radiación (kW)	1,1	3,7	0,3
Pérdidas por conducción (kW)	1,1	1,3	0,8
Balance energético (kW)	11,8	13,8	8,4

PÉRDIDAS TÉRMICAS TOTALES: 34 kW

Tabla 6.3.2.1.: Balance energético piscinas térmicas

Como se puede observar en la tabla 6.3.2.2. la temperatura de las respectivas líneas de agua geotérmica tendrán que introducirse en los vasos a una temperatura ligeramente superior a la de los vasos para contrarrestar las pérdidas térmicas.

		Caldarium	Templarium	Frigidarium
Pérdidas	kW	11,8	13,8	8,4
Caudal Agua Geotérmica	m^3/h	20	26	20
T piscinas	ºC	37,0	33,0	28,0
T entrada CAUDAL Renovación	ºC	37,5	33,5	28,4

Tabla 6.3.2.2.: Cálculo temperatura caudal renovación agua geotérmica

Si no se dispusiese del recurso geotérmico se tendrían que destinar aproximadamente 730kW a la climatización del agua de renovación de los tres vasos. Esta estimación se ha obtenido considerando una temperatura de agua de red de 7ºC, una renovación de agua de 0,5 ren/h para el Caldarium y el Frigidarium y una renovación de 0,15 ren/h para el Templarium. Además, se ha considerado que hay recuperación de calor (50%). Por otra parte, se consumirían 48 m^3/h de agua potable, lo que representa un uso del recurso poco sostenible.

6.3.3. Necesidades del aire ambiente - DESHUMIDIFICACIÓN

El aporte de vapor de agua al aire ambiente interior aumenta su humedad absoluta y relativa. Si este aire está en contacto con cerramientos cuya temperatura superficial está por debajo de la de rocío habrán condensaciones de agua.

Por otro lado, hay que mantener controlada la temperatura ambiente al menos dos grados por encima de la temperatura del agua para conseguir las condiciones de confort adecuadas.

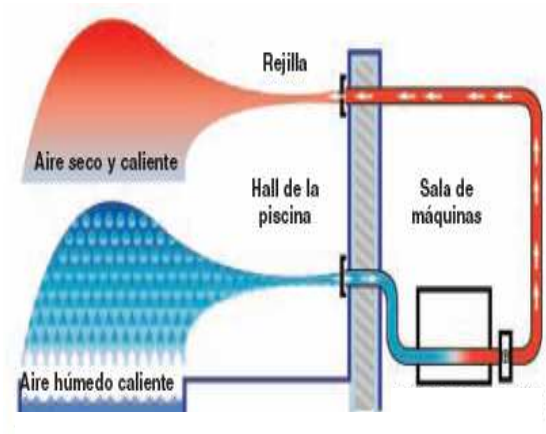
Las necesidades del aire ambiente, aparte del mantenimiento de su calidad (renovación y filtrado), son su calentamiento y específicamente su deshumidificación.

Además hay que tener en cuenta que la distribución del aire de impulsión se ha de realizar de tal forma que se eviten temperaturas superficiales de los cerramientos inferiores al punto de rocío, poniendo especial atención en las superficies acristaladas que son las más susceptibles de presentar condensaciones. También hay que evitar corrientes de aire sobre la lámina de agua para no potenciar el fenómeno de la evaporación.

En definitiva, por las razones expuestas anteriormente, el aire caliente y seco hay que impulsarlo preferiblemente de abajo a arriba, cuando las características constructivas del recinto lo permitan.

DESHUMIDIFICACIÓN AIRE ZONA TERMAL

Un deshumidificador tiene un circuito frigorífico y un funcionamiento similar a un equipo de aire acondicionado y dispone por lo tanto de un compresor frigorífico, una batería evaporadora y una batería condensadora con sus correspondientes ventiladores. El circuito está cargado con gas ecológico R 407C.



El aire húmedo procedente del hall de la piscina es aspirado por el ventilador y se hace pasar a través de la batería del evaporador donde se enfría por debajo de su temperatura de rocío. El agua contenida en el aire se condensa y es recogida en la bandeja de condensación de donde es evacuada a una tubería de desagüe. El aire frío y seco pasa a continuación a través de la batería condensadora donde es recalentado y enviado nuevamente al hall de la piscina.

Este aire procedente del deshumidificador tiene una temperatura 5ºC superior a la temperatura de entrada, y por lo tanto va calentando lentamente el ambiente de la piscina.

Los deshumidificadores constan de un humidostato incorporado que controla el nivel de humedad en el ambiente.

La selección de un deshumidificador depende de varios factores:

- Superficie de la piscina
- Temperatura del agua y del aire
- Utilización de una funda protectora flotante fuera de las horas de utilización

Superficie total piscinas balneario = 25 m² + 115 m² + 25 m² = 165 m²

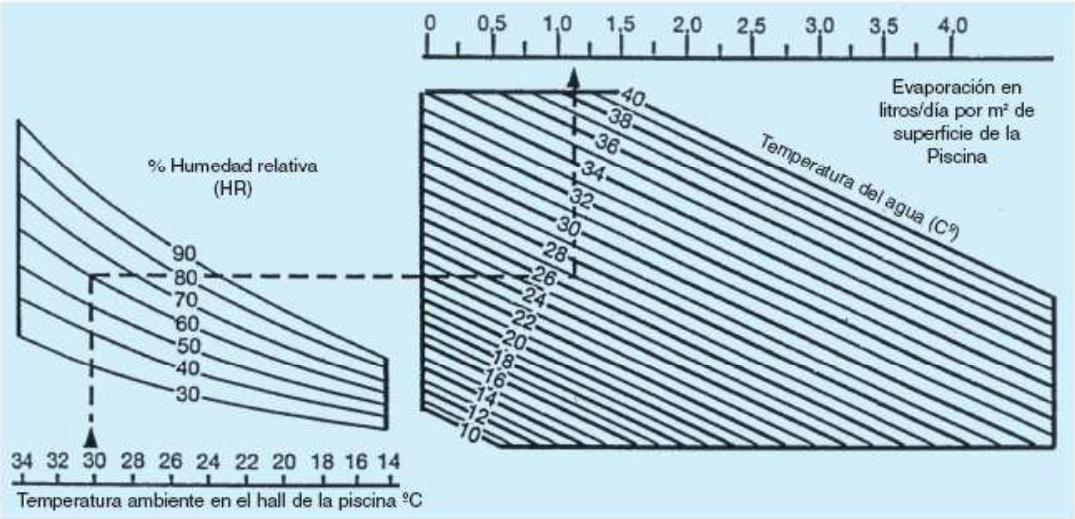


Figura 6.3.3.1.: Ejemplo lectura gráfica de evaporación diaria de una piscina

De la figura 6.3.3.1. se deduce que contra menos humedad se desee tener en el recinto de las piscinas más capacidad tendrá que tener el equipo de deshumidificación. Una vez determinada la evaporación en litros día por m², se multiplica por la superficie total de la piscina para obtener la capacidad de deshumidificación en litros/día que debe tener el deshumidificador.

	CALDARIUM	TEMPLARIUM	FRIGIDARIUM
Temperatura vaso	37	33	28
Temperatura Aire	34	34	30
%HR	65	65	65
Superficie vaso (m²)	25	115	25
Evaporación diaria (l/m²)	2,80	1,75	0,75
Evaporación diaria (l)	70	201	19

Tabla 6.3.3.1.: Cálculo de la evaporación de agua diaria de los vasos

ESTIMACIÓN DE LA POTENCIA DE DESHUMIDIFICACIÓN

Considerando la necesidad de extraer del aire 290 l/dia de agua se ha estimado la necesidad de instalar 4 equipos de deshumidificación con una capacidad de extracción de 75 l/dia cada uno En total se acondicionarían 4000m³ de aire a la hora y la potencia eléctrica total sería de 8 kW-

6.4. Aire Acondicionado

Teniendo en cuenta las condiciones climatológicas del Vall d'Aran se ha de determinar la necesidad o no de refrigerar la instalación en los meses más calurosos y escoger la tecnología más adecuada para hacerlo.

El uso de energías gratuitas constituye un elemento importante para el ahorro energético en aire acondicionado por lo que se ha estudiado el sistema de Free-Cooling.

6.4.1. Potencia refrigeración

La función principal del acondicionamiento de aire es mantener, dentro de un espacio determinado, las condiciones de confort para desarrollar un tipo de actividad específico. La potencia instalada debe de ser tal que cubra las necesidades de refrigeración en las condiciones más desfavorables.

Para una estimación realista de las cargas térmicas en verano debe realizarse un estudio riguroso de las características de cada estancia, poniendo especial atención en los aspectos siguientes:

1. *ORIENTACIÓN DEL EDIFICIO*

   a) En función de la orientación el efecto del sol y del viento repercutirá en mayor o menor grado en la insolación recibida y a las infiltraciones producidas en el edificio.
   b) Las estructuras permanentes próximas pueden causar efectos de sombra.

   En este proyecto sólo se han analizado los efectos de la radiación solar. Los efectos de sombra y viento se han despreciado.

2. *ACTIVIDAD DESARROLLADA EN CADA SALA*

3. *DIMENSIONES DEL LOCAL*

4. *MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN DE PAREDES, TECHOS, SUELOS Y TABIQUES*

5. *CONDICIONES DEL AMBIENTE CIRCUNDANTE*

   Es un estudio real se ha de tener en cuenta si los espacios colindantes se hallan acondicionados o no. En este anteproyecto el objetivo es obtener la carga de refrigeración global del edificio por lo que no se ha tenido en cuenta la transmisión de calor entre estancias.

6. *DIMENSIONES DE VENTANAS Y PUERTAS*

7. *OCUPACIÓN*

8. *ALUMBRADO*

   Se ha estimado la potencia media utilizada en hora punta, estableciendo si el alumbrado es incandescente o fluorescente.

En el Anexo 5 se encuentra el procedimiento de cálculo seguido para calcular las cargas térmicas.

La potencia de refrigeración máxima, correspondiente a un día tipo del mes de agosto a las 14h, es de 121 kW. Los datos de radiación solar utilizados corresponden al día 24 de agosto.

En la tabla 6.4.1.1. se presentan los resultados de cálculo de carga térmica para las horas en que se prevé el uso de aire acondicionado.

Potencia máxima de refrigeración en función de la Hora Solar

10H	15	kW	T_{ext}: 16,0 ºC
11H	49	kW	T_{ext}: 19,0 ºC
12H	106	kW	T_{ext}: 22,8 ºC
13H	113	kW	T_{ext}: 24,1 ºC
14H	121	kW	T_{ext}: 24,6 ºC
15H	117	kW	T_{ext}: 24,2 ºC
16H	106	kW	T_{ext}: 23,0 ºC
17H	87	kW	T_{ext}: 21,0 ºC
18H	41	kW	T_{ext}: 19,0 ºC

El grado de ocupación y de iluminación son constantes.

Mes de cálculo: Agosto

Variables:
Inercia Térmica: Diferencia Equivalente de Temperatura
Radición
Temperatura Exterior
Caudal Aire Renovación de cada sala

Tabla 6.4.1.1.: Resultados Potencia máxima refrigeración para un día tipo del mes de agosto.

Las cargas térmicas en verano dependen en gran medida de la radiación solar que incide en las superficies acristaladas del edificio y las cargas térmicas debidas a la renovación de aire. Se ha determinado la carga térmica de cada estancia por separado sin tener en cuenta la transmisión de calor entre ellas ya que todas están climatizadas. El caudal de aire de renovación en la zona de los balnearios y en el gimnasio es muy grande llegando a representar el 50% de la carga total de la sala.

El perfil de temperaturas del mes de agosto se ha obtenido a partir de las temperaturas máxima y mínima medias del mes suponiendo que la temperatura máxima se da a las 14h y la mínima a las 6h.

A continuación se muestra el perfil de temperaturas obtenido a partir de las hipótesis anteriores.

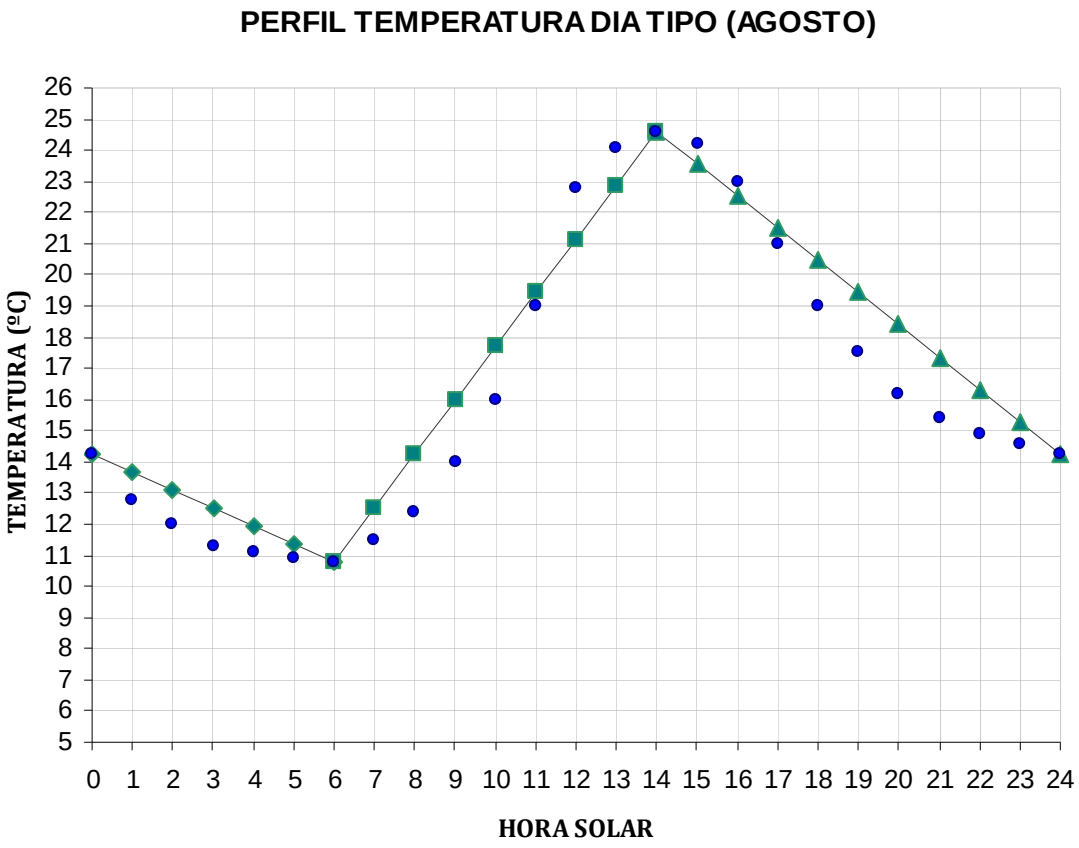


Figura 6.4.1.1.: Perfil de Temperaturas aproximado del mes de agosto..

Los datos de radiación utilizados para establecer la aportación solar a través de vidrio sencillo se han obtenido de la siguiente tabla.

Radiación solar a través del vidrio sencillo kcal/m^2													
	HORA SOLAR												
	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
N	19	21	29	35	38	38	38	38	38	35	29	21	19
NE	184	276	222	124	43	38	38	38	38	35	29	21	8
E	227	398	439	393	273	122	38	38	38	35	29	21	8
SE	130	284	374	396	377	290	179	67	38	35	29	21	8
SE	8	21	65	138	241	263	276	263	241	138	65	21	8
SO	8	21	29	35	38	67	179	290	377	396	374	284	130
O	8	21	29	35	38	38	38	122	273	393	439	398	227
NO	8	21	29	35	38	38	38	38	43	124	222	276	184
HORIZONTAL	24	127	271	406	501	556	580	556	501	406	271	127	24

Tabla 6.4.1.2.: Radiación solar a través de vidrio sencillo (LATITUD 40º N).

Para obtener la transmisión de calor a través de muros y techos se utilizan las **Diferencias Equivalentes de Temperatura**" **(DTE**) las cuales permiten calcular la carga térmica con la expresión clásica de transmisión de calor.

A continuación se presenta el resumen de cálculo de las cargas sensibles y latentes de todo el edificio para la hora solar en la que se requiere una mayor refrigeración (14h) y el mes más caluroso, agosto. En los Anexos A.5.1 y A.5.2 se detallan las simplificaciones que se han llevado a cabo en los cálculos de la carga térmica de refrigeración, los datos utilizados y la metodología seguida.

	C. SENSIBLES	C. LATENTES	C. TOTAL
Cocina	4,59	0,38	4,97
Sala Estética	2,26	0,30	2,56
Sala Meditación	1,72	0,24	1,95
Distribuidor	Al colindar con salas climatizadas no se tendrá en cuenta la carga térmica		
S. Musculación	4,96	2,55	7,51
Vestuario Gimnasio	2,11	0,14	2,25
Secretaria - Gerencia	1,77	0,40	2,17
Gimnasio	11,08	3,12	14,20
RECEPCIÓN	Al tener doble techo no se tendrá en cuenta la carga térmica.		
Recepción Balneario	Al colindar con salas climatizadas no se tendrá en cuenta la carga térmica.		
Aseo Orientación Norte	0,65	0,03	0,68
Aseo Orientación Sur	1,76	0,03	1,80
Vestuarios / Duchas	3,80	0,51	4,31
Sala Masajes / Bar / R. UVA	11,38	1,21	12,59
Baño Termal 36ºC / 25ºC	No necesita refrigeración. (Tint, p > Tmax,ext)		
Baño Termal 32ºC (*)	-	-	15,37
Habitaciones Hotel Norte	9,55	0,50	10,05
Habitaciones Hotel Sur	18,15	0,50	18,64
Habitaciones Hotel Noroeste	10,17	0,50	10,67
Habitaciones Hotel Sudeste	10,57	0,50	11,06
POTENCIA TOTAL REFRIGERACIÓN		121	kW

Tabla 6.4.1.3.: Resultados Cálculo Potencia Refrigeración.

Cabe destacar que la zona termal siempre se encontrará a una temperatura superior a la temperatura máxima exterior, 25ºC. Para asegurar el confort de las personas que utilizan los baños geotérmicos de 37, 33 y 26ºC, Se ha fijado una temperatura media de toda la zona termal de 27ºC para obtener cálculos aproximados.

Como se indica en la tabla 6.4.1.3. no se ha tenido en cuenta la carga térmica de refrigeración de la zona Caldarium / Frigidarium, ya que las necesidades de calefacción superan las de refrigeración, por lo que simplemente las necesidades de calefacción serán menores.

