

PROYECTO DE CLIMATIZACIÓN  
DE UN HOTEL EN ZARAGOZA.

# MEMORIA

*Autor: David Borroy Tomás  
Convocatoria: Marzo 2014  
Director: Belén Zalba Nonay  
Especialidad: Mecánica*

---

**Índice:** Memoria.

1. INTRODUCCIÓN.....	4
1.1. Objeto.....	4
1.2. Emplazamiento.....	4
1.3. Normativa aplicable.....	4
1.4. Resumen del presupuesto.....	5
1.5. Fecha y firma.....	5
1.6. Bibliografía.....	5
2. DESCRIPCIÓN ARQUITECTÓNICA.....	7
2.1. Distribución.....	7
2.2. Áreas.....	7
2.3. Régimen de funcionamiento.....	8
2.4. Zonificación y horarios.....	8
2.5. Ocupación.....	9
2.6. Caudales de ventilación.....	9
3. LÍMITES DE LA DEMANDA ENERGÉTICA.....	11
3.1. Parámetros característicos.....	12
3.2. Transmitancia térmica de cerramientos opacos.....	13
3.2.1. Muro exterior.....	13
3.2.2. Cubierta.....	14
3.2.3. Suelo.....	14
3.2.4. Particiones interiores.....	14
3.3. Transmitancia térmica de huecos.....	15
3.4. Factor solar modificado de huecos.....	15
3.5. Resumen de cálculos de transmitancias.....	17
3.6. Condensaciones.....	18
3.6.1. Condiciones para el cálculo de las condensaciones.....	18
3.7. Opción simplificada.....	19
4. ESTIMACIÓN DE LA DEMANDA TÉRMICA.....	20
4.1. Condiciones exteriores.....	21
4.1.1. Temperatura seca.....	22
4.1.2. Temperatura húmeda.....	22
4.1.3. Humedad relativa.....	23
4.2. Condiciones interiores.....	24
4.2.1. Influencia de la temperatura interior sobre la demanda.....	24
4.2.2. Humedad relativa interior en verano.....	26
4.3. Metodología de cálculo de cargas.....	29
4.3.1. Cargas exteriores.....	30
4.3.2. Cargas interiores.....	32

4.4. Recuperación de calor.....	35
4.5. Cargas máximas en verano.....	37
4.5.1. Cargas máximas en verano sin recuperador.....	38
4.5.2. Cargas máximas en verano con recuperador.....	39
4.5.3. Evaluación medidas de ahorro. ....	40
4.6. Cargas máximas en invierno.....	41
4.6.1. Cargas máximas en invierno sin recuperador.....	42
4.6.2. Cargas máximas en invierno con recuperador.....	42
4.6.3. Evaluación medidas de ahorro ....	44
4.7. Cargas por locales.....	45
5. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.....	46
5.1. Alternativas verano.....	46
5.1.1. Estudio máquina absorción con colectores solares y caldera.....	49
5.1.2. Comparativa bomba de calor pozo– máquina de absorción.....	50
5.2. Alternativas invierno.....	51
5.2.1. Comparación bomba de calor pozo y caldera de gas natural.....	53
6. SISTEMA DE PRODUCCIÓN. CIRCUITO PRIMARIO.....	55
6.1. Opción seleccionada. Bomba de calor.....	55
6.2. Principio de funcionamiento de la bomba de calor.....	57
6.3. Condiciones de funcionamiento.....	59
6.4. Bomba de extracción.....	60
6.5. Cálculo de coeficiente de operación.....	62
6.6. Esquema de principio.....	63
6.7. Regulación.....	66
6.8. Medidas de seguridad.....	77
7. UNIDADES TERMINALES.....	68
7.1. Ventilación.....	68
7.2. Cálculo de las condiciones de impulsión del aire.....	69
7.3. Unidades de tratamiento de aire (UTA).....	70
7.4. Difusores de impulsión.....	78
7.4.1. Difusores rotacionales.....	78
7.4.2. Difusores de inducción.....	80
7.5. Unidades de extracción.....	85
8. CÁLCULO DE TUBERÍAS Y CONDUCTOS.....	88
8.1. Cálculo de conductos.....	88
8.1.1. Método de cálculo red de conductos.....	88
8.1.2. Selección de ventiladores.....	90
8.2. Cálculo de tuberías.....	91
8.2.1. Método de cálculo redes de tuberías.....	92

8.2.2. Circuito de climatizadores.....	94
8.2.3. Circuito de inductores.....	96
8.3. Aislamiento de tuberías y conductos.....	97
9. MEDIDAS DE AHORRO ENERGÉTICO.....	100

# **1. INTRODUCCIÓN.**

## **1.1. OBJETO.**

El objetivo del presente proyecto es el estudio y análisis de una instalación de climatización de un hotel de nueva construcción situado en la ciudad de Zaragoza.

Debido a la necesidad de reducir el gasto energético en las instalaciones y de preservar el medioambiente, se plantean diversas soluciones que permitan un ahorro de energías primarias y una reducción de la emisión de gases contaminantes.

Por lo tanto, los criterios fundamentales de diseño del presente proyecto son la eficiencia energética, y la reducción de la emisión de gases contaminantes, garantizando siempre el confort del usuario.

## **1.2. EMPLAZAMIENTO.**

El edificio de nueva construcción se encuentra situado en la localidad de Zaragoza, en Avenida Cataluña con Calle Matilde Sangüesa Castañosa. La zona climática es D3 según el Documento Básico HE de Ahorro de Energía del CTE.

En el terreno existe la posibilidad de aprovechamiento del agua del nivel freático a partir de los 8m según estudios realizados en la zona, como el elaborado por la empresa EGA, "Proyecto de un nuevo pozo realizado para el sistema de climatización del Edificio Agustín Betancourt del Campus Universitario del Actur en Zaragoza".

El emplazamiento puede consultarse en el plano 01 del Documento Planos.

## **1.3. NORMATIVA APLICABLE.**

En la realización del presente proyecto y en la ejecución de la instalación se han tenido en cuenta las siguientes Normativas vigentes:

- Código Técnico de la Edificación (CTE)
- Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE).
- Normas UNE que sean de aplicación al presente Proyecto.

#### 1.4. RESUMEN DEL PRESUPUESTO

ELEMENTO	PRECIO
CENTRALES DE PRODUCCIÓN	56.888,46
UNIDADES TRATAMIENTO AIRE	29.581,38
VENTILACIÓN	39.725,80
UNIDADES TERMINALES	54.437,50
DISTRIBUCIÓN HIDRÁULICA	30.825,58
REGULACIÓN	7.586,99

Tabla 1. Resumen del presupuesto.

El precio total de Proyecto, que asciende a la cantidad de DOSCIENTOS DIECINUEVE MIL CUARENTA Y CINCO euros Y SETENTA Y UN céntimos de euro, es fijo y no sujeto a revisión.

#### 1.5. FECHA Y FIRMA

Zaragoza, 21 de Febrero de 2014.

Firmado: David Borroy Tomás

#### 1.6. BIBLIOGRAFÍA

- “Fundamentos de Climatización para instaladores e ingenieros recién titulados” de Atecyr.
- “DTIE 7.05: Cálculo de cargas térmicas” de Jose Manuel Pinazo Ojer, Victor Soto Francés y Arcadio García Lastra.
- Código Técnico de la Edificación (CTE).
- Reglamento de instalaciones térmicas en los edificios (RITE).
- Plan de Acción Nacional de Energías Renovables (PANER).

- “Guía de condiciones climáticas exteriores de proyecto” IDAE 2009.
- Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación 4.01: “Tuberías, cálculo de las pérdidas de presión y criterios de diseño”.
- Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación 5.01: “Cálculo de conductos”.
- Normas UNE aplicables al presente proyecto.
- “Proyecto de climatización de una residencia geriátrica en Huesca” de Marina Roche Arroyos.
- “Proyecto de un nuevo pozo realizado para el sistema de climatización del Edificio Agustín Betancourt del Campus Universitario del Actur en Zaragoza” de la empresa EGA.
- “Postgrado en ingeniería de climatización: Módulo 3. Demanda energética” de Atecyr y la Universidad de Zaragoza.

## **2. DESCRIPCIÓN ARQUITECTÓNICA.**

### **2.1. DISTRIBUCIÓN.**

El edificio tiene cuatro alturas, disponiendo de 3,325 m de altura en cada una de las plantas superiores. En la planta baja, que dispone de 3,825 m de altura, se sitúan las zonas comunes, despacho del director, lencería, recepción, cocina, además de once dormitorios individuales, y una zona de sanitarios.

El resto de habitaciones se sitúan en las cuatro plantas superiores. Se tiene, veinte habitaciones individuales por planta que disponen de un baño (1m<sup>2</sup>) y una ducha (1m<sup>2</sup>), y una habitación para personas con movilidad reducida que cuenta con un aseo con ducha (4m<sup>2</sup>).

Además, el edificio también posee una planta sótano con garaje, donde se sitúan las zonas de máquinas e instalaciones eléctricas, cuarto contraincendios, cuarto de agua sanitaria, un almacén y los vestuarios para los trabajadores.

Las zonas de máquinas cumplen con todas las especificaciones detalladas en el RITE. Esta planta tiene una salida directamente a la calle, y otra a la planta baja del edificio.

El edificio también cuenta con un ascensor adaptado, apto para personas con silla de ruedas, que permite acceder a cualquier planta.

La azotea es plana y transitable, y en ella se instalarán las climatizadoras.

Para una visión más detallada, consultar los planos 2,3 y 4 del Documento Planos.

### **2.2. ÁREAS.**

<b>PLANTA BAJA</b>	<b>ÁREAS ( m<sup>2</sup> )</b>
Sala desayunos	50,4
Hall-Recepción	54,7
Recepción - Mostrador desayunos	18,43
Office	6,43
Despacho director	11,31
Lencería 0	12,21
Pasillo 0	23,05
Escalera 0	14,6
Habitación (x11)	12,25
Sanitarios	9,4
<b>TOTAL =</b>	<b>335,28</b>



PLANTA TIPO (x4)	ÁREAS
Lencería 1	8,67
Pasillo 1	51,8
Escalera 1	11,19
Habitación (x20)	12,25
Habitacion movilidad reducida	16,75
<b>TOTAL =</b>	<b>333,41</b>

PLANTA SÓTANO	ÁREAS
Garaje	608,3
Cuarto contraincendios	11,54
Cuarto agua sanitaria	28,58
Sala de máquinas 1	10,5
Sala de máquinas 2	12,71
Instalaciones eléctricas	3,66
Pasillo - distribuidor	8,4
Almacén	5,11
<b>TOTAL =</b>	<b>688,8</b>

El hotel dispone de una superficie total de 2358 m<sup>2</sup>, de los cuales 1669 m<sup>2</sup> serán climatizables.

### 2.3. RÉGIMEN DE FUNCIONAMIENTO.

El hotel va a estar en funcionamiento durante todo el año de manera continua.

### 2.4. ZONIFICACIÓN Y HORARIOS.

Para un diseño óptimo de la instalación se ha zonificado el edificio en diferentes espacios según los horarios y la utilización de los mismos.

Según el DB HE1-CTE, los espacios interiores de los edificios se dividen en espacios habitables y no habitables. En el proyecto se considera espacio no habitable la planta del garaje, el ascensor y los patinillos.

Dentro de las zonas habitables, diferenciamos varias zonas según su ubicación, el tipo de cargas a las que están sometidas y de su uso horario. Dicha zonificación se ha realizado con el objetivo de “ahorro energético”.

- **Zona habitaciones**, que va a tener un horario de uso fundamentalmente nocturno, y abarca las habitaciones de planta baja y plantas superiores.
- **Zonas de paso**, que tendrá un horario de uso durante todo el día.
- **Zona lencerías**, que tendrá un horario fundamentalmente diurno.
- **Zona servicios**, que tendrá un horario fundamentalmente diurno, abarcando la recepción, sala de desayunos, cocina, despacho, y sanitarios de planta baja.

Esta zonificación nos permitirá climatizar únicamente las zonas que estén uso, por lo que se conseguirá diseñar un sistema de climatización más eficiente.

## 2.5. OCUPACIÓN.

La ocupación máxima del hotel será de 135 personas, teniendo en cuenta los residentes y el personal administrativo.

Para calcular el circuito primario se tendrá en cuenta la ocupación máxima del edificio, es decir, la carga máxima instantánea de todo el edificio.

Para realizar el dimensionado de conductos y las redes de tuberías se tendrá en cuenta la ocupación máxima de cada local, es decir, la carga máxima para cada local.

## 2.6. CAUDALES DE VENTILACIÓN.

El caudal de ventilación de los locales se establece en función de la calidad del aire interior.

Conforme a lo establecido en el RITE, se aplica la norma UNE EN-13779 “Ventilación de los edificios no residenciales. Requisitos de prestaciones de sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos”, para el cálculo del caudal de aire exterior de ventilación para cada espacio del edificio.

El RITE establece cuatro categorías diferentes del aire interior en función de los usos de cada local, que son las siguientes:

- **IDA 1:** Aire de óptima calidad. Zonas de estancias largas y que requieran un elevado confort, como pueden ser hospitales, laboratorios y guarderías.

- **IDA 2:** Aire de buena calidad. Zonas con una importante concentración de carga, que implique una buena ventilación además de un confort adecuado. Esta categoría incluye oficinas, residencias, salas de lectura, museos, aulas de enseñanza, etc.
- **IDA 3:** Aire de calidad media. Zonas que requieran una buena ventilación sin un confort elevado, ya que son lugares de trabajo o de actividad más pesada en los que no se pasan largas estancias. Pueden ser edificios comerciales, cines, teatros, cafeterías, bares, gimnasios, etc.
- **IDA 4:** Aire de calidad baja. Nunca se debe aplicar.

Nuestras categorías del aire interior (IDA) serán las siguientes:

IDA 2	IDA 3
Desayunos	Office
Hall-Recepción	Sanitarios planta baja
Recepción-Mostrador	Lencería (x5)
Despacho director	
Pasillo planta baja	
Habitación (x95)	
Pasillo planta (x4)	

**Tabla 2.** Calidades del aire interior según locales.

Se empleará el método indirecto de caudal de aire exterior por persona, establecido en el RITE (IT 1.1.4.2.3), suponiendo una actividad metabólica de alrededor de 1,2 met con la mayor parte de las emisiones contaminantes producidas por personas.

Tendremos en cuenta que no existe ninguna zona habilitada para fumadores.

Por lo tanto los caudales de aire exterior por persona según la categoría serán los siguientes:

Categoría de aire exterior	m <sup>3</sup> /h * persona
IDA 2	45
IDA 3	29

**Tabla 3.** Caudales de aire exterior según categoría establecida por el RITE.

### **3. LIMITACIÓN DE LA DEMANDA ENERGÉTICA**

El cálculo de la limitación de la demanda del edificio atiende al Código Técnico de la Edificación, y en particular al Documento Básico HE de Ahorro de Energía. Éste documento tiene por objeto establecer reglas y procedimientos que permitan cumplir las exigencias básicas de ahorro de energía.

La demanda energética es la cantidad de energía térmica necesaria para alcanzar un estado adecuado del ambiente dentro de un espacio. Por ello es necesario su control mediante la limitación de los parámetros característicos de los cerramientos y los huecos que componen la envolvente térmica del edificio.

La envolvente térmica está formada por todos los elementos que separan los espacios habitables del ambiente exterior (aire exterior, terreno y otros edificios) y de los espacios no habitables. No se incluyen los cerramientos que separan un espacio no habitable del ambiente exterior.

La comprobación se ha realizado siguiendo la opción simplificada. Para su aplicación es necesario que el edificio cumpla lo siguiente, en base al DB HE1-CTE:

Huecos < 60% - Lucernarios < 5%

		FACHADA					CUBIERTAS				
		Scerr	Shuecos	Stotal	%huecos	HE1	Scerr	Slucern	Stotal	%lucern	HE1
ORIENTACIÓN	N	582,90	95,1	678	14	< 60%	0	0	0	0	< 5%
	E	299,40	10,2	309,6	3,5						
	O	231,63	8,38	240	3,5						
	S	531,90	89,10	621	14						

**Tabla 4.** Porcentaje de huecos en cada fachada.

Se observa que ambos requisitos se cumplen en el proyecto, por lo que podemos utilizar la opción simplificada.

### 3.1. PARÁMETROS CARACTERÍSTICOS.

La demanda energética del edificio se limita de acuerdo con el “DB HE1-CTE”, que establece una clasificación de zonas climáticas. Según la localización, nuestra localidad se encuentra en la zona D3.

Según el CTE, los valores característicos límites medios para cada cerramiento en nuestra zona climática son los siguientes:

ZONA CLIMÁTICA D3										
Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno					$U_{Mlim}: 0,66 \text{ W/m}^2 \text{ K}$					
Transmitancia límite de suelos					$U_{Slim}: 0,49 \text{ W/m}^2 \text{ K}$					
Transmitancia límite de cubiertas					$U_{Clim}: 0,38 \text{ W/m}^2 \text{ K}$					
Factor solar modificado límite de lucernarios					$F_{Lim}: 0,28$					
% de superficie de huecos	Transmitancia límite de huecos <sup>(1)</sup> $U_{Hlim} \text{ W/m}^2 \text{ K}$				Factor solar modificado límite de huecos $F_{Hlim}$					
	N	E/O	S	SE/SO	Carga interna baja			Carga interna alta		
	E/O	S	SE/SO	E/O	S	SE/SO	E/O	S	SE/SO	
de 0 a 10	3,5	3,5	3,5	3,5	-	-	-	-	-	-
de 11 a 20	3,0 (3,5)	3,5	3,5	3,5	-	-	-	-	-	-
de 21 a 30	2,5 (2,9)	2,9 (3,3)	3,5	3,5	-	-	0,54	-	0,57	-
de 31 a 40	2,2 (2,5)	2,6 (2,9)	3,4 (3,5)	3,4 (3,5)	-	-	0,42	0,58	0,45	-
de 41 a 50	2,1 (2,2)	2,5 (2,6)	3,2 (3,4)	3,2 (3,4)	0,50	-	0,53	0,35	0,49	0,37
de 51 a 60	1,9 (2,1)	2,3 (2,4)	3,0 (3,1)	3,0 (3,1)	0,42	0,61	0,46	0,30	0,43	0,32

<sup>(1)</sup> En los casos en que la transmitancia media de los muros de fachada  $U_{Mm}$ , definida en el apartado 3.2.2.1, sea inferior a 0,47  $\text{W/m}^2 \text{ K}$  se podrá tomar el valor de  $U_{Hlim}$  indicado entre paréntesis para las zonas climáticas D1, D2 y D3.

Tabla 5. Valores límite de los parámetros característicos medios.

Para evitar descompensaciones entre la calidad térmica de diferentes espacios de nuestro edificio, cada uno de los cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica tendrán una transmitancia térmica no superior a los valores indicados en la siguiente tabla según el CTE:

Cerramientos y particiones interiores	ZONAS A	ZONAS B	ZONAS C	ZONAS D	ZONAS E
Muros de fachada, particiones interiores en contacto con espacios no habitables, primer metro del perímetro de suelos apoyados sobre el terreno <sup>(1)</sup> y primer metro de muros en contacto con el terreno	1,22	1,07	0,95	0,86	0,74
Suelos <sup>(2)</sup>	0,69	0,68	0,65	0,64	0,62
Cubiertas <sup>(3)</sup>	0,65	0,59	0,53	0,49	0,46
Vidrios y marcos	5,70	5,70	4,40	3,50	3,10
Medianerías	1,22	1,07	1,00	1,00	1,00

<sup>(1)</sup> Se incluyen las losas o soleras enterradas a una profundidad no mayor de 0,5 m  
<sup>(2)</sup> Las particiones interiores en contacto con espacios no habitables, como en el caso de cámaras sanitarias, se consideran como suelos  
<sup>(3)</sup> Las particiones interiores en contacto con espacios no habitables, como en el caso de desvanes no habitables, se consideran como cubiertas

Tabla 6. Transmitancia térmica máxima de cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica. U en  $\text{W/m}^2 \text{ K}$ .

Por lo tanto, el proyecto tendrá que cumplir las siguientes exigencias:

VALORES MÁXIMOS	U <sub>max</sub> (W/m <sup>2</sup> K)
Muros de fachada	0,86
Primer metro del perímetro de suelos apoyados sobre el terreno	
Primer metro de muros en contacto con el terreno	
Suelos	0,64
Cubiertas	0,49
Vidrios	3,5
Marcos	
Medianerías	1
Particiones interiores	1,2

VALORES LÍMITE MEDIOS	U <sub>m lim</sub> (W/m <sup>2</sup> K)
Muros de fachada	0,66
Cerramientos en contacto con el terreno	
Suelos	0,49
Cubiertas	0,38
Huecos	3

FACTOR SOLAR LÍMITE MODIFICADO	F <sub>lim</sub>
Lucernarios	0,28
Huecos	-

**Tabla 7.** Parámetros característicos, según CTE.

### 3.2. TRANSMITANCIA TÉRMICA DE CERRAMIENTOS OPACOS.

El método de cálculo de la transmitancia térmica de muros, cubiertas y particiones interiores se puede consultar en el Anexo “Cerramientos”.

#### 3.2.1. Muro exterior.

Los componentes que conforman el cerramiento de la fachada o muro exterior se detallan en el Anexo “Cerramientos”.

Se ha obtenido un valor de transmitancia térmica de 0,59 W/m<sup>2</sup>K que cumple el límite de 0,66 W/m<sup>2</sup>K exigido en la limitación de la demanda, con lo que conseguimos un cerramiento de características adecuadas para reducir la demanda térmica del edificio.

### 3.2.2. Cubierta.

Los componentes que conforman el cerramiento de la cubierta se detallan en el Anexo 1 “Cerramientos”.

Se ha obtenido diferentes valores de transmitancia térmica, de 0,33 W/m<sup>2</sup>K para invierno y de 0,32 W/m<sup>2</sup>K para verano, ya que la dirección del flujo de calor varía según el régimen. Se cumple el límite de 0,38 W/m<sup>2</sup>K exigido en la limitación de la demanda, con lo que conseguimos un cerramiento de características adecuadas para reducir la demanda térmica del edificio.

### 3.2.3. Suelos.

En este apartado únicamente se incluirán los suelos de la planta baja del edificio que limitan con el garaje. Los suelos de las plantas superiores se consideran particiones interiores.

Los componentes que conforman el cerramiento del forjado que limita con el garaje se detallan en el Anexo 1 “Cerramientos”.

Se ha obtenido un valor de transmitancia térmica de 0,41 W/m<sup>2</sup>K que cumple el límite de 0,49 W/m<sup>2</sup>K exigido en la limitación de la demanda, con lo que conseguimos un cerramiento de características adecuadas para reducir la demanda térmica del edificio.

### 3.2.4. Particiones interiores.

Se incluirán en este apartado cualquier elemento constructivo del edificio que divide su interior en recintos independientes (verticales u horizontales), es decir los muros interiores y los suelos entre plantas.

Los componentes que conforman los cerramientos de los muros interiores y forjados entre plantas se detallan en el Anexo 1 “Cerramientos”.

Se han obtenido unos valores de transmitancia térmica de 0,62 W/m<sup>2</sup>K para los muros interiores y de 0,60 W/m<sup>2</sup>K para el forjado situado entre plantas, valores que cumplen el límite de 0,66 W/m<sup>2</sup>K exigido en la limitación de la demanda, con lo que conseguimos unos cerramientos de características adecuadas para reducir la demanda térmica del edificio.

### 3.3. TRANSMITANCIA TÉRMICA DE HUECOS.

La metodología de cálculo y los resultados obtenidos para cada hueco se pueden consultar en el Anexo “Cerramientos”.

En este proyecto se han elegido ventanas y puertas con doble acristalamiento que reducen casi en un 25% la pérdida de calor, del siguiente tipo:

- Vidrio doble 4-9-4, obteniendo los siguientes valores del catálogo de elementos constructivos:
  - Transmitancia térmica del acristalamiento:  $U_H = 2,80 \text{ W/m}^2\text{K}$
  - Factor solar del acristalamiento:  $g = 0,75$
- Marcos de madera de color blanco medio, con los siguientes valores:
  - Transmitancia térmica del marco:  $U_m = 2,20 \text{ W/m}^2\text{K}$
  - Absortividad del marco:  $\alpha = 0,30$

El CTE establece que con un porcentaje de huecos de 14% como es el caso de la transmitancia térmica en el Norte, que es el caso más desfavorable, debe ser inferior a  $3,0 \text{ W/m}^2\text{K}$ .