En cambio, la ZONA 5 (Templarium) recibe mucha radiación solar a través de la gran superficie acristalada por lo que cabe prever que sí será necesario refrigerar la sala.

Por consiguiente, para calcular la carga de refrigeración de la ZONA 5 se ha tenido la potencia de calefacción necesaria para que la temperatura interior alcance los 27ºC.

A continuación se muestran los cálculos realizados para obtener la potencia de refrigeración de la ZONA 5.

(*) Los cerramientos de la ZONA 5A y 5B (Templarium) son acristalados. A la carga térmica de refrigeración debida a las aportaciones solares a través de vidrio sencillo se le ha de restar la Potencia de calefacción necesaria para que la zona esté a una Temperatura de 27ºC.

Baño Termal 32ºC (ZONA 5A y 5B) - Tint,p= 27ºC

POTENCIA REFRIGERACIÓN	24,47	kW

	Volumen (m^3)	Pot. Calefacción	
Zona 5A	588	5,64	kW
Zona 5B	359	3,45	kW
POTENCIA CALEFACCIÓN		9,09	kW

(*) Coeficiente Volumétrico de Pérdidas: 4 W/m^3 ºC

POTENCIA REFRIGERACIÓN TEMPLARIUM	15,37	kW

Se ha utilizado una Temperatura exterior de 24,6 ºC.

	TM. Min	TM.Max	TM Mensual
Agosto	**10,8**	**24,6**	**17,7**

Una vez obtenida la potencia máxima se determinará la curva de temperatura de aire de impulsión para un día tipo del mes de agosto. Con dicha curva se podrá establecer el grado de utilización del sistema Free-Cooling.

6.4.2. Free-Cooling

Una de las formas de reducir el consumo energético es el empleo del sistema economizador denominado Free-Cooling de aire exterior para aprovechar su baja entalpía cuando las condiciones exteriores son favorables.

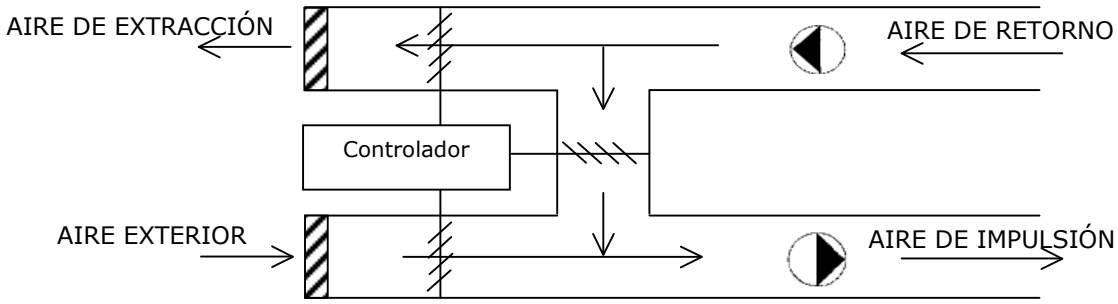


Figura 6.4.2.1: Esquema de funcionamiento de Free-Cooling.

En la figura 6.4.2.1. se describe un procedimiento habitual del sistema de Free-Cooling. El sistema cuenta con un ventilador en la línea de retorno que puede canalizar el aire enviándolo al exterior o recirculándolo hacia la unidad de tratamiento de aire. La regulación de la proporción de aire eliminado o recirculado se realiza mediante un juego de persianas.

A medida que aumenta el caudal de aire exterior (apertura persiana aire exterior) se va cerrando la persiana de la línea de retorno y se va abriendo la persiana de aire de expulsión.

<u>Condiciones de operación</u>

El caudal de aire de retorno es el mismo que el caudal de aire de impulsión para mantener los niveles de oxígeno constantes. El caudal de aire exterior se ha determinado en el apartado 6.1.2. según la reglamentación del RITE.

El sistema de control del Free-Cooling ha de tener en cuenta todas las alternativas posibles para garantizar las condiciones de confort de diseño.

Se pueden plantear los siguientes casos:

- Temperatura del aire exterior menor que la del aire de impulsión.
- Temperatura del aire exterior mayor que la temperatura del aire de impulsión, pero menor que la del aire de retorno de los locales.
- Temperatura del aire exterior mayor que la temperatura del aire de retorno de los locales.

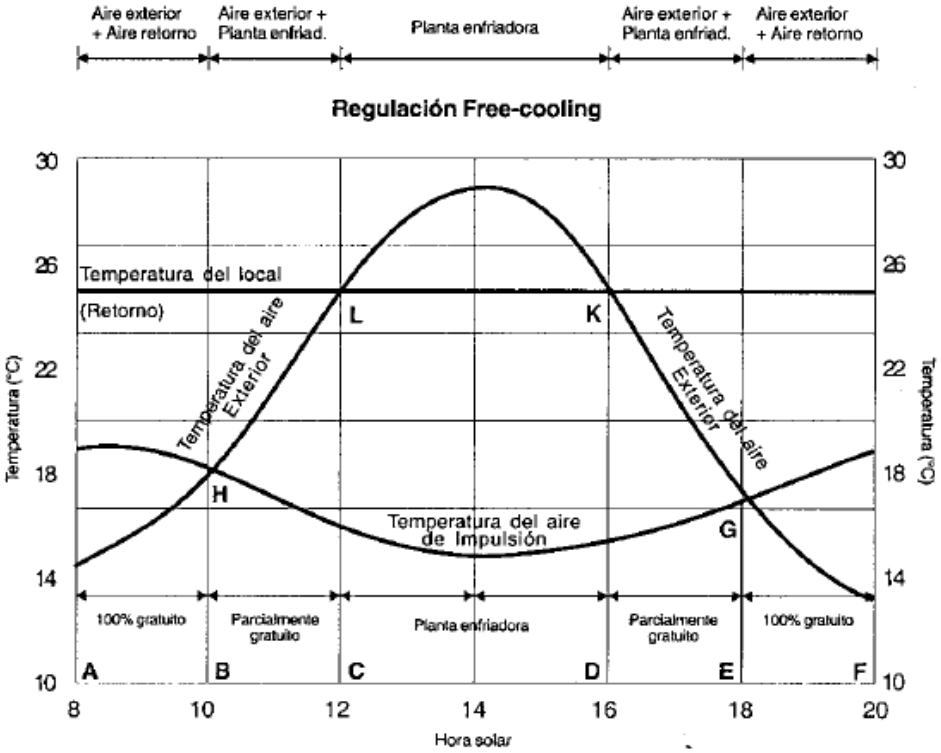


Figura 6.4.2.2.: Ejemplo Esquema regulación Free-Cooling

Para proceder a una buena regulación del sistema se han de poseer datos de temperaturas diarias, e incluso horarias, de los meses en que se prevé que el Free-Cooling va a suponer un ahorro energético.

Se ha evaluado el rango de utilización de este sistema desde las 10 de la mañana a 6 de la tarde (Mes de cálculo: Agosto).

La potencia de aire acondicionado depende en gran medida de la radiación solar que incide en las superficies acristaladas y la carga térmica por ocupación.

Elaboración de la gráfica:

- El perfil de temperaturas exteriores se ha construido a partir de los datos de temperaturas máxima y mínima disponibles. Al ser un clima de montaña se ha supuesta que la temperatura máxima es a las 14h (Ver Figura 6.4.1.1.).
- La Temperatura interior de proyecto es de 22ºC.
- Se han recalculado las potencias del apartado 6.4.1. excluyendo las "Cargas sensibles por ventilación o infiltración de aire exterior" y las "Cargas latentes por ventilación o infiltración de aire exterior". De esta forma se podrá valorar la influencia del aire de renovación en la carga térmica total.

Potencia refrigeración excluyendo las cargas térmicas por renovación de aire.

10H	22	kW	T_{ext}: 16,0 ºC
11H	34	kW	T_{ext}: 19,0 ºC
12H	57	kW	T_{ext}: 22,8 ºC
13H	55	kW	T_{ext}: 24,1 ºC
14H	54	kW	T_{ext}: 24,6 ºC
15H	49	kW	T_{ext}: 24,2 ºC
16H	48	kW	T_{ext}: 23,0 ºC
17H	31	kW	T_{ext}: 21,0 ºC
18H	10	kW	T_{ext}: 19,0 ºC

El grado de ocupación y de iluminación son constantes.

Mes de cálculo: Agosto

Variables:
Inercia Térmica: Diferencia Equivalente de Temperatura
Radición
Temperatura Exterior

Tabla 6.4.2.1.: Resultados Potencia máxima refrigeración para un día tipo del mes de agosto sin incluir la carga térmica por renovación de aire.

- Se ha elaborado un balance de energía para obtener la temperatura a la que debería introducirse el Aire de Impulsión en el conjunto del edificio para satisfacer las necesidades de refrigeración.
- Para realizar el balance anterior se ha fijado el caudal de renovación mínimo reglamentario utilizado en el apartado 6.4.1. (8,4 kg/s).
- Cabe prever también que incluso en período estival algunas salas necesitarán calefacción y otras refrigeración por lo que será necesario que las respectivas instalaciones sean independientes. Eso excluye la utilización de una única bomba de calor reversible.

El balance de energía utilizado para ontener la Temperatura de Impulsión es el siguiente:

T. Imp. = - POTENCIA / (m_Aire x C_P_Aire /1000) + T_Retorno

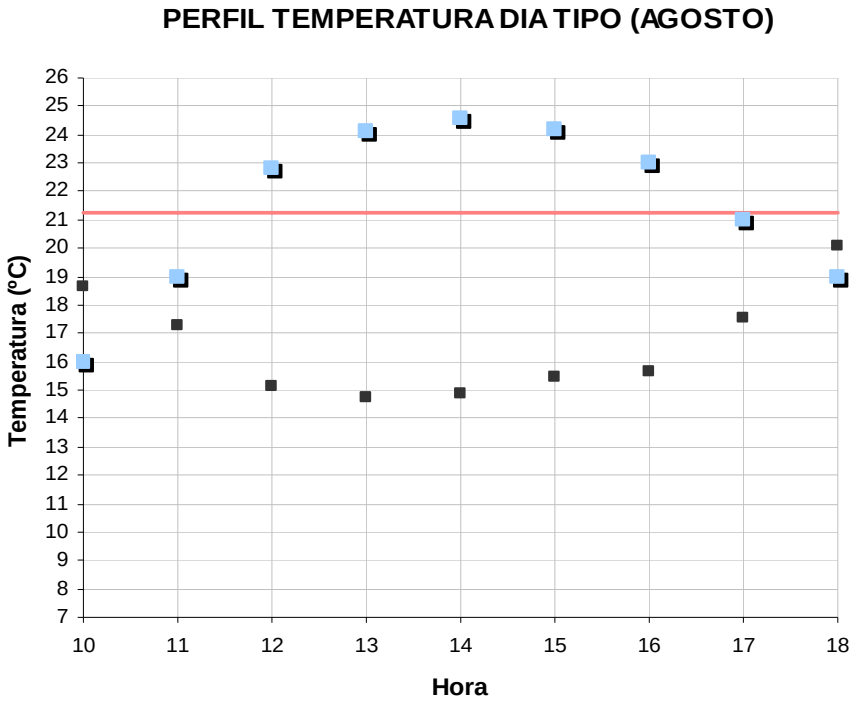


Figura 6.4.2.3.: Esquema regulación Free-Cooling Conjunto Balneario

Como se puede observar a partir de la Figura 6.4.2.3. la Temperatura exterior es sólo una de las variables que influyen en la carga térmica total del edificio.

Hora	Potencia (kW) (*)	T. Imp. (ºC)	T. Retorno (**)	T. Extrior (ºC)	Caudal Aire (kg/s) (***)
10	22,1	18,7	21,3	16,0	8,4
11	33,7	17,3	21,3	19,0	8,4
12	57,1	15,1	21,3	22,8	8,4
13	55,3	14,7	21,3	24,1	8,4
14	54,3	14,8	21,3	24,6	8,4
15	49,1	15,5	21,3	24,2	8,4
16	47,5	15,6	21,3	23,0	8,4
17	31,5	17,5	21,3	21,0	8,4
18	10,0	20,1	21,3	19,0	8,4

(*) La potencia calculada no tiene en cuenta la carga térmica por ventilación.

(**) Para simplificar los cálculos se ha utilizado en el cálculo una temperatura interior ponderada en función del volumen de las salas.

(***) El caudal de aire de renovación se ha considerado constante. En un proyecto de diseño se estudiaría la influencia de esta variable a la hora de dimensionar la instalación de refrigeración. Se aprovecharían las horas más frías para introducir más caudal de aire y se introduciría el caudal de renovación mínimo en las más calurosas.

Tabla 6.4.2.2.: Cálculos realizados para la elaboración de la gráfica 6.4.2.6.

Conclusiones:

- Para hacer una estimación realista de este recurso gratuito, se tendría que elaborar un estudio de Free-Cooling para cada sala.
- Se ha decidido calcular la potencia final de refrigeración en función de la temperatura mínima requerida, 15ºC. En función de la temperatura interior de cada sala se regulará la relación Aire refrigerado-Aire exterior sin refrigerar.

Hora	Potencia requerida (kW)	T. Extrior (ºC)	Caudal Aire Retorno = Caudal Aire Impulsión (kg/s)	Cudal Aire Exterior (kg/s)	Caudal Aire Recirculado T. Retorno(kg/s)	Caudal necesario de Aire Refrigerado a 15ºC (kg/s) (*)
10	22,1	16,0	8,40	8,4	0,0	-
11	33,7	19,0	15,00	15,0	0,0	-
12	57,1	22,8	9,08	8,4	0,7	9,08
13	55,3	24,1	8,80	8,4	0,4	8,80
14	54,3	24,6	8,64	8,4	0,2	8,64
15	49,1	24,2	8,40	8,4	0,0	7,80
16	47,5	23,0	8,40	8,4	0,0	7,56
17	31,5	21,0	15,00	15,0	0,0	4,39
18	10,0	19,0	9,20	8,4	0,8	-

Tabla 6.4.2.3.: Aprovechamiento Free- Cooling - Caudal de aire refrigerado a 15ºC

- A pesar de que es necesaria la refrigeración, si se introduce directamente el caudal exterior habrá un enfriamiento excesivo del establecimiento. Como es obligatorio introducir el caudal exterior mínimo se bjará levemente la temperatura del mismo mediante los recuperadores de calor, de la misma forma que se hace en el período de calefacción.
- Aprobechamiento del sistema Free-Cooling.
- Necesidad de refrigeración.

Debido a que la temperatura de algunas salas es de 15ºC se ha optado por calcular el caudal necesario que se debería refrigerar a esa temperatura en lugar de calcular la temperatura de impulsión a un caudal constante. A pesar de que a las horas 10, 11 y 18 no haya un valor de caudal de refrigeración, la instalación de refrigeración tendrá en cuenta las necesidades de refrigeración de cada sala. Debido a que este caudal específico es muy pequeño comparado con el caudal de renovación total no se ha incluido en los cálculos, ya que el objetivo principal es tener una visión global de todo el establecimiento.

A continuación se muestran las necesidades de refrigeración en las horas estudiadas. Para el cálculo de consumo energético anual de aire acondicionado se considerará que el tiempo de utilización será de 6 horas diarias, de 12:00 a 18:00.

Hora	Necesidad de refrigeración o calefacción del aire de impulsión
10	NO - Recuperación de calor del aire de extracción (T,ext= 18,6ºC - Rendimiento 50%)
11	100% Free Cooling (Aumento Caudal Aire Exterior)
12	Refrigeración del 100 % del aire de Retorno (*)
13	Refrigeración del 100 % del aire de Retorno (*)
14	Refrigeración del 100 % del aire de Retorno (*)
15	Refrigeración del 93 % del aire de Retorno (*)
16	Refrigeración del 100 % del aire de Retorno (*)
17	Aprobechamiento Free Cooling: 12% / Refrigeración del 29% del Aire de Retorno
18	NO - Recuperación de calor del aire de extracción (T,ext= 20,2ºC - Rendimiento 50%)

Por último se muestra un esquema simplificado del sistema de ventilación - Refrigeración.

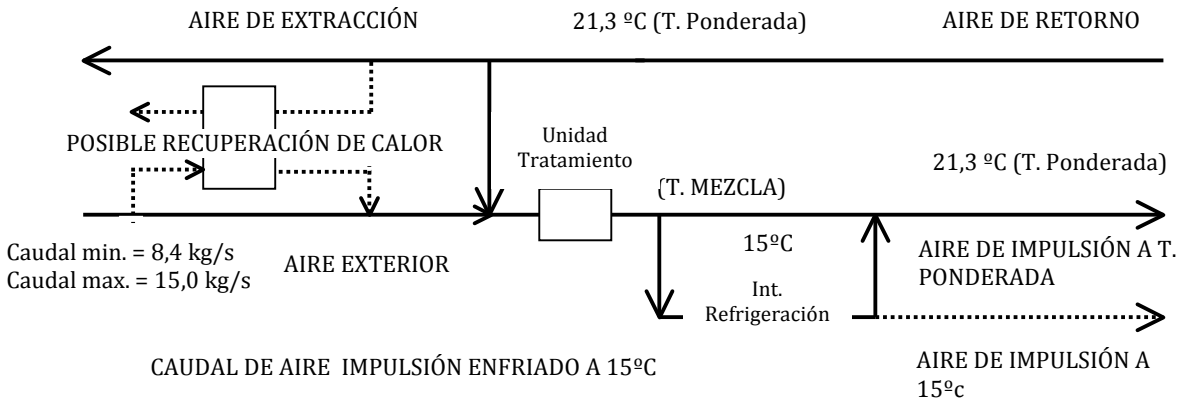


Figura 6.4.2.4.: Sistema de Ventilación – Refrigeración

Normalmente, en los sistemas centrales de aire acondicionado se recircula un porcentaje importante de flujo de aire por razones de ahorro energético. Esto quiere decir que el aire que se ha llevado a la temperatura deseada no se expulsa al exterior sino que se trata y se reintroduce en el sistema. El aumento de los costes energéticos a llevado a reducir el aire de renovación sustancialmente. Como consecuencia, los contaminantes generados en el interior van aumentando su concentración progresivamente.

En este estudio se ha considerado que el aire de renovación no se va reducir por cuestiones de ahorro energético.