Se ha calculado la transmitancia térmica de ventanas y puertas con marcos de aluminio, obteniendo unos resultados que no cumplen con lo establecido en el CTE.

Por esta razón se ha decidido instalar marcos de madera, que tienen una transmitancia menor y cuya construcción produce menos  $\text{CO}_2$ . Con estos marcos se obtiene una transmitancia de  $2,68 \text{ W/m}^2\text{K}$  para ventanas y puertas simples, y de  $2,5 \text{ W/m}^2\text{K}$  para la puerta principal, por lo que se cumple con las exigencias contribuyendo a la eficiencia energética.

### 3.4. FACTOR SOLAR MODIFICADO DE HUECOS.

La metodología de cálculo y los resultados obtenidos para cada hueco se pueden consultar en el Anexo “Cerramientos”.

En el edificio, el único obstáculo de fachada en ventanas y puertas simples sólo es el retranqueo de 30 cm, que proporcionará un factor de sombra (Fs) favorable para la reducción de cargas en verano.



En la puerta principal del hotel (P1), se ha colocado una marquesina de protección, como puede observarse en el anexo Planos, una medida que nos permitirá reducir las cargas en verano.

El CTE no establece límites para la zona climática D3 con un porcentaje de huecos del 14%, por lo que los resultados obtenidos para cada hueco que se indican a continuación son válidos:

Ventana TIPO 1	V1	Fs	Fh
	S	0,56	0,36
	RESTO	1	0,64

Ventana TIPO 2	V2	Fs	Fh
	E	0,61	0,39
	RESTO	1	0,64

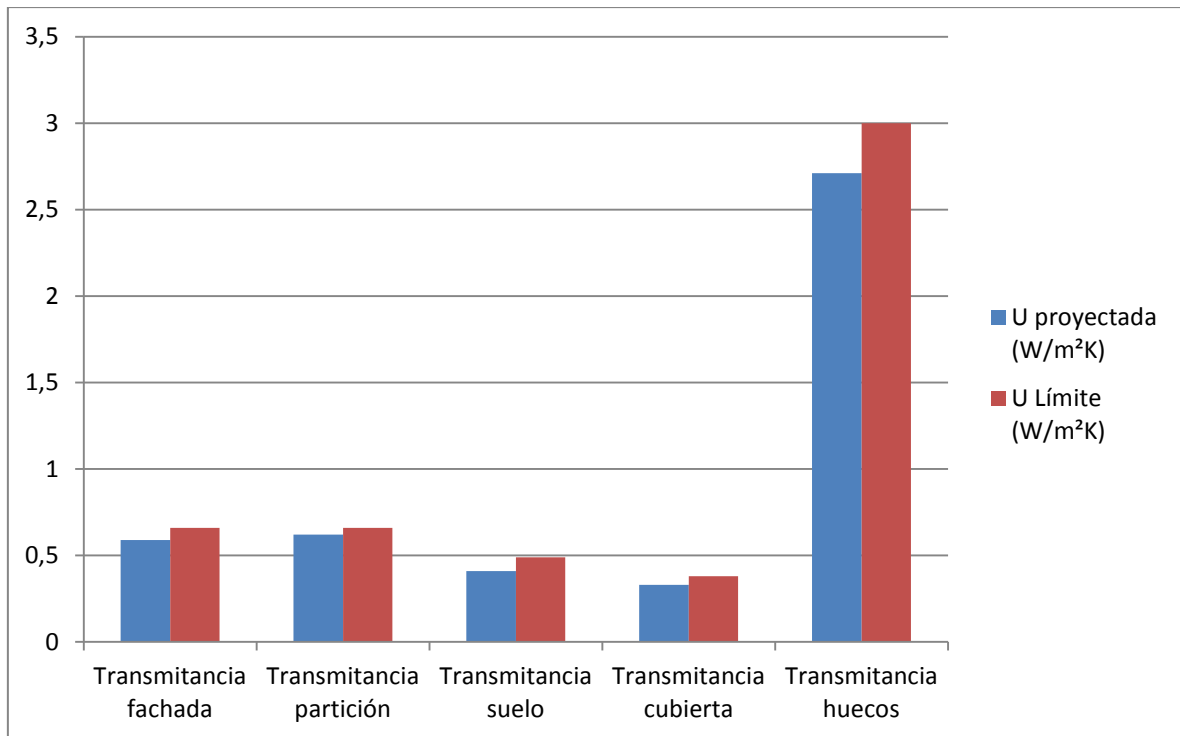
Puerta TIPO 2	P2	Fs	Fh
	O	0,76	0,30
	RESTO	1	0,39

Puerta TIPO 1	V1	Fs	Fh
	S	0,22	0,13

**Tabla 8.** Resultados factor solar y factor solar modificado de huecos.

### 3.5. RESUMEN DE CÁLCULOS DE TRANSMITANCIA TÉRMICA.

El siguiente gráfico muestra los resultados obtenidos para los cerramientos que componen el edificio, en comparación con los valores límite establecidos por el CTE.



**Figura 1.** Comparativa de transmitancias proyectadas con los valores límite.

En la representación se observa que las transmitancias están cercanas a los límites establecidos por el CTE, sin embargo, no se puede apreciar la comparación del factor solar ya que el CTE no establece un límite para este caso.

Como se podrá observar en el cálculo de cargas, la radiación constituye una parte importante de las cargas térmicas en verano, más del 20%, por lo que se podría seguir una línea de mejora intentando reducir el factor solar, mediante la instalación de algún tipo de obstáculo, como voladizos o lamas en las ventanas del edificio.

Las cargas por transmisión no son tan significativas en el edificio, pero se podrían reducir mejorando los cerramientos que tienen mayor influencia en la transmisión, como la fachada exterior y la cubierta.

### 3.6. CONDENSACIONES.

Las condensaciones superficiales en los cerramientos que componen la envolvente térmica del edificio, se limitarán de forma que se evite la formación de mohos en la superficie interior. Para ello, en aquellas superficies interiores de los cerramientos que puedan absorber agua, la humedad relativa mensual será inferior al 80 %.

Las condensaciones intersticiales que se produzcan en los cerramientos que componen la envolvente térmica del edificio serán tales que no produzcan una merma en sus prestaciones térmicas o produzcan una degradación de los mismos.

Además, la máxima condensación acumulada en cada periodo anual no será superior a la cantidad de evaporación posible en el mismo periodo.

#### 3.6.1. Condiciones para el cálculo de condensaciones.

##### 3.6.1.1. Condiciones exteriores.

Para las capitales de provincia, los valores que se usaran son los contenidos en la tabla G1, del DB HE1-CTE. Los valores para nuestro caso son:

Localidad		Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Zaragoza	T <sub>med</sub>	6,2	8,0	10,3	12,8	16,8	21,0	24,3	23,8	20,7	15,4	9,7	6,5
	HR <sub>med</sub>	76	69	60	59	55	52	48	54	61	70	75	77

Tabla 9. Datos climáticos mensuales de la capital de provincia, Tmed en °C y HRmed en %.

##### 3.6.1.2. Condiciones interiores.

###### 3.6.1.2.1. Para el cálculo de condensaciones superficiales.

Se tomará una temperatura del ambiente interior igual a 20°C para el mes de enero.

Si se dispone del dato de humedad relativa interior y ésta se mantiene constante, se podrá utilizar dicho dato añadiéndole 0,05 como margen de seguridad.

$$HR_{int} = 0.5 + 0.05 = 0.55 = 55 \%$$

**3.6.1.2.2. Para el cálculo de condensaciones intersticiales.**

Si se disponen de los datos de temperatura interior y de humedad relativa interior, se podrán utilizar dichos datos añadiéndole 0,05 a la humedad relativa como margen de seguridad.

$$T_{int} = 21^{\circ}\text{C}$$

$$HR_{int} = 0.5 + 0.05 = 0.55 = 55 \%$$

El proceso de cálculo que se ha seguido para el cálculo de las condensaciones se puede consultar en el Anexo “Comprobación de condensaciones”, y los resultados obtenidos se pueden consultar en el Anexo “Fichas justificativas. Opción simplificada”.

**3.7. OPCIÓN SIMPLIFICADA.**

Las fichas de la opción simplificada que exige el CTE y que justifican el cumplimiento de la limitación de la demanda pueden consultarse en el Anexo “Fichas justificativas. Opción simplificada”.

## **4. ESTIMACIÓN DE LA DEMANDA TÉRMICA.**

En el presente apartado vamos a realizar un cálculo estimativo de las cargas térmicas que afectan al edificio.

En climatización se pretende mantener el confort de los ocupantes de un local a través del control de la temperatura y la humedad del mismo. Todo fenómeno que tienda a modificar dicha temperatura (carga sensible) o la cantidad del vapor de agua (carga latente) genera una carga térmica. Concretamente queda establecido que carga térmica es la cantidad de energía o humedad que por unidad de tiempo se comunica al aire del local a climatizar.

Es necesario estimar la máxima carga térmica que tienen los diferentes locales con el fin de dimensionar los equipos necesarios para contrarrestarla. La posterior regulación de los mismos adaptará sus potencias a la carga real en cada momento.

El cálculo de la carga térmica máxima en la situación más desfavorable se debe realizar varias veces para poder diseñar correctamente todos los elementos que componen la instalación:

- Carga térmica máxima en cada local, con el fin de dimensionar los elementos terminales, tuberías y conductos.
- Carga térmica máxima en cada zona térmica, entendida como aquel conjunto de locales que es abastecido por un único equipo climatizador, con el fin de dimensionar las unidades de tratamiento de aire.
- Carga térmica máxima en el edificio, con el fin de dimensionar el sistema de producción de energía. Se debe tener en cuenta que nunca se van a presentar las cargas máximas en todas las estancias de forma simultánea.

Se ha realizado una división del edificio en zonas, lo que nos permitirá ahorrar energía al climatizar únicamente los locales en uso. Además nos permitirá instalar un sistema de producción más adecuado a la demanda real del edificio en conjunto.

Cualquier cálculo de cargas térmicas requiere el establecimiento de las condiciones interiores y exteriores de proyecto que van a determinar la demanda térmica. Las condiciones exteriores dependen de la zona climática en que se encuentre el edificio y las interiores se fijarán en el proyecto para garantizar el confort del usuario con el mínimo consumo energético posible.

#### 4.1. CONDICIONES EXTERIORES.

Las condiciones exteriores han sido obtenidas del Libro “Fundamentos de climatización, de ATECYR”. Los datos proporcionados para la ciudad de Zaragoza son los siguientes:

PROVINCIA	LOCALIDAD	CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN					CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN		
		Ts_99,6 (°C)	OMDC (°C)	Hum.C (%)	OMA (°C)	Tmedia (°C)	Ts_0,4 (°C)	THC_0,4 (°C)	OMDR (°C)
Zaragoza	Zaragoza	-3	9,3	89	39,2	15,3	36,2	21,8	17,1

Tabla 10. Condiciones exteriores de diseño en Zaragoza.

Siendo:

- Ts\_99,6: Temperatura seca (°C) con un nivel percentil del 99,6%. Se define temperatura de proyecto con un nivel percentil X% como la temperatura que es sobrepasada un X% de las horas anuales en una localidad.
- OMDC: Oscilación media diaria (°C) de los días en los que alguna de sus horas está dentro del nivel percentil del 99%.
- Hum.C: Humedad relativa media coincidente (%).
- OMA: Oscilación máxima anual de temperatura seca (°C). Se define como la diferencia de la temperatura seca con un nivel percentil del 0,4% respecto a la temperatura seca con un 99,6%.
- T.media: Temperatura seca media anual (°C).
- Ts\_0,4: Temperatura seca (°C) de la localidad con un percentil del 0,4%.
- THC\_0,4: Temperatura húmeda coincidente (°C) en el mismo instante en que se tiene una temperatura seca con el nivel percentil 0,4%.
- OMDR: Oscilación media diaria (°C) de los días en los que alguna de sus horas está dentro del nivel percentil del 1%.

Se ha escogido un percentil de 99,6% ya que proporciona unos valores de temperatura seca más desfavorables, lo que nos da la seguridad de que se podrá cubrir la demanda térmica en cualquier momento del día.

Las cargas térmicas se calcularán para el día y hora más desfavorable:

- Verano: Julio, 15:00 h, despejado.
- Invierno: Enero, nublado.

Sobre los datos de referencia tomados se llevarán a cabo las correcciones pertinentes, según el Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr”.

#### 4.1.1. Temperatura seca.

Para estimar la temperatura seca en Zaragoza se usará la siguiente corrección:

$$T_{s,proyecto} = T_{s,0,4\%} + \Delta T_{s,ciudad} + \Delta T_{s,cota} + \Delta T_{s,hora} + \Delta T_{s,mes}$$

Las correcciones por centro de ciudad y por diferencia de cotas no se tendrán en cuenta con objeto de tomar los datos más desfavorables y asegurarnos la capacidad de cubrir la demanda térmica en cualquier supuesto.

Las correcciones de temperatura por hora y mes son nulas según las tablas facilitadas por el Libro “Fundamentos de Climatización” para el momento del día más desfavorable.

##### 4.1.1.1. Temperatura seca en invierno.

La temperatura seca de proyecto en invierno, en Zaragoza con un nivel percentil del 99,6% será:

$$T_{s,proyecto} = -3^{\circ}C$$

##### 4.1.1.2. Temperatura seca en verano.

La temperatura seca de proyecto en invierno, en Zaragoza con un nivel percentil del 0,4% será:

$$T_{s,proyecto} = 36,2^{\circ}C$$

#### 4.1.2. Temperatura húmeda.

En refrigeración los valores de proyecto son temperatura seca y temperatura húmeda coincidente. En la Tabla 1 se facilitan los valores de

temperatura húmeda, pero será necesario introducir correcciones de temperatura por hora y mes, que son nulas en nuestro caso.

Por lo tanto la temperatura húmeda de proyecto en la hora y mes fijados en el caso de refrigeración es:

$$T_{h,proyecto} = T_{HC_{0,4\%}} - \Delta T_{h,hora} - \Delta T_{h,mes} = 21,8^{\circ}C$$

#### 4.1.3. Humedad relativa.

En calefacción los valores de proyecto son temperatura seca y humedad relativa. Respecto a este último parámetro no se especifica ninguna corrección por lo que su valor será:

$$Hum.C = 89\%$$

Con todos estos datos y utilizando las ecuaciones facilitadas en el “Capítulo 2. Propiedades del aire húmedo. Diagrama psicrométrico.” Del Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr” se han calculado las demás variables termohigrométricas del aire para cada régimen:

CONDICIONES EXTERIORES REFRIGERACIÓN		CONDICIONES EXTERIORES CALEFACCIÓN	
LOCALIDAD	Zaragoza	LOCALIDAD	Zaragoza
ALTITUD (m)	247	ALTITUD (m)	247
ZONA CLIMÁTICA	D3	ZONA CLIMÁTICA	D3
NIVEL PERCENTIL	0,4%	NIVEL PERCENTIL	99,6%
OMDR (°C)	17,1	OMA (°C)	39,2
Ts (°C)	36,2	Ts (°C)	-3
Th (°C)	21,8	Th (°C)	-3,54
Tr (°C)	14,76	Tr (°C)	-4,56
W (kgv/kgas)	0,01080	W (kgv/kgas)	0,00277
H (%)	28	H (%)	89
Pv (Pa)	1679,4	Pv (Pa)	435,68
h (KJ/kgas)	64,16	h (KJ/kgas)	3,89
ve (m <sup>3</sup> /kgas)	0,918	ve (m <sup>3</sup> /kgas)	0,7916
Pt (Pa)	98392	Pt (Pa)	98392
Text media anual (°C)	15,3	Text media anual (°C)	15,3

Tablas 11 y 12. Condiciones termohigrométricas exteriores para refrigeración y calefacción respectivamente.

Estas variables termohigrométricas también pueden obtenerse de forma gráfica mediante el diagrama psicrométrico conociendo dos variables.



## 4.2. CONDICIONES INTERIORES.

Según el RITE en una de sus últimas actualizaciones (RD 1826 11-12-2009), los valores de temperatura operativa y de humedad relativa interiores deben estar comprendidos entre los siguientes límites:

	TEMPERATURA OPERATIVA (°C)	HUMEDAD RELATIVA (%)
VERANO	$\geq 26$	30... 70
INVIERNO	$\leq 21$	30... 70

**Tabla 13.** Valores de temperatura y humedad establecidos por el RITE.

Tomando como base las condiciones de vestimenta y actividad metabólica fijadas por el RITE:

- 0,5 clo para verano, 1.0 clo para invierno.
- 1,2 met.
- 0,15 m/s velocidad del aire en la zona ocupada.

Para fijar las condiciones interiores es necesario relacionarlas con las condiciones de impulsión de aire, intentando que se cumplan las condiciones tanto de impulsión (dependiendo de las cargas térmicas que es necesario superar), como las condiciones interiores de diseño fijadas.

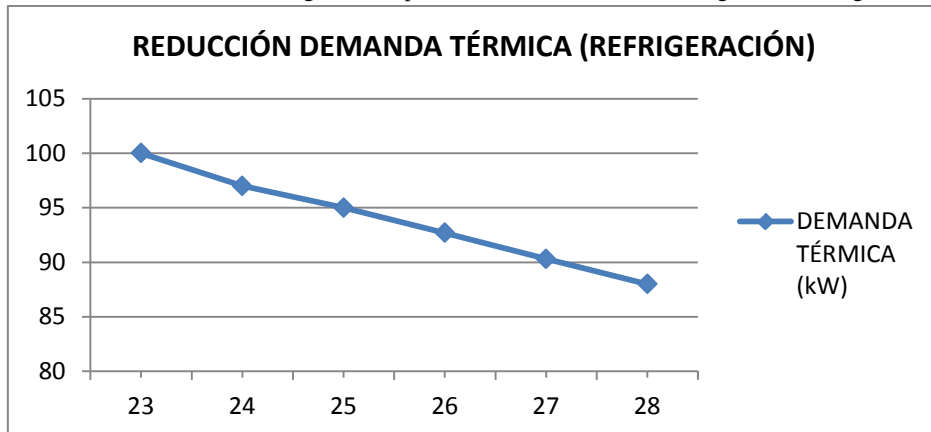
Como condiciones interiores se han adoptado las anteriormente mencionadas, 26°C para régimen de verano y 21°C para régimen de invierno.

### 4.2.1. Influencia de la temperatura interior sobre la demanda.

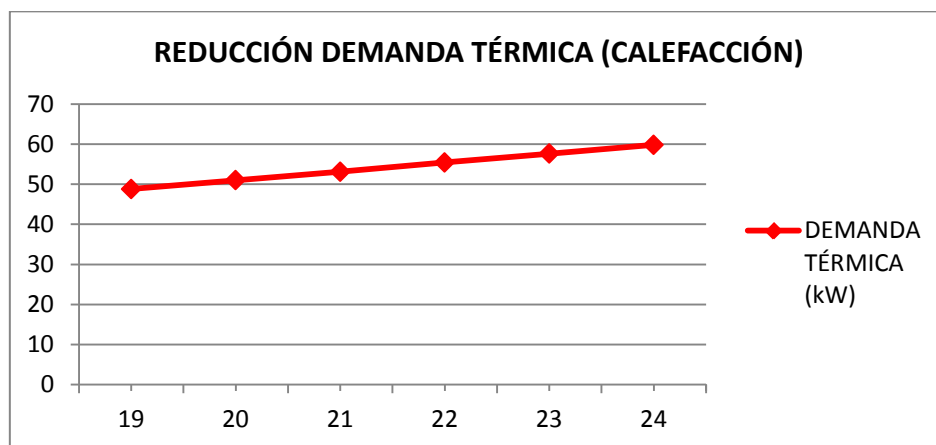
A continuación se ha realizado la estimación de la demanda térmica simultánea del edificio para diferentes temperaturas interiores, basado en los cálculos detallados en los apartados 4.5 y 4.6 del presente documento.

Los resultados obtenidos para cada régimen son los siguientes:

VERANO	
Tªinterior (°C)	Demanda (kW)
28	88,0
27	90,3
26	92,7
25	95,0
24	97,0
23	100,0

**Tabla 14.** Demanda térmica según la temperatura interior de diseño, en régimen de refrigeración.**Figura 2.** Demanda térmica según la temperatura interior de diseño, en régimen de refrigeración.

<b>INVIERNO</b>	
<b>Tªinterior (°C)</b>	<b>Demanda (kW)</b>
<b>19</b>	48,8
<b>20</b>	51,0
<b>21</b>	53,1
<b>22</b>	55,4
<b>23</b>	57,6
<b>24</b>	59,8

**Tabla 15.** Demanda térmica según la temperatura interior de diseño, en régimen de calefacción.**Figura 2.** Demanda térmica según la temperatura interior de diseño, en régimen de calefacción.

Se puede observar que al aumentar la temperatura interior de diseño en verano se produce un ahorro de energía ya que la demanda térmica resultante es menor, por lo que se reduce la demanda térmica en 2,3 kW

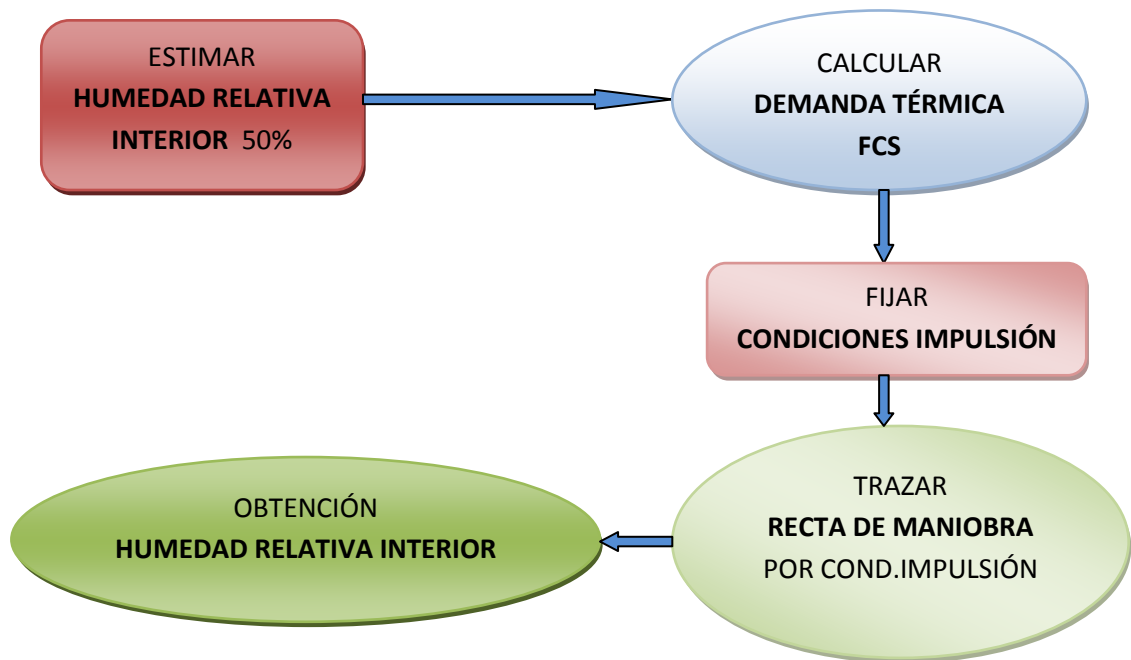
por cada grado aumentado. Por otro lado en invierno se consigue un ahorro de unos 2,2 kW por cada grado disminuido.

La estimación de la humedad relativa interior en régimen de verano la calculamos a continuación.

#### 4.2.2. Humedad relativa interior en verano.

La humedad interior en régimen de verano depende de las cargas del local y de las condiciones de impulsión del aire.

El método que se ha seguido en el presente proyecto consiste en fijar las condiciones de impulsión para obtener la humedad relativa interior.



**Figura 3.** Proceso de cálculo de la humedad relativa interior del edificio.

Primero realizamos un cálculo de cargas con una humedad relativa interior estimada de un 50%, lo que nos permite calcular el factor de calor sensible del local, y la recta de maniobra del local.

$$FCS = \frac{Q_{sens}}{Q_{sens} + Q_{lat}} = 1 - FCL = 1 - \frac{Q_{lat}}{Q_{sens} + Q_{lat}}$$

Para realizar el cálculo del FCS únicamente se tendrán en cuenta las cargas internas del local, es decir, la carga de ventilación no se incluirá ya que el aire se trata en la unidad de tratamiento de aire (UTA).