7. Demanda consumo energético mensual

En este apartado se calculará la demanda energética total del edificio suponiendo que no se dispone del recurso geotérmico.

CALEFACCIÓN

	GD22 (kWh/año)	C. E. Mensual (kWh)
Enero	601	214.917
Febrero	526	188.097
Marzo	471	168.429
Abril	411	146.973
Mayo	316	113.001
Junio	207	74.023
Julio	130	46.488
Agosto	133	47.561
Septiembre	207	74.023
Octubre	338	120.869
Noviembre	480	171.648
Diciembre	586	209.553

TOTAL: 1.575.584 kWh

POTENCIA MÁXIMA REQUERIDA	526 kW
T. INTERIOR PROTECTO	22 ºC
T. EXTERIOR PROTECTO	-8ºC
COEFICIENTE USO	1
COEFICIENTE INTERMITENCIA	0,85

Tabla 7.1.1. Demanda mensual estimada de calefacción.

AGUA CALIENTE SANITARIA

	T. Agua de Red (ºC)	**Demanda (kWh)**
ENERO	7	27.356
FEBRERO	7	25.591
MARZO	8	26.636
ABRIL	11	23.687
MAYO	13	23.036
JUNIO	15	20.900
JULIO	16	20.877
AGOSTO	16	20.877
SEPTIEMBRE	15	20.900
OCTUBRE	13	23.036
NOVIEMBRE	11	23.687
DICIEMBRE	8	26.636

TOTAL= 283.218 kWh

TEMPERATURA AGUA ACUMULADA: 45ºC

MISMA DISTRIBUCIÓN DE CONSUMO PARA TODOS LOS MESES

Tabla 7.1.2. Demanda mensual estimada de Agua Caliente Sanitaria.

CLIMATIZACIÓN PISCINAS TERMALES

La climatización del agua de los vasos a partir de un recurso geotérmico no va a contabilizarse como consumo térmico.

No obstante se ha estimado el consumo que supondría el no disponer de este recurso geotermal. Se ha considerado para los cálculos una renovación del agua de las piscinas de 0,5 ren./h para el CALDARIUM y el FRIGIDARIUM y una renovación de 0,15 ren./h para el TEMPLARIUM. Además se ha considerado que habrá recuperación de calor (50%).

		Consumo Energético (KWh)		
	T. Agua de Red (ºC)	**Caldarium (37ºC)**	**Templarium (33ºC)**	**Frigidarium (28ºC)**
ENERO	7	121.785	212.724	69.350
FEBRERO	7	113.928	199.000	44.742
MARZO	8	117.957	204.823	66.287
ABRIL	11	103.038	103.038	103.038
MAYO	13	98.816	98.816	98.816
JUNIO	15	88.220	144.692	43.403
JULIO	16	87.332	87.332	87.332
AGOSTO	16	87.332	87.332	87.332
SEPTIEMBRE	15	88.220	144.692	43.403
OCTUBRE	13	98.816	98.816	98.816
NOVIEMBRE	11	103.038	103.038	103.038
DICIEMBRE	8	117.957	204.823	66.287

TOTAL= 3.438.344 kWh

Tabla 7.1.3. Demanda mensual energética estimada para la climatización de los vasos del Balneario sin recurso geotérmico.

Como se puede observar el consumo sería mucho mayor al requerido en toda la instalación.

DESHUMIDIFICACIÓN AIRE BALNEARIO

El consumo energético de los equipos de deshumidificación se considera constante todos lo meses.

Funcionará 17 horas diarias durante todo el año.

CONSUMO ANUAL: 49.640 kWh

AIRE ACONDICIONADO

Hipótesis:

- El perfil diario de temperaturas de los meses de julio y agosto son muy parecidos por lo que se ha considerado que las cargas térmicas totales son iguales para ambos meses. Para los meses de junio y septiembre se ha supuesto que la potencia demandada será un 50% menor a la de julio y agosto.

- La potencia máxima de Aire Acondicionado se ha calculado para un día tipo del mes de agosto. Se ha supuesto que se necesitará refrigeración cada día durante 6 horas en los meses de junio, julio, agosto y septiembre. Se estima que en el resto de horas el enfriamiento será gratuito gracias al sistema de Free-Cooling.

	% Utilización Potencia Máxima			
	JUNIO	**JULIO**	**AGOSTO**	**SEPTIEMBRE**
10 H		FREE COOLING		
11 H				
12 H	44%	88%	88%	44%
13 H	47%	93%	93%	47%
14 H	50%	100%	100%	50%
15 H	49%	97%	97%	49%
16 H	44%	88%	88%	44%
17 H	36%	72%	72%	36%
18 H		FREE COOLING		
CONSUMO MENSUAL (kW):	9.752	20.155	20.155	9.752

POTENCIA MÁXIMA: 121 kW

TOTAL= 59.815 kWh

Tabla 7.1.4. Demanda total de aire acondicionado (120 días, 6 horas al día)

DEMANDA CONSUMO TÉRMICO TOTAL

	Consumo Mensual (kWh)					
	CALEFACCIÓN	**ACS**	**CLIMATIZACIÓN VASOS**	**DESHUMID.**	**AIRE ACONDICIONADO**	**TOTAL**
ENERO	214.917	27.356	-	4.985	-	247.258
FEBRERO	188.097	25.591	-	4.985	-	218.673
MARZO	168.429	26.636	-	4.985	-	200.050
ABRIL	146.973	23.687	-	4.985	-	175.645
MAYO	113.001	23.036	-	4.985	-	141.023
JUNIO	74.023	20.900	-	4.985	9.752	109.660
JULIO	46.488	20.877	-	4.985	20.155	92.504
AGOSTO	47.561	20.877	-	4.985	20.155	93.577
SEPTIEMBRE	74.023	20.900	-	4.985	9.752	109.660
OCTUBRE	120.869	23.036	-	4.985	-	148.890
NOVIEMBRE	171.648	23.687	-	4.985	-	200.319
DICIEMBRE	209.553	26.636	-	4.985	-	241.174

TOTAL CONSUMO ANUAL ESTIMADO= 1.978.432 kWh

Tabla 7.1.5. Demanda energía térmica total del Hotel-Balneario.

8. Descripción Instalación térmica

8.1. Descripción general

Se dispone de un caudal de agua geotérmica de 60 m³. Se prevé extraer del pozo 55 m³/h para su uso en las piscinas. Se ha de valorar el recurso geotérmico para poder dimensionar el sistema de apoyo de la instalación. En el Anexo 3 se adjunta un esquema completo de la instalación.

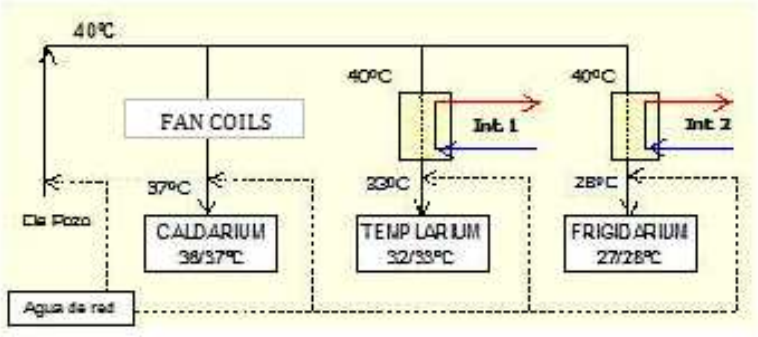


Figura 8.1.1.: Esquema principal de Intercambio de Calor Circuito Geotérmico-Circuito Secundario.

A pesar de que no es aconsejable utilizar Agua Geotérmica en un circuito de calefacción se aprovechará una pequeña parte de la energía del caudal de la línea del Caldarium para acondicionar la zona del balneario. y al mismo tiempo alcanzar la temperatura del vaso que es 3ºC menor. La zona del balneario tendrá que estar climatizada durante todo el año.

Por si fallara el sistema de bombeo de agua geotérmica o si se tuviera que realizarse alguna operación de mantenimiento se instalará un circuito paralelo de agua de red que deberá ser acondicionada mediante un sistema independiente.

CAUDAL TOTAL AGUA GEOTÉRMICA	66	m^3/h
CAUDAL CALDARIUM	17,5	m^3/h
CAUDAL TEMPLARIUM	25,8	m^3/h
CAUDAL FRIGIDARIUM	12,0	m^3/h
USO DIRECTO ZONA TERMAL	61	kW
Int. 1 (TEMPLARIUM)	210	kW
Int. 2 (FRIGIDARIUM)	167	kW
POTENCIA TOTAL	438	kW

Tabla 8.1.1.: Balance Energético Primario

* Las Temperaturas iniciales y finales de los balances energéticos se muestran en la Figura 8.1.1.
* Los balances de energía se han realizado suponiendo una renovación máxima del agua de las piscinas, es decir, una explotación máxima del recurso geotérmico.

La instalación consta de tres bombas de calor las cuales funcionarán de la forma siguiente:

INVIERNO	VERANO
B1 PRODUCCIÓN DE ACS	**B1** PRODUCCIÓN DE ACS
B2 APOYO CALEFACCIÓN	**B2** APOYO CALEFACCIÓN
B3 -	**B3** PRODUCCIÓN DE AGUA FRÍA - FAN COILS

(*) La bomba de calor B3 será reversible.

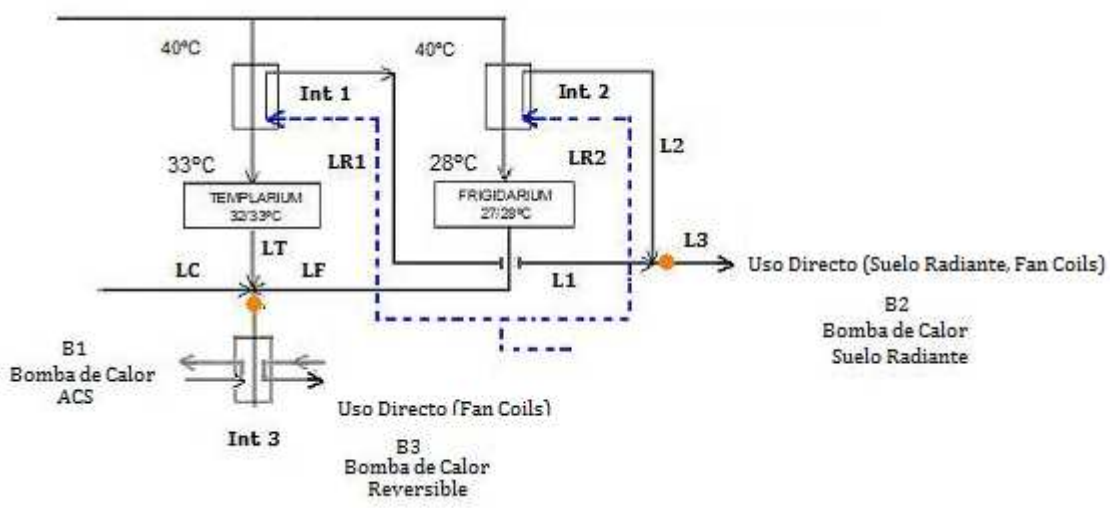


Figura 8.1.2.: Distribución del Circuito Secundario: Bomba de Calor Calefacción-Bomba de Calor ACS.

INTERCAMBIO ENERGÉTICO DE AGUA GEOTÉRMICA ANTES DE SU UTILIZACIÓN EN LAS PISCINAS

LINEA CALDARIUM

Como se ha mencionado anteriormente se utilizará de forma directa parte de la energía de la línea del Caldarium para acondicionar las instalaciones del balneario.

LINEA TEMPLARIUM Y FRIGIDARIUM

Una vez que el agua de red de las líneas LR1 y LR2 ha pasado por los intercambiadores 1 y 2 respectivamente, se mezcla (Linea 3 de la figura 8.1.2.). El caudal de agua total a la temperatura de mezcla se utilizará en un sistema de suelo radiante y en un sistema de Fan Coils. Si se necesitara una potencia mayor de calefacción, se pondría en funcionamiento la bomba de calor B2. El caudal necesario de la línea se desviaría hacia la bomba. La bomba de calor funcionará de forma intermitente produciendo agua caliente y acumulándola para poder suministrar calor rápidamente en la demanda pico.

INTERCAMBIO ENERGÉTICO DE AGUA GEOTÉRMICA DESPUÉS DE SU UTILIZACIÓN EN LAS PISCINAS

Los caudales geotérmicos de los tres vasos (LC, LT y LF) se juntan a la salida de los vasos. En un intercambiador, parte del calor del agua geotérmica se transfiere o al agua del circuito secundario de ACS o al agua del circuito de refrigeración.

CIRCUITO SECUNDARIO ACS

Al haber una gran demanda de agua caliente sanitaria y una utilización prolongada a lo largo del día para mantener la temperatura del agua acumulada se ha decidido diseñar una bomba de calor independiente para su acondicionamiento (B1-Bomba de Calor ACS). En la mayoría de casos las bombas de calor pueden proporcionar Agua Caliente Sanitaria y Calefacción dando prioridad a la producción de Agua Caliente Sanitaria. Si la bomba de calor B1 no pudiera funcionar, la Bomba de Calor de Calefacción B2 la sustituiría.

Esta bomba de calor funcionará principalmente en horario nocturno (6h). Durante el día producirá agua caliente para mantener el agua acumulada de forma discontinua.

CIRCUITO SECUNDARIO DE CLIMATIZACIÓN

Cuando no se necesite producir Agua Caliente Sanitaria, el agua geotérmica cederá su energía al circuito secundario de refrigeración.

En este circuito secundario se encuentra la Bomba de Calor 3 que aportará la potencia necesaria para refrigerar un circuito cerrado de refrigeración de agua. El caudal de la línea, que anteriormente ha aumentado su temperatura en el intercambiador, pasará por el condensador de la bomba de calor aumentando más su temperatura. Este recurso de agua caliente se aprovechará para climatizar el agua de las piscinas exteriores o para aumentar el rendimiento de la instalación precalentando caudales de otras líneas. En el evaporador, un caudal de agua se enfriará para ser utilizado en un sistema de aire acondicionado. El circuito será cerrado.

De esta forma, en caso de que se necesitara calefacción en una sala y refrigeración en otra, las bombas de calor 2 y 3 podrían trabajar de forma independiente.

No habrá competencia entre producción de ACS y agua fría ya que el ACS se almacena en horario nocturno cuando no es necesario refrigerar el edificio.

8.2. Sistema de distribución - Suelo Radiante

La calefacción por suelo radiante emplea calor radiante a baja temperatura como método de transferencia de calor. Las corrientes de convección son mínimas y el calor generado permanece en la zona inferior.

La utilización de suelo radiante no es suficiente cuando las temperaturas exteriores son muy bajas ya que la las necesidades de calefacción por m² de superficie son muy elevadas y para satisfacerlas se sobrepasarían los 29ºC máximos permitidos en la superficie del suelo.

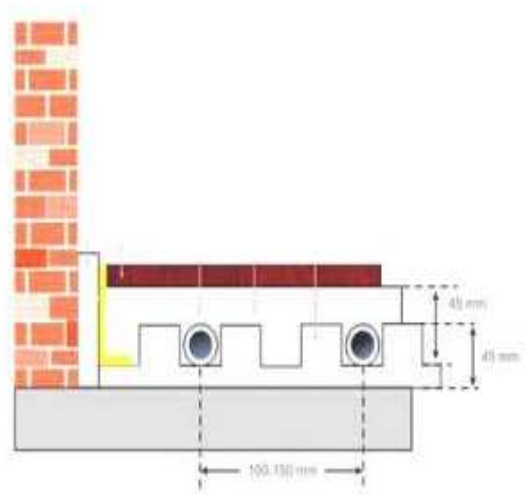


Figura 8.2.1.: Esquema instalación suelo radiante

La zona termal tiene una demanda de calefacción muy elevada por lo que no se utilizará suelo radiante.

En el Anexo 8 se resume el procedimiento de cálculo para seleccionar la longitud y el paso de tubo según la necesidad térmica de cada estancia.

A continuación se muestran los cálculos realizados para seleccionar la longitud y el paso de tubo que ha de instalarse en cada estancia, y el caudal de agua caliente necesario en los circuitos.

	Superficie (m^2)	T. Sala (ºC)	Potencia (kW)	Salto Agua-Aire	Necesidad Esp. por m^2	Necesidad Esp. por ºC	T. Superficie (ºC)	Long. Tubo (m)	Paso Tubo (cm)	Caudal Circuito (m^3/h)
Cocina	44,0	20	5,2	13	117,6	9,0	27,6	440,0	10	0,16
S. Estética	82,5	22	10,4	11	126,0	11,5	28,4	825,0	10	0,25
S. Meditación	38,5	20	4,5	13	117,6	9,0	27,6	385,0	10	0,14
Distribuidor	55,8	18	6,1	15	109,2	7,3	26,7	558,0	20	0,19
S. Musculación	55,8	15	5,4	18	96,6	5,4	23,7	279,0	30	0,19
Vestuario	27,9	22	3,5	11	126,0	11,5	28,4	279,0	10	0,09
Secretaría-Gerencia	44,0	20	5,2	13	117,6	9,0	27,6	440,0	10	0,16
Gimnasio	121,0	15	11,7	18	96,6	5,4	22,2	605,0	30	0,42
RECEPCIÓN	294,0	18,0	38,5	15	131,0	8,7	26,7	2940,0	10	1,23
Recepción	28,3	18	3,1	15	109,2	7,3	26,7	282,5	10	0,10
Aseos	40,0	22	5,0	11	126,0	11,5	28,4	400,0	10	0,12
Vestuarios/Duchas	88,3	22	11,1	11	126,0	11,5	28,4	882,5	10	0,27
S. Masajes/Bar/Rayos UVA	156,5	22	19,7	11	126,0	11,5	28,4	1565,0	10	0,48
B. termal 36ºC/25ºC	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zona 5A	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Zona 5B	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
Habitaciones Hotel	495	18	102,5	15	207,1	13,8	25,2	2475,0	20	2,07

CAUDAL TOTAL DE AGUA: 21m³

Tabla 8.2.1.: Cálculo de longitud y paso de tubos y caudal circuito suelo radiante

Se ha supuesto una temperatura exterior de proyecto de –8ºC. No se ha tenido en cuenta la potencia térmica destinada a acondicionar el aire de renovación.