A continuación se procederá a fijar las condiciones de impulsión del aire. Empezamos seleccionando una temperatura de impulsión de 16°C, ya que las condiciones del aire de impulsión se encuentran muy cerca de las condiciones de saturación del aire, con una humedad específica inferior a la del aire exterior.

Una vez establecidas las condiciones de impulsión del aire, procedemos a calcular la humedad relativa media del edificio con el factor de calor sensible global. Posteriormente calcularemos la humedad relativa en el local con menor FCS para comprobar que está dentro de los límites establecidos por el RITE.

#### 4.2.2.1. HUMEDAD RELATIVA MEDIA DEL EDIFICIO

En régimen de refrigeración, hemos obtenido una carga térmica total en todo el edificio de 80,45 kW, sin incluir las cargas de ventilación que como ya hemos comentado anteriormente son cargas exteriores.

Por otro lado, la carga latente total obtenida es de 11,20 kW, por lo que el factor de calor sensible del edificio será:

$$FCS = 1 - \frac{11,20 \text{ kW}}{80,45 \text{ kW}} = 0,86$$

Las condiciones de impulsión de aire están muy cerca de las condiciones de saturación, con una temperatura de impulsión de 16°C.

Representando todo esto en el diagrama psicrométrico, obtenemos la humedad relativa media del edificio, haciendo pasar la recta de acción del local por las condiciones de impulsión, y obteniendo el punto de corte con la temperatura interior deseada de 26°C, como podemos observar en el siguiente diagrama psicrométrico.



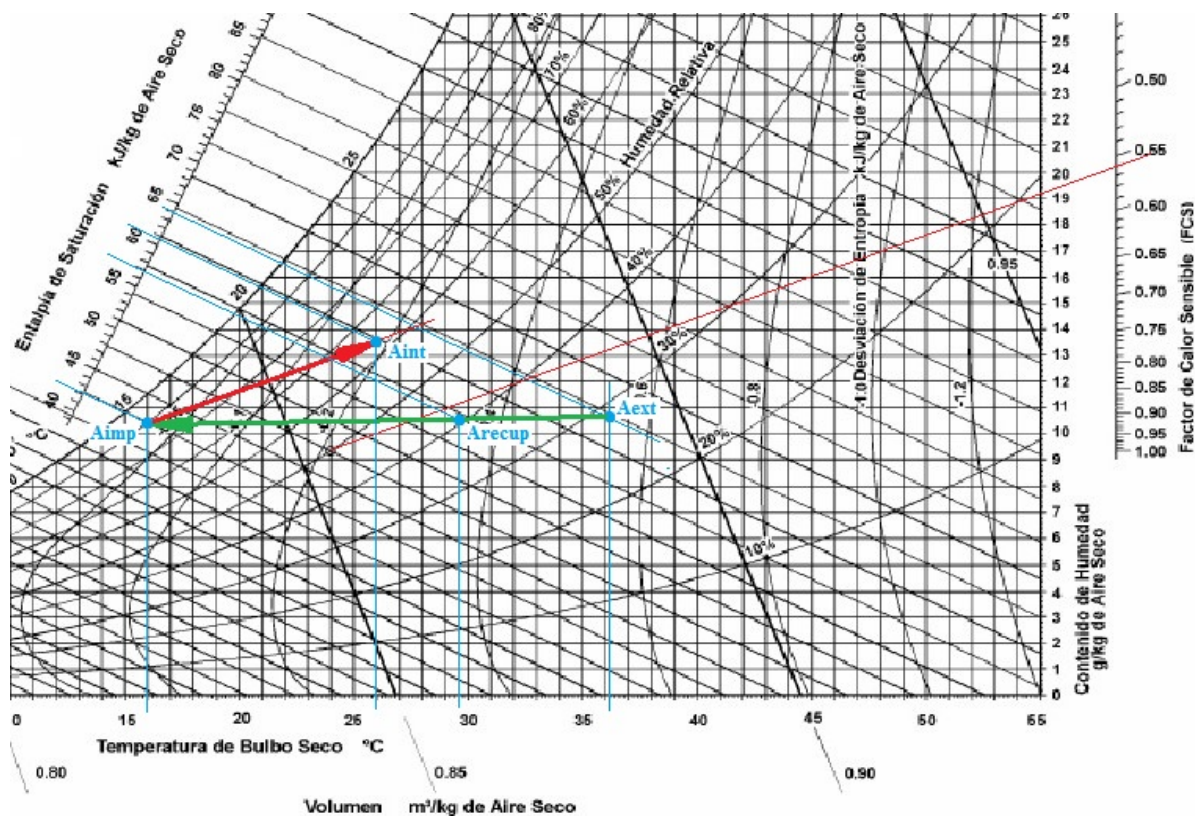


Figura 5. Representación de la recta de acción media del local con menor FCS.

### 4.3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO DE CARGAS.

A continuación se detalla el método seguido para el cálculo de las cargas térmicas que afectan al edificio siguiendo los procedimientos del “Capítulo 6. Cargas térmicas” del Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr” para los regímenes de verano e invierno.

De forma general podemos clasificar las cargas térmicas como:

LOCALIZACIÓN	TIPO DE CARGA	LATENTE
EXTERIORES	Transmisión por cerramientos opacos	NO
	Transmisión por cerramientos semitransparentes	NO
	Radiación	NO
	Ventilación	SI
	Infiltraciones	SI
INTERIORES	Ocupantes	SI
	Iluminación	NO
	Equipamiento	SI
	Propia instalación	NO

Tabla 16. Tipos de cargas térmicas a considerar y su clasificación.

En régimen de refrigeración se han tenido en cuenta todas las cargas anteriormente citadas, teniendo en cuenta la carga latente que se produce con la que calcularemos el Factor de Calor Sensible de cada local que posteriormente utilizaremos para determinar la recta de operación.

En régimen de calefacción despreciamos las cargas interiores y las cargas de transmisión por cerramientos semitransparentes o de radiación, con el objetivo de ponernos en la situación más desfavorable. Además se han despreciado las cargas latentes.

#### 4.3.1. CARGAS EXTERIORES.

##### 4.3.1.1. Cargas por transmisión.

La transferencia de calor por las superficies del edificio en contacto con el exterior o con locales no climatizados, ya sean cerramientos opacos o semitransparentes, constituirá una carga sensible y se calcula mediante la siguiente expresión:

$$Q_{carga,trans} = U \cdot A \cdot \Delta T_{carga,c}$$

Siendo:

- $Q_{carga,trans}$ : Calor intercambiado por transmisión (kW).
- $U$ : Coeficiente global de transmisión de calor de la superficie tomado del Anexo “Cerramientos” ( $W/m^2\text{°C}$ )
- $A$ : Área de la superficie ( $m^2$ ).
- $\Delta T_{carga,c}$ : Incremento de temperaturas ( $^{\circ}\text{C}$  o K) obtenido mediante tablas proporcionadas por el Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr” para cerramientos opacos debido a su complejo cálculo ya que depende de múltiples factores como la temperatura interior, la temperatura exterior, color de la pared exterior, radiación solar incidente en ese instante, inercia del cerramiento, etc.

Para el cálculo de cargas por transmisión en cerramientos semitransparentes en contacto con el exterior se utilizará la siguiente expresión:

$$Q_{carga,trans} = U \cdot A \cdot (T_{s,ext} - T_{s,int})$$

Para el cálculo de las cargas por transmisión en cerramientos que están en contacto con espacios no climatizados se ha tomado como temperatura práctica una temperatura intermedia entre la del local y la exterior, según la siguiente expresión:

$$Q_{carga,trans} = U \cdot A \cdot \left( \frac{T_{ext} + T_{int}}{2} - T_{int} \right)$$

#### 4.3.1.2. Cargas por radiación.

Las cargas sensibles por radiación a través de las superficies acristaladas para cada orientación se calcularán según la siguiente expresión:

$$Q_{carga,rad} = A_H \cdot F_H \cdot (F_s \cdot Q_{carga,Norte} + (1 - F_s) \cdot Q_{carga,Orient})$$

Siendo:

- $Q_{carga,rad}$ : Calor intercambiado por radiación (kW).
- $A_H$ : Área de la superficie acristalada (m<sup>2</sup>).
- $F_s$ : Factor de sombra que afectan a la superficie acristalada calculado en el Anexo “Cerramientos”.
- $F_H$ : Factor solar modificado del acristalamiento sin contar el factor de sombra calculado en el Anexo “Cerramientos”.
- $Q_{carga,Norte}$ : Valor proporcionado en tablas del Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr”.
- $Q_{carga,Orient}$ : Valor proporcionado en tablas del Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr” según la orientación de la superficie acristalada.

#### 4.3.1.3. Cargas por ventilación.

En los locales es necesario renovar o reponer el aire sucio o contaminado por aire limpio exterior para mantener las condiciones de calidad del aire que proporciona sensación de confort. Este aire exterior se encuentra en condiciones diferentes que el aire interior por lo que habrá que tratarlo en las climatizadoras, lo que supondrá una carga sensible y latente.

El libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr” nos proporciona las siguientes ecuaciones aproximadas para el cálculo de la carga sensible y latente de ventilación:



$$Q_{vent,sens} \cong 1200V_{vent}(T_{s,vent} - T_{s,int})$$

$$Q_{vent,lat} \cong 3002400V_{vent}(W_{vent} - W_{int})$$

Siendo:

- $V_{vent}$ : Caudal de aire de ventilación ( $m^3/s$ ) definido en el apartado 2.6 del presente documento.
- $T_{s,vent}$ : Temperatura seca del aire de ventilación ( $^{\circ}C$ ).
- $T_{s,int}$ : Temperatura seca del aire interior ( $^{\circ}C$ ).
- $W_{vent}$ : Humedad específica del aire de ventilación ( $^{\circ}C$ ).
- $W_{int}$ : Humedad específica del aire interior ( $^{\circ}C$ ).

Las condiciones del aire de ventilación son función de la existencia o no de recuperador de calor. Es evidente que de no existir recuperador las condiciones del aire de ventilación son las exteriores en cada momento, lo que incrementaría estas cargas de ventilación.

#### 4.3.1.4. Cargas por infiltraciones.

Los edificios no son estancos y por las ventanas y puertas entra aire exterior en el edificio aportando carga sensible y latente.

Para evitar posibles infiltraciones la solución adoptada ha sido impulsar un caudal de aire a los locales mayor que el de retorno. En concreto, el caudal de retorno será un 10% menor que el de impulsión, con lo que se conseguirá que sólo se produzcan escape del aire interior por las posibles rendijas, lo que no constituye una carga térmica.

### 4.3.2. CARGAS INTERIORES.

#### 4.3.2.1. Cargas por ocupantes.

La cantidad de calor cedido por el cuerpo humano genera un aporte de ganancia latente y sensible. Mediante las siguientes ecuaciones se realiza el cálculo estimativo de estas cargas.

$$Q_{carga,lat} = N \cdot G_{lat}$$

$$Q_{carga,sens} = N \cdot G_{sens}$$

Siendo:

- $N$ : Número de ocupantes en el local.
- $G$ : Valores de ganancia latente y sensible obtenidos según tablas del Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr”, en función de la actividad, sexo y temperatura del local.

En el Anexo “Cargas térmicas” se puede consultar el tipo de actividad de cada local.

#### 4.3.2.2. Cargas por iluminación.

La iluminación consume una energía que se traduce en energía que térmica que produce una carga sensible en los locales.

Para luces fluorescentes sin reactancia, la carga por iluminación se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{carga,sens,ilum} = f_{sim} \cdot P_{ilum}$$

Siendo:

- $Q_{carga,sens,ilum}$ : Calor intercambiado debido a la iluminación (kW).
- $f_{sim}$ : Factor de simultaneidad considerado, ya que la máxima carga se producirá en momentos de máxima radiación solar cuando la iluminación es prescindible.
- $P_{ilum}$ : Potencia de iluminación (W).

En muchas instalaciones no se conoce con precisión la iluminación existente, por lo que se usan “ratios” razonables en función del tipo de actividad de los locales según tablas del Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr”.

#### 4.3.2.3. Cargas por equipamiento.

Los equipos o máquinas eléctricas instaladas disipan parte de su potencia consumida en forma de calor constituyendo una carga. Esta carga puede ser únicamente sensible o sensible y latente.

Se han tomado valores proporcionados por el Libro “Fundamentos de Climatización de Atecyr”, según la siguiente tabla:

Tabla 6.36 Potencias y carga orientativa de diferentes equipos

<i>Tipo de equipo</i>	<i>Q sensible (W)</i>	<i>Q latente (W)</i>
<i>Ordenador PC</i>	250	0
<i>Proy. Transparencias</i>	300	0
<i>Proy. Diapositivas</i>	200	0
<i>Televisor</i>	100	0
<i>Frigorífico</i>	300	0
<i>Equipo HI-FI</i>	200	0
<i>Copiadora pequeña</i>	1760	0
<i>Copiadora grande</i>	3515	0
<i>Sec. Pelo cabezal</i>	550	100
<i>Sec. Pelo ventil.</i>	675	120
<i>Horno 8kW con campana extrac.</i>	1260	0
<i>Horno 6,6 kW con campana extrac</i>	1055	0
<i>Horno 3 kW con campana extrac</i>	470	0
<i>Cafetera 12L. Con campana extrac.</i>	290	0
<i>Cafetera 12L. Sin campana extrac.</i>	750	250
<i>Cafetera 18L. Con campana extrac.</i>	470	0
<i>Cafetera 18L. Sin campana extrac.</i>	1130	370
<i>Cafetera 30L. Con campana extrac.</i>	615	0
<i>Cafetera 30L. Sin campana extrac.</i>	1525	475

Tabla 17. Potencias y carga orientativa de diferentes equipos.

#### 4.3.2.4. Cargas debidas a la propia instalación.

Debido a la existencia de ventiladores que mueven o introducen aire en el recinto, se produce una carga sensible. Éste es un valor que debemos estimar “a priori” ya que todavía no se han seleccionado los equipos. Por lo tanto inicialmente supondremos:

$$Q_{sens,p,inst} = 0,06 \sum_{cargas} Q_{sens}$$

#### 4.3.2.5. Carga de mayoración.

Se incluirá una carga de mayoración sensible y latente que nos garantice un margen extra de seguridad. Se deberá aumentar el cálculo total en un 4%.

#### 4.4. RECUPERACIÓN DE CALOR.

Siguiendo las recomendaciones del RITE, se ha decidido la instalación de recuperador de calor en la unidad de tratamiento de aire (UTA), para favorecer el ahorro de energía.

Un recuperador de calor es un intercambiador en el cual se aprovecha parte de la energía del aire de extracción para acondicionar el aire de renovación, de manera que se consigue un ahorro de energía, como se puede observar en el siguiente esquema.

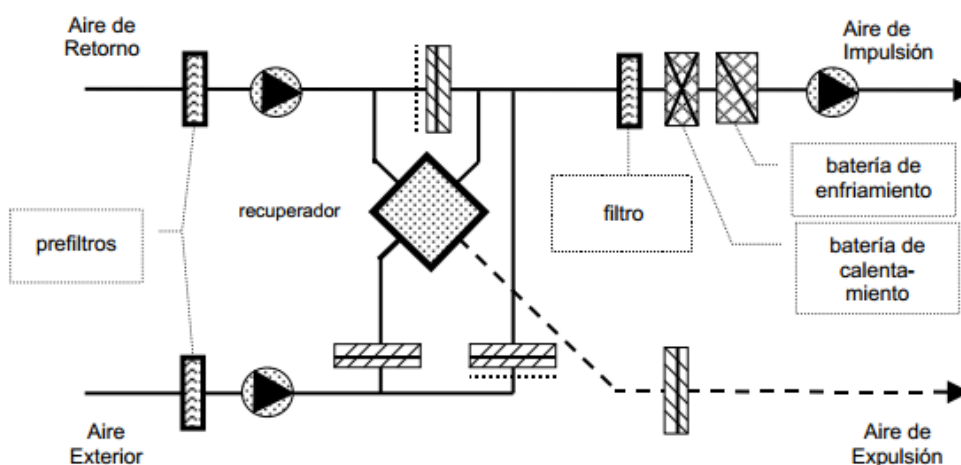


Figura 6. Esquema de funcionamiento de UTA con recuperador de calor.

La eficiencia de un recuperador mide la capacidad de transmisión entre las corrientes de aire que circulan por la UTA. El RITE establece una eficiencia de recuperador mínima (%) y unas pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior ( $m^3/h$ ) y de las horas de funcionamiento anuales del sistema, como se indica en la siguiente tabla:

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior ( $m^3/s$ )									
	> 0,5...1,5		> 1,5...3,0		> 3,0...6,0		> 6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000...4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000...6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Tabla 18. Eficiencia mínima y pérdidas de presión máxima de recuperadores, exigidas por el RITE.

En régimen de refrigeración, el aire circulara por el recuperador únicamente cuando las condiciones exteriores sean adversas, es decir, en aquellos

momentos en que la temperatura (o la entalpía) del aire exterior sea mayor que la del aire de retorno.

Cuando las condiciones del aire exterior sean favorables, se realizará free-cooling o enfriamiento gratuito. El RITE establece que “Los subsistemas de climatización del tipo todo aire de potencia térmica nominal mayor de 70 kW en régimen de refrigeración, dispondrán de un subsistema de enfriamiento gratuito por aire exterior”. Nuestra demanda es superior a 70 kW, por lo que se instalarán estos módulos para hacer el proyecto más rentable.

En el dimensionamiento de la climatizadora realizado en el apartado 8 “Ventilación” del presente documento se indican los modelos de los módulos free-cooling a instalar.

Las horas de funcionamiento anuales se estiman entre 4000 y 6000 horas al año.

Teniendo en cuenta la ocupación máxima estimada de cada local y las calidades del aire interior fijadas por el RITE, en el proyecto obtendremos unos caudales de aire exterior que nos obligarán a establecer una eficiencia del recuperador mínima junto a unas pérdidas de presión máximas, como podemos observar en la siguiente tabla:

UTA	CAUDAL EXT. (m <sup>3</sup> /s)	EFICIENCIA MÍN (%)	PÉRD. PRESIÓN MÁX (Pa)
UTA SALA DESAYUNOS	0,438	47	160
UTA SERVICIO	0,361	47	160
UTA LENCERIA-PASILLO	1,139	47	160
UTA HABITACIONES PB-P1	0,400	47	160
UTA HABITACIONES P2	0,263	47	160
UTA HABITACIONES P3	0,263	47	160
UTA HABITACIONES P4	0,263	47	160

**Tabla 19.** Eficiencia mínima y pérdidas de presión máxima de recuperadores seleccionados.

Con el objeto de ahorrar energía y reducir las emisiones de CO<sub>2</sub> derivadas del consumo de electricidad y combustible de la instalación, se instalarán recuperadores de calor en todas las unidades de tratamiento de aire aunque el caudal de aire exterior introducido sea inferior al mínimo (0,5 m<sup>3</sup>/s) a partir del cual su instalación es de obligado cumplimiento según el RITE.

Se ha decidido instalar recuperadores de calor rotativos ya que tienen una mayor eficiencia, con rendimientos en torno al 70%, al ser capaces de recuperar tanto calor latente como sensible, frente los recuperadores de calor de placas con rendimientos entre 60 y 65%.

Este tipo de recuperadores no son indicados para locales en los que haya riesgo de contagio de enfermedades (Hospitales, residencias, etc.) ya que ponen en contacto el aire de extracción con el de renovación. En el presente proyecto no nos afectará, ya que se diseña la climatización de un local sin riesgo como es un hotel.

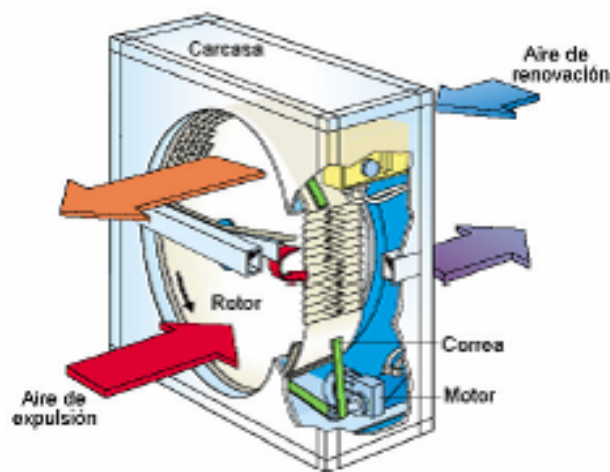


Figura 7. Funcionamiento recuperador de calor rotativo.

Los recuperadores de calor seleccionados serán de la marca TROX o similar. En el Anexo “Catálogos” se pueden observar las especificaciones técnicas que nos proporciona el fabricante, donde se detalla los rendimientos de los diferentes equipos a instalar y las pérdidas de carga.

#### 4.5. CARGAS MÁXIMAS EN VERANO.

A continuación se muestra la carga máxima simultánea calculada para el régimen de verano en las condiciones más desfavorables (Julio, 15h, despejado). Solo se han tenido en cuenta las cargas positivas, ya que las negativas constituirían una ayuda al sistema de refrigeración.

Con el objetivo de evaluar la inclusión de recuperadores de calor en las unidades de tratamiento de aire, se ha realizado el cálculo de cargas sin recuperador y con recuperador, lo que nos permitirá evaluar esta medida de ahorro energético.

Los cálculos se han realizado siguiendo la metodología descrita en el apartado 4.3 “Metodología de cálculo de cargas”.

#### 4.5.1. Cargas máximas en verano sin recuperador.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	kW
Transmisión	12,43
Radiación	19,09
Ocupantes	21,38
Iluminación	2,92
Equipos	20,71
Propia instalación	3,92
Ventilación	20,11
<b>TOTAL</b>	<b>100,56</b>

Mayoración (4%)	4,0	kW
<b>POT.TOTAL INSTAL.</b>	<b>105</b>	<b>kW</b>
<b>POT.TOTAL POR U. SUP.</b>	<b>63</b>	<b>W/m2</b>

Tabla 20. Resumen de cargas máximas en régimen de refrigeración, sin recuperador de calor.

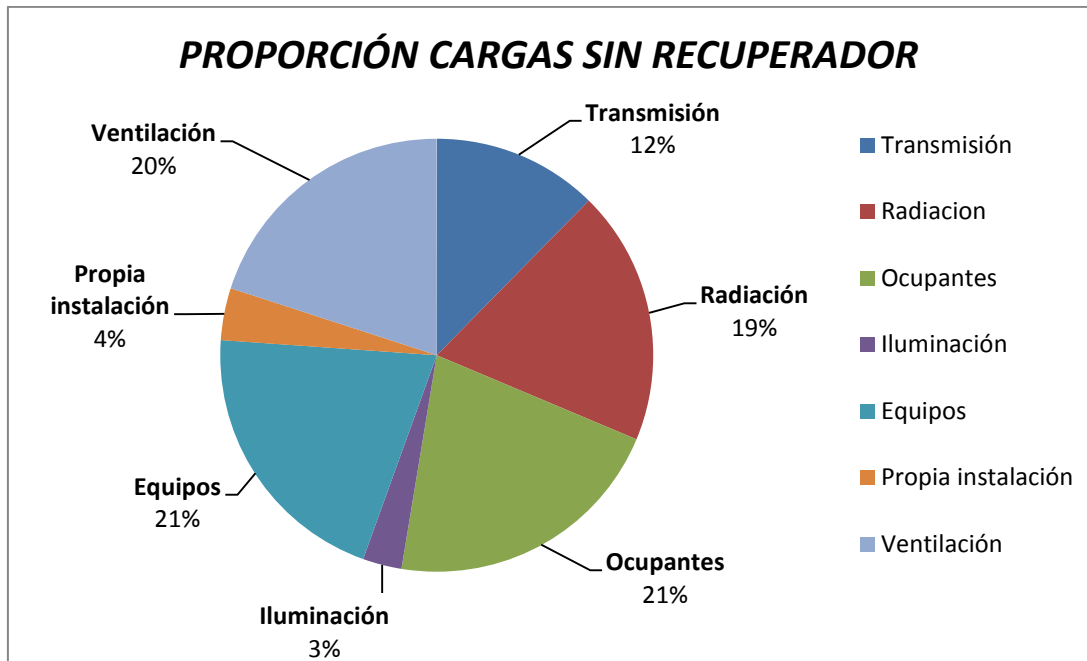


Figura 8. Proporción de cargas en régimen de refrigeración, sin recuperador de calor.