	POTENCIA MÁXIMA DEMANDADA	POTENCIA CUBIERTA POR	% POTENCIA CUBIERTA
Cocina	5,2	4,0	77,2%
S. Estética	10,4	6,3	61,0%
S. Meditación	4,5	3,5	77,2%
Distribuidor	6,1	4,9	79,6%
S. Musculación	5,4	4,8	89,7%
Vestuario	3,5	2,1	61,0%
Secretaría-Gerencia	5,2	4,0	77,2%
Gimnasio	11,7	10,5	89,7%
RECEPCIÓN	38,5	30,8	79,9%
Recepción	3,1	2,5	79,6%
Aseos	5,0	3,1	61,0%
Vestuarios/Duchas	11,1	6,8	61,0%
S. Masajes/Bar/Rayos	19,7	12,0	61,0%
B. termal 36ºC/25ºC	23,0	-	0,00%
Zona 5A	82,3	-	0,00%
Zona 5B	50,3	-	0,00%
Habitaciones Hotel	102,5	51,9	50,6%

*** POTENCIA CALEFACCIÓN AIRE RENOVACIÓN: 127 kW**

Tabla 8.2.2.: Porcentaje Potencia Cubierta por Suelo Radiante

El caudal de agua necesaria para que el suelo radiante pueda aportar .147 kW de calefacción es de 21 m^3/h. La instalación de suelo radiante cubre el 28% de la demanda pico de calefacción incluyendo la renovación de aire exterior.

A continuación se muestran los datos utilizados para calcular la temperatura de entrada al circuito de suelo radiante.

USO DIRECTO - Suelo Radiante

T. SALIDA SUELO RADIANTE	28	ºC
T. ENTRADA SUELO RADIANTE	38	ºC
(T mezcla lineas L1 y L2)		
T. MEDIA AGUA SUELO RADIANTE	33	ºC
Caudal Int. 1 (LINEA 1)	18	m^3/h
T ENTRADA	28	ºC
T SALIDA	38	ºC
Caudal Int. 2 (LINEA 2)	16	m^3/h
T ENTRADA	28	ºC
T SALIDA	37	ºC

*** Intercambiadores en contracorreinte.**

CAUDAL TOTAL	34	m^3/h
CAUDAL SUELO RADIANTE	21	m^3/h

Tabla 8.2.3.: Aprovechamiento Directo – Suelo Radiante

La climatización por suelo radiante es la tecnología más adecuada si se dispone de un recurso geotérmico a baja temperatura porque se evita el uso de una bomba de calor o caldera. Los radiadores y Fan Coils trabajan con temperaturas de agua más elevadas. De los 34 m^3/h del circuito todavía se disponen de 13 m^3/h para utilizar en el sistema de distribución de Fan-Coils.

8.3. Sistema de distribución -Fan Coils

Normalmente se utiliza el sistema de Fan Coils en el circuito de renovación de aire para acondicionar la temperatura del aire exterior a la de las salas. En la figura 8.3.1. se puede ver un esquema simplificado de funcionamiento.

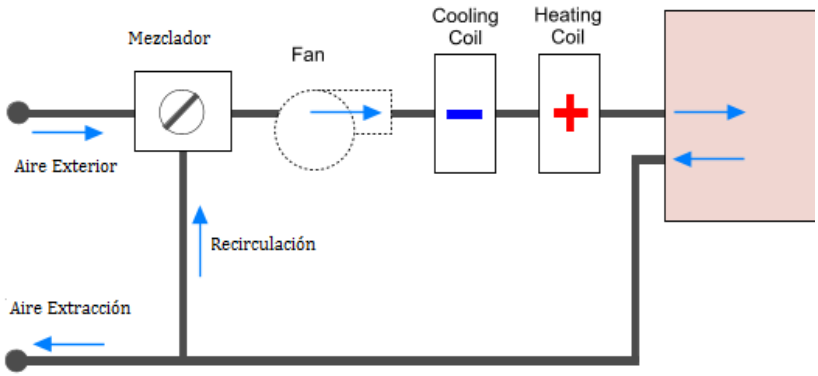


Figura 8.3.1.: Circuito de renovación de aire con calefacción o refrigeración de aire.

APROVECHAMIENTO DIRECTO ENERGÍA GEOTÉRMICA:

Antes de entrar en el vaso, el caudal de agua geotérmica se introducirá directamente en el circuito de Fan Coils de la zona de los vasos.

USO DIRECTO - FAN COILS

CAUDAL AGUA CALIENTE FAN COILS	17,5	m^3/h
(Caudal Geotérmico Caldarium)		
T. ENTRADA FAN COIL	40	ºC
T. SALIDA FAN COIL	37	ºC
POTENCIA CALORÍFICA AGUA	43	kW
RENDIMIENTO	70%	
CONSUMO ELÉCTRICO MOTOR: 0,54 kW / 1000 m^3 Aire		
Unidad Fan Coil		
Caudal Agua	1	m^3/h
Caudal Aire	1500	m^3/h
POTENCIA CALORÍFICA	1,95	kW
RENDIMIENTO: 0,7		
Nº Unidades	22	

Tabla 8.3.1.2.: Aprovechamiento directo mediante Fan Coils del agua geotérmica del Caldarium antes de entrar en el vaso.

Antes de que los caudales de agua geotérmica del Templarium y el Frgidarium lleguen a los vasos cederán parte de su energía al caudal de agua de un circuito secundario.

USO DIRECTO - FAN COILS

CAUDAL AGUA CALIENTE FAN COILS	13	m^3/h
T. ENTRADA FAN COIL	38	ºC
T. SALIDA FAN COIL	30	ºC
POTENCIA CALORÍFICA AGUA	85	kW
RENDIMIENTO SISTEMA	70%	

CONSUMO ELÉCTRICO MOTOR: 0,54 kW / 1000 m^3 Aire

Unidad Fan Coil

Caudal Agua	1	m^3/h
Caudal Aire	1500	m^3/h
POTENCIA CALORÍFICA	4,64	kW
RENDIMIENTO: 0,5		
Nº Unidades	18	

Tabla 8.3.1.2.: Aprovechamiento directo mediante Fan Coils del agua geotérmica de las líneas L8 y L9 después de haber pasado por el intercambiado 1 y 2.

Por último, los caudales de agua geotérmica a la salida de los vasos, cederán calor a otro circuito secundario, siempre que no esté funcionando la bomba de calor de producción de ACS.

USO DIRECTO - FAN COILS

CAUDAL AGUA CALIENTE FAN COILS	55,3	m^3/h
T. ENTRADA FAN COIL	33	ºC
T. SALIDA FAN COIL	30	ºC
POTENCIA CALORÍFICA AGUA	143	kW
RENDIMIENTO	70%	

CONSUMO ELÉCTRICO MOTOR: 0,54 kW / 1000 m^3 Aire

Unidad Fan Coil

Caudal Agua	2	m^3/h
Caudal Aire	1500	m^3/h
POTENCIA CALORÍFICA	5,17	kW
RENDIMIENTO: 0,6		
Nº Unidades	28	

Tabla 8.3.1.3.: Aprovechamiento directo mediante Fan Coils del agua geotérmica de las líneas L2 y L3 y L4 a la salida de los vasos.

8.4. Sistema de apoyo - Bombas de Calor

Se pretende utilizar bombas de calor agua-agua ya que su uso principal será la producción de agua caliente, tanto para su uso doméstico y sanitario como para su uso en los diversos circuitos de suelo radiante así como en los equipos de convección forzada (Fan-Coils).

El refrigerante utilizado en las bombas de calor es HCF 134a. En el Anexo 7 se incluye su diagrama Presión-Entalpía.

Se estima que el agua geotérmica se mantendrá a una temperatura constante todo el año por lo que el agua de red de los circuitos secundarios también se puede considerar constante. En función de la potencia máxima requerida de calefacción o agua caliente sanitaria se necesitará más o menos caudal de refrigerante y, por lo tanto el compresor realizará más o menos trabajo.

La bomba de calor de apoyo a la calefacción ha de satisfacer la demanda pico de calefacción. Según la curva monótona de demanda de potencia el recurso geotérmico podrá abastecer la demanda de calefacción hasta una temperatura exterior de 0ºC.

La potencia máxima que puede obtenerse del uso directo de la geotermia es la siguiente:

APROVECHAMIENTO DIRECTO GEOTERMIA		
CIRCUITOS FAN COILS		
LINEA 1	85	kW
LINEA 10	43	kW
LINEA 5	143	kW
SUELO RADIANTE	147	kW
POTENCIA GEOTERMIA	417	kW
POTENCIA MÁXIMA	526	kW
POTENCIA BOMBA DE CALOR	109	kW

Tabla 8.4.1.: Potencia de apoyo necesaria a –8ºC.

Por otra parte, una segunda bomba de calor deberá tener una potencia térmica de 110 kW (Ver apartado 6.2.) para producir 20m^3/dia de ACS en horario nocturno.

Por último, una tercera bomba de calor, que funcionará principalmente en verano, tendrá que producir agua fría a 7ºC para acondicionar el aire en verano a través del circuito de Fan Coils.

Esta bomba tendrá que tener una potencia térmica de 120 kW.

BOMBA DE CALOR CALEFACCIÓN– AGUA - AIRE

Se ha decidido utilizar una bomba de calor Agua – Aire porque no tiene sentido que el mismo caudal de la línea de calefacción que se ha calentado en el condensador, a la salida del suelo radiante o del sistema de retorno de Fan Coils se enfríe en el evaporador para luego volverse a calentar en los intercambiadores 1 y 2. En cambio, si se utiliza parte del caudal de aire de extracción que no tiene una temperatura tan baja como la exterior se puede obtener un buen rendimiento.

A partir del diagrama de Presión Entalpía del refrigerante se ha calculado el COP de la bomba de calor. El rendimiento de la bomba de calor no será constante ya que si la temperatura exterior es de –8ºC la temperatura del aire de extracción, una vez se haya realizado la recuperación de calor será de 7ºC mientras que si la temperatura exterior es de 0ºC la temperatura del aire a la entrada en el evaporador será de 11ºC.

BOMBA DE CALOR APOYO CALEFACCIÓN - AGUA AIRE

REFRIGERANTE	HFC -134 A	
TEMPERATURA EVAPORADOR (ºC)	0	ºC
PRESIÓN EVAPORADOR (bar)	4	bar
TEMPERATURA CONDENSADOR	50	ºC
PRESIÓN EVAPORADOR (bar)	15	bar
	Entalpía (kJ/kg)	
EVAPORACIÓN	265	390
COMPRESIÓN	390	450
CONDENSACIÓN	450	265
POTENCIA TÉR MICA (*)	171	kW
Caudal refrigerante:	0,92	kg/s
TRABAJO	60	kJ/kg
CODENSACIÓN	185	kJ/kg
EVAPORACIÓN	125	kJ/kg
COP=	3,1	
TRABAJO COMPRESOR	55	kW

(*) POTENCIA NECESARIA PARA AUMENTAR 21m^3/h de agua de 38ºC a 45ºC.

Tabla 8.4.2.: Balance energético de la bomba de calor de calefacción.

Si se hubiera aprovechado el recurso geotérmico el COP de la bomba Agua-Agua sería mayor pero no se realizaría un aprovechamiento energético adecuado. Además, la reglamentación vigente no lo permite.

BOMBA DE CALOR ACS

La potencia necesaria para calentar el agua en el mes más desfavorable es de 110 kW. La temperatura del agua de red es de 7ºC y ha de aumentar hasta 45ºC. El caudal de agua geotérmica a la entrada del intercambiador 3 se encuentra a 33ºC. La bomba de calor funcionará en horario nocturno. Se han realizado los cálculos suponiendo que el agua de red está a 7ºC. Una posible mejora podría ser precalentar el agua de red en un intercambiador de calor a partir del recurso geotérmico. De esta forma disminuiría el trabajo del compresor.

BOMBA DE CALOR ACS		
REFRIGERANTE	HFC -134 A	
TEMPERATURA EVAPORADOR (ºC)	20	ºC
PRESIÓN EVAPORADOR (bar)	7	bar
TEMPERATURA CONDENSADOR (ºC)	50	ºC
PRESIÓN EVAPORADOR (bar)	10	bar
	Entalpía (kJ/kg)	
EVAPORACIÓN	265	405
COMPRESIÓN	405	440
CONDENSACIÓN	425	265
POTENCIA TÉR MICA (*)	147	kW
Caudal refrigerante:	0,92	kg/s
TRABAJO	35	kJ/kg
CODENSACIÓN	160	kJ/kg
EVAPORACIÓN	140	kJ/kg
COP=	4,6	
TRABAJO COMPRESOR	32	kW

(*) POTENCIA NECESARIA PARA AUMENTAR 20m^3/h de agua de 38ºC a 45ºC.

Tabla 8.4.3.: Balance energético de la bomba de calor de calefacción.

La temperatura del caudal de agua geotérmica, al ser muy grande, 55 m3 /h, solo disminuirá 2ºC su temperatura. A continuación se reinyectará en el pozo.

BOMBA DE CALOR AIRE ACONDICIONADO

Para saber el caudal de agua fría que ha de producir la bomba de calor se ha de definir el salto térmico de diseño de los Fan-Coils. Se ha seleccionado una unidad en la que el agua fría entra a 7ºC y sale a 12ºC.

Una vez determinados el número de unidades necesarias para cubrir la demanda pico de aire acondicionado se podrá diseñar la capacidad de la bomba de calor.

Como se puede observar en la tabla 8.4.3. para conseguir una potencia de 120kW se necesitan 29 unidades de Fan-Coils. En total un caudal de agua fría a 7ºC de 26 m^3/h.

FAN-COILS REFRIGERACIÓN		
CAUDAL AGUA FRÍA FAN COILS	26	m^3/h
T. ENTRADA FAN COIL	7	ºC
T. SALIDA FAN COIL	12	ºC
POTENCIA CALORÍFICA AGUA	121	kW
RENDIMIENTO	80%	
CONSUMO ELÉCTRICO MOTOR: 0,54 kW / 1000 m^3 Aire		
Unidad Fan Coil		
Caudal Agua	1	m^3/h
Caudal Aire	1000	m^3/h
POTENCIA CALORÍFICA	4,18	kW
RENDIMIENTO: 0,9		
Nº Unidades	29	

Tabla 8.4.4.: Determinación del caudal necesario de agua fría para refrigeración.

El caudal de agua geotérmica cede su energía a la línea del condensador de la bomba de calor. El caudal de esta línea aumenta su temperatura y esa energía se puede aprovechar para climatizar las piscinas exteriores o la puede ceder a la línea de calefacción para no tener que utilizar la bomba de calor de calefacción en verano y entretiempo. Una vez que ha cedido su energía retorna al intercambiador. En el evaporador, el caudal de agua necesario para refrigerar el edificio, 29m^3/h, se enfría a 7ºC. Después de ser utilizado en las líneas de Fan-Coils, retorna al evaporador a una temperatura de nuevo a 12ºC cerrando el ciclo.

A continuación se muestra un esquema del proceso.

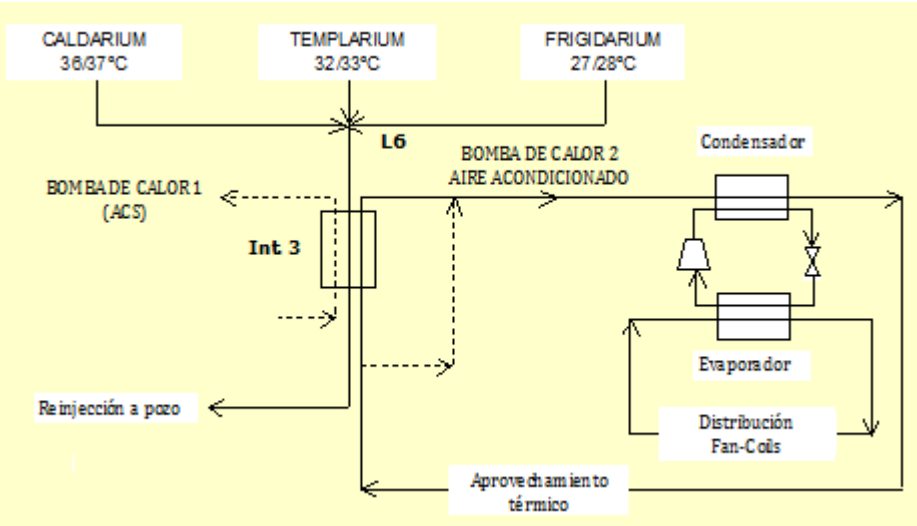


Figura 8.4.1.: Diagrama de flujo del circuito de la bomba de calor en ciclo refrigeración.

Se ha fijado un aumento de 10ºC de la temperatura de la línea del condensador. Después de aprovechar el caudal caliente en piscinas exteriores o para precalentar agua se recirculará de nuevo al intercambiador.

El circuito cerrado de agua fría entrará en el evaporador a 12ºC y se enfriará a 7ºC. En el sistema de distribución de Fan-Coils cederá su energía al aire y volverá al evaporador a 12ºC.

BOMBA DE CALOR PRODUCCIÓN AGUA FRÍA

REFRIGERANTE	HFC -134 A	
TEMPERATURA EVAPORADOR (ºC)	3	
PRESIÓN EVAPORADOR (bar)	4	
TEMPERATURA CONDENSADOR (ºC)	45	
PRESIÓN EVAPORADOR (bar)	12	
	Entalpía (kJ/kg)	
EVAPORACIÓN	260	390
COMPRESIÓN	390	440
CONDENSACIÓN	440	260
POTENCIA TÉR MICA (*)	151	kW
Caudal refrigerante:	0,69	kg/s
TRABAJO	50	kJ/kg
CODENSACIÓN	180	kJ/kg
EVAPORACIÓN	130	kJ/kg
COP=	2,6	
TRABAJO COMPRESOR	34	kW

(*) POTENCIA NECESARIA PARA DISMINUIR LA TEMPERATURA DE 26m3/h de agua de 12ºC a 7ºC.

Tabla 8.4.3.: Balance energético de la bomba de calor de refrigeración de agua.

Como se puede observar el COP de refrigeración no es muy elevado. También se podría haber utilizado una bomba de calor convencional Agua Aire en la que el aire de extracción se calentaría en el evaporador antes de abandonar el edificio.

9. Ahorro energético

La geotermia puede proporcionar 417 kW de los 526 kW que se requieren en la demanda pico de calefacción. Para producir agua caliente sanitaria y agua fría necesitará el apoyo de una bomba de calor.

A continuación se va a realizar una comparación entre la energía primaría que se necesitaría disponiendo del recurso geotérmico y sin disponer de él.