#### 4.5.2. Cargas máximas en verano con recuperador.

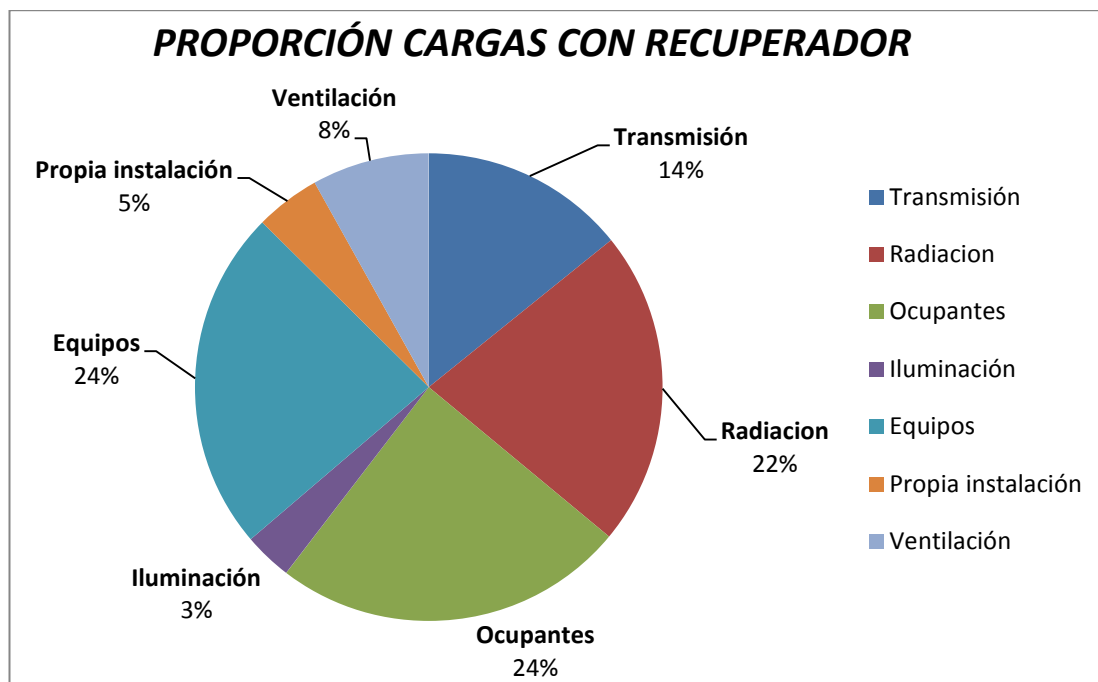
Este cálculo será utilizado para la posterior selección de los equipos de climatización.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	kW
Transmisión	12,43
Radiación	19,09
Ocupantes	21,38
Iluminación	2,92
Equipos	20,71
Propia instalación	3,92
Ventilación	7,10
<b>TOTAL</b>	<b>87,54</b>

Mayoración (4%)	3,5	kW
<b>POT.TOTAL INSTAL.</b>	<b>91</b>	<b>kW</b>
<b>POT.TOTAL POR U. SUP.</b>	<b>55</b>	<b>W/m2</b>

**Tabla 21.** Resumen de cargas máximas en régimen de refrigeración, con recuperador de calor.



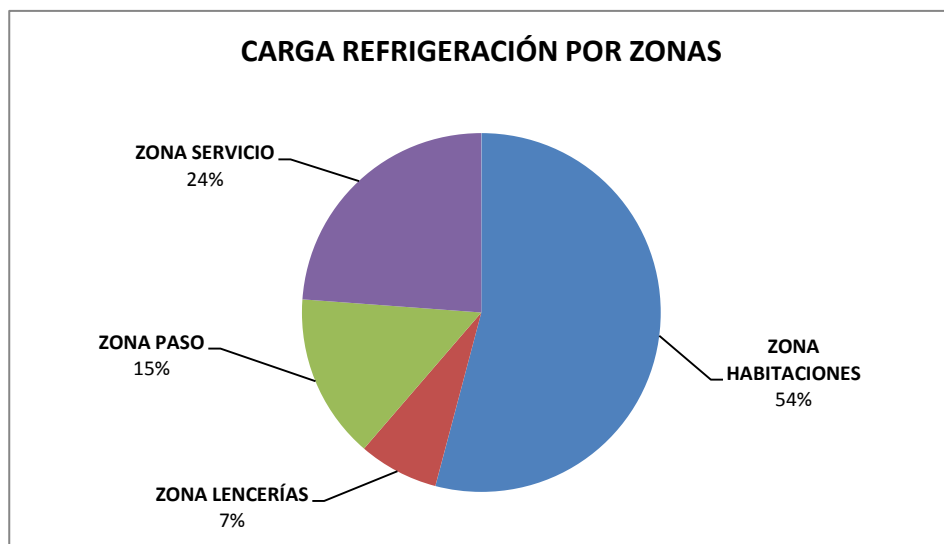
**Figura 9.** Proporción de cargas en régimen de refrigeración, con recuperador de calor.



A continuación se muestran las cargas de refrigeración según la zonificación realizada. Son las siguientes:

	ZONA HABITACIONES	ZONA LENCERÍAS	ZONA PASO	ZONA SERVICIO
Transmisión (kW)	9,12	0,30	2,25	0,77
Radiación (kW)	15,24	0,58	2,45	0,82
Ocupantes (kW)	5,52	0,84	5,88	9,14
Iluminación (kW)	1,82	0,12	0,43	0,54
Equipos (kW)	10,50	4,00	0,00	6,21
Propia instalación (kW)	2,42	0,32	0,46	0,72
Ventilación (kW)	2,77	0,14	1,51	2,68
<b>TOTAL (kW)</b>	<b>47,39</b>	<b>6,31</b>	<b>12,98</b>	<b>20,87</b>

**Tabla 22.** Resumen de cargas máximas por zonas en régimen de refrigeración.



**Figura 10.** Proporción de cargas máximas por zonas en régimen de refrigeración.

#### 4.5.3. Evaluación medidas de ahorro.

Con las medidas de ahorro de energía se comprueba que se ha reducido la potencia a instalar en un 13%, mediante la instalación de recuperadores de calor que reducen la carga de ventilación en un 65%.

	SIN MEDIDAS AHORRO (kW)	CON MEDIDAS AHORRO (kW)	% REDUCIDO
Transmisión	12,43	12,43	0
Radiación	19,09	19,09	0
Ocupantes	21,38	21,38	0
Iluminación	2,92	2,92	0
Equipos	20,71	20,71	0
Propia instalación	3,92	3,92	0
Ventilación	20,11	7,1	65%
<b>TOTAL (MAYORADA)</b>	<b>105</b>	<b>91</b>	<b>13%</b>

Tabla 23. Comparativa de las cargas en régimen de refrigeración, en función de las medidas de ahorro

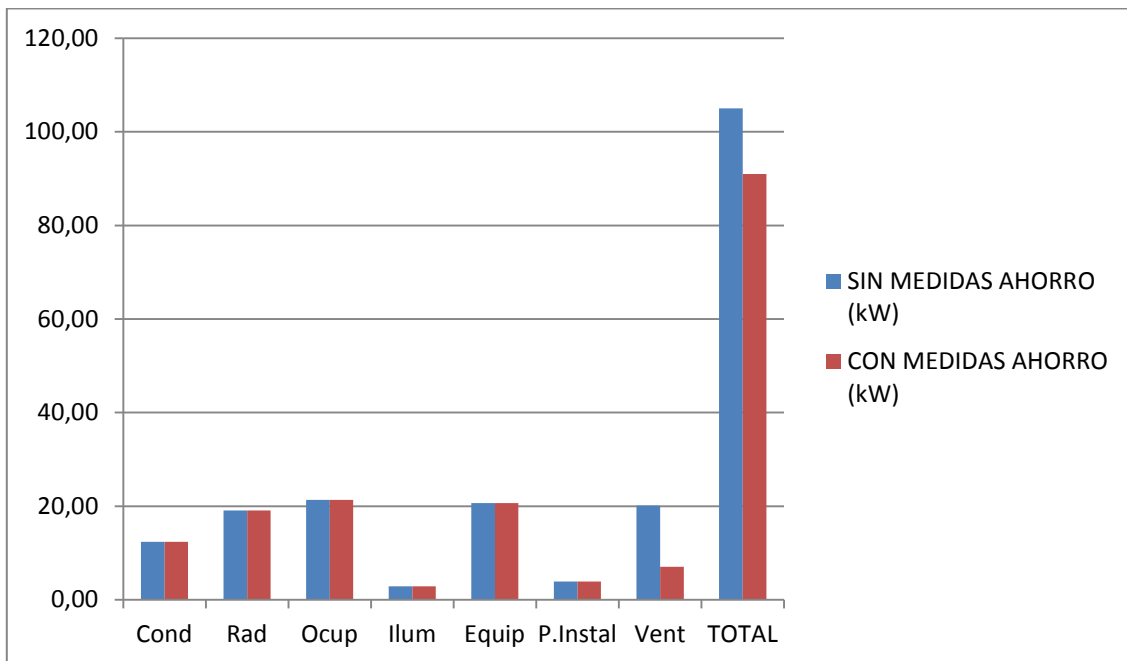


Figura 11. Comparativa de las cargas en régimen de refrigeración, en función de las medidas de ahorro.

#### 4.6. CARGAS MÁXIMAS EN INVIERNO.

A continuación se muestra la carga máxima simultánea calculada para el régimen de verano en las condiciones más desfavorables (Julio, 15h, despejado), en la que no haya cargas positivas por ocupación, radiación y cargas internas. Se considerarán únicamente las cargas negativas de transmisión y ventilación.

Con el objetivo de evaluar la inclusión de recuperadores de calor en las unidades de tratamiento de aire, se ha realizado el cálculo de cargas sin recuperador y con recuperador, lo que nos permitirá evaluar esta medida de ahorro energético.

Los cálculos se han realizado siguiendo la metodología descrita en el apartado 4.3 “Metodología de cálculo de cargas”.

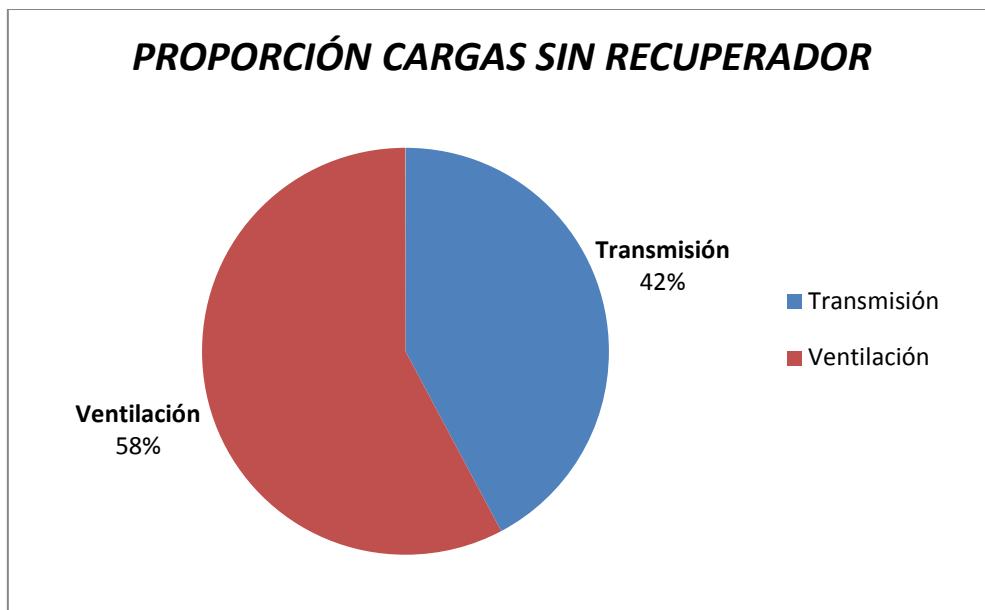
#### 4.6.1. Cargas máximas en invierno sin recuperador.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	kW
Transmisión	34,58
Ventilación	47,32
<b>TOTAL</b>	<b>81,90</b>

Mayoración (4%)	3,3	kW
<b>POT.TOTAL INSTAL.</b>	<b>85</b>	<b>kW</b>
<b>POT.TOTAL POR U. SUP.</b>	<b>51</b>	<b>W/m2</b>

**Tabla 24.** Resumen de cargas máximas en régimen de calefacción, sin recuperador de calor.



**Figura 12.** Proporción de cargas en régimen de calefacción, sin recuperador de calor.

#### 4.6.2. Cargas máximas en invierno con recuperador.

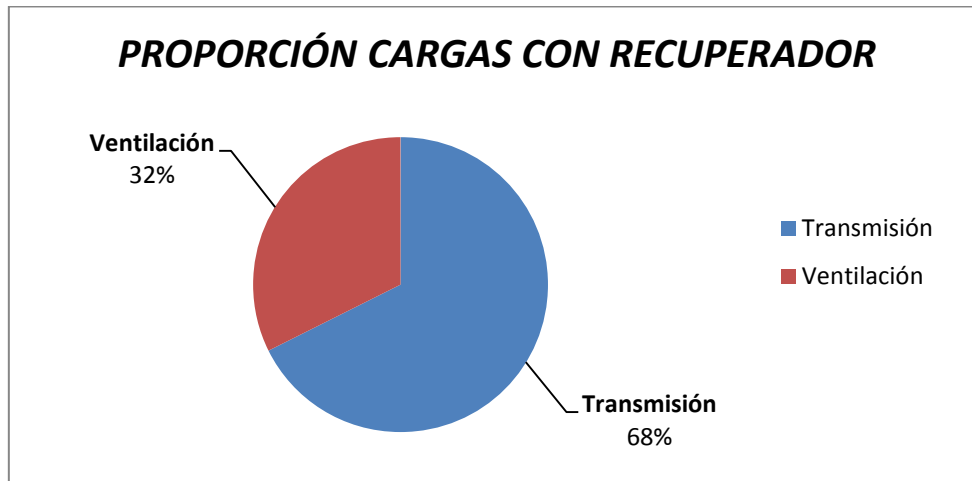
Este cálculo será utilizado para la posterior selección de los equipos de climatización.

Los resultados obtenidos son los siguientes:

	kW
<b>Conducción</b>	34,58
<b>Ventilación</b>	16,56
<b>TOTAL</b>	<b>51,14</b>

<b>Mayoración (4%)</b>	2,0	kW
<b>POT.TOTAL INSTAL.</b>	<b>53</b>	<b>kW</b>
<b>POT.TOTAL POR U. SUP.</b>	<b>32</b>	<b>W/m2</b>

**Tabla 25.** Resumen de cargas máximas en régimen de calefacción, con recuperador de calor.

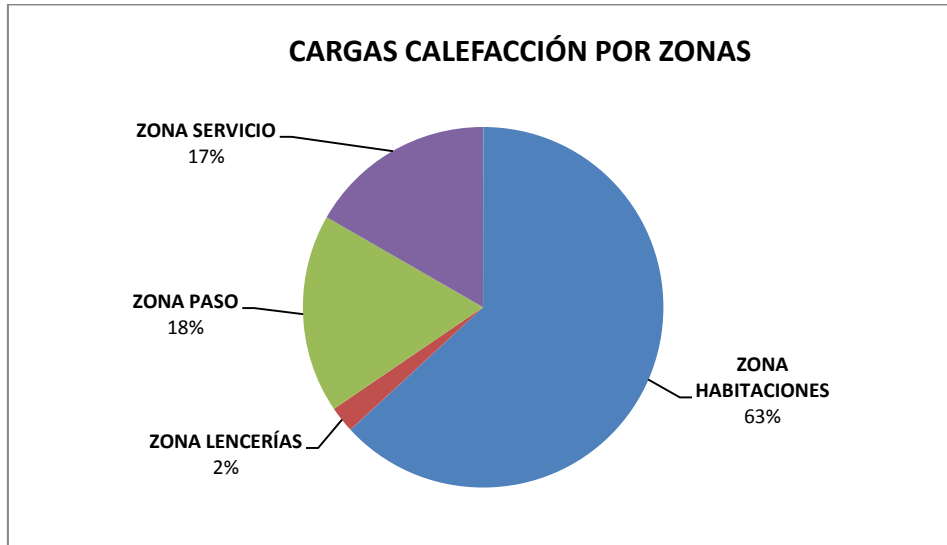


**Figura 13.** Proporción de cargas en régimen de calefacción, con recuperador de calor.

A continuación se muestran las cargas de refrigeración según la zonificación realizada. Son las siguientes:

	ZONA HABITACIONES	ZONA LENCERÍAS	ZONA PASO	ZONA SERVICIO
<b>Transmisión (kW)</b>	25,83	0,87	5,60	2,28
<b>Ventilación (kW)</b>	6,46	0,32	3,53	6,25
<b>TOTAL (kW)</b>	<b>32,29</b>	<b>1,20</b>	<b>9,12</b>	<b>8,53</b>

**Tabla 26.** Resumen de cargas máximas por zonas en régimen de calefacción.



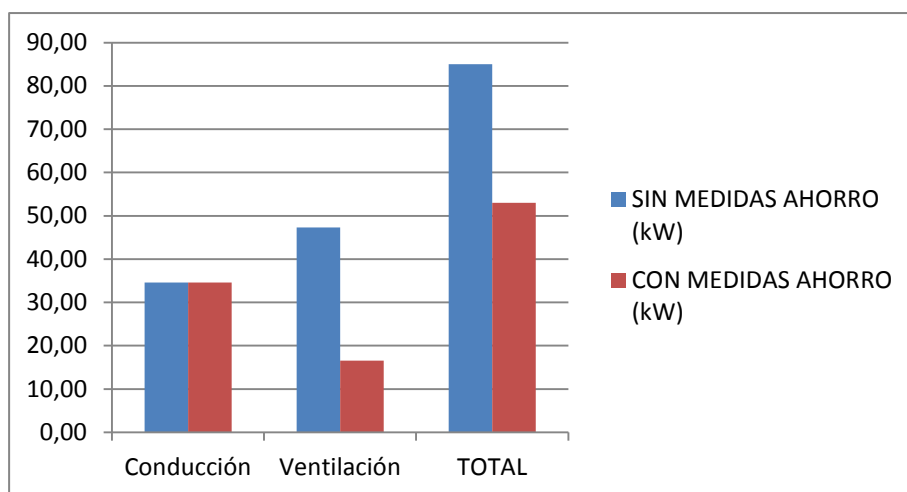
**Figura 14.** Proporción de cargas máximas por zonas en régimen de calefacción.

#### 4.6.3. Evaluación medidas de ahorro.

Con las medidas de ahorro de energía se comprueba que se ha reducido la potencia a instalar en un 38%, mediante la instalación de recuperadores de calor que reducen la carga de ventilación en un 65%.

	SIN MEDIDAS AHORRO (KW)	CON MEDIDAS AHORRO (KW)	% REDUCIDO
Conducción	34,58	34,58	0
Ventilación	47,32	16,56	65%
<b>TOTAL (MAYORADA)</b>	<b>85</b>	<b>53</b>	<b>38%</b>

**Tabla 27.** Comparativa de las cargas en régimen de calefacción, en función de las medidas de ahorro



**Figura 15.** Comparativa de las cargas en régimen de calefacción, en función de las medidas de ahorro.

#### **4.7. CARGAS POR LOCALES.**

Como se ha comentado anteriormente es necesario determinar la demanda térmica máxima en cada local por separado para la situación más desfavorable, es decir, para las condiciones exteriores más desfavorables y ocupación máxima, con el fin de dimensionar los elementos terminales, tuberías y conductos.

Se han calculado por separado las demandas térmicas máximas de ventilación y las propias de los locales ya que cada una se combatirá en elementos terminales distintos.

El desglose de las cargas térmicas por locales se puede consultar en el Anexo “Cálculo de cargas térmicas”.

## **5. ESTUDIO DE ALTERNATIVAS.**

El objetivo del presente proyecto es diseñar una instalación completa de climatización, que sea sostenible, eficiente y a la vez respetuosa con el medio ambiente.

En primer lugar establecemos los cuatro grandes grupos de sistemas de climatización en función del fluido que transporta el calor o energía térmica que llega a los locales:

- Sistemas con refrigerante
- Sistemas todo aire
- Sistemas todo agua
- Sistemas agua-aire

En cada uno de los sistemas, podemos distinguir los siguientes subsistemas, que varían ligeramente pero están presentes en todos ellos:

- Sistema de producción de energía térmica (frío o calor), o sistema primario.
- Sistema de distribución o secundario, formado por unidades terminales para tratar el aire en los locales, como climatizadores, fancoils, radiadores, etc. También incluye elementos intermedios para el trasiego de aire o líquidos, como bombas, tuberías, conductos, difusores, rejillas, etc.

Para la elección de los equipos que componen el sistema primario, realizaremos un estudio general de varias opciones que pueden llevarse a cabo según el régimen. Para ello vamos a compararlos en base al consumo de gas. Se pueden consultar los cálculos realizados en el Anexo “Estudio de alternativas”.

### **5.1. ALTERNATIVAS VERANO.**

Como hemos indicado antes vamos a realizar una comparativa sobre el consumo de gas natural de diferentes equipos teniendo en cuenta el rango de rendimientos que suelen tener, obtenido de catálogos de los diferentes equipos.

No se ha tenido en cuenta, de momento, el aporte de energía gratuita que pueden aportar otros equipos como captadores solares. Se ha estudiado el consumo de energía en una hora de funcionamiento de los equipos a máxima carga, es decir, para aportar 91 kWh.

Se han considerado las siguientes opciones, teniendo muy en cuenta el respeto al medio ambiente mediante y el uso de energías renovables:

- **Máquina de absorción**, que mediante el ciclo termodinámico de absorción se encarga de enfriar agua sin apenas gasto de energía eléctrica. Estos equipos son rentables si se dispone de una energía residual (agua caliente proveniente de una caldera o de placas solares), ya que esta es la energía que usa el equipo, y a coste cero.
- **Bomba de calor aire-agua**, que aprovecha la energía del ambiente exterior para calentar o enfriar agua. La unidad exterior dispone de un intercambiador que funciona como condensador (refrigeración) o evaporador (calefacción) por donde circula el refrigerante absorbiendo o cediendo energía térmica, y otro intercambiador aislado del exterior donde el refrigerante cede o absorbe calor del agua del circuito primario del interior de la estancia a climatizar. Las principales ventajas son las facilidades de instalación y mantenimiento.
- **Bomba de calor con agua del subsuelo**, se basan en que el subsuelo se encuentra a una temperatura bastante estable a lo largo del año, con menores variaciones a mayor profundidad. Estos equipos intercambian calor con el agua extraída de un pozo subterráneo que se encuentra a una temperatura más favorable que el aire exterior. Posteriormente el agua extraída se devuelve al pozo subterráneo.

Los rendimientos considerados para los diferentes equipos, basándonos en catálogos y en experiencias de otras instalaciones, son los siguientes:

- **Máquina de absorción:** EER entre 0,7 y 1,1, según sea la máquina de absorción de simple efecto o doble efecto.
- **Bomba de calor aire-agua:** EER entre 2 y 3,5 según condiciones del ambiente exterior y condiciones interiores de proyecto. A mayor diferencia de temperaturas entre los focos frío y caliente menor será el rendimiento de la bomba de calor.
- **Bomba de calor con agua del subsuelo:** EER entre 3,5 y 6 según la potencia de la máquina, el tipo de compresor y las condiciones interiores de proyecto.