CON GEOTERMINA

- Demanda energética calefacción

Se ha extrapolado la curva de demanda monótona de potencia para obtener el número de horas anuales en las que la potencia demandada no puede cubrirse en su totalidad a partir del recurso geotérmico.

INTERVALO TEMP.	Nº HORAS ANUALES	DEMANDA POTENCIA (kW)	PORCENTAJE GEOTERMIA	P. TÉRMICA B.C. (kW)	CONSUMO ELÉCTRICO B.C. (kWh)	ENERGÍA PRIMARIA (kWh)
-8/-7	10	526	79%	110	262	728
-7/-6	20	510	82%	93	443	1230
-6/-5	30	492	85%	75	536	1488
-5/-4	45	480	87%	63	675	1875
-4/-3	50	465	90%	48	571	1587
-3 / -2	59	430	97%	13	183	507
-2 / -1	149	412	100%	0	0	0

TOTAL CONSUMO PRIMARIO= 7.415 kWh

B.C= BOMBA DE CALOR
Se ha supuesto un COP de 4,2
Se ha supuesto un rendimiento eléctrico de 0,36

Tabla 9.1.: Cálculo de consumo de energía primaria en calefacción con recurso geotérmico.

- Demanda energética ACS

Considerando que la bomba de calor de agua caliente sanitaria funcionará 6 horas al día durante todo el año y que tiene una potencia térmica de 110 kW y un COP de 4,2 se ha supuesto el consumo de energía primaria.

DEMANDA ENERGÉTICA DE ACS	240.900	kWh
CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL BC	57.357	kWh
CONSUMO ENERGÍA PRIMARIA	159.325	kWh

- Demanda energética Aire Acondicionado

Las necesidades de aire acondicionado son de 59.815 kWh anuales. Suponiendo que la bomba de calor tiene un COP de 4,2 se ha estimado el consumo de energía primaria.

DEMANDA ENERGÉTICA AIRE ACONDICIONADO	59.815	kWh
CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL BC	14.242	kWh
CONSUMO ENERGÍA PRIMARIA	39.560	kWh

La demanda total anual de energía primaria es de **206.301** kWh.

SIN GEOTERMINA

- Demanda energética calefacción

Suponiendo que la demanda de calefacción se cubre con el calor aportado por una caldera se ha realizado el balance siguiente para obtener el consumo de energía primaria.

INTERVALO TEMP.	Nº HORAS ANUALES	DEMANDA POTENCIA (kW)	ENERGÍA PRIMARIA (kWh)	CONSUMO GAS NATURAL (m^3)
-8/-7	10	526	6.188	0,16
-7/-6	20	510	12.000	0,31
-6/-5	30	492	17.365	0,45
-5/-4	45	480	25.412	0,65
-4/-3	50	465	27.353	0,70
-3 / -2	59	430	29.847	0,77
-2 / -1	149	412	72.221	1,85
-1 / 0	211	431	107.018	2,75
0 / 1	303	431	153.679	3,95
1 / 2	269	431	136.435	3,50
2 / 3	396	431	200.848	5,16
3 / 4	390	431	197.805	5,08
4 / 5	458	431	232.294	5,97
5 / 6	575	431	291.636	7,49
6 / 7	456	431	231.280	5,94
7 / 8	454	431	230.265	5,91
8 / 9	421	431	213.528	5,48
9 / 10	395	431	200.341	5,15
10 / 11	550	431	278.956	7,16
11 / 12	427	431	216.571	5,56
12 / 13	459	431	232.801	5,98
13 / 14	336	431	170.417	4,38
14 / 15	338	431	171.431	4,40
15 / 16	429	431	217.585	5,59
16 / 17	245	431	124.262	3,19
17 / 18	307	431	155.708	4,00
18 / 19	243	431	123.248	3,17
19 / 20	153	431	77.600	1,99
20 / 21	274	431	138.971	3,57
21 / 22	184	431	93.323	2,40

TOTAL CONSUMO ENERGÍA PRIMARIA= 4.386.386 kWh

Se ha supuesto que la caldera tiene un rendimiento del 85%.
PCI Gas Natural= 38.937 kJ/m^3

Tabla 9.2.: Cálculo de consumo de energía primaria en calefacción sin recurso geotérmico.

- Demanda energética ACS

La demanda de energía primaria para ACS se calcula igual que en el cálculo de consumo de energía primaria con recurso geotérmico. No obstante, al no disponer de una fuente de calor, el rendimiento de la bomba de calor será menor. Se ha supuesto un COP 3.

DEMANDA ENERGÉTICA DE ACS	240.900	kWh
CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL BC	80.300	kWh
CONSUMO ENERGÍA PRIMARIA	223.056	kWh

- Demanda energética Aire Acondicionado

Para cubrir las necesidades de refrigeración sin recurso geotérmico se ha estudiado la idea de utilizar enfriadores de agua. Se ha supuesto un rendimiento del 75%.

DEMANDA ENERGÉTICA AIRE ACONDICIONADO	59.815	kWh
CONSUMO ELÉCTRICO ANUAL BC	70.371	kWh
CONSUMO ENERGÍA PRIMARIA	195.474	kWh

AHORRO ENERGÉTICO

COMPARATIVA

CONSUMO SISTEMA CONVENCIONAL	4.804.916	kWh
CONSUMO SISTEMA CON RECURSO GEOTËRMICO	206.301	kWh

AHORRO ENERGÉTICO = 96%

10. Conclusiones

Los objetivos de este proyecto han sido principalmente:

- Realizar un estudio de demanda energética de un edificio (calefacción, agua caliente sanitaria y aire acondicionado).
- Cuantificar un recurso renovable (agua geotérmica).

El recurso geotérmico disponible cubre la casi totalidad de la demanda térmica de calefacción del edificio. En cambio, para abastecer la demanda de agua caliente sanitaria y aire acondicionado es imprescindible la implementación de una bomba de calor.

En lo que se refiere al primer objetivo, el consumo de calefacción ha resultado ser muy grande. Esto se debe a que dos grandes superficies, el recinto del Templarium y la recepción del hotel tienen doble techo y al calcular las pérdidas en calefacción se ha contabilizado todo el volumen de las estancias cuando, en función de la distribución de calefacción empleada, no sería necesario.

Además, las perdidas de calor en el Templarium son muy importantes debido a su gran superficie acristalada la sala. son muy grandes. Por consiguiente, la repercusión en la demanda energética global no es despreciable.

No se han propuesto ideas para disminuir el consumo energético porque no era en sí el objetivo principal. Pero es evidente que la aplicación de soluciones de ahorro energético en calefacción y aire acondicionado es tan importante o más que .un eficiente diseño de la instalación de climatización.

Un aspecto a tener en cuenta es la cantidad de energía que se requiere para mantener la temperatura de una piscina termal si se cumple la normativa en cuanto a renovaciones horarias. Por ese motivo, los vasos los suelen hacer de poca profundidad y no muy grandes. En una piscina deportiva el consumo sería mucho menor .

Las cargas térmicas han sido objeto de un estudio exhaustivo. Se ha evaluado la carga térmica global de cada estancia teniendo en cuenta como principales parámetros la orientación del edificio, la actividad desarrollada en la sala y la normativa concerniente a la renovación de aire. Esta evaluación, realizada para cada hora comprendida entre las 10 de la mañana a 6 de la tarde para un día tipo del mes de agosto, ha sido necesaria para estimar el consumo energético anual de aire acondicionado y la máxima potencia requerida.

No se ha contabilizado la energía eléctrica consumida por ventiladores y dehumidificadores. Una posible mejora podría ser aprovechar la extracción del agua del pozo geotérmico para, mediante un salto forzado, obtener energía eléctrica en una turbina. De esta manera el consumo eléctrico de bombas hidráulicas, bombas de calor, iluminación, etc, también podía estar parcial o totalmente mente cubierto.

Se ha considerado un tiempo de explotación del recurso de 50 años. Se tendría que evaluar el coste total del sistema de abastecimiento energético a partir de la energía geotérmica y evaluar el tiempo de amortización.

Para dimensionar el sistema de explotación del recurso geotérmico se han considerado varias opciones. Se ha escogido aquella que se adecuaba más a las necesidades del edificio. Por ejemplo, en vez de utilizar la misma bomba de calor para calefacción y aire acondicionado (bomba de calor reversible), se ha optado por utilizar bombas de calor independientes. De esta forma, el sistema es más flexible.

Otro objetivo ha sido la familiarización con los sistemas de distribución de calor más habituales: suelo radiante y Fan-Coils. También se ha estimado el consumo eléctrico de las bombas de calor y se ha evaluado el recurso gratuito de Free-Cooling.

La conclusión general es que la disminución del consumo energético de edificios mediante utilización de recursos renovables y soluciones bioclimáticas es uno de los puntos que más se puede trabajar en la actualidad para disminuir el consumo global de muchas ciudades. Es muy importante que los edificios de nueva construcción cumplan con la normativa y aplique las soluciones energéticas disponibles.

11. Bibliografía

ENERGIA GEOTÉRMICA – INGENIERÍA Y APLICACIONES
MIGUEL VILLARUBIA

CONCEPTOS BÁSICOS PARA EL AHORRO ENERGÉTICO EN INSTALACIONES DE AIRE ACONDICIONADO
NESTOR QUADRI
http://www.aciem.org/bancoconocimiento/a/ahorroenergeticoaireacond/Ahorroaire%20condicionado.pdf

UPONOR – APLICACIONES DE CALEFACCIÓN Y CLIMATIZACIÓN MANUAL TÉCNICO
http://www.uponor.es/docs/sec5/MT_cal_suelo_radiante.pdf

DOCUMENTO BÁSICO HE - AHORRO DE ENERGÍA (CÓDIGO TÉCNICO DE LA EDIFICACIÓN)

LIBRO DE COMENTARIOS AL RITE – ITE03 CÁLCILO (IADAE)

ANEXOS

ANEXO 1: DISTRIBUCIÓN ESTANCIAS BALNEARIO

ANEXO 2: CÁLCULO POTENCIA Y CONSUMO CALEFACCIÓN

ANEXO 3: ESQUEMA INSTALACIÓN TÉRMICA

ANEXO 4: METODOLOGÍA CÁLCULO POTENCIA CLIMATIZACIÓN PISCINAS

ANEXO 5: METODOLOGÍA CÁLCULO CARGAS TÉRMICAS (VERANO)

ANEXO 6: TABLAS CÁLCULO CARGAS TÉRMICA (VERANO)

ANEXO 7: DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA DEL REFRIGERANTE HCF 134a

ANEXO 8: DIMENSIONAMIENTO SUELO RADIANTE

ANEXO 1: DISTRIBUCIÓN ESTANCIAS BALNEARIO

Primera Planta - Balneario

ZONA 1
- Sala Meditación
- Sala Estética
- Cocina
- Bestuario Gimnasio
- Sala Musculación
- Distribuidor
- Gimnasio
- Gerencia
- Secretaria

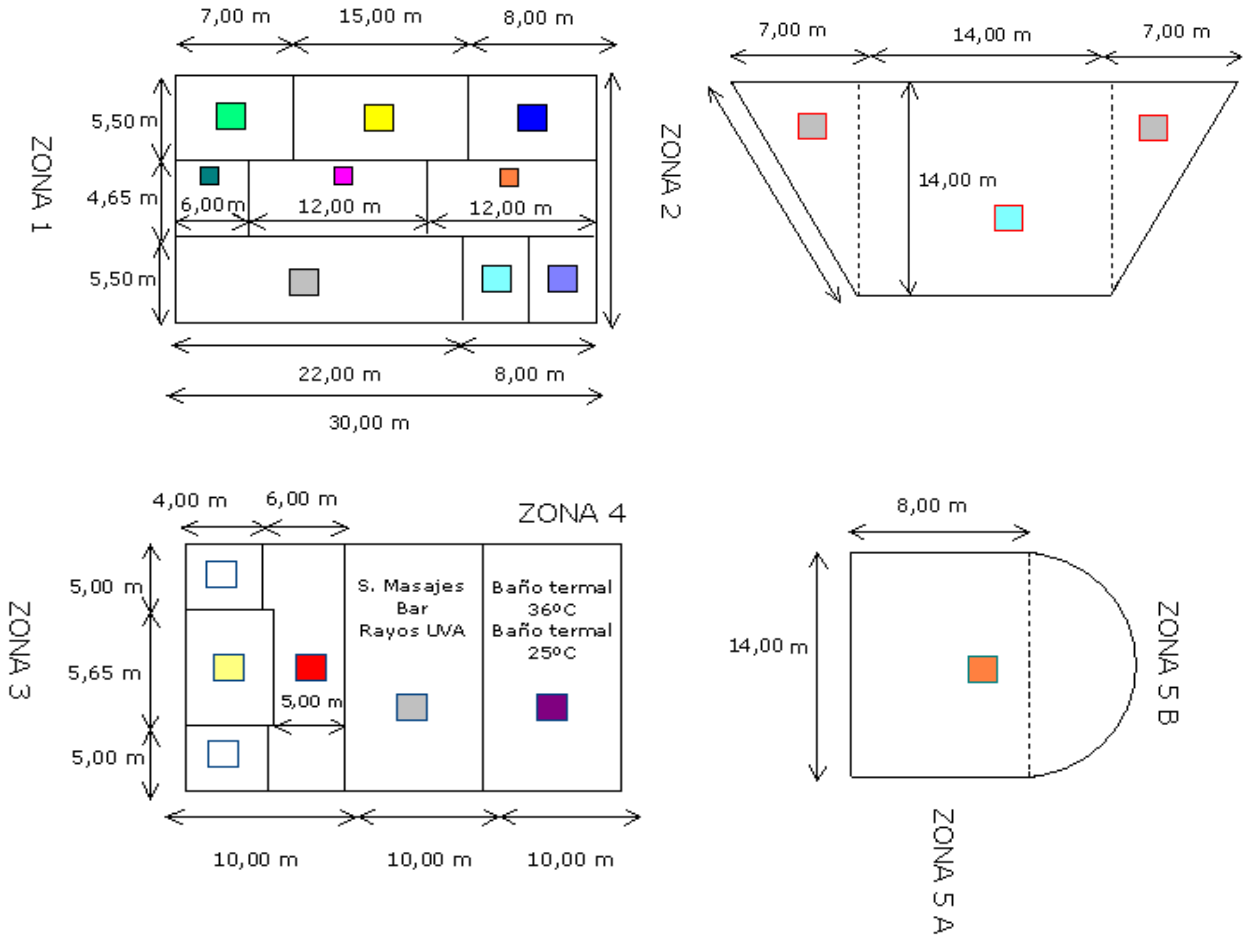
ZONA 2 (*)
- Recepción
- Escaleras / Ascensor

ZONA 3
- Lavabos
- Recepción Balneario
- Bestuario Balneario
- Sala Masajes
- Bar
- Rayos UVA

ZONA 4
- Caldarium / Frigidarium

ZONA 5 (*)
- Templarium
- Solarium

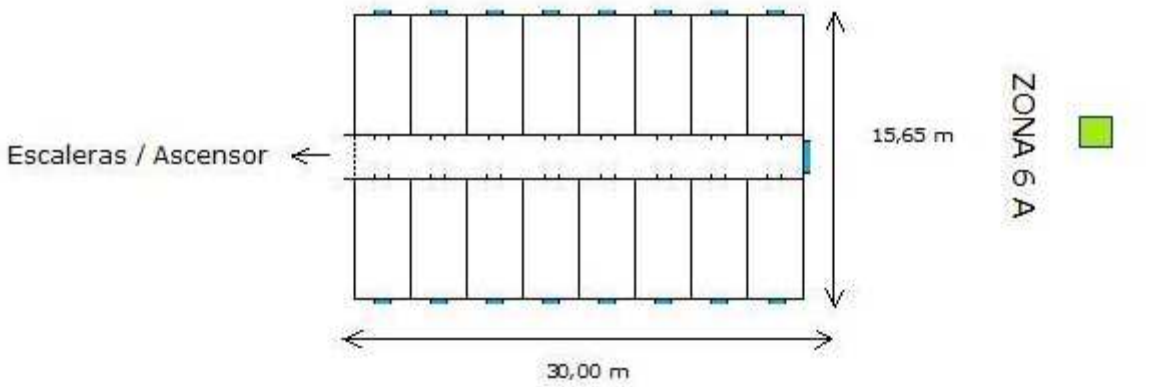
(*) Estancias de doble altura

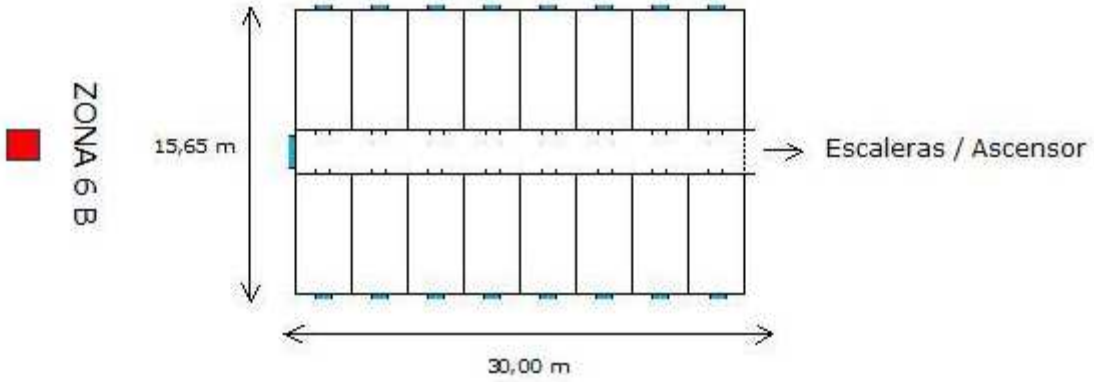


ZONA 6

Habtaciones Hotel Orientación Nor Oeste y Orientación Sur Este

Habitaciones Hotel Orientación Norte y Orientación Sur





Superficies y volúmenes estancias

ZONA 1		
Cocina	44	m^2
S. Estética	83	m^2
S. Meditación	39	m^2
Distribuidor	56	m^2
S. Musculación	56	m^2
Vestuario	28	m^2
Secretaría-Gerencia	44	m^2
Gimnasio	121	m^2
Sup. Total Zona 1	470	m^2

G=1,2 W/m^3ºC
Altura=3,5 m
Tint,p=22 ºC

Volumen Zona 1	1.643	m^3

ZONA 2		
Recepción		
Sup. Total Zona 2	294	m^2

G=1,2 W/m^3ºC
Altura=6 m
Tint,p=15 ºC

Volumen Zona 2	2.058	m^3

ZONA 3		
Recepción	28	m^2
Aseos	40	m^2
Vestuarios/Duchas	88	m^2
S. Masajes/Bar/Rayos UVA	157	m^2
Sup. Total Zona 3	313	m^2

G=1,2 W/m^3ºC
Altura=3,5 m
Tint,p=22 ºC

Volumen Zona 3	1.096	m^3

ZONA 4		
B. termal 36ºC / B. termal 25ºC		
Sup. Total Zona 4	157	m^2

G=1,2 W/m^3ºC
Altura=3,5 m
Tint,p=27 ºC

Volumen Zona 4	548	m^3

ZONA 5		
B. Termal 36ºC / Solarium		
Sup. Zona 5A	112	m^2
Sup. Zona 5B	77	m^2
Sup. Total Zona 5	189	m^2

G=4 W/m^3ºC
Tint,p=27 ºC
Zona 5A (Techo Traingular - Altura Total 7 m)
Zona 5B (Techo Cónico - Altura Total 7m)

Volumen zona 5A	588	m^3
Volumen zona 5B	359	m^3
Volumen Zona 5	947	m^3

ZONA 6		
Habitación Hotel	28	m^2
Total Habitaciones	880	m^2
Superficie Pasillo	59	m^2
Sup. Total Zona 6	967	m^2

G=1,2 W/m^3ºC
Altura=3,5 m
Tint,p=18 ºC

Volumen Zona 6	3.287	m^3

ANEXO 2: CÁLCULO POTENCIA Y CONSUMO CALEFACCIÓN

		SUP. (m^2)	VOL. (m^3)	T. int,p (ºC)	P. Térmica (kW)	GD18 (MWh/año)	GD22 (MWh/año)
ZONA 1	Cocina	44,0	154	20	5,2	12,16	17,66
	S. Estética	82,5	289	22	10,4	22,80	33,11
	S. Meditación	38,5	135	20	4,5	10,64	15,45
	Distribuidor	55,8	195	18	6,1	15,42	22,39
	S. Musculación	55,8	195	15	5,4	15,42	22,39
	Vestuario	27,9	98	22	3,5	7,71	11,20
	Secretaría-Gerencia	44,0	154	20	5,2	12,16	17,66
	Gimnasio	121,0	424	15	11,7	33,44	48,56
ZONA 2	RECEPCIÓN	294,0	1235	18	38,5	97,52	141,59
ZONA 3	Recepción	28,3	99	18	3,1	7,81	11,34
	Aseos	40,0	140	22	5,0	11,06	16,05
	Vestuarios/Duchas	88,3	309	22	11,1	24,39	35,42
	S. Masajes/Bar/Rayos UVA	156,5	548	22	19,7	43,26	62,81
ZONA 4	B. termal 36ºC/25ºC	156,5	548	27	23,0	43,26	62,81
ZONA 5	Zona 5A	112,0	588	27	82,3	154,79	224,74
	Zona 5B	77,0	359	27	50,3	94,55	137,29
TOTAL	Planta BAJA + RECEPCIÓN	1422,0	5468		285	606,40	880,46

PRIMERA PLANTA (HABITACIONES)

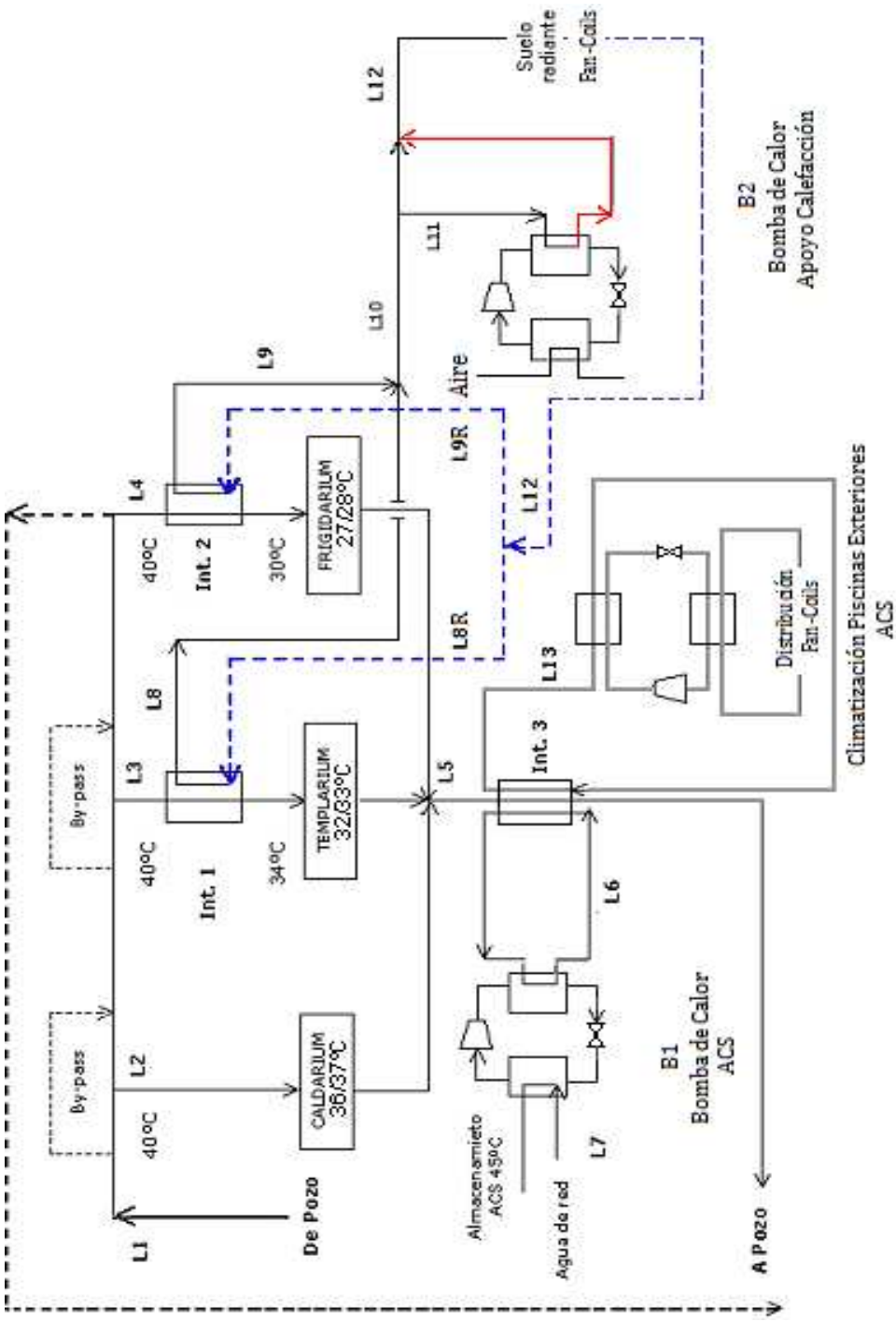
		SUP. (m2)	VOL. (m3)	T int,p (ºC)	P. térmica (kW)	GD18 (MWh/año)	GD22 (MWh/año)
ZONA 6	Habitaciones Hotel	939	3287	18	102,5	259,54	376,84
TOTAL	Primera Planta	939	3287	18	103	259,54	376,84

Tabla A2.1.: Consumo energético de calefacción.

		C. Vol.(m^3/s)	C. Masico (kg/s)	T int,p (ºC)	POTENCIA RENOVACIÓN (kW)	RECUERACIÓN (kW)
ZONA 1	Cocina	0,66	0,81	20	22,7	11,37
	S. Estética	0,08	0,10	22	3,0	1,51
	S. Meditación	0,04	0,05	20	1,3	0,66
	Distribuidor	0,01	0,01	18	0,2	0,11
	S. Musculación	0,22	0,27	15	6,3	3,16
	Vestuario (por taquilla)	0,08	0,10	22	3,0	1,48
	Secretaría-Gerencia	0,04	0,05	20	1,5	0,76
	Gimnasio	0,48	0,59	20	16,7	8,34
ZONA 2	RECEPCIÓN	1,18	1,44	18	37,6	18,82
ZONA 3	Recepción	0,11	0,14	18	3,6	1,81
	Aseos	0,23	0,28	22	8,3	4,15
	Vestuarios/Duchas	0,22	0,27	22	8,1	4,07
	S. Masajes/Bar/Rayos UVA	2,35	2,88	22	86,7	43,34
ZONA 4	B. Termal	0,39	0,48	27	16,9	8,43
ZONA 5	B. Termal	0,47	0,58	27	20,3	10,17
ZONA 6	Habitación Hotel	0,32	0,39	18	10,2	5,12

Tabla A2.2.: Potencia renovación del aire exterio.

ANEXO 3: ESQUEMA INSTALACIÓN TÉRMICA



ANEXO 4: METODOLOGÍA CÁLCULO POTENCIA CLIMATIZACIÓN PISCINAS

PÉRDIDAS DE CAL OR EN EL AGUA DEL VASO DE PISCINA

Como se ha mencionado en el apartado 6.3.1. del informe, las pérdidas de calor en los vasos de las piscinas son las siguientes:

1. Evaporación de agua del vaso (Q_E).
2. Radiación de calor por diferencias de temperatura (Q_R).
3. Convección de calor entre agua y aire(Q_{CV}).
4. Conducción de calor del agua del vaso (Q_{CD}).
5. Renovación del agua del vaso(Q_{REN}).

A continuación se va a describir cada pérdida y se va a determinar su metodología de cálculo.

PÉRDIDAS POR EVAPORACIÓN

En el proceso de evaporación del agua del vaso de la piscina se absorbe calor por lo que se produce un enfriamiento del resto del agua que no se evapora, es decir, disminuye la temperatura del agua del vaso. Por tanto, cuanta más evaporación exista más se enfriará el agua de la piscina y mayores serán las necesidades térmicas.

El calor de latente de cambio de fase para el proceso de vaporización del agua se ha tomado igual a 2444 kJ /kg.

El caudal de agua evaporado (kg/h) se ha calculado con la expresión siguiente:

Piscina Cubierta:

$$\mathbf{mw = 14{,}23 \times (P_W - P_A) \times A}$$

Donde:

P_W = presión de saturación del agua a la temperatura de la piscina (T_W) en bar
P_A = presión parcial del vapor de agua en el aire en bar
A = Área de la superficie de la piscina en m^2

Si T_W (K) es la Temperatura del agua, la presión de saturación (P_W) en bares se obtiene de la expresión:

$$\mathbf{\ln P_W = 14{,}293 - 5291 / (T_W)}$$

La presión parcial del vapor de agua (PA) en el aire se calcula según la expresión:

$$\mathbf{P_A = \varphi \times P_{SA}}$$

Donde:
φ = Humedad relativa del aire en tanto por uno
P_{SA} = Presión de saturación del vapor de agua a la Temperatura del aire

PÉRDIDAS POR RADIACIÓN

Como puede verse en la siguiente fórmula de Stefan Boltzmann las pérdidas por radiación están en función de la diferencia entre la temperatura media de los cerramientos y la del agua, elevadas ambas a la cuarta potencia y expresadas en grados Kelvin.

$$Q_R = D \times E \times (T_{ag}^4 - T_c^4) \left(\frac{W}{m^2}\right)$$

Donde:

D = constante de stefan-boltzmann = 5,67 x 10^{-8} W / m_2 ºK⁴.
E = emisividad de la superficie = 0,95 (agua)
Tag = temperatura de agua (K)
Tc = temperatura superficial de los cerramientos (K)

PÉRDIDAS POR CONVECCIÓN

Las pérdidas por convección dependen de la diferencia de temperatura entre el agua y el aire. Se ha utilizado la expresión siguiente:

$$Q_R = 0{,}00536 \times (T_W - T_A)^{1{,}25} \times A$$

PÉRDIDAS POR CONDUCCIÓN

Dependen de las características constructivas del vaso y del coeficiente de transmisión térmica del material empleado. Las pérdidas por conducción son pequeñas comparadas con el resto. Se ha realizado un cálculo aproximado valorando estas pérdidas como un 5% de las pérdidas totales.

PÉRDIDAS POR RENOVACIÓN

En una piscina cubierta existen pérdidas continuas de agua, desde la evaporada, a la que los propios bañistas sacan del vaso. Sin embargo, estas cantidades son muy inferiores al volumen total del vaso que obligatoriamente, por normativa, debe reponerse diariamente. Esta renovación conlleva que las pérdidas de calor sean mucho mayores. Estas pérdidas dependen de la temperatura de agua de red y de la temperatura del vaso. Se puede calcular de la siguiente forma:

$$Q_{REN} = V_{REN} \times D \times C_P \times (T_W - T_X)$$

Donde:
V_{REN} = volumen de agua de renovación (m^3)
D = densidad del agua = 1000 kg/m^3
C_P = calor específico del agua = 4184 J / kgºC
T_W = temperatura agua piscina (ºC)
T_X = temperatura agua red (ºC)

GANANCIAS POR RADIACIÓN SOLAR

En este caso se trata de ganancias y por lo tanto no se tienen en cuenta puesto que contribuyen a paliar las necesidades térmicas. Sólo debemos comentar que según la orientación en la que estén los distintos cerramientos, la superficie y el tipo de carpintería y acristalamiento, en media temporada estas ganancias pueden hacer aumentar considerablemente la temperatura ambiente en el recinto, por lo que en estos casos es conveniente prever la instalación de un sistema de Free-

Cooling para disminuir la temperatura interior de manera gratuita, y si la piscina va a ser usada en verano puede que entonces se necesite incluso prever baterías de refrigeración para contrarrestar dichas ganancias térmicas.

Desde el punto de vista de ahorro energético, habría que actuar sobre las pérdidas por evaporación, durante las horas de no utilización de la piscina, colocando una manta térmica que cubra la lámina de agua, y aprovechar la energía calorífica del agua de renovación.

POTENCIA NECESARIA PARA PUESTA A REGIMEN

Normalmente, cuando se ha de llenar completamente el vaso de la piscina con agua de red, la potencia calorífica necesaria es superior a la de mantenimiento, que es la que se ha calculado anteriormente. Esta potencia dependería del tiempo de llenado. Se calcularía haciendo un balance de intercambio de calor. No obstante, en este proyecto, no se utiliza agua de red sino agua geotérmica de baja Temperatura. Se han elaborado los cálculos para tener una idea del ahorro que supone utilizar esta fuente y no agua de red. Por otra parte, la renovación de agua es mucho mayor a la reglamentaria ya que el agua geotérmica que se extrae de los vasos es la fuente de abastecimiento térmico principal de todo el complejo. Una vez que esta agua geotérmica ha decido su energía al circuito secundario se recircula nuevamente al pozo geotérmico.

NECESIDADES DEL AIRE AMBIENTE

Como ya hemos adelantado, el aporte de vapor de agua al aire ambiente interior aumenta su humedad absoluta y relativa, y en consecuencia también la temperatura de rocío por lo que sí este aire está en contacto con cerramientos cuya temperatura superficial esté por debajo de la de rocío tendremos condensaciones de agua con los problemas que ello puede acarrear.

Por otro lado, hay que mantener controlada la temperatura ambiente al menos dos grados por encima de la temperatura del agua para conseguir las condiciones de confort adecuadas.

Las necesidades del aire ambiente, aparte del mantenimiento de su calidad (renovación y filtrado), son su calentamiento y específicamente su deshumidificación.

Además hay que tener en cuenta que la distribución del aire de impulsión se realice de la forma más adecuada para evitar temperaturas superficiales de los cerramientos inferiores al punto de rocío, poniéndose atención especial con las superficies acristaladas que son las más susceptibles de presentar condensaciones. También hay que evitar corrientes de aire sobre la lámina de agua para no potenciar el fenómeno de la evaporación. Además, estas corrientes de aire, que deben evitarse en cualquier tipo de recinto, cobran más importancia en las piscinas climatizadas, ya que acelerarían la evaporación del agua de la piel mojada de los bañistas, provocando una rápida disminución de su temperatura corporal, y consecuentemente, la molesta sensación de frío.

En definitiva, por las razones expuestas anteriormente, el aire caliente y seco hay que impulsarlo sobre los cerramientos exteriores, preferiblemente de abajo a arriba, cuando las características constructivas del recinto lo permitan.

ANEXO 5: METODOLOGÍA CÁLCULO CARGAS TÉRMICAS (VERANO)

A.5.1 Simplificaciones y datos utilizados

Para obtener la potencia máxima de refrigeración se ha escogido el mes y la hora más calurosa del período estival (XXX y XXX). Para simplificar los cálculos se ha considerado que el techo no está en sombra en ningún momento del verano y se han despreciado lo efectos de sombra en vidrios y muros.

Se ha realizado el estudio individual de cada sala y después se ha hecho la valoración total. Se ha tenido en cuenta la orientación de cada una de ellas, la temperatura interior de proyecto y la superficie de muros y ventanas acristalada y, por último, el aire de renovación reglamentario. La temperatura exterior se ha fijado en 25,5ºC, la cual corresponde a la máxima del mes de agosto.

A continuación se detallan algunos datos utilizados en el cálculo:

- Temperatura interior de proyecto:
- Tipo de vidrio: Vidrio sencillo (sin marco metálico); Coeficiente de transmisión de calor: 3 W/m ²ºC
- Material Muro: Muro termoarcilla: Coeficiente de transmisión de calor: 1,4 W/m²ºC.
- Infiltraciones: Se incluyen en las renovaciones.
- Renovaciones: Ver Apartado 6.1.2.
- Humedad relativa interior: 50%.
- Humedad relativa exterior: 60%.

A.5.2 Cálculo de las cargas térmicas de refrigeración (VERANO)

En la época de demanda de frío se prevé la existencia de cargas térmicas sensibles, debidas a la diferencia de temperatura y a la radiación térmica, y cargas latentes, debidas a la aportación de humedad al aire.

CARGAS SENSIBLES

- **Cargas por transmisión a través de cerramientos opacos**

La transmisión de calor a través de las estructuras exteriores de los edificios (muros y techos) es debida por un lado a la diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior y por otro por la radiación solar absorbida.

Las variaciones cíclicas de la radiación y de las temperaturas exteriores y la complejidad de los fenómenos que intervienen en la transmisión de calor han obligado a adoptar las llamadas "**Diferencias Equivalentes de Temperatura**" **(DTE**).