Hemos obtenido los siguientes resultados de consumo de gas natural:

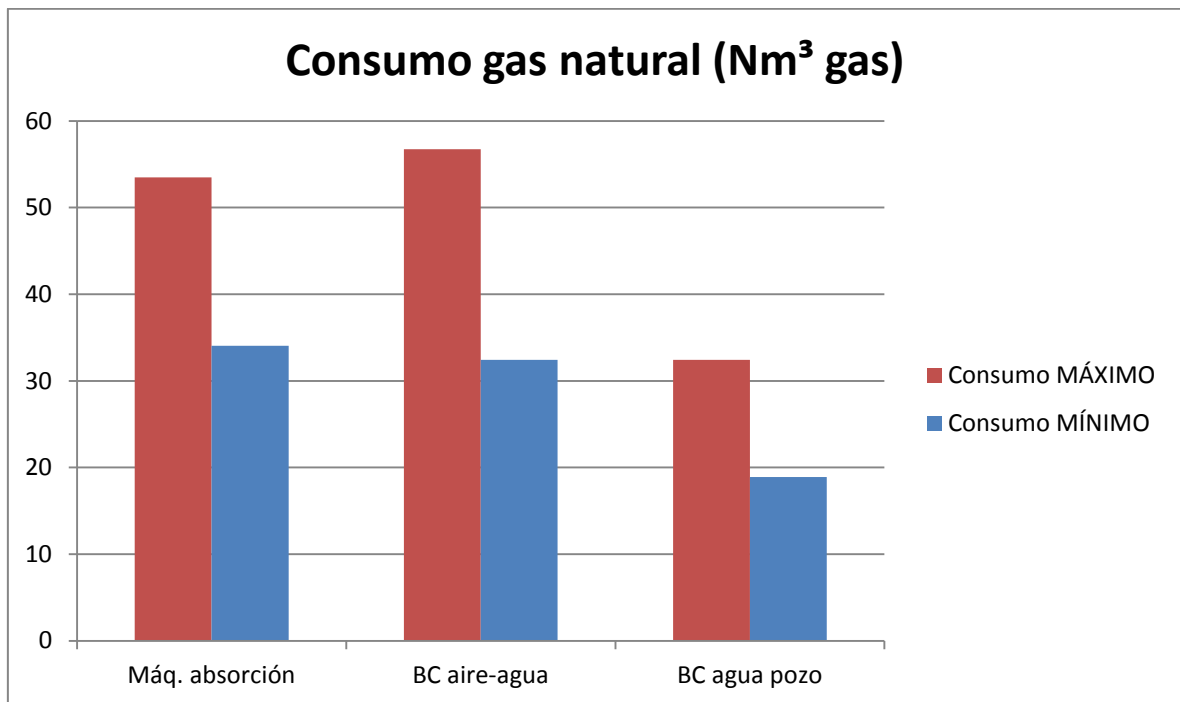


Figura 16. Comparativa de consumo de gas de diferentes equipos.

Como podemos observar en el gráfico anterior, la **bomba de calor aire-agua** es la alternativa menos aconsejable. Sus rendimientos son bajos en comparación con los otros equipos y estos están sujetos a las condiciones climáticas. Sería una buena opción en climas suaves y más o menos constantes como en zonas costeras.

Entre las otras dos opciones, la **bomba de calor condensada por agua de pozo** es una buena opción a considerar. Sus rendimientos son muy buenos y por lo tanto se produce un menor consumo de energía primaria. Su única dependencia es la disponibilidad de agua de pozo, la cual no es un problema al encontrarse acuíferos subterráneos en la zona.

Por último, la instalación de una **máquina de absorción** es una buena opción. Sus consumos se asemejan a los de la bomba de pozo. Además hay que tener en cuenta que estos sistemas se pueden beneficiar de la obtención de energía por medios gratuitos (caldera o placas solares). Con el objetivo de comprobar la mejora de esta opción en el caso de disponer de una fuente de calor residual gratuita, vamos a realizar un estudio más intenso.

### 5.1.1. Estudio máquina absorción con apoyo de colectores solares y caldera

Las máquinas de absorción funcionan con calor, por lo que el consumo de gas natural dependerá del sistema que se utilice para producir ese calor. En la comparativa inicial no hemos considerado la fuente de ese calor que puede ser residual, mediante caldera, por captadores solares o una combinación de ambas.

Planteamos instalar una máquina de absorción de bromuro de litio de simple o doble efecto. Obteniendo los datos de catálogo vemos que la de simple efecto tiene un COP de 0,7 y requiere unas temperaturas de 80° a 115°. La máquina de absorción de doble efecto alcanza un COP de 1,1 pero necesita unas temperaturas de 160°, lo que hace que los rendimientos de la caldera sean menores.

Para realizar los cálculos vamos a emplear la máquina de absorción de doble efecto, con colectores solares de tubo vacío. Estos colectores poseen un mayor rendimiento debido a la reducción de las pérdidas por convección. Se han tomado como valores de referencia los datos técnicos aportados por Viessmann para el colector VITOSOL 200-T, aunque se podría utilizar cualquier otro similar. Los datos técnicos del colector seleccionado y los cálculos para determinar la cobertura solar y la energía primaria consumida se pueden consultar en el Anexo “Estudio de alternativas”.

Los resultados obtenidos son:

	Cobertura (%)	Rdto caldera (%)	Energía aportada caldera (kW)	Consumo gas (Nm <sup>3</sup> )
<b>MAYO</b>	8,16	0,9	76,07	<b>31,26</b>
<b>JUNIO</b>	8,64	0,9	75,68	<b>31,10</b>
<b>JULIO</b>	9,18	0,9	75,24	<b>30,91</b>
<b>AGOSTO</b>	10,00	0,9	74,56	<b>30,64</b>
<b>SEPTIEMBRE</b>	7,49	0,9	76,62	<b>31,49</b>

**Tabla 28.** Cobertura solar y consumo de gas para la máquina de absorción.

Para realizar las estimaciones tomaremos el dato del mes en el que mayor demanda haya, este corresponde al mes de julio. Por lo tanto tomaremos un gasto de gas natural de 30,91 Nm<sup>3</sup>.

A continuación analizamos el resto de factores determinantes en la elección:

- **Económicos:** La instalación de la máquina de absorción conlleva la incorporación de un sistema completo de colectores solares y de una caldera, lo que supone una gran inversión económica.
- **Espacio e infraestructuras:** Para realizar los cálculos hemos empleado toda la azotea. Para realizar el proyecto deberíamos contar con que parte de ese espacio ya está cubierto por colectores solares destinados a ACS y por las unidades de tratamiento de aire, conductos y tuberías. Además, la sala de máquinas es de unas medidas reducidas que imposibilitan la instalación de mucha maquinaria.

### 5.1.2. Comparativa bomba de calor agua de pozo – máquina de absorción.

Para realizar una comparativa de las dos opciones se ha elegido el punto más crítico de la demanda para tomar los datos de energía primaria consumida.

En el caso de la bomba de calor hemos tenido en cuenta la potencia que consumiría esta y el consumo de gas que conllevaría obtener esta potencia durante una hora en una central eléctrica convencional.

En el caso de la máquina de absorción hemos realizado un estudio para saber la potencia necesaria para su funcionamiento que podía ser obtenida mediante captadores solares y el consumo de gas que necesitaríamos para obtenerla durante una hora a través de una caldera.

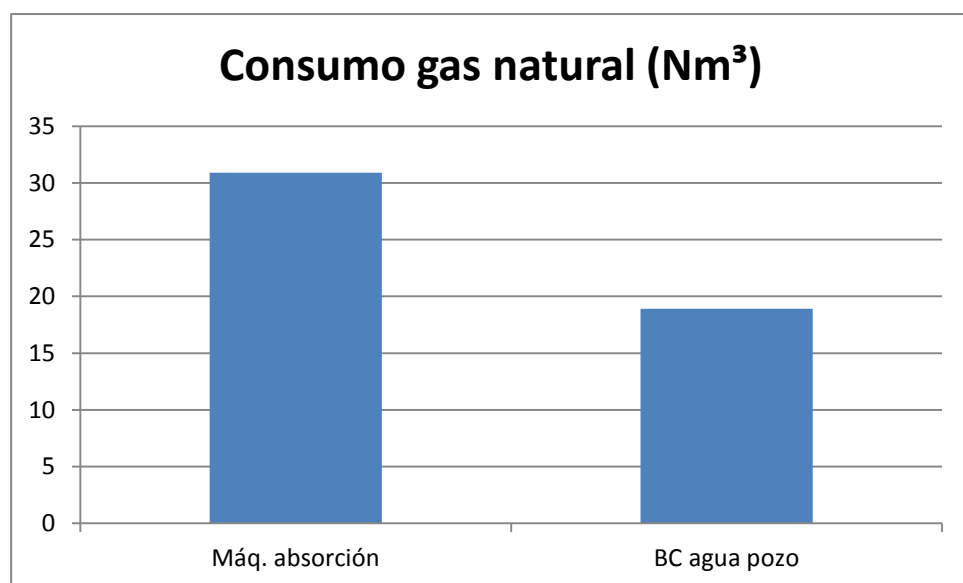


Figura 17. Comparativa de consumo de gas de diferentes equipos.

Se puede observar que, pese a disponer de energía gratuita para sustentar la máquina de absorción, la bomba de calor refrigerada por agua de pozo consume mucho menos. Además del factor energético, analizaremos los siguientes factores:

- **Económicos:** Se puede comprobar que la instalación de todos los elementos necesarios en la máquina de absorción y el mantenimiento necesario del sistema de colectores supone una inversión inicial mucho mayor. La incorporación de una bomba de calor refrigerada por agua de pozo conlleva un gasto en la prospección del terreno, pero se puede utilizar tanto en invierno como en verano, evitando la instalación de más maquinaria.
- **Espacio e infraestructuras:** El espacio que disponemos en la sala de máquinas es limitado para la instalación de un sistema con máquina de absorción, pero es suficiente para contener la bomba de calor más otros dispositivos como bombas, intercambiadores, etc.

Por lo tanto, llegamos a la conclusión que el mejor sistema para instalar en régimen de refrigeración es una bomba de calor refrigerada con agua de pozo.

## 5.2. ALTERNATIVAS INVIERNO.

Como hemos indicado antes vamos a realizar una comparativa sobre el consumo de gas natural de diferentes equipos teniendo en cuenta el rango de rendimientos que suelen tener, obtenido de catálogos de los diferentes equipos.

No se ha tenido en cuenta, de momento, el aporte de energía gratuita que pueden aportar otros equipos como captadores solares. Se ha estudiado el consumo de energía en una hora de funcionamiento de los equipos a máxima carga, es decir, para aportar 53 kWh.

Se han considerado las siguientes opciones, teniendo muy en cuenta el respeto al medio ambiente mediante y el uso de energías renovables:

- **Caldera gas natural,** que calienta el agua mediante la combustión de gas natural. Pueden aprovechar el calor o la energía de los gases de escape, obteniendo unos rendimientos elevados.

- **Bomba de calor aire-agua**, cuyo principio de funcionamiento ya se ha explicado en el apartado de refrigeración. No es muy recomendable la elección de este sistema, ya que en para temperaturas de frío extremo es necesario la inversión del ciclo para evitar la formación de escarcha.
- **Bomba de calor con agua del subsuelo**, que presenta unos buenos resultados gracias a la estabilidad de la temperatura del agua subterránea (foco exterior). Se obtienen rendimientos menores que en refrigeración.

Los rendimientos considerados para los diferentes equipos, basándonos en catálogos y en experiencias de otras instalaciones, son los siguientes:

- **Caldera de gas natural:** Rendimiento entre 80% y 110%, considerando una caldera de condensación.
- **Bomba de calor aire-agua:** COP entre 1,75 y 2,5 debido a las bajas temperaturas exteriores para refrigeración.
- **Bomba de calor con agua del subsuelo:** COP entre 3 y 5 según la potencia de la máquina, el tipo de compresor y las condiciones interiores de proyecto.

Hemos obtenido los siguientes resultados de consumo de gas natural:

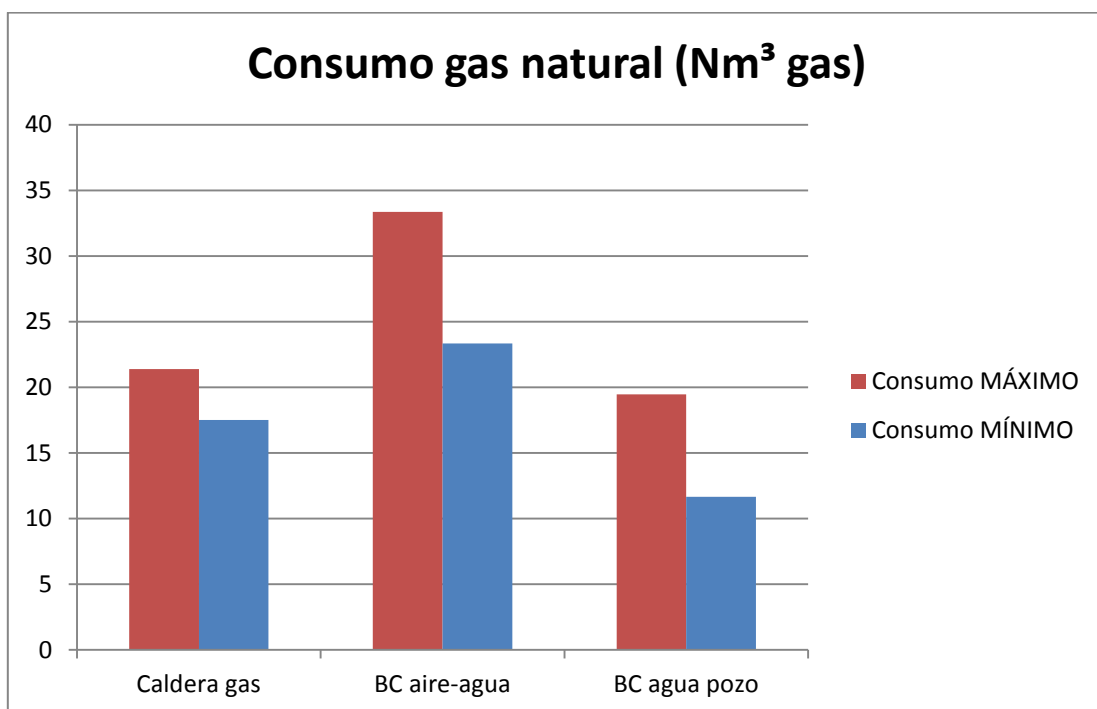


Figura 18. Comparativa del consumo de gas para diferentes equipos.

Al igual que en régimen de refrigeración, la opción de instalar una **bomba de calor aire-agua** es una mala opción. Sus rendimientos no son buenos y dependen mucho de las condiciones exteriores. Aunque tiene un consumo moderado de energía, no se contempla porque las otras opciones lo mejoran.

La **bomba de calor refrigerada por agua** es una buena opción ya que se obtienen buenos rendimientos y por lo tanto un consumo de energía bajo. Además, como hemos comentado anteriormente, disponemos de agua del subsuelo.

Por último, la **caldera de gas** es una buena opción. Si empleamos una caldera de condensación el consumo de energía es bajo, además que el rendimiento es fijo y no interfiere con las condiciones exteriores.

Los rangos de consumo de la bomba de calor refrigerada por agua del subsuelo y la caldera se solapan, por lo que vamos a realizar una comparación más exhaustiva.

#### 5.2.1. Comparativa bomba de calor agua de pozo – caldera de gas.

Vamos a considerar una caldera de condensación por ser la más eficiente, con un rendimiento constante de 108%.

La bomba de calor elegida tiene un COP que varía entre 3 y 5 ya que se puede ver afectado por una demanda excesiva o por una variación brusca de las condiciones de los acuíferos.

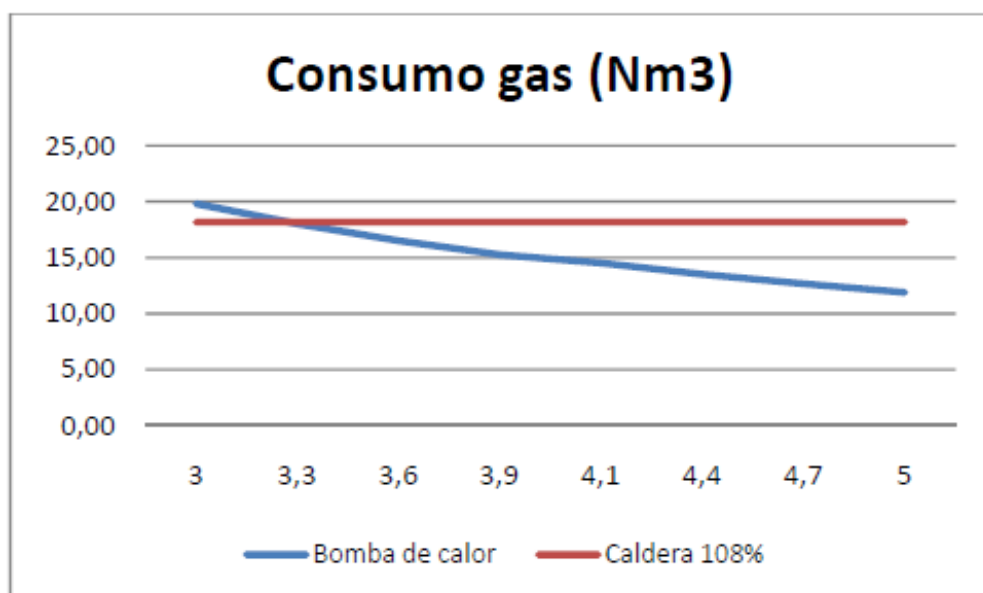


Figura 19. Comparativa del consumo de gas para diferentes equipos, según COP.

Como puede verse en el anterior gráfico, la bomba de calor refrigerada por agua de pozo es más eficiente, ya que al tener unas temperaturas bastante estables del acuífero, se tendrá un COP elevado, lo que implica un consumo de energía menor que la caldera de gas.

Además del factor energético, analizaremos los siguientes factores:

- **Económicos:** La caldera en un principio puede resultar más económica que la bomba de calor. Si contamos con que la bomba de calor puede utilizarse tanto para régimen de verano como de invierno ésta es más rentable.
- **Espacio e infraestructuras:** No se dispone del espacio suficiente para la colocación de los equipos requeridos si utilizamos el sistema de caldera, ya que también necesitaríamos instalar maquinaria para refrigerar en régimen de verano.
- **Seguridad:** La caldera utiliza combustible que puede resultar volátil, lo que la hace una instalación menos segura.

## **6. SISTEMA DE PRODUCCIÓN. CIRCUITO PRIMARIO.**

### **6.1. OPCIÓN SELECCIONADA. BOMBA DE CALOR.**

En base al apartado anterior, se ha decidido instalar una bomba de calor Agua-Agua que intercambia calor con un pozo acuífero para la climatización de nuestro edificio. En concreto se instalarán dos bombas de calor, ya que como veremos más adelante los requerimientos de temperatura del agua fría y caliente son distintos para las unidades de tratamiento de aire que para las unidades terminales de las habitaciones. Esto nos permitirá mejorar los rendimientos, ya que cada unidad terminal se dimensionará para trabajar a las temperaturas más favorables.

En las UTAS se combatirán la totalidad de las cargas de los locales donde se diseñe un sistema de climatización todo aire y además las cargas de ventilación de las habitaciones donde se instalen unidades terminales de inducción, es decir deberá tener una capacidad de funcionamiento superior a 38,23 kW en régimen de verano y 25,42 kW en régimen de invierno.

El agua que se suministra a las baterías de los inductores deberá combatir las cargas de los locales exceptuando las de ventilación, es decir, deberá tener una capacidad de funcionamiento superior a 52,81 kW en régimen de verano y 27,76 kW en régimen de invierno.

En base a las potencias necesarias se ha elegido equipos de la marca DynaCiat serie LG-LGP que incluye modelos sólo frío o sólo calor, o similares. Según necesidades de nuestro proyecto, el modelo elegido para el circuito de las climatizadoras es el DynaCiat LG-LGP 150V, y para el circuito de los inductores el DynaCiat LG-LGP 200V.

Los equipos DynaCiat serie LG incluyen los siguientes componentes:

- Condensador de agua.
- Evaporador de agua fría.
- Regulación de potencia en salida de agua fría o caliente.
- Cuadro eléctrico de control, automatismo y arranque.
- Carrocería para instalación en interior.

Las características técnicas y eléctricas proporcionadas por el fabricante para el equipo son las siguientes:



## CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS Y ELÉCTRICAS

DynaClat® LG - LGP		120V	150V	200V	240V	300V	350V	400V	500V	540V	600V	
Potencia frigorífica neta (1)	KW	34,50	45,30	61,10	68,60	90,90	104,70	118,90	146,50	158,90	181,90	
Potencia absorbida neta (1)	KW	8,00	10,30	13,90	16,20	20,30	23,60	26,90	33,80	36,10	40,10	
EER neto (3)		4,29	4,40	4,40	4,23	4,48	4,43	4,42	4,33	4,40	4,53	
ESEER neto (3)		4,63	4,69	5,23	4,99	4,97	4,98	5,02	4,80	4,99	5,06	
Potencia calorífica neta (2)	KW	40,46	53,45	71,45	80,63	106,91	122,44	139,91	172,46	186,57	213,28	
Potencia absorbida neta (2)	KW	9,75	12,50	17,16	19,68	24,88	28,56	32,63	40,66	44,10	49,25	
Rendimientos COP (3)		4,15	4,28	4,16	4,10	4,30	4,29	4,29	4,24	4,23	4,33	
Nivel de potencia sonora (3)	dB(A)	67,0	70,0	69,0	70,0	73,0	74,0	75,0	76,0	75,0	76,0	
Compresor	SCROLL hermético 2900 trmm											
Modo de arranque	Directo en cascada											
Número	1			2					4			
Tipo aceite refrigerante	POE 3MAF (32 cst),											
Volumen de aceite	l (cir1)	3,25	4,14	6,50	6,50	8,28	8,84	9,76	11,24	8,28	8,28	
	l (cir2)	-	-	-	-	-	-	-	-	6,50	8,28	
Nº de circuitos frigoríficos	1											
Fluido refrigerante (GWP)	R410A (1720)											
Carga refrigerante	kg (cir1)	3,3	3,8	6,8	7,1	9,9	11	13,7	16,1	7,3	9,9	
	kg (cir2)	-	-	-	-	-	-	-	-	9,5	9,9	
Alimentación eléctrica	ph/HzV	3-50Hz 400V (+6%/-10%) + Tierra										
Intensidad nominal MÁX.	A	23,2	30,2	42,2	46,2	60,2	66,2	76,0	91,8	106,2	120,2	
Intensidad de arranque	A	137,0	174,0	139,0	160,0	204,0	255,0	302,0	317,8	250,0	264,0	
Intensidad de arranque opción SOFT START	A	70,0	60,0	76,0	93,0	90,0	167,0	194,0	210,0	136,0	150,0	
Poder de corte	kA	50										
Protección del cuadro	IP22											
Sección Máx. cables	mm²	50	50	50	50	50	95	95	95	95	95	
Tensión circuito Cde	ph/HzV	1-50Hz 230V (+6%/-10%) -transformador montado										
Regulación de potencia	%	100-0	100-0	100-50-0	100-50-0	100-50-0	100-57 43-0	100-63 37-0	100-50-0	100-72-50- 22-0	100-75-50- 25-0	
Evaporador	Intercambiador de placas soldadas											
Contenido de agua	l	2,7	3,6	4,8	5,3	9,9	11,3	12,8	15,7	15,2	19,8	
Salida de agua mín. máx.	°C	-10°C / +18°C										
Caudal de agua mínimo	m³/h	3,5	4,8	6,2	7,0	9,5	10,9	12,4	15,2	16,4	19,1	
Caudal de agua máximo	m³/h	11,2	14,6	19,8	22,2	29,2	34,0	38,4	47,5	51,1	58,4	
Conexiones de agua	∅	G 1"1/4		G 1"1/2		G 2"		G 2"1/2		DN80 PN16		
Presión de servicio máx.	bar	10 bares lado AGUA										
Condensador	Intercambiador de placas soldadas											
Contenido de agua	l	3,0	4,1	5,1	5,8	8,0	9,4	11,1	15,2	13,8	16,0	
Salida de agua mín. máx.	°C	+30°C / +55°C										
Caudal de agua mínimo	m³/h	3,1	4,1	5,4	6,1	8,2	9,4	10,7	13,1	14,3	16,3	
Caudal de agua máximo	m³/h	8,5	11,1	15,1	17,0	22,3	26,0	29,4	35,0	39,1	44,6	
Conexiones de agua	∅	G 1"1/2				G 2"			G 2"1/2		DN80 PN16	
Presión de servicio máx.	bar	10 bares lado AGUA										
Temperatura de almacenamiento	°C	-20°C / +50°C										
Volumen agua mín.	l	226	299	197	222	292	296	279	454	217	274	
Altura en servicio	mm	1201	1201	1201	1201	1201	1201	1201	1201	1201	1201	
Longitud	mm	798	798	1492	1492	1492	1492	1492	1492	2380	2380	
Profundidad	mm	883	883	883	883	883	883	883	883	883	883	
Peso en vacío	kg	230	300	385	390	590	620	665	735	930	1125	
Peso orden de funcionamiento	kg	240	312	400	406	617	650	703	780	990	1190	

Potencias basadas en: Condiciones de la norma EN14511 EUROVENT  
 (1) / FRÍO: +12°C/+7°C y +30°C/+35°C  
 (2) / CALOR: +40°C/+45°C y +12°C/+7°C

(3) EER o COP en valores netos  
 (3) LW : nivel de presión global según la norma ISO3744

**Tabla 29.** Características técnicas de los equipos seleccionados.

## 6.2. PRINCIPIO DE FUNCIONAMIENTO DE LA BOMBA DE CALOR.

Una bomba de calor es un equipo térmico que transfiere el calor desde un foco a baja temperatura a otro foco a mayor temperatura. Para la realización de dicha transferencia es necesario un aporte de trabajo según el segundo principio de la termodinámica, como se puede observar en la siguiente figura:

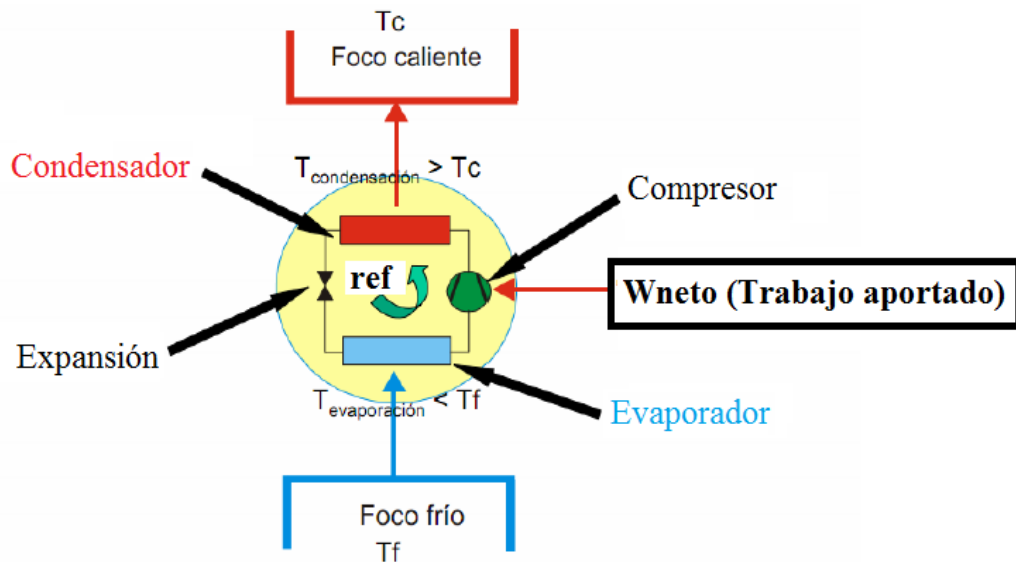


Figura 21. Principio de funcionamiento de la bomba de calor.