La Diferencia Equivalente de Temperatura (DTE) es un salto térmico ficticio, entre el interior y el exterior, que permite calcular la carga térmica con la expresión clásica de transmisión de calor:

$$Q = K \times S \times DTE$$

Donde:

Q es la carga térmica por transmisión (kcal/h)
K es el coeficiente global de transmisión de calor del muro (kcal/h m^2 ºC)
S es la superficie del muro expuesta a la diferencia de temperaturas en m^2.

A partir de las tablas **A.6.1 y A.6.2.** se obtienen las diferencias equivalentes de temperatura en función de:

- Hora solar
- Peso de las estructuras (se ha considerado un peso de 500 kg/m^2)
- Oscilación diaria de temperaturas

Estas tablas se han obtenido con los siguientes supuestos:

1º Mes: Julio
2º Latitud: 40° Norte
3º Diferencia entre las temperaturas exterior e interior: 8°C (35°C-27°C)
4º Oscilación de temperatura diaria: 11°C
5º Cerramientos de colores oscuros

Si no se cumplen estas condiciones, la DTE se debe calcular con la siguiente expresión general:

$$DTE_C = a + DTE_T + Fc \cdot (DTE_M - DTE_S) \cdot R_S/R_M$$

DTE_C: Diferencia equivalente de temperatura corregida.

a: Corrección correspondiente a las diferencias por salto de temperatura entre exterior e interior Tabla A.6.4.).

Fc: Factor de corrección debido al color de los cerramientos.

1,00 (colores oscuros)
0,78 (colores medios)
0,56 (colores claros)

DTE_M : Diferencia equivalente de temperatura al sol y a la hora de calculo (**Tablas XX** y **XX**).

DTE_S : Diferencia equivalente de temperatura a la sombra y a la hora de calculo (**Tablas XX** y **XX**). Para techos con aislamiento se toma un factor de corrección de 0,75.

R_S: Máxima insolación, correspondiente al mes de cálculo, a través de una superficie de la orientación correspondiente (**Tabla XX**).

R_M: Máxima insolación, correspondiente al mes de **Julio**, a través de una superficie de la orientación correspondiente (**Tabla XX**).

- **Cargas por transmisión a través de cerramientos traslucidos**

La carga térmica por transmisión a través de cerramientos traslucidos no se corrige en función de la orientación dado que la radiación solar se cuantifica como carga aparte. Se obtiene como:

$$Q = K \times S \times \Delta T$$

Donde:

Q es la carga térmica por transmisión (kW)

K es el coeficiente global de transmisión de calor del muro (kW/h m^2 ºC)

S es la superficie del muro expuesta a la diferencia de temperaturas en m^2.

ΔT es la diferencia de temperaturas entre la cara exterior del cerramiento y la cara interior.

- **Cargas térmicas por radiación solar**

La radiación solar atraviesa las superficies traslucidas y transparentes e incide sobre las superficies interiores de los locales, calentándolas, lo que a su vez incrementa la temperatura del ambiente interior. Las cargas por radiación se obtienen como:

$$Q = S \times R \times f \ / \ 860$$

Donde:

Q es la carga térmica por radiación solar (kW)

S es la superficie traslucida expuesta a la radiación en m^2.

R es la radiación solar que atraviesa un vidrio sencillo en kcal/h·m^2, tabulada para cada latitud.

f es el factor de corrección de la radiación en función del tipo de vidrio, efecto de sombras, etc...

- **Carga sensible por ventilación o infiltración de aire exterior**

La carga térmica sensible por ventilación o infiltración de aire exterior se determina como sigue:

$$Q = V \times 0{,}29 \times \Delta T \ /860$$

Donde:

Q es la carga térmica sensible por ventilación o infiltración (kW)

V es el caudal de aire infiltrado o de ventilación (m^3/h)

0,29 es el calor específico del aire en base al volumen (kcal/m^3 ºC)

ΔT es la diferencia de temperatura entre el ambiente exterior y el interior (ºC).

- **Carga sensible por ocupación del local**

Esta carga se determina multiplicando una valoración del calor sensible emitido por la persona tipo por el número de ocupantes previstos para el local. La cantidad de calor emitido por persona se obtiene de la Tabla A5.2.

	24ºC	
Grado de actividad	Sensible	Latente
Sentados, en reposo	76	28
Sentados, trabajo ligero	79	37
Empleado de oficina	83	48
De pie, marcha lenta	83	48
Sentados, de pie	85	62
Baile	117	132
Marcha (5 km/h)	135	158
Trabajo pesado	176	248

- Tabla A.5.2.: Cargas latentes y sensibles por ocupación a 24ºC.

- **Cargas generadas por la iluminación del local**

Se ha considerado que la potencia integra de la lámpara se transforma en calor sensible.

Lámparas incandescentes:

Q= Número Lámparas x Pot (kW)

Lámparas de descarga:

Q= Número Lámparas x 1,25 x Pot (kW)

Donde:

Q es la carga térmica por iluminación (kW)

Pot es la potencia de las lámparas (Kw).

CARGAS LATENTES

- **Carga latente por ventilación o infiltración de aire exterior**

La carga térmica latente por ventilación o infiltración de aire exterior se determina como sigue:

$$Q = V \times 0{,}72 \times \Delta w / 860$$

Donde:

Q es la carga térmica latente por ventilación o infiltración de aire (kW)

V es el caudal de aire infiltrado o de ventilación (m^3/h)

0,72 es el producto de la densidad estándar del aire (1,2 kg/m^3) por el calor latente de vaporización del agua (0,6 kcal/g).

Δw es la diferencia de humedad absoluta entre el ambiente exterior y el interior.

- **Carga latente por ocupación del local**

Esta carga se determina multiplicando una valoración del calor latente emitido por la persona tipo por el número de ocupantes previstos para el local. La cantidad de calor emitido por persona se obtiene de la Tabla A.5.2.

A.5.3 Ejemplo de Cálculo: SALA DE MEDITACIÓN

Se ha elaborado una bese de cálculo para obtener la carga térmica de cada estancia. Los resultados son aproximados porque no se tiene en cuenta la transmisión de calor entre estancias. Se ha comprobado numéricamente que al haber una diferencia importante entre temperaturas máxima y mínima la carga térmica por transmisión es nula.

Se ha considerado que la potencia máxima de refrigeración se da en agosto a las 14h.

SALA MEDITACIÓN (DIA TIPO: AGOSTO)

Datos de cálculo:

Hora Solar:	14		Actividad Ocupantes:	Resposo	
Latitud:	40º N		Humedad Relativa exterior:	60%	
Temperatura interior:	20	ºC	Humedad Relativa interior:	50%	
Temperatura exterior:	25	ºC	Iluminación		
Excursión Térmica Diaria:	13,8	ºC	Fluorescente (0 Unidades):	0	W
Ocupación:	8	Pers.	Incandescente (10 unidades):	600	W
Superficie Estancia:	38,5	m^2	Ventilación:	137,4	m^3/h

Superficies Opacas

Muro Orientación NO	24,5	m^2	DTE_T(ºC) = 2,2	DTE_C(ºC)<0
Muro Orientación SO	18,7	m^2	DTE_T(ºC) = 4,4	DTE_C(ºC)<0
Material: Muro Termoarcilla			Tabla A.6.1., Tabla A.6.4.	
K =	1,40	W /m ºC		
Peso estructura =	500	kg/m^2		
Techo: (*)			Tabla A.6.2., Tabla A.6.4.	

Superficie Tabiques

Superficie Total	43,2	m^2
Material: Tabique macizo		
K =	2,00	W /m ºC
Peso estructura =	100	

Superficies Translúcidas -

Tipo de vidrio =	Sencillo	
Nº ventanas =	2	
Superficie Ventana =	3	m^2
Orientación:	NO	
K =	5,20	W /m ºC
R (Radiación solar):	276	kcal /h m^2
Factor atenuación =	1	

CARGAS SENSIBLES		
Cargas por transmisión a través de cerramientos opacos **(**)**	-	kW
Cargas por transmisión a través de cerramientos traslucidos	0,14	kW
Cargas térmicas por radiación solar (Tabla A6.3.)	1,93	kW
Carga sensible por ventilación o infiltración de aire exterior	0,21	kW
Carga sensible por ocupación del local (Tabla A.6.5.)	0,61	kW
Cargas generadas por la iluminación del local	0,60	kW
CARGAS LATENTES		
Carga latente por ventilación o infiltración de aire exterior	0,01	kW
Carga latente por ocupación del local (Tabla A.6.5.)	0,22	kW
CARGA TOTAL SALA MEDITACIÓN	3,73	kW

Los datos que varían de una estancia a otra son:

- Superficie estancia
- Temperatura interior de proyecto
- Orientación y Superficie Muros
- Orientación y Superficie ventanas
- Radiación solar
- Ocupación
- Actividad Ocupantes
- Ventilación
- Iluminación

Simplificaciones:

- Sólo se ha contabilizado la carga térmica de los techos que descansan sobre un azotea.
- Se ha considerado que no hay disminución de radiación incidente en superficies acristaladas por sombras y tampoco aumentos por la presencia de marcos metálicos.
- El peso de los muros es el mismo para todas las estancia (500 kg/m^2).
- El calor latente y sensible que desprenden los ocupantes según su actividad se ha tomado a una temperatura de 24ºC, que es superior a la muchas de las salas.
- No se ha calculado la carga térmica del distribuidor de la ZONA 1 al colindar con salas ya acondicionadas.
- Se ha despreciado la carga térmica de la recepción principal (ZONA 2) porque esta zona tiene doble altura y al no ser necesaria la potencia de refrigeración muchas horas al año se sobredimensionaría la potencia.
- No se han tenido en cuenta las cargas térmicas sensibles y latentes debidas a la actividad del gimnasio. Se considera que considerando la temperatura interior de proyecto

La excursión Térmica diaria se ha obtenido de los datos climatológicos disponibles suponiendo que la temperatura máxima se alcanza a las 14h.

	TM. Min	TM.Max	TM Mensual	ET
Agosto	**10,8**	**24,6**	**17,7**	**13,8**

ANEXO 6: TABLAS CÁLCULO CARGAS TÉRMICA (VERANO)

	Peso Muro	HORA SOLAR																							
	(kg/m²)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
NE	100	0	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1
	300	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	13,3	12,2	11,1	8,3	5,5	6,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3
	500	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8	2,2	1,7	2,2	2,2	2,2	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5	4,4
	700	5	5	4,4	3,9	3,9	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	5,5	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
E	100	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	0,5	9,4	16,7	18,3	20	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1
	300	2,2	1,7	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	2,8
	500	5	4,4	3,9	3,9	3,3	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	11,1	10	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5
	700	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,5	5	4,4	5	5,5	8,3	10	10,6	10	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8
SE	100	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1
	300	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3
	500	5	5	4,4	4,4	3,9	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	6,1	8,9	9,4	10	10,6	10	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,5
	700	6,1	6,1	5,5	5,5	5	5	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,8	8,3	8,9	10	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7
S	100	0,5	0,5	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1
	300	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2
	500	4,4	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10	10	8,3	7,8	6,1	5,5	5	4,4
	700	5,5	5	5	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5
SO	100	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	23,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1
	300	2,8	2,2	2,2	1,7	1,7	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	20	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3
	500	5,5	5	5	4,4	3,9	3,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	1,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5	5,5	8,3	10	10,6	11,1	7,2	4,4
O	100	0,5	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	25	26,7	18,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1
	300	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20	15,6	8,9	5,5	3,3
	500	6,7	6,1	5,5	5	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	13,9	15,6	15	14,4	10,6	7,8
	700	11,1	10	8,9	8,3	7,2	6,7	6,1	5,5	5	4,4	4,4	4,4	5	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,2
NO	100	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	18,3	22,2	20,6	18,9	10	3,3	2,2	1,1
	300	2,2	1,7	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3
	500	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4
	700	8,9	7,2	6,1	5,5	5	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5	5,5	7,8	10	10,6	11,1
$N_{(sombra)}$	100	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0
	300	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2
	500	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
	700	2,2	1,7	1,1	1,1	0,5	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3

Tabla A.6.1.: DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA PARA MUROS. (Manual CARRIER)

VALORES VALIDOS PARA: MUROS SOLEADOS O EN SOMBRA, CON O SIN AISLAMIENTO, DE COLOR OSCURO.
TEMPERATURA INTERIOR 27°C, TEMPERATURA EXTERIOR 35°C (SALTO TERMICO 8°C)
MES JULIO, LATITUD 40°N.

	P. Muro	HORA SOLAR																							
	(kg/m²)	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
SOLEADO	100	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-0,5	1,1	5	8,9	12,8	16,7	20	22,8	23,9	23,9	22,2	19,4	16,7	13,9	11,1	8,3
	200	9,4	7,2	6,1	5	3,3	2,2	1,7	1,1	1,7	3,3	5,5	8,9	12,8	15,6	18,3	21,1	22,2	22,8	21,7	19,4	17,8	15,6	13,3	11,1
	300	12,2	10	8,9	7,2	6,1	5	4,4	3,3	3,9	4,4	6,1	8,9	12,2	15	17,2	19,4	21,1	21,7	21,1	20	18,9	17,2	15,6	13,9
SOMBRA	100	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8	-2,8	-2,8	-2,2	-1,1	0	1,1	3,3	5	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	2,8	1,1	0,5	0
	200	0	-0,5	-1,7	-2,2	-2,8	-2,8	-2,8	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	2,8	4,4	5,5	6,7	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1
	300	1,1	-0,5	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	-1,1	-1,1	-1,1	-0,5	0	1,1	2,2	3,3	4,4	5	5,5	5,5	5,5	5	4,4	3,3	2,2

Tabla A.6.2.: DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA PARA TECHOS. (Manual CARRIER)

Si las Bovedas o Buhardillas están ventiladas, o si el techo está aislado, tomar el 75 % del valor de la tabla.
Para techos inclinados considerar la proyección horizontal de la superficie.
VALORES VALIDOS PARA: TECHOS SOLEADOS O EN SOMBRA, SIN AISLAMIENTO, DE COLOR OSCURO.
TEMPERATURA INTERIOR 27°C, TEMPERATURA EXTERIOR 35°C (SALTO TERMICO 8°C)
MES JULIO, LATITUD 40°N.

	Mes de cálculo	ORIENTACIÓN								
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horizontal
LATITUD 40º	JUNIO	46	360	439	301	146	301	439	360	642
	JULIO; MAYO	40	344	444	339	187	339	444	344	631
	AGOSTO; ABRIL	29	276	439	395	276	396	439	276	580
	SEPTIEMBRE; MARZO	24	157	404	439	379	439	404	157	496
	OCTUBRE; FEBRERO	19	94	330	442	439	442	330	94	349
	NOVIEMBRE; ENERO	13	32	271	423	450	423	271	32	279
	DICIEMBRE	13	27	233	401	447	401	233	27	230