Según el régimen en que nos encontremos (refrigeración o calefacción), se forzará al refrigerante a circular en un sentido u otro, lo que permite que el condensador y el evaporador intercambien sus funciones. Esto se consigue mediante la incorporación de una válvula de cuatro vías a la salida del compresor, encargada de invertir el ciclo para poder enfriar o calentar el local según las necesidades.

Las bombas de calor aprovechan el desequilibrio entre focos (Foco caliente en refrigeración y foco frío en calefacción), tanto en el aire como en el agua (nuestro caso) o la tierra, permitiendo enfriar o calentar los espacios interiores con un aporte de energía.

En nuestra instalación, para el intercambio de energía se usa el agua subterránea. Uno o varios pozos de captación suministran el agua necesaria para el funcionamiento de la bomba de calor, la cual se inyecta posteriormente de nuevo al subsuelo.

La circulación del agua es siempre del pozo de captación al pozo de inyección, tanto en modo refrigeración como en calefacción. El agua que se extrae tiene la temperatura natural del acuífero y funciona como foco frío en invierno para la

bomba de calor. En cambio, en verano el calor del edificio se disipa al agua subterránea, que actúa como foco caliente.

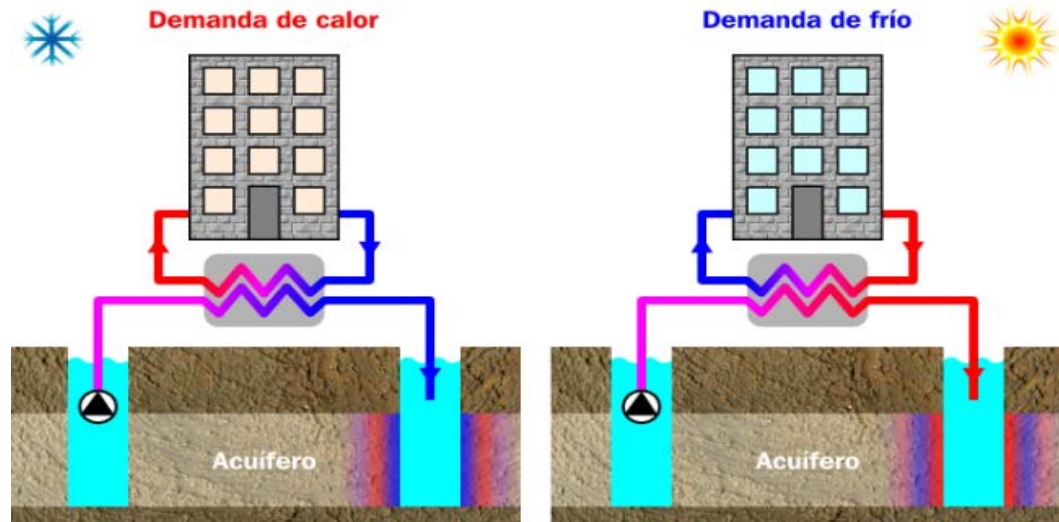


Figura 22. Principio de un sistema de bomba de calor refrigerada por agua de pozo.

En el sistema de **calefacción** de nuestro edificio, el foco frío lo constituye el ambiente exterior (Agua subterránea), del cual se extrae el calor mediante el fluido caloportador (Agua). El calor extraído es transferido al fluido refrigerante gracias a un intercambiador de placas, pasando éste a fase gaseosa en el evaporador.

Posteriormente, el fluido refrigerante es comprimido en el compresor, cediendo así el calor al foco caliente (Circuito secundario) mediante un intercambiador de placas (Circuito secundario).

En el sistema de **refrigeración** sucede lo contrario, el condensador ahora es evaporador y viceversa, al igual que sus respectivos intercambiadores de placas. El fluido refrigerante absorbe el calor del circuito secundario mediante un intercambiador de placas, pasando éste a fase gaseosa.

Posteriormente se comprime el refrigerante elevando así su temperatura.

Finalmente, gracias al condensador y a un intercambiador de placas, el calor es transferido al agua que es devuelta al subsuelo.

El rendimiento máximo de las bombas de calor depende de la diferencia entre la temperatura del foco frío y el foco caliente. El aumento de esta diferencia de temperatura influye negativamente en el rendimiento máximo del equipo, dando lugar a una disminución notable del COP y de la potencia del equipo en momentos de máxima carga.

Esta diferencia de temperaturas se reduce en el caso de instalar una bomba de calor refrigerada por agua del nivel freático, lo que nos permitirá obtener mejores valores de rendimiento.

### 6.3. CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO.

Los rendimientos que nos proporciona el fabricante están basados en unas condiciones de temperatura tipo, llamadas condiciones Eurovent.

El rendimiento de nuestro equipo depende de la temperatura de trabajo. Esta temperatura estará limitada por las que se produzcan en los focos externos y por los caudales máximos admisibles que puedan circular por el condensador y el evaporador de la bomba de calor.

Para calcular los caudales necesarios de la bomba de calor utilizamos un balance de energía en la bomba, según la siguiente expresión:

$$Caudal_{M\acute{A}X} \cdot C_p \cdot (T_{sal} - T_{ent}) = POT$$

Mediante este balance comprobaremos que con el salto térmico disponible según las condiciones de trabajo, podemos aportar (calefacción) o evacuar (refrigeración) el calor necesario sin sobrepasar el caudal máximo admisible en el condensador y evaporador de la bomba.

Los datos de potencias de la enfriadora y de potencias consumidas por los compresores para distintas temperaturas de los focos proporcionados por el fabricante son los siguientes:

LG LGP	Temperatura de salida del agua en el evaporador °C	TEMPERATURA DE SALIDA DEL AGUA DEL CONDENSADOR °C																		
		30			35			40			45			50			55			
		Pf	Pa	SR	Pf	Pa	SR	Pf	Pa	SR	Pf	Pa	SR	Pf	Pa	SR	Pf	Pa	SR	
		kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW	kW
150V	Agua glicolada	-10	25.5	8.4	33.6	24.2	9.3	33.1	22.8	10.4	32.7	21.3	11.5	32.1						
		-4	31.6	8.5	39.8	30.2	9.5	39.3	28.6	10.5	38.7	26.9	11.7	38.1	24.8	13.1	37.2			
	2	39.3	8.6	47.6	37.7	9.5	46.9	35.9	10.6	46.1	33.8	11.8	45.2	31.5	13.2	44.2	29.0	14.8	43.0	
	Agua pura	5	44.6	8.7	53.1	42.9	9.6	52.1	40.8	10.7	51.1	38.6	11.9	50.0	36.0	13.3	48.8	33.3	14.8	47.5
		7	47.5	8.7	56.0	45.6	9.6	55.0	43.5	10.7	53.8	41.2	11.9	52.7	38.6	13.3	51.4	35.7	14.9	49.9
		12	55.9	9.0	64.7	53.8	9.8	63.3	51.4	10.8	61.9	48.7	12.0	60.4	45.8	13.4	58.7	42.6	15.0	56.9
		15	60.5	9.0	69.3	58.3	9.8	67.8	55.8	10.7	66.2	52.9	11.8	64.4	49.6	13.2	62.4	46.3	14.7	60.5
		18	65.9	9.3	75.0	63.6	10.0	73.4	60.6	10.8	71.2	57.8	11.9	69.4	54.4	13.2	67.2	50.9	14.6	65.1
200V		Agua glicolada	-10	33.5	11.4	44.5	31.4	12.9	43.7	29.1	14.6	42.9	26.6	16.5	42.1					
	-4		42.5	11.4	53.5	40.1	12.9	52.5	37.5	14.6	51.4	34.6	16.5	50.2	31.5	18.7	49.2			
	2	53.2	11.5	64.3	50.5	12.9	62.9	47.6	14.5	61.6	44.4	16.4	60.1	41.0	18.5	58.6	37.2	21	57.1	
	Agua pura	5	60.5	11.6	71.7	57.7	13.0	70.2	54.5	14.6	68.6	51.0	16.4	66.8	47.2	18.5	64.9	43.1	20.9	63.0
		7	64.4	11.7	75.7	61.5	13.0	74.1	58.2	14.6	72.3	54.6	16.4	70.4	50.6	18.5	68.4	46.4	20.9	66.3
		12	76.0	11.8	87.5	73.0	13.1	85.7	69.5	14.5	83.6	65.4	16.3	81.2	61.1	18.3	78.7	56.4	20.5	76.2
		15	81,8	11,9	93,4	78,5	13,1	91,3	75,0	14,5	89,2	70,8	16,1	86,4	66,4	18,0	83,7	60,9	20,4	80,5
		18	89,0	12,1	100,9	85,5	13,3	98,6	81,6	14,7	96,0	77,8	16,2	93,5	72,5	18,2	90,1	67,0	20,3	86,6

Pf: Potencia frigorífica

Pa: Potencia absorbida en compresores.

Pc: Potencia calorífica

Obstrucción de cálculo 0,00005 m<sup>2</sup> °C/W

Condición Eurovent

Tabla 30. Potencias de los equipos seleccionados para distintas temperaturas de los focos.

En primer lugar se determina que el agua subterránea se encuentra a una temperatura entre 15 y 20°C, según estudios del Instituto Geológico y Minero de España, que incluye el estudio de la Cuenca del Ebro.

Para el cálculo del caudal de cada régimen se tomará el máximo ya que en cada elemento de la bomba de calor solo existe una entrada y una salida común.

En régimen de invierno la temperatura del agua de impulsión será de 50°C en el circuito que suministra agua a las unidades de tratamiento de aire y de 40°C para el circuito que alimenta las baterías de los inductores, basándose en recomendaciones del fabricante.

El agua de pozo se encuentra a una temperatura aproximada de 15°C, por lo que suponemos que entrará al evaporador a esa temperatura.

Estimando una temperatura de salida del evaporador de 10°C, interpolando entre los datos proporcionados por el fabricante, obtenemos una potencia de nuestro equipo de 55,7 kW y de 79,1 kW respectivamente. Por lo tanto tendremos un caudal de 9,58m<sup>3</sup>/h en la bomba de calor de las UTAS y de 13,6m<sup>3</sup>/h en la de los inductores.

En régimen de refrigeración, la temperatura del agua de impulsión requerida en las UTAS es de 7°C y en nuestro sistema de agua con inductores es de 16°C, basándose en recomendaciones del fabricante.

La temperatura del agua de pozo estará a unos 20°C. Por lo tanto, para realizar el intercambio térmico será suficiente con una temperatura de salida del condensador de 30°C ya que si estuviera a más temperatura podría crear desajustes térmicos en el pozo. Los caudales que se obtienen entonces son de 4,1 y 7,24m<sup>3</sup>/h respectivamente.

#### **6.4. BOMBA DE EXTRACCIÓN.**

Para extraer el agua subterránea necesaria para alimentar la bomba de calor, es necesario instalar una bomba que sea capaz de bombear el caudal máximo de agua que admite la bomba de calor. En nuestro caso éste caudal será de 9,58m<sup>3</sup>/h en la bomba de calor que suministra agua a las UTAS y de 13,6m<sup>3</sup>/h para la bomba de calor que suministra a los inductores. Esta bomba debe ser capaz de bombear el caudal de agua hasta la bomba de calor con una presión de 3-4 bares.

Debido a la falta de datos adecuados del terreno, se suponen unas condiciones similares a las de estudios realizados en la zona, como el elaborado por la empresa EGA, "Proyecto de un nuevo pozo realizado para el sistema de climatización del Edificio Agustín Betancourt del Campus Universitario del

Actur en Zaragoza”. La zona donde se ha realizado el estudio se encuentra en la cuenca del río Ebro a una distancia aproximada de 1,0 km del cauce de dicho río, condiciones similares a las de nuestro proyecto.

El nivel freático se encuentra a partir de los 8 metros aproximadamente, por lo que la bomba tendrá que ser capaz de bombear agua hasta una altura de unos 10 metros ya que la bomba de calor está ubicada en la planta sótano.

Con el objetivo de cumplir estas condiciones, se ha seleccionado una bomba sumergible de la marca Grundfos de la serie SP, que ofrecen un elevado rendimiento y una gran resistencia y permiten un control monitorizado.

En concreto se ha decidido instalar dos bombas Grundfos modelo SP 30-1 por cada circuito, de esta forma en caso de avería de una bomba, la otra puede seguir funcionando.

Las curvas características de las bombas proporcionadas por el fabricante son las siguientes:

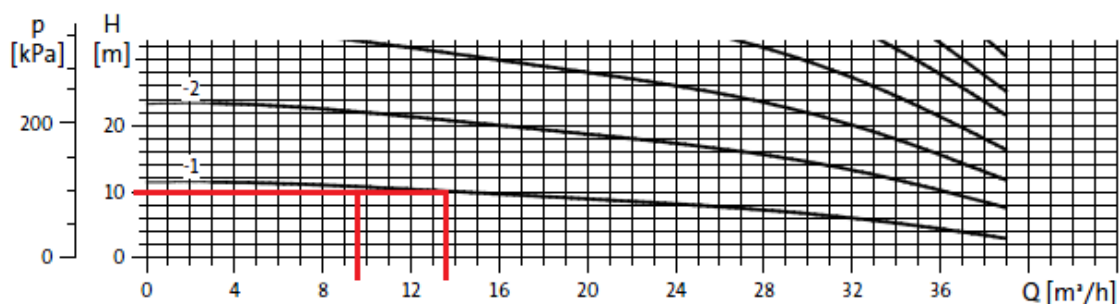


Figura 23. Curva de funcionamiento bombas de pozo.

Las curvas de potencia para las bombas de pozo seleccionadas de las cuales podremos obtener la potencia de las bombas para cada régimen son las siguientes:

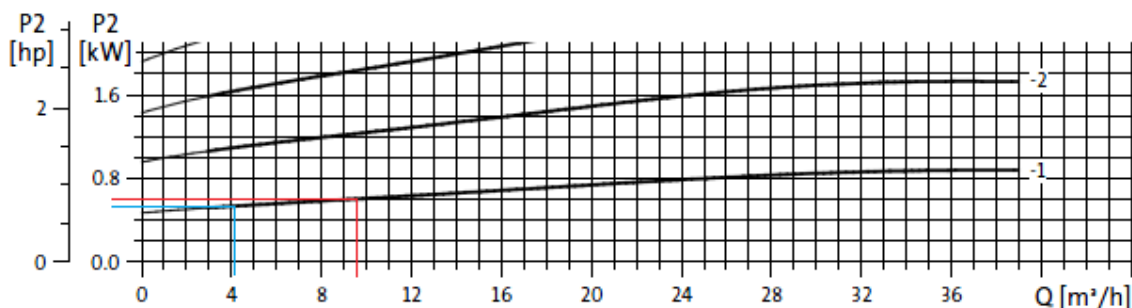


Figura 24. Curva de potencia bomba circuito de UTAS.

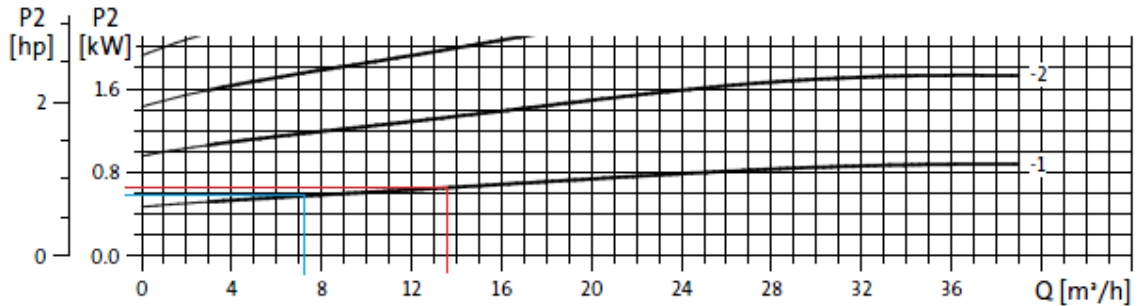


Figura 25. Curva de potencia bomba circuito inductores.

Con los datos de la bomba del circuito de las UTAS obtenemos que para régimen de invierno (Rojo) la potencia de la bomba de extracción será de 0,6 kW y en régimen de verano (Azul) la potencia será de 0,54 kW.

Con los datos de la bomba del circuito de los inductores obtenemos que en régimen de invierno (Rojo) la potencia de la bomba de extracción será de 0,66 kW y en régimen de verano (Azul) la potencia será de 0,59 kW.

## 6.5. CÁLCULO COEFICIENTE DE OPERACIÓN.

Para calcular el coeficiente de operación del equipo es necesario tener en cuenta los consumos del compresor de la bomba de calor y de las bombas de extracción necesarias para extraer el agua del pozo, según la siguiente expresión:

$$COP = \frac{Q_{\text{útil}}}{W_{\text{comp}} + W_{\text{bomba}}}$$

La potencia útil de las bombas de calor y el consumo de los compresores se han tomado de la tabla de potencias proporcionada por el fabricante que hemos visto anteriormente.

Los coeficientes de operación para la bomba de calor que suministra agua a las climatizadoras son los siguientes:

- Régimen de invierno:

$$COP_{\text{operación}} = \frac{55,7}{13,4 + 0,6} = 4$$

$$COP_{\text{nominal}} = 4,28$$

- Régimen de verano:

$$EER_{operación} = \frac{47,5}{8,7 + 0,54} = 5,1$$

$$COP_{nominal} = 4,40$$

Los coeficientes de operación para la bomba de calor que suministra agua a las baterías de los inductores son los siguientes:

- Régimen de invierno:

$$COP_{operación} = \frac{79,1}{14,5 + 0,66} = 5,2$$

$$COP_{nominal} = 4,16$$

- Régimen de verano:

$$EER_{operación} = \frac{84,2}{12 + 0,59} = 6,7$$

$$COP_{nominal} = 4,40$$

Se puede ver que al ajustar las temperaturas de trabajo de la bomba de calor, obtenemos unos rendimientos mayores que los nominales proporcionados por el fabricante, y en consecuencia un ahorro de energía al dimensionar la instalación para trabajar a las temperaturas más favorables.

En el caso de instalar una única bomba de calor trabajando para las condiciones más desfavorables, se obtiene un COP=4,07 y un EER=5,14. La instalación de dos unidades terminales nos permite mejorar el rendimiento, en concreto el de la bomba de calor de los inductores.

## 6.6. ESQUEMA DE PRINCIPIO.

Como ya se ha comentado, se han diseñado dos circuitos independientes para alimentar las unidades de tratamiento de aire y los inductores.

El ciclo comienza con la extracción del agua del subsuelo mediante la bomba de extracción y su acumulación en un depósito de inercia. Posteriormente, mediante un intercambiador de placas, el agua que proviene del depósito intercambia energía con el circuito del condensador de la enfriadora (modo refrigeración) o el evaporador de la bomba de calor (modo calefacción).



Todos los circuitos de nuestro sistema disponen de:

- Filtro, para eliminar impurezas que deterioran nuestra instalación.
- Purgadores de aire, para eliminar de forma continua el aire contenido en nuestro circuito hidráulico. Se colocan en los puntos más altos.
- Vasos de expansión, para absorber el aumento de volumen que se produce al calentar el fluido caloportador. Deben estar equipados con válvulas de vaciado.
- Válvulas de corte a la entrada y salida de cada circuito, para aislarlos si es necesario. Al menos una de estas válvulas será de equilibrado, lo que nos permitirá equilibrar el caudal en cada circuito.

Todas las bombas de la instalación, serán dobles en paralelo, de manera que funcionen de forma alternativa para garantizar el funcionamiento de la instalación en caso de que se produzca una avería en una de ellas. A la entrada y salida de las bombas se colocará una válvula antirretorno, así como válvulas de corte dispuestas entre un medidor de presión diferencial.

Se instalará un depósito de inercia a la salida de cada bomba de calor, el cual nos permitirá almacenar la energía producida y gestionar la demanda de forma más eficiente, ya que reducimos los arranques y las paradas de la máquina, y con ello ajustamos la curva entre demanda y generación, se mejora el rendimiento del equipo y se reduce el consumo eléctrico.

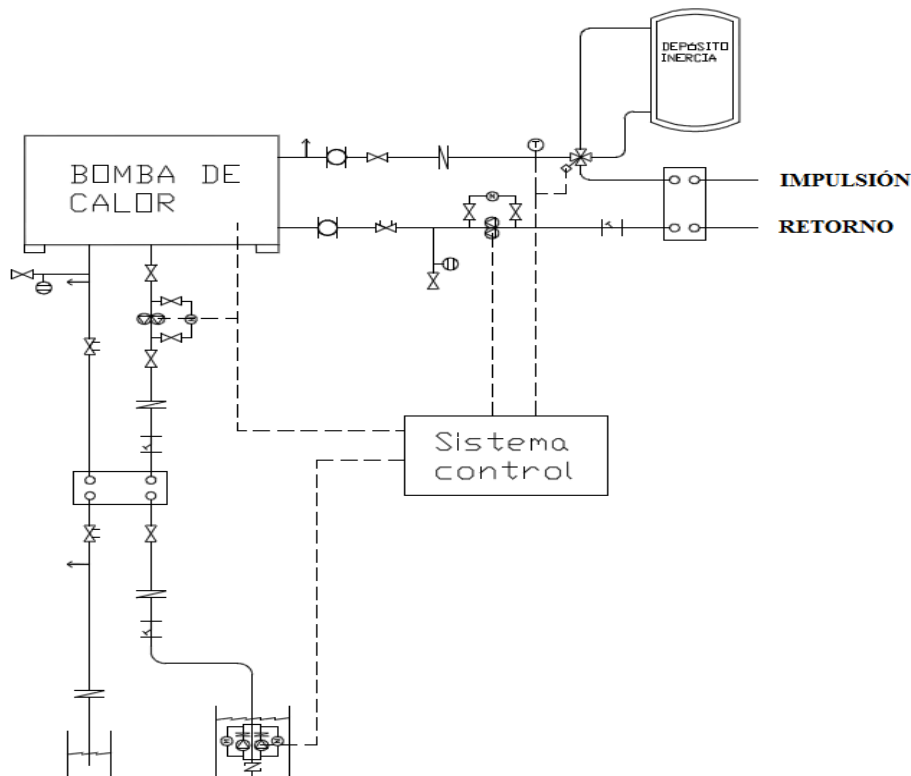


Figura 26. Esquema de principio para cada circuito independiente.