Tabla A.6.3.: MAXIMAS APORTACIONES SOLARES (kcal/h·m2) A TRAVES DE CRISTAL SENCILLO

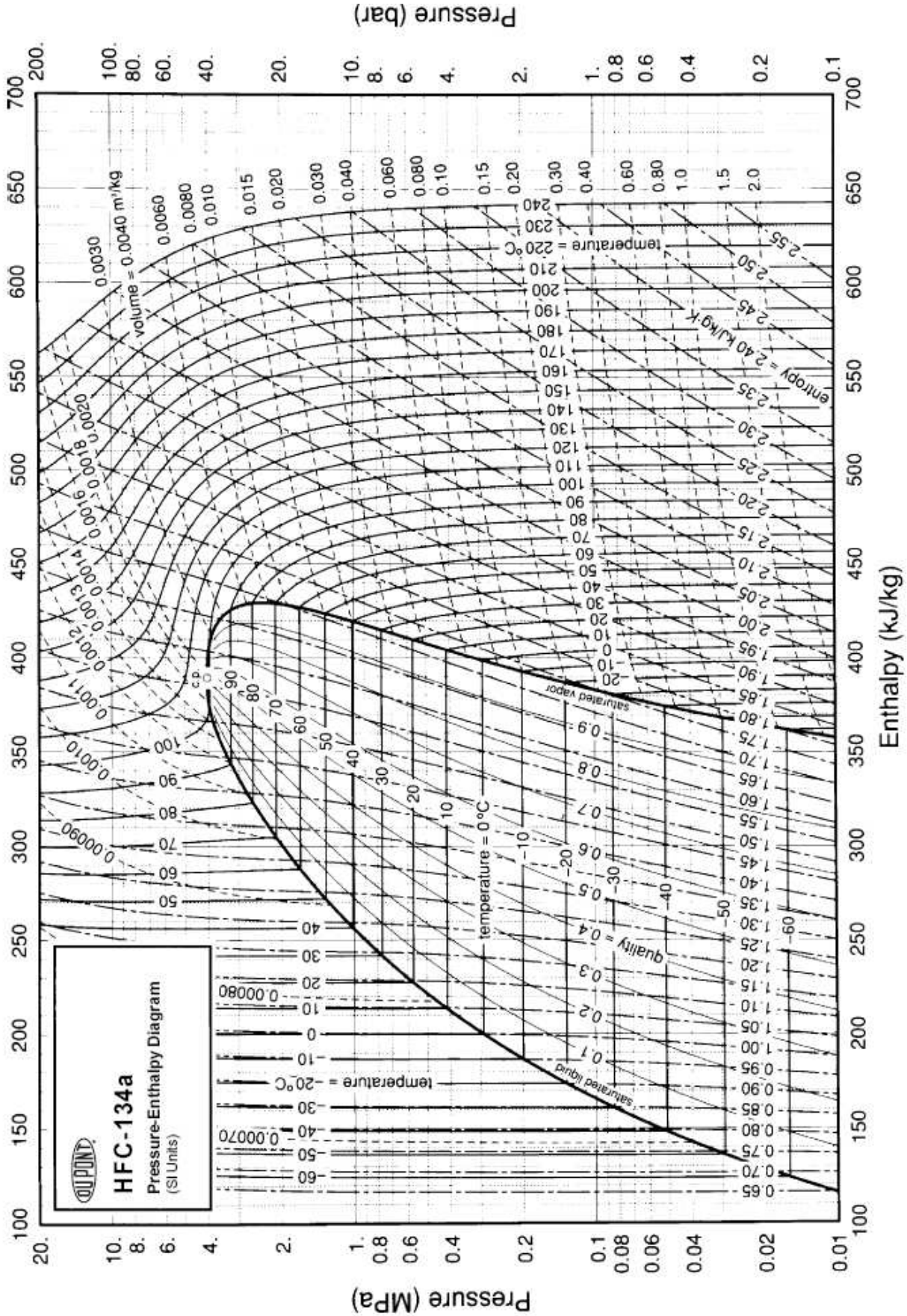
	VARIACION DIARIA DE LA TEMPERATURA EXTERIOR "OMD" (ºC)																	
T. Ext. -T. Int	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
-16	-21,2	-21,7	-22,3	-22,8	-23,3	-23,8	-24,2	-24,7	-25,1	-25,6	-26	-26,5	-27	-27,4	-27,9	-28,8	-29,3	-29,8
-15	-20,2	-20,7	-21,3	-21,8	-22,3	-22,8	-23,2	-23,7	-24,1	-24,6	-25	-25,5	-26	-26,4	-26,9	-27,8	-28,3	-28,8
-14	-19,2	-19,7	-20,3	-20,8	-21,3	-21,8	-22,2	-22,7	-23,1	-23,6	-24	-24,5	-25	-25,4	-25,9	-26,8	-27,3	-27,8
-13	-18,2	-18,7	-19,3	-19,8	-20,3	-20,8	-21,2	-21,7	-22,1	-22,6	-23	-23,5	-24	-24,4	-24,9	-25,8	-26,3	-26,8
-12	-17,2	-17,7	-18,3	-18,8	-19,3	-19,8	-20,2	-20,7	-21,1	-21,6	-22	-22,5	-23	-23,4	-23,9	-24,8	-25,3	-25,8
-11	-16,2	-16,7	-17,3	-17,8	-18,3	-18,8	-19,2	-19,7	-20,1	-20,6	-21	-21,5	-22	-22,4	-22,9	-23,8	-24,3	-24,8
-10	-15,2	-15,7	-16,3	-16,8	-17,3	-17,8	-18,2	-18,7	-19,1	-19,6	-20	-20,5	-21	-21,4	-21,9	-22,8	-23,3	-23,8
-9	-14,2	-14,7	-15,3	-15,8	-16,3	-16,8	-17,2	-17,7	-18,1	-18,6	-19	-19,5	-20	-20,4	-20,9	-21,8	-22,3	-22,8
-8	-13,2	-13,7	-14,3	-14,8	-15,3	-15,8	-16,2	-16,7	-17,1	-17,6	-18	-18,5	-19	-19,4	-19,9	-20,8	-21,3	-21,8
-7	-12,2	-12,7	-13,3	-13,8	-14,3	-14,8	-15,2	-15,7	-16,1	-16,6	-17	-17,5	-18	-18,4	-18,9	-19,8	-20,3	-20,8
-6	-11,2	-11,7	-12,3	-12,8	-13,3	-13,8	-14,2	-14,7	-15,1	-15,6	-16	-16,5	-17	-17,4	-17,9	-18,8	-19,3	-19,8
-5	-10,2	-10,7	-11,3	-11,8	-12,3	-12,8	-13,2	-13,7	-14,1	-14,6	-15	-15,5	-16	-16,4	-16,9	-17,8	-18,3	-18,8
-4	-9,2	-9,7	-10,3	-10,8	-11,3	-11,8	-12,2	-12,7	-13,1	-13,6	-14	-14,5	-15	-15,4	-15,9	-16,8	-17,3	-17,8
-3	-8,2	-8,7	-9,3	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,1	-12,6	-13	-13,5	-14	-14,4	-14,9	-15,8	-16,3	-16,8
-2	-7,1	-7,6	-8,2	-8,7	-9,2	-9,7	-10,1	-10,6	-11	-11,5	-11,9	-12,4	-12,9	-13,3	-13,8	-14,7	-15,2	-15,7
-1	-6,1	-6,6	-7,2	-7,7	-8,2	-8,7	-9,1	-9,6	-10	-10,5	-10,9	-11,4	-11,9	-12,3	-12,8	-13,7	-14,2	-14,7
0	-5	-5,5	-6,1	-6,6	-7,1	-7,6	-8	-8,5	-8,9	-9,4	-9,8	-10,3	-10,8	-11,2	-11,7	-12,6	-13,1	-13,6
1	-4,1	-4,6	-5,2	-5,7	-6,2	-6,6	-7,1	-7,6	-8	-8,5	-8,9	-9,4	-9,9	-10,3	-10,8	-11,6	-12,1	-12,7
2	-3,1	-3,6	-4,2	-4,7	-5,2	-5,6	-6,1	-6,6	-7	-7,5	-7,9	-8,4	-8,9	-9,3	-9,8	-10,6	-11,1	-11,7
3	-2,1	-2,6	-3,2	-3,7	-4,2	-4,6	-5,1	-5,6	-6	-6,5	-6,9	-7,4	-7,9	-8,3	-8,8	-9,6	-10,1	-10,7
4	-1,1	-1,6	-2,2	-2,7	-3,2	-3,6	-4,1	-4,6	-5	-5,5	-5,9	-6,4	-6,9	-7,3	-7,8	-8,6	-9,1	-9,7
5	-0,2	-0,7	-1,3	-1,8	-2,3	-2,7	-3,2	-3,7	-4,1	-4,6	-5	-5,5	-6	-6,4	-6,9	-7,7	-8,2	-8,8
6	0,8	0,3	-0,3	-0,8	-1,3	-1,7	-2,2	-2,7	-3,1	-3,6	-4	-4,5	-5	-5,4	-5,9	-6,7	-7,2	-7,8
7	1,8	1,3	0,7	0,2	-0,3	-0,7	-1,1	-1,7	-2,1	-2,6	-3	-3,5	-4	-4,4	-4,9	-5,7	-6,2	-6,8
8	2,8	2,3	1,7	1,2	0,7	0,3	0	-0,7	-1,1	-1,6	-2	-2,5	-3	-3,4	-3,9	-4,7	-5,2	-5,8
9	3,8	3,3	2,7	2,2	1,7	1,3	0,9	0,3	-0,2	-0,7	-1,1	-1,6	-2,1	-2,5	-3	-3,8	-4,3	-4,9
10	4,7	4,2	3,6	3,1	2,6	2,2	1,7	1,2	0,8	0,3	-0,1	-0,6	-1,1	-1,5	-2	-2,8	-3,3	-3,9
11	5,8	5,3	4,7	4,2	3,7	3,3	2,8	2,3	1,9	1,4	0,9	0,4	-0,2	-0,6	-1,1	-1,8	-2,3	-2,9
12	6,8	6,3	5,7	5,2	4,7	4,3	3,8	3,3	2,9	2,4	1,8	1,3	0,8	0,4	-0,1	-0,7	-1,2	-1,8
13	7,8	7,3	6,7	6,2	5,7	5,3	4,8	4,3	3,9	3,4	2,8	2,3	1,8	1,4	0,9	0,3	-0,2	-0,8
14	8,8	8,3	7,7	7,2	6,7	6,3	5,8	5,3	4,9	4,4	3,8	3,3	2,8	2,4	1,9	1,3	0,8	0,2
15	9,8	9,3	8,7	8,2	7,7	7,3	6,8	6,3	5,9	5,4	4,8	4,3	3,8	3,4	2,9	2,3	1,8	1,2
16	10,8	10,3	9,7	9,2	8,7	8,3	7,8	7,3	6,9	6,4	5,8	5,3	4,8	4,4	3,9	3,3	2,8	2,2
17	11,8	11,3	10,7	10,2	9,7	9,3	8,8	8,3	7,9	7,4	6,8	6,3	5,8	5,4	4,9	4,3	3,8	3,2
18	12,8	12,3	11,7	11,2	10,7	10,3	9,8	9,3	8,9	8,4	7,8	7,3	6,8	6,4	5,9	5,3	4,8	4,2
19	13,8	13,3	12,7	12,2	11,7	11,3	10,8	10,3	9,9	9,4	8,8	8,3	7,8	7,4	6,9	6,3	5,8	5,2
20	14,8	14,3	13,7	13,2	12,7	12,3	11,8	11,3	10,9	10,4	9,8	9,3	8,8	8,4	7,9	7,3	6,8	6,2
21	15,9	15,4	14,8	14,3	13,8	13,4	12,9	12,4	12	11,5	10,9	10,4	9,9	9,5	9	8,4	7,9	7,3
22	16,9	16,4	15,8	15,3	14,8	14,4	13,9	13,4	13	12,5	11,9	11,4	10,9	10,5	10	9,4	8,9	8,3

Tabla A.6.4.: CORRECCIÓN DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (MANUAL CARRIER)

	TEMPERATURA LOCAL									
	28ºC		27ºC		26ºC		25ºC		24ºC	
Grado de actividad	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sentados, en reposo	51	51	51	45	62	40	67	35	76	28
Sentados, trabajo ligero	52	64	56	60	63	53	70	46	79	37
Empleado de oficina	52	79	58	73	63	68	71	60	83	48
De pie, marcha lenta	52	79	58	73	63	68	71	60	83	48
Sentados, de pie	52	95	58	89	64	83	74	73	85	62
Baile	64	185	72	167	80	169	95	154	117	132
Marcha (5 km/h)	79	214	88	205	97	195	112	181	135	158
Trabajo pesado	131	293	136	288	142	282	154	270	176	248

Tabla A.6.5.: GANANCIAS DE CALOR POR OCUPANTE (W/persona)

ANEXO 7: DIAGRAMA PRESIÓN-ENTALPÍA DEL REFRIGERANTE HCF 134a



ANEXO 8: CÁLCULO DIMENSIONAMIENTO SUELO RADIANTE

Bases de cálculo

El principio básico consiste en expresar las necesidades caloríficas por unidad de superficie para un salto térmico entre la temperatura media del agua que circula por los serpentines y el ambiente.

Las tablas que se muestran en este procedimiento son válidas para un suelo flotante sobre aislamiento de placas de 25 a 35 mm, un diámetro de tubo 20/16 mm, un recubrimiento de hormigón de 60mm y diferentes tipos de revestimiento.

Datos necesarios

Para realizar un proyecto de instalación de calefacción por suelo radiante es necesario conocer los siguientes datos.

- Plano de planta, con detalle de distribución de locales, ventanas, puertas, etc.
- Coeficientes K de transmisión de calor del edificio.
- Orientación del edificio.
- Temperatura exterior, Temperatura ambiente y Temperatura del agua.
- Tipo de revestimiento del suelo (mármol, terrazo, PVC, moqueta, madera, etc).

En este proyecto preliminar ya se ha calculado la carga térmica de calefacción por lo que el cálculo de la superficie de suelo radiante se realizará en base a dicha carga térmica.

Consideraciones prácticas

- La potencia calorífica neta a aportar o "EMISIÓN ALTA" de suelo es igual a las pérdidas del local (carga térmica de calefacción).
- Para determinar la separación de los tubos, no se tienen en cuenta las pérdidas de calor por el suelo. Estas pérdidas sí hay que tenerlas en cuenta para calcular la capacidad de la bomba de calor o la potencia de la caldera.
- El límite de la temperatura superficial del suelo es de 29º. fijada por la norma IT.IC.02.11.
- Si las necesidades de aportación de calor fueran tales que obligaran a sobrepasar los 29 ºC en la superficie del suelo, es necesario instalar un sistema complementario, de forma que el suelo no supere los 29 ºC.
- La Temperatura media del agua se considera 40 ºC con un incemento de 5ºC.

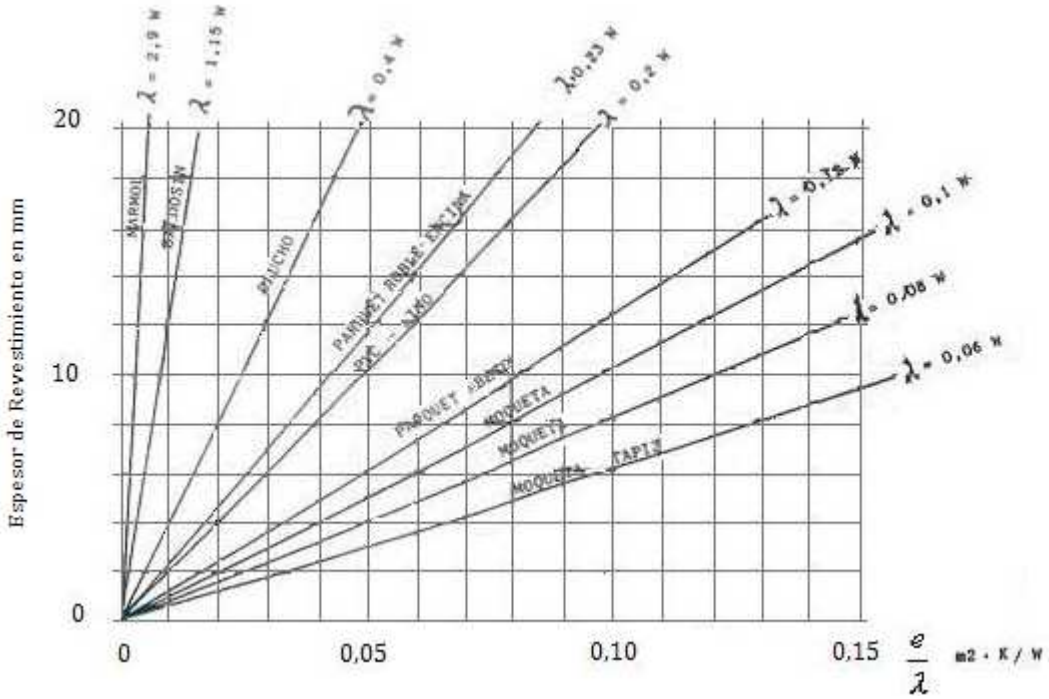
Datos sistema

- Superficie local
- Potencia calorífica
- Temperatura ambiente
- Tipo de Revestimiento de las placas y espesor
- Fluido y Temperatura de Impulsión y Retorno

Procedimiento de cálculo

La temperatura del fluido, normalmente agua, se considera la media entre la Temperatura de Impulsión y de Retorno. A partir de dicha Temperatura se obtiene el salto térmico Agua-Aire Ambiente. Se necesita saber la Necesidad de calefacción específica por ºC la cual se obtiene dividiendo la Potencia Témica por la superficie de la estancia y por el salto térmico.

Una vez seleccionado el tipo de revestimiento, se puede obtener la Resistencia Térmica en función



de su espesor utilizando la gráfica siguiente.

Figura A8.1.: Gráfica de Resistencia térmica según el revestimiento del suelo

Conductividad térmica materiales (λ):

Mármol	2,90 W
Baldosín	1,15 W
Caucho	0,40 W
Parquet roble-encina	0,23 W
P.V.C. - Linoeum	0,20 W
Parquet aveto	0,12 W
Moqueta	0,10 W
Moqueta	0,08 W
Moqueta-Tapiz	0,06 W

Los proveedores de este sistema de calefacción proporcionan tablas para facilitar la selección de material. A partir de estas tablas se selecciona un paso de tubo que proporcione la Emisión Alta más próxima al cálculo de Necesidad de calefacción específica por ºC realizado para cada estancia.

La Emisión ALTA es el calor emitido hacia la estancia y la Emisión Baja es el calor no aprovechado del sistema.

Para dimensionar la capacidad de la bomba de calor o caldera se ha de considerar la Emisión Total.

A continuación se muestra la tabla utilizada para seleccionar el paso de los tubos su longitud.

		RESISTENCIAS TERMICAS DE REVESTIMIENTOS DE SUPERFICIES									
	EMISIONES (W/m^2 ºC)	**0**	**0,01**	**0,02**	**0,03**	**0,04**	**0,05**	**0,08**	**0,10**	**0,13**	**0,15**
PASO DE 40 cm	TOTAL	4,20	4,06	3,94	3,82	3,71	3,61	3,34	3,19	2,99	2,88
2,5 m de tubo por m^2	ALTO	3,65	3,5	3,37	3,23	3,11	3	2,69	2,53	2,31	2,18
de placas	BAJO	0,55	0,56	0,57	0,59	0,6	0,61	0,65	0,66	0,68	0,7
PASO DE 30 cm	TOTAL	5,08	4,88	4,69	4,53	4,38	4,24	3,88	3,68	3,42	3,27
3,35 m de tubo por m^2	ALTO	4,42	4,21	4,01	3,83	3,67	3,52	3,13	2,92	2,64	2,48
de placas	BAJO	0,66	0,67	0,68	0,7	0,71	0,72	0,75	0,76	0,78	0,79
PASO DE 20 cm	TOTAL	6,20	5,91	5,65	5,40	5,20	5,00	4,49	4,26	3,90	3,71
5,0 m de tubo por m^2	ALTO	5,40	5,10	4,83	4,56	4,36	4,15	3,62	3,38	3,01	2,81
de placas	BAJO	0,80	0,81	0,82	0,84	0,84	0,85	0,87	0,88	0,89	0,9
PASO DE 10 cm	TOTAL	7,72	7,21	6,82	6,48	6,27	5,91	5,23	4,86	4,45	4,18
10,0 m de tubo por m^2	ALTO	6,72	6,21	5,82	5,47	5,26	4,9	4,22	3,85	3,44	3,17
de placas	BAJO	1,00	1,00	1,00	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01	1,01

Tabla A8.1.: Tabla de Emisiones según resistencia térmica de la superficie y paso de tubo.

Es importante verificar la Temperatura de la superficie ya que ésta no debe sobrepasar los 29ºC.

$T_{SUPERFICIE}$ = (EMISIÓN ALTA x SALTO AGUA_AIRE) / α + Ti

Donde α es el coeficiente de transmisión de calor del suelo (W/m2ºC). En el rango de temperaturas de esta aplicación este valor oscila entre 10 y 12 W/m2ºC. Tiene dos componentes: coeficiente de transmisión por radiación y coeficiente de transmisión por convección).

Para poder dimensionar la bomba de calor es necesario calcular el caudal de agua que va a circular por los circuitos. Al haber circuitos independientes con diferentes necesidades caloríficas se tendrá que instalar un sistema de válvulas que adecue el caudal óptimo en cada estancia.

El caudal de agua a través de un circuito de calefacción por suelo radiante es función de la potencia térmica total (Emisión Alta + Emisión Baja), y del salto térmico entre la impulsión al circuito y el retorno desde éste. El salto térmico es una constante, por lo que el caudal es únicamente función de la carga térmica según la expresión:

[Q] = m • Cp • (Timp - Tret)