Como ya hemos comentado, para el intercambio de calor entre la producción y la distribución, se instalarán dos **intercambiadores de placas** en cada circuito. Los intercambiadores del pozo y del circuito secundario han sido diseñados para cumplir con la situación más desfavorable, ya que presentan diferentes caudales y saltos de temperatura según se trate de régimen de calefacción o refrigeración.

- Circuito agua subterránea – Bomba de calor: Se realiza la transferencia de calor entre el fluido de captación y el fluido refrigerante de la bomba de calor. El intercambiador seleccionado para el circuito de las UTAS debe ser capaz de transmitir una potencia de 55,7 kW con un salto térmico en el circuito de la bomba de calor de 5°C y el intercambiador del circuito de los inductores debe ser capaz de transmitir una potencia de 79,1 kW con un salto térmico de 5°C.
- Bomba de calor – Circuito secundario: Se realiza la transferencia de calor entre el fluido refrigerante de la bomba y el fluido caloportador del circuito secundario. El intercambiador seleccionado para el circuito de las UTAS debe ser capaz de transmitir una potencia de 38,23 kW con un salto térmico en el circuito de la bomba de calor de 5°C y el intercambiador del circuito de los inductores debe ser capaz de transmitir una potencia de 52,81 kW con un salto térmico de 3,6°C.

Los **depósitos de inercia** situados a la salida de las bombas de calor se han dimensionado con la siguiente ecuación:

$$Volumen (l) = \frac{Potencia (W)}{140 \cdot n^{\circ}compresores}$$

Aplicando esta fórmula a nuestro caso, en el circuito de las UTAS se instalará:

$$Volumen (l) = \frac{38230}{140 \cdot 1} = 273$$

En el circuito que alimenta los inductores se instalará:

$$Volumen (l) = \frac{52810}{140 \cdot 2} = 189$$

Se ha seleccionado depósitos de volumen inmediatamente superior al volumen calculado, es decir, se instalarán dos depósitos de la marca SEDICAL.

En concreto se ha decidido instalar un modelo SB300 de 300 litros y un SB200 de 205 litros o similares.

## 6.7. REGULACIÓN.

Para una mayor eficiencia de la instalación, se integran en ella una serie de sensores y sondas de temperatura que nos permitirán regular el sistema de producción, lo que produce un ahorro energético significativo.

Estos sensores y sondas de temperatura están integrados en un sistema de control centralizado, capaz de controlar las válvulas, bombas y el resto de dispositivos de nuestra instalación.

Según las mediciones realizadas por los sensores y sondas de temperatura, se realizarán las acciones pertinentes mediante el sistema de control.

Se han decidido instalar los siguientes dispositivos de regulación:

- Sensor de temperatura del agua de impulsión a las UTAS (T1)
- Sensor de temperatura del depósito de inercia de las UTAS (T2)
- Sensor de temperatura del agua de impulsión a los inductores (T3)
- Sensor de temperatura del depósito de inercia de los inductores (T4)
- Sensor de temperatura ambiente situado en diferentes estancias (S).

A continuación se establecen las acciones a llevar a cabo por el sistema de control, según diversas situaciones.

SITUACIÓN	ACCIÓN
$S > 26^{\circ}\text{C}$	Se activa el modo refrigeración.
$S < 21^{\circ}\text{C}$	Se activa el modo calefacción.
Refrigeración activa y $T2 < 7^{\circ}\text{C}$	Se desactiva la bomba de calor de las UTAS y se refrigera con el depósito de inercia.
Calefacción activa y $T2 > 50^{\circ}\text{C}$	Se desactiva la bomba de calor de las UTAS y se calienta con el depósito de inercia.
Refrigeración activa y $T4 < 16^{\circ}\text{C}$	Se desactiva la bomba de calor de los inductores y se refrigera con el depósito de inercia.
Calefacción activa y $T2 > 40^{\circ}\text{C}$	Se desactiva la bomba de calor de los inductores y se calienta con el depósito de inercia.
Refrigeración activa	Toma de agua por la parte superior del sistema.
Calefacción activa	Toma de agua por la parte inferior del sistema.
$S > 26^{\circ}\text{C}$	Deflectores de difusores en modo refrigeración.
$S < 21^{\circ}\text{C}$	Deflectores de difusores en modo calefacción.
Refrigeración activa y $T_{\text{exterior}} < 26^{\circ}\text{C}$	Ventilación con free-cooling.
Calefacción activa y $T_{\text{exterior}} > 21^{\circ}\text{C}$	Ventilación con free-cooling.

Tabla 31. Configuración del sistema de control.

## 6.8. MEDIDAS DE SEGURIDAD.

En el local en que se instalen las bombas de calor se emplazan también las bombas de circulación, los intercambiadores de placas y el resto de accesorios. El local debe cumplir los aspectos de la norma UNE 100020:2005 que se detallan a continuación:

- La puerta de acceso tiene las dimensiones adecuadas para poder introducir la maquinaria, comunicada directamente con el exterior.
- Ningún punto de la sala estará a más de 15 m de las salidas.
- Las puertas de acceso se abrirán hacia fuera.
- Las puertas tendrán una permeabilidad no superior a 1 l/s.m<sup>2</sup> bajo una presión superficial de 100 Pa.
- La resistencia ante el fuego de los elementos delimitadores y estructurales será de RF-180 según UNE 23-093.
- La clase de combustibilidad de los materiales empleados en los cerramientos y acabados de la sala de máquinas será M= según UNE 23-727.
- No existirán tomas de ventilación que comuniquen con otros locales cerrados.
- Los elementos de cerramiento no permitirán filtraciones de humedad.
- La sala dispone de un eficaz sistema de desagüe por gravedad.
- El cuadro eléctrico de protección y maniobra de los equipos se instalara junto a la puerta de entrada del local.
- El nivel de iluminación medio será como mínimo de 200 lux con un grado de uniformidad media de 0,5. Las luminarias y tomas de corriente tendrán como mínimo un grado protección IP-55 y una protección mecánica de grado 7.
- La salida estará señalizada por medio de aparatos autónomos de emergencia.
- Todos los equipos serán accesibles en todas sus partes de forma que puedan realizarse de manera adecuada y sin peligro las operaciones de mantenimiento, vigilancia y conducción.
- Deberán dejarse como mínimo los espacios libres indicados en la norma UNE de referencia.
- Las transmisiones de potencia entre motores y las máquinas que mueves deberán estar protegidos contra contactos accidentales.
- Los motores tendrán un grado de protección IP-23.
- Los equipos se aislaran del medio colindante para que no transmitan vibraciones mediante bancadas o soportes de muelles o de caucho de tal forma que cumplan las recomendaciones de la norma UNE 100153:2004 "Climatización. Soportes antivibratorios. Criterios de selección.

## **7. UNIDADES TERMINALES.**

En las habitaciones y cuartos de lencería se ha diseñado un sistema de climatización aire-agua a cuatro tubos. Se instalarán difusores de techo de inducción que proporcionan aire exterior al local (aire primario) garantizando la calidad del aire interior, pudiendo aportar en función de la necesidad, refrigeración y/o calefacción gracias a sus baterías.

Para el resto de locales que componen el edificio se ha diseñado un sistema todo aire. El sistema de ventilación escogido han sido difusores rotacionales que gracias a su elevada inducción reducen las corrientes de aire en la zona mejorando el confort del usuario. Estos difusores impulsarán aire con una diferencia de temperatura para paliar la totalidad de las cargas de los locales (excepto las cargas de ventilación que son combatidas en la climatizadora), y se instalarán en todos los locales a excepción de las habitaciones y lencerías.

### **7.1. VENTILACIÓN.**

En cualquier local ocupado se generan subproductos de la actividad humana que pueden producir molestias e incluso ser perjudiciales para la salud de los ocupantes como el anhídrido carbónico, el exceso de vapor de agua, los olores desagradables u otros contaminantes. Por lo tanto, es necesario renovar o reponer el aire sucio o contaminado por aire limpio para mantener las condiciones de calidad del aire que proporcionen sensación de confort.

El caudal de ventilación que debe ser introducido en los locales, conforme a lo establecido en el RITE y aplicando la norma UNE EN-13779, se establece en función de varios factores como la calidad del aire interior y el número de ocupantes. En el caso de que se permita fumar en el local se duplicarán los caudales de ventilación, lo que no sucede en el edificio del presente proyecto.

Teniendo en cuenta la ocupación máxima estimada de 135 personas y las calidades del aire interior fijadas por el RITE, en el proyecto tenemos un caudal de aire exterior de  $4,43 \text{ m}^3/\text{s}$ , que deberá ser introducido al local por medio de unidades de tratamiento de aire (UTA).

El objetivo de la climatizadora o unidad de tratamiento de aire (UTA) es el de llevar las condiciones de aire exterior, a las condiciones interiores establecidas, haciéndolo pasar por unas baterías de calor y frío para su calentamiento o enfriamiento, dependiendo del régimen de operación. Además, en el interior de este equipo el aire es forzado a pasar a través de filtros para limpiarlo de partículas.

Los conductos que transportan el aire de ventilación se dimensionarán para la máxima demanda de cada local, obteniendo los caudales máximos de ventilación para cada estancia.

La ventilación puede realizarse solamente mediante aire exterior o con una mezcla de aire exterior y aire recirculado. En el presente proyecto se ha elegido la recirculación de aire, ya que no estamos ante un caso en el que prime la higiene, como puede ser un hospital, un laboratorio, una guardería o una residencia de ancianos.

## 7.2. CÁLCULO DE LAS CONDICIONES DE IMPULSIÓN DEL AIRE.

Las condiciones de impulsión son las características que debe tener el aire a la salida de los difusores, por lo que será necesario calcular tanto el caudal de impulsión como las propiedades termo-higrométricas de este.

Con el objetivo de garantizar el confort del usuario es necesario limitar la velocidad de impulsión del aire, ya que una alta velocidad de éste puede producir niveles de ruido elevados y corrientes de aire molestas para los ocupantes.

En los locales donde se ha diseñado un sistema de climatización todo aire, se ha seguido un procedimiento de cálculo de las condiciones de impulsión de acuerdo con el Libro “Fundamentos de climatización”. Teniendo en cuenta la ocupación máxima de cada local y las cargas punta sensible en modo refrigeración y calefacción de cada zona, se ha calculado el caudal de impulsión necesario en cada local utilizando la siguiente expresión:

$$m_{as,imp} = \frac{Q_{SENS,MÁX}}{C_p \cdot \Delta T_s}$$

Siendo:

- $Q_{SENS,MÁX}$ : Mayor carga del local en refrigeración o calefacción (kW), que en nuestro caso es la de refrigeración.
- $C_p$ : Calor específico del agua (kJ/kgas.K)
- $\Delta T_s$ : Diferencia entre la temperatura de la zona y la de impulsión. Se ha tomado un diferencial de temperatura de 10°C en modo refrigeración para realizar los cálculos.

El caudal de impulsión calculado debe ser mayor que caudal mínimo de ventilación establecido por el RITE para poder introducir la ventilación requerida en el edificio. Si esta condición no se cumple hay que aumentar el caudal de impulsión.

Los caudales en modo refrigeración serán los mismos que en modo calefacción. Podemos calcular la temperatura de impulsión en modo calefacción. A partir de los resultados de temperaturas obtenidas y teniendo en cuenta los horarios de ocupación de cada local se agruparán estos locales en 5 zonas diferenciadas que dispondrán de unidades de tratamiento de aire diseñadas para sus diferentes necesidades.

$$T_{s,imp,calef} = T_{s,zona,invierno} + \frac{Q_{sens,calef}}{m_{as,imp} \cdot C_p}$$

Una vez obtenidos los caudales de impulsión se calculan los caudales de aire recirculado que se introducirá en el edificio, siendo igual a la diferencia entre el caudal de impulsión y el de ventilación de cada local.

Por otro lado los caudales de aire a extraer en cada local será el 90% del aire de impulsión, con el objetivo de mantener una sobrepresión del edificio para evitar infiltraciones.

En las zonas con un sistema de climatización todo aire no se ha seguido el anterior método descrito. El caudal de impulsión para cada inductor se ha supuesto igual al caudal mínimo de ventilación exigido por el RITE, con unas condiciones de entrada del aire fijadas, impulsando aire a 16°C en verano y a 22°C en invierno.

Los cálculos de las condiciones de impulsión de cada zona pueden consultarse en el Anexo “Cálculo condiciones de impulsión”.

### 7.3. UNIDADES DE TRATAMIENTO DE AIRE (UTA).

Se ha decidido la instalación de varias unidades de tratamiento de aire, situadas en la cubierta del edificio, de la marca TROX de la serie TKM-50 para impulsión y retorno de aire con recuperador rotativo y módulo de free-cooling. En Concreto, se ha proyectado 6 climatizadores con el objetivo de adaptar el funcionamiento de los equipos a los distintos horarios y ocupación de los espacios del edificio. Con esto nos aseguramos que si una zona se encuentra en desuso en un momento concreto por alguna causa, se puede cortar la circulación de aire con sólo apagar su unidad de tratamiento.

La ubicación de las diferentes unidades de tratamiento de aire se puede consultar en el plano 11 del documento PLANOS.

Todos los componentes de la UTA, se han diseñado con el programa informático proporcionado por el fabricante.

Las **baterías** seleccionadas deberán cubrir las potencias calculadas en el Anexo “Cálculo potencia de baterías de UTAS“, para régimen de refrigeración y calefacción respectivamente, según el Libro “Fundamentos de Climatización”. El fabricante recomienda una temperatura de impulsión/retorno del agua a la batería de 7/12°C en verano y de 50/45°C en invierno. Se ha supuesto un salto térmico en las baterías de 5°C. Pueden consultarse la disposición de las tuberías de impulsión y retorno a la UTA en los planos 11 y 14 del documento Planos. Los caudales de agua que deben circular por la batería también han sido calculados en el Anexo “Cálculo potencia de baterías de UTAS“

Como se ha comentado en el apartado 4.4 del presente documento, el RITE establece una eficiencia mínima y unas pérdidas de presión máximas en función del número de horas de funcionamiento del equipo y del caudal de aire exterior necesario.

Con el objetivo de ser respetuosos con el medio ambiente, se instalarán **recuperadores** en todas las climatizadoras aunque no sea de obligado cumplimiento según el RITE.

Otra medida de ahorro energético es la instalación de un módulo de **enfriamiento gratuito** o free-cooling, que consiste en aprovechar las condiciones favorables del aire exterior para reducir el consumo de la bomba de calor de la instalación.

El RITE establece que “el aire exterior de ventilación se introducirá debidamente filtrado en el edificio”. Las clases de **filtración** mínimas a emplear dependerán de la calidad del aire exterior (ODA 1 en nuestro caso), y de la calidad del aire interior (IDA 2, IDA 3 en nuestro caso). Por lo tanto el filtro a instalar será F7. Se ha decidido instalar dos etapas de filtración, una primera etapa formada por filtros G4 en impulsión; y una segunda etapa formada por un F7 como ya se ha comentado anteriormente.

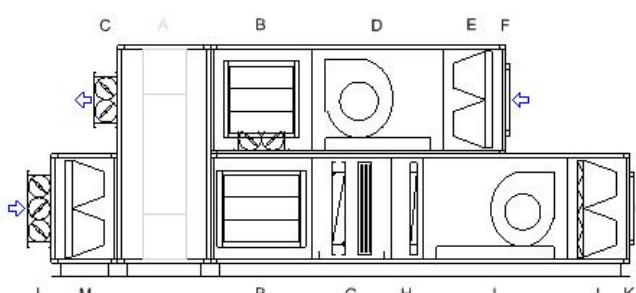
A continuación se exponen los datos técnicos resumidos de las diferentes unidades de tratamiento de aire. Se puede consultar la información detallada de las climatizadoras en el Anexo de equipos “Climatizadoras”.



## MEMORIA

### Proyecto de climatización de un hotel en Zaragoza

#### Climatizador: SERVICIO

	Unidad de tratamiento de aire TKM 50 Estandar con carcasa formada por bastidor autoportante de perfil de chapa de acero galvanizada y pintada, con junta de estanqueidad perimetral. Paneles de cierre tipo sandwich de 30mm. de espesor con chapa galvanizada interior y chapa prelacada exterior. Aislamiento de poliuretano. Puertas de intervención con cierres rápidos.
	NOTAS
	SUPLEMENTOS
Dimensiones aproximadas (Ancho x Alto x Largo): 1380x1760x4430 mm. Peso aproximado: 1164 kg. Ejecución para intemperie.	

FILTROS				Pérdida de carga (Pa)	
ID	Tipo	Accesorios	Q (m <sup>3</sup> /h)	Inicial/Considerada	
E	Filtro compacto clase F7	-	4984	39/120	
J	Prefiltro clase G4 + Filtro compacto clase F7	-	5537	98/224	
M	Filtro compacto clase F7	-	5537	46/123	

VENTILADORES				Presión (Pa)		LWA	
ID	Modelo/ Tipo/ Categoría	Accesorios	Q(m <sup>3</sup> /h)/ rpm	Total/Estática/Est. Disp.	dB(A)	Motor	
D	RDH 315 L/ Reacción/ SFP 3	-	4984/ 2195	630/555/270	85,6	Motor 1,5 kW-1420 rpm	
I	RZR 11-0280/ Reacción/ SFP 4	-	5537/ 3459	1336/1201/590	88,7	Motor 4 kW-2900 rpm	

RECUPERADORES				Aire		
ID	Modelo	Eficiencia	Lado	Q(m <sup>3</sup> /h)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida
A	RRU-ET-D19-1000	63%	Impulsión	5537 /165	-3,0°C/90,0%	13,4°C/59,8%
			Retorno	4984 /165	23,0°C/50,0%	6,7°C/93,4%

BATERÍAS				Potencia Aire		Agua			
ID	Modelo	Tipo	(kW)	Q(m <sup>3</sup> /h)/ v(m/s)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida	Q(l/h)/ Dp(kPa)	(°C)	
G	27T-4R-1100A-1 1/2"	Frío	31,80	5537/ 2,07/ 45	32,7°C/37,0%	18,2°C/77,1%	5478/ 12,9	7,0/12,0	
G	Separador de gotas	Polipropileno	-	5537/ 2,07/ 35	-	-	-	-	
H	27T-2R-1100A-1 1/4"	Calefacción	31,24	5537/ 2,07/ 19	8,0°C/ -	24,1°C/ -	5381/ 18,7	50,0/45,0	

ENTRADAS/SALIDAS				
ID	Tipo	Modelo	Regulación	
B	Compuerta	JZ-B/700x345	Motorizada proporcional	
B	Compuerta	JZ-B/600x510	Motorizada proporcional	
B	Compuerta	JZ-B/500x510	Motorizada proporcional	
C	Compuerta	JZ-B/700x345	Motorizada proporcional	
F	Marco metu	MM-982x471	-	
K	Marco metu	MM-1007x478	-	
L	Compuerta	JZ-B/600x510	Motorizada proporcional	

**Climatizador: ZONAS DE PASO**

	<p>Unidad de tratamiento de aire TKM 50 Estandar con carcasa formada por bastidor autoportante de perfil de chapa de acero galvanizada y pintada, con junta de estanqueidad perimetral. Paneles de cierre tipo sandwich de 30mm. de espesor con chapa galvanizada interior y chapa prelacada exterior. Aislamiento de poliuretano. Puertas de intervención con cierres rápidos.</p>
	NOTAS
	SUPLEMENTOS
<p>Dimensiones aproximadas (Ancho x Alto x Largo): 1180x1610x4130 mm. Peso aproximado: 1002 kg. Ejecución para intemperie.</p>	

FILTROS				Pérdida de carga (Pa)	
ID	Tipo	Accesorios	Q (m3/h)	Inicial/Considerada	
E	Filtro compacto clase F7	-	3898	42/121	
J	Prefiltro clase G4 + Filtro compacto clase F7	-	4331	103/226	
M	Filtro compacto clase F7	-	4331	48/124	

VENTILADORES				Presión (Pa)		LWA	
ID	Modelo/ Tipo/ Categoría	Accesorios	Q(m3/h)/ rpm	Total/Estática/Est. Disp.	dB(A)	Motor	
D	RZR 11-0250/ Reacción/ SFP 3	-	3898/ 3022	639/534/248	83,5	Motor 1,5 kW-2830 rpm	
I	RZR 11-0250/ Reacción/ SFP 4	-	4331/ 4008	1414/1285/622	89,7	Motor 3 kW-2905 rpm	

RECUPERADORES				Aire		
ID	Modelo	Eficiencia	Lado	Q(m3/h)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida
A	RRU-ET-D19-1000	63%	Impulsión	4331 /165	-3,0°C/90,0%	13,4°C/59,8%
			Retorno	3898 /165	23,0°C/50,0%	6,7°C/93,4%

BATERÍAS				Potencia Aire		Agua		
ID	Modelo	Tipo	(kW)	Q(m3/h)/ v(m/s)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida	Q(l/h)/ Dp(kPa)	(°C)
G	24T-6R-900A-1 1/2"	Frío	32,98	4331/ 2,23/ 75	35,1°C/30,8%	15,3°C/84,9%	5681/ 18,0	7,0/12,0
G	Separador de gotas	Polipropileno	-	4331/ 2,23/ 39	-	-	-	-
H	24T-3R-900A-1 1/2"	Calefacción	39,37	4331/ 2,23/ 33	-0,1°C/ -	25,0°C/ -	6782/ 23,5	50,0/45,0

ENTRADAS/SALIDAS				
ID	Tipo	Modelo	Regulación	
B	Compuerta	JZ-B/600x345	Motorizada proporcional	
B	Compuerta	JZ-B/400x510	Motorizada proporcional	
B	Compuerta	JZ-B/400x510	Motorizada proporcional	
C	Compuerta	JZ-B/600x345	Motorizada proporcional	
F	Marco metu	MM-801x404	-	
K	Marco metu	MM-801x404	-	
L	Compuerta	JZ-B/600x345	Motorizada proporcional	

## MEMORIA

### Proyecto de climatización de un hotel en Zaragoza

#### Climatizador: LENCERÍAS

	<p>Unidad de tratamiento de aire TKM 50 Estandar con carcasa formada por bastidor autoportante de perfil de chapa de acero galvanizada y pintada, con junta de estanqueidad perimetral. Paneles de cierre tipo sandwich de 30mm. de espesor con chapa galvanizada interior y chapa prelacada exterior. Aislamiento de poliuretano. Puertas de intervención con cierres rápidos.</p> <p>NOTAS</p> <p>SUPLEMENTOS</p>
--	---

Dimensiones aproximadas (Ancho x Alto x Largo): 880x1610x3880 mm. Peso aproximado: 793 kg. Ejecución para intemperie.

FILTROS				Pérdida de carga (Pa)	
ID	Tipo	Accesorios	Q (m3/h)	Inicial/Considerada	
E	Filtro compacto clase F7	-	1142	17/109	
J	Prefiltro clase G4 + Filtro compacto clase F7	-	1268	40/195	
M	Filtro compacto clase F7	-	1268	19/109	

VENTILADORES				Presión (Pa)		LWA	
ID	Modelo/ Tipo/ Categoría	Accesorios	Q(m3/h)/ rpm	Total/Estática/Est. Disp.	dB(A)	Motor	
D	RZR 11-0200/ Reacción/ SFP 3	-	1142/ 2860	550/527/253	72,9	Motor 0,37 kW-1355 rpm	
I	RDH 180 L/ Reacción/ SFP 5	-	1268/ 5349	1573/1526/1022	88,0	Motor 1,5 kW-2830 rpm	

RECUPERADORES				Aire		
ID	Modelo	Eficiencia	Lado	Q(m3/h)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida
A	RRU-ET-D19-1000	63%	Impulsión	1268 /165	-3,0°C/90,0%	13,4°C/59,8%
			Retorno	1142 /165	23,0°C/50,0%	6,7°C/93,4%

BATERÍAS				Potencia Aire		Agua		
ID	Modelo	Tipo	(kW)	Q(m3/h)/ v(m/s)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida	Q(l/h)/ Dp(kPa)	(°C)
G	24T-4R-600A-1 1/4"	Frío	9,96	1268/ 0,98/ 13	36,2°C/28,0%	15,4°C/82,0%	1715/ 6,1	7,0/12,0
G	Separador de gotas	Polipropileno	-	1268/ 0,98/ 13	-	-	-	-
H	24T-3R-600A-1 1/4"	Calefacción	15,91	1268/ 0,98/ 9	-3,0°C/ -	31,3°C/ -	2741/ 9,9	50,0/45,0

ENTRADAS/SALIDAS			
ID	Tipo	Modelo	Regulación
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional
C	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional
F	Marco metu	MM-373x286	-
K	Marco metu	MM-407x289	-
L	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional

MEMORIA

Proyecto de climatización de un hotel en Zaragoza

**Climatizador: HABITACIONES OESTE**

	<p>Unidad de tratamiento de aire TKM 50 Estandar con carcasa formada por bastidor autoportante de perfil de chapa de acero galvanizada y pintada, con junta de estanqueidad perimetral. Paneles de cierre tipo sandwich de 30mm. de espesor con chapa galvanizada interior y chapa prelacada exterior. Aislamiento de poliuretano. Puertas de intervención con cierres rápidos.</p> <p>NOTAS</p> <p>SUPLEMENTOS</p>
<p><b>Dimensiones aproximadas (Ancho x Alto x Largo): 880x1610x3980 mm. Peso aproximado: 817 kg. Ejecución para intemperie.</b></p>	

<b>FILTROS</b>				Pérdida de carga (Pa)	
ID	Tipo	Accesorios	Q (m3/h)	Inicial/Considerada	
E	Filtro compacto clase F7	-	1815	27/113	
J	Prefiltro clase G4 + Filtro compacto clase F7	-	2016	67/208	
M	Filtro compacto clase F7	-	2016	30/115	

<b>VENTILADORES</b>				Presión (Pa)		LWA	
ID	Modelo/ Tipo/ Categoría	Accesorios	Q(m3/h)/ rpm	Total/Estática/Est. Disp.	dB(A)	Motor	
D	RZR 11-0250/ Reacción/ SFP 3	-	1815/ 2280	544/521/242	73,9	Motor 0,55 kW-1375 rpm	
I	RZR 11-0200/ Reacción/ SFP 4	-	2016/ 4367	1604/1533/974	86,7	Motor 2,2 kW-2890 rpm	

<b>RECUPERADORES</b>				Aire		
ID	Modelo	Eficiencia	Lado	Q(m3/h)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida
A	RRU-ET-D19-1000	63%	Impulsión	2016 /165	-3,0°C/90,0%	13,4°C/59,8%
			Retorno	1815 /165	23,0°C/50,0%	6,7°C/93,4%

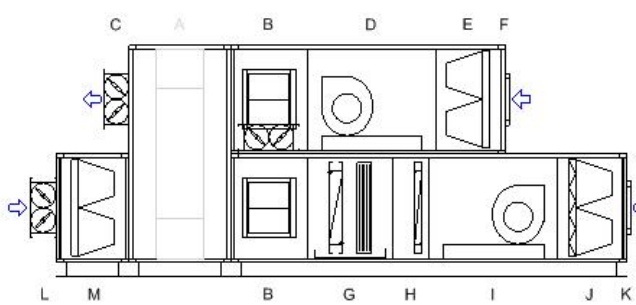
<b>BATERÍAS</b>				Potencia Aire		Agua		
ID	Modelo	Tipo	(kW)	Q(m3/h)/ v(m/s)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida	Q(l/h)/ Dp(kPa)	(°C)
G	24T-4R-600A-1 1/4"	Frío	13,60	2016/ 1,56/ 28	36,2°C/28,0%	17,6°C/75,7%	2342/ 10,7	7,0/12,0
G	Separador de gotas	Polipropileno	-	2016/ 1,56/ 23	-	-	-	-
H	24T-3R-600A-1 1/4"	Calefacción	22,09	2016/ 1,56/ 18	-3,0°C/ -	27,0°C/ -	3806/ 18,1	50,0/45,0

<b>ENTRADAS/SALIDAS</b>				
ID	Tipo	Modelo	Regulación	
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	
C	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	
F	Marco metu	MM-504x345	-	
K	Marco metu	MM-504x373	-	
L	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	

## MEMORIA

### Proyecto de climatización de un hotel en Zaragoza

#### Climatizador: HABITACIONES CENTRO

	<p>Unidad de tratamiento de aire TKM 50 Estandar con carcasa formada por bastidor autoportante de perfil de chapa de acero galvanizada y pintada, con junta de estanqueidad perimetral. Paneles de cierre tipo sandwich de 30mm. de espesor con chapa galvanizada interior y chapa prelacada exterior. Aislamiento de poliuretano. Puertas de intervención con cierres rápidos.</p> <p>NOTAS</p> <p>SUPLEMENTOS</p>
<p><b>Dimensiones aproximadas (Ancho x Alto x Largo): 880x1610x3980 mm. Peso aproximado: 795 kg. Ejecución para intemperie.</b></p>	

FILTROS				Pérdida de carga (Pa)	
ID	Tipo	Accesorios	Q (m3/h)	Inicial/Considerada	
E	Filtro compacto clase F7	-	1225	18/109	
J	Prefiltro clase G4 + Filtro compacto clase F7	-	1361	43/197	
M	Filtro compacto clase F7	-	1361	20/110	

VENTILADORES				Presión (Pa)		LWA	
ID	Modelo/ Tipo/ Categoría	Accesorios	Q(m3/h)/ rpm	Total/Estática/Est. Disp.	dB(A)	Motor	
D	RZR 11-0200/ Reacción/ SFP 3	-	1225/ 2843	530/504/229	72,9	Motor 0,37 kW-1355 rpm	
I	RZR 11-0200/ Reacción/ SFP 4	-	1361/ 3893	1637/1583/1076	88,9	Motor 1,5 kW-2830 rpm	

RECUPERADORES				Aire		
ID	Modelo	Eficiencia	Lado	Q(m3/h)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida
A	RRU-ET-D19-1000	63%	Impulsión	1361 /165	-3,0°C/90,0%	13,4°C/59,8%
			Retorno	1225 /165	23,0°C/50,0%	6,7°C/93,4%

BATERÍAS				Potencia Aire		Agua				
ID	Modelo	Tipo	(kW)	Q(m3/h)/ v(m/s)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida	Q(l/h)/ Dp(kPa)	(°C)		
G	24T-4R-600A-1 1/4"	Frío	10,46	1361/ 1,05/ 15	36,2°C/28,0%	15,7°C/81,0%	1802/ 6,6	7,0/12,0		
G	Separador de gotas	Polipropileno	-	1361/ 1,05/ 14	-	-	-	-		
H	24T-2R-600A-3/4"	Calefacción	12,97	1361/ 1,05/ 6	-3,0°C/ -	23,1°C/ -	2233/ 19,4	50,0/45,0		

ENTRADAS/SALIDAS					
ID	Tipo	Modelo	Regulación		
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional		
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional		
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional		
C	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional		
F	Marco metu	MM-400x286	-		
K	Marco metu	MM-430x298	-		
L	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional		

**Climatizador: HABITACIONES ESTE**

	<p>Unidad de tratamiento de aire TKM 50 Estandar con carcasa formada por bastidor autoportante de perfil de chapa de acero galvanizada y pintada, con junta de estanqueidad perimetral. Paneles de cierre tipo sandwich de 30mm. de espesor con chapa galvanizada interior y chapa prelacada exterior. Aislamiento de poliuretano. Puertas de intervención con cierres rápidos.</p>
	NOTAS
	SUPLEMENTOS

Dimensiones aproximadas (Ancho x Alto x Largo): 880x1610x3980 mm. Peso aproximado: 804 kg. Ejecución para intemperie.

FILTROS				Pérdida de carga (Pa)	
ID	Tipo	Accesorios	Q (m3/h)	Inicial/Considerada	
E	Filtro compacto clase F7	-	1271	19/109	
J	Prefiltro clase G4 + Filtro compacto clase F7	-	1412	45/198	
M	Filtro compacto clase F7	-	1412	21/110	

VENTILADORES				Presión (Pa)		LWA	
ID	Modelo/ Tipo/ Categoría	Accesorios	Q(m3/h)/ rpm	Total/Estática/Est. Disp.	dB(A)	Motor	
D	RZR 11-0200/ Reacción/ SFP 3	-	1271/ 2873	535/507/232	72,9	Motor 0,37 kW-1355 rpm	
I	RZR 11-0200/ Reacción/ SFP 4	-	1412/ 4167	1701/1643/1129	89,1	Motor 1,5 kW-2830 rpm	

RECUPERADORES				Aire		
ID	Modelo	Eficiencia	Lado	Q(m3/h)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida
A	RRU-ET-D19-1000	63%	Impulsión	1412 /165	-3,0°C/90,0%	13,4°C/59,8%
			Retorno	1271 /165	23,0°C/50,0%	6,7°C/93,4%

BATERÍAS				Potencia Aire		Agua		
ID	Modelo	Tipo	(kW)	Q(m3/h)/ v(m/s)/ Dp(Pa)	Entrada	Salida	Q(l/h)/ Dp(kPa)	(°C)
G	24T-4R-600A-1 1/4"	Frío	10,73	1412/ 1,09/ 15	36,2°C/28,0%	15,9°C/80,5%	1849/ 7,0	7,0/12,0
G	Separador de gotas	Polipropileno	-	1412/ 1,09/ 15	-	-	-	-
H	24T-3R-600A-1 1/4"	Calefacción	17,20	1412/ 1,09/ 10	-3,0°C/ -	30,3°C/ -	2963/ 11,4	50,0/45,0

ENTRADAS/SALIDAS				
ID	Tipo	Modelo	Regulación	
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	
B	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	
C	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	
F	Marco metu	MM-395x298	-	
K	Marco metu	MM-430x307	-	
L	Compuerta	JZ-B/300x345	Motorizada proporcional	

## 7.4. DIFUSORES DE IMPULSIÓN.

### 7.4.1. Difusores rotacionales.

Se ha decidido utilizar difusores rotacionales para impulsión, que gracias a su elevada inducción reducen la velocidad del aire en contacto con las personas y produce una mezcla del aire más homogénea, lo que garantiza un elevado nivel de confort para el usuario.

Los difusores a instalar serán de varios tipos, en función de las necesidades de cada espacio. Serán de la marca TROX, de la serie XARTO para locales de gran superficie en los que se requiera un elevado caudal de aire de impulsión, como la sala de desayunos y los mostradores de recepción y desayunos. Estos difusores proporcionan elevados caudales de aire, un bajo nivel de potencia sonora, una baja pérdida de carga y un diseño que nos permite una excelente integración. Los difusores seleccionados podrán ser sustituidos por otros de características similares si se considera necesario.

Por otro lado, en las zonas donde no se requiere un caudal de impulsión tan elevado se instalarán difusores de la serie VDW de la marca TROX, que permiten impulsar pequeños caudales de aire con una potencia sonora reducida, o similares.

En los locales donde por cuestiones de espacio (ausencia de falso techo) no puedan instalarse estos tipos de difusores, como en las escaleras, se han seleccionado difusores de microtoberas lineales de la marca KOOLAIR serie DTP-L, o similares.



Dif. rotacionales serie XARTO



Dif. rotacionales serie VDW



Dif. microtoberas serie DTP-L

Se han seleccionado difusores de diferentes tamaños en función de los caudales necesarios en cada zona mediante software y catálogos proporcionados por los fabricantes. Las principales características de los difusores seleccionados son las siguientes:

LOCAL	MODELO	Uds/ local	CAUDAL / dif. (m <sup>3</sup> /h)	POTENCIA SONORA (dB)	PÉRDIDA CARGA (Pa)	V.MÁX (m/s)
SALA DESAYUNOS	XARTO-Q4-Z/623	6	300	28	22	0,2
RECEPCIÓN-MOSTR.	XARTO-Q4-Z/623	3	425	38	44	0,25

LOCAL	MODELO	Uds/ local	CAUDAL / dif. (m <sup>3</sup> /h)	POTENCIA SONORA (dB)	PÉRDIDA CARGA (Pa)	V.MÁX (m/s)
HALL-RECEPCIÓN	VDW-Q-Z-H/400x16	8	110	< 15	3	0,10
OFFICE	VDW-Q-Z-H/500x24	2	400	35	27	0,42
DESPACHO DIRECTOR	VDW-Q-Z-H/600x24	2	216	< 15	3	0,14
SANITARIOS PB	VDW-Q-Z-H/600x24	2	445	26	15	0,29
PASILLO PB	VDW-Q-Z-H/300x8	6	90	< 15	8	0,15
PASILLO P1-P3	VDW-Q-Z-H/300x8	10	72	< 15	5	0,12
PASILLO P4	VDW-Q-Z-H/300x8	10	79	< 15	6	0,13

LOCAL	MODELO	Uds/ local	CAUDAL/dif (m <sup>3</sup> /h)	POTENCIA SONORA (dB)	PÉRDIDA CARGA (Pa)	V.MÁX (m/s)
ESCALERA PB-P4	DTP-L-2-20	3	65	< 15	6	2,5
ESCALERA P1-P3	DTP-L-2-20	3	55	< 15	6	2,5
ESCALERA P4	DTP-L-2-20	3	60	< 15	6	2,5

Tabla 32. Características de los difusores instalados.

Las especificaciones técnicas de los difusores seleccionados pueden consultarse en el Anexo “Catálogos”.

Los detalles del cálculo de caudal necesario en cada local pueden consultarse en el Anexo “Cálculo condiciones de impulsión”. Los criterios que se han seguido para su selección y distribución son los siguientes:

- Se ha procurado mantener un nivel de ruido menor de 40 dB.
- Se ha tratado de instalar los difusores en la zona central de las habitaciones y separados entre ellos para que la vena de aire pueda recorrer el local libremente y así hacer llegar el aire de ventilación a todo el local.
- En los cuartos de baño de las habitaciones no se han instalado difusores debido a su baja ocupación, por lo que se ventilarán con el aire de los locales contiguos.
- En los pasillos y escaleras se ha decidido impulsar con el caudal más bajo posible para poder hacer un reparto de los difusores por



todo el largo del local. Además, con esto conseguimos reducir el nivel de ruido notablemente en las zonas de paso.

- En las zonas muy ocupadas como la sala de desayunos, el hall y el mostrador de recepción se ha decidido impulsar con un caudal mayor ya que no hay problemas de ruido.

Todos los difusores irán equipados con un plenum que permitirá ajustar el caudal al calculado en el Anexo “Cálculo condiciones de impulsión”. Se inducirá una pérdida de cargas mediante rejillas y se medirá el caudal hasta tener el sistema equilibrado.

La distribución de los difusores puede consultarse en los planos 09 y 10 del documento Planos.

#### 7.4.2. Difusores de inducción.

Como se ha comentado anteriormente, el objetivo principal del presente proyecto es diseñar una instalación de climatización eficiente con una emisión reducida de gases contaminantes y un ahorro de energía, consiguiendo un grado de confort del usuario óptimo.

En las habitaciones se ha decidido instalar difusores de techo de inducción de la marca TROX serie DID-E, o similar, mientras que en la Lencería se instalarán difusores de la marca TROX serie DID632. Estos equipos aseguran una perfecta ventilación, proporcionando calefacción y/o refrigeración según sea el sistema de 2 o 4 tubos, y cumpliendo con los mayores requisitos de confort individual.



Los sistemas de ventilación con impulsión de aire primario combinados con unidades de inducción proporcionan un ambiente agradable en locales con alta carga de refrigeración, e incluso en situaciones de bajas cargas térmicas.

Estos equipos combinan las características técnicas de los difusores de techo con el ahorro de energía que se produce al compensar las cargas térmicas del local usando agua como medio de transporte de energía.

#### 7.4.2.1. Principio de funcionamiento.

Los difusores de techo de inducción proporcionan aire exterior tratado (aire primario) a la zona que se pretende climatizar desde la instalación central mediante una red de conductos de alta velocidad, garantizando la calidad del aire interior, pudiendo aportar gracias a sus baterías, refrigeración y/o calefacción en función de la necesidad. En este tipo de instalaciones debe combatir obligatoriamente la carga latente de los locales

El aire primario entra al interior del difusor atravesando una serie de toberas que aumentan la velocidad del aire al restringir el área por donde se mueve, y simultáneamente tiene como consecuencia una caída de presión del aire primario, por lo que se induce el movimiento del aire de la habitación (aire secundario) que es forzado a pasar a través de la rejilla hacia la batería de la unidad terminal. Ambos caudales de aire se mezclan y se impulsan nuevamente a la sala de manera horizontal por medio de los difusores integrados.

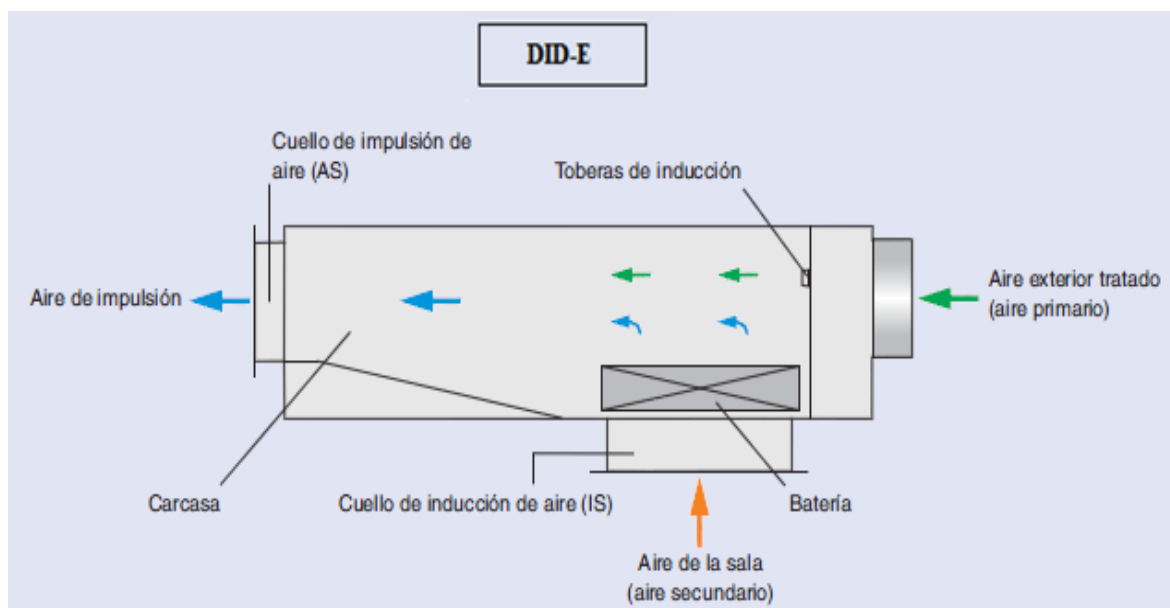
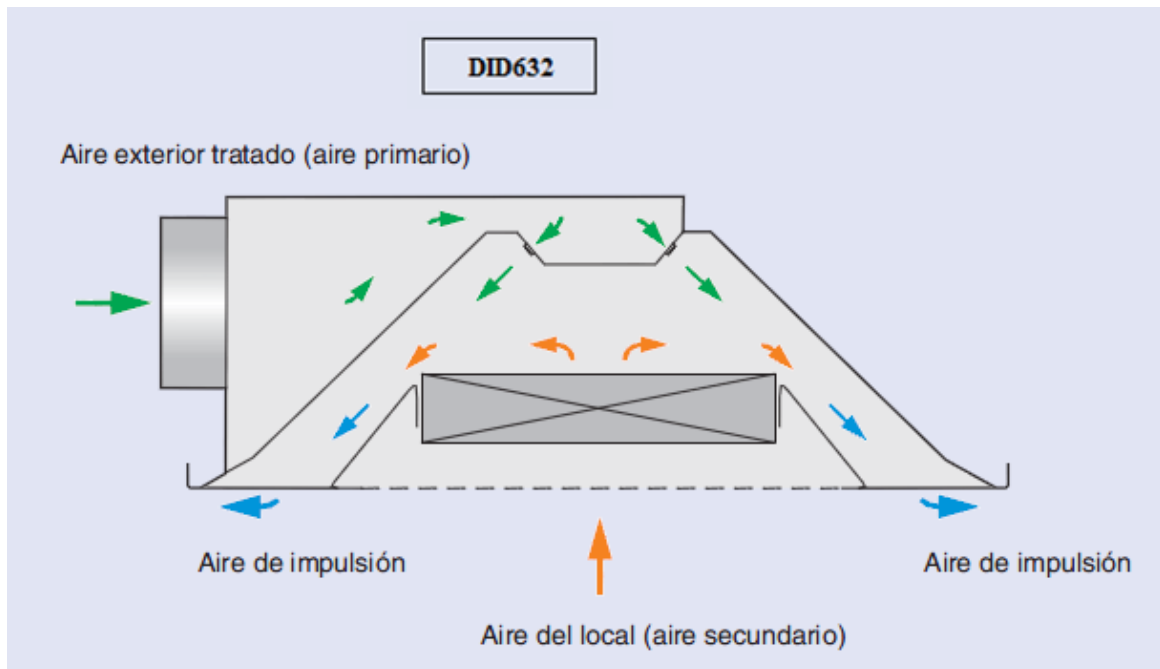


Figura 27. Principio de funcionamiento inductores de habitaciones.



**Figura 28.** Principio de funcionamiento inductores de lencerías.

Además, a cada unidad terminal llega agua caliente y/o fría preparada en la bomba de calor. El montaje puede ser a 2 tubos teniendo impulsión y retorno de agua fría o caliente según el régimen de funcionamiento, o 4 tubos con impulsión y retorno de agua fría y caliente simultáneamente. En nuestro caso se ha decidido la instalación de un sistema a 4 tubos, ya que pese a suponer un mayor coste inicial que el de 2 tubos, garantiza el mayor confort del usuario en climas no extremos.

#### 7.4.2.2. Ventajas principales.

Las principales ventajas de este tipo de sistemas son las siguientes:

- Reducción del espacio requerido para el sistema de distribución de aire debido al reducido tamaño y peso de las unidades. El aire circulará por conductos de pequeño diámetro a velocidades altas.
- Buen control de la humedad y la temperatura de cada espacio. Control individualizado en cada local mediante la incorporación de sondas de temperatura ambiente y de temperatura de rocío. El caudal de aire primario también puede ser regulado para evitar corrientes molestas en los locales, aunque generalmente se mantiene constante.

Proyecto de climatización de un hotel en Zaragoza

- Elevada calidad del aire introducido a los locales.
- No produce condensados.
- Sin necesidad de ventiladores adicionales. La inducción principal provoca un caudal de aire secundario a través de la batería del equipo.
- Excelente acústica. Bajo nivel de ruido si se realiza un mantenimiento adecuado. Fácil mantenimiento.
- Bajo coste de operación, pese a su elevada inversión inicial.
- Excelente integración con el diseño interior del espacio, debido a su instalación en falsos techos y a la gran variedad de diseños existentes.

7.4.2.3. Diseño de la instalación.

Existen equipos de varias longitudes nominales según las necesidades y cada una de ellas con tres opciones de tobera, lo que nos permitirá una selección óptima entre los niveles de caudal y las necesidades térmicas requeridas, alcanzando niveles habituales de presión diferencial y potencia sonora.

Como se ha comentado anteriormente, se ha decidido instalar difusores de techo de inducción en las habitaciones y las salas de lencería de nuestro edificio.

Es necesario realizar el diseño completo de la instalación, es decir, la selección de las unidades terminales necesarias en cada espacio, las tuberías de agua y conductos de aire a instalar en el presente proyecto.

En primer lugar debemos seleccionar los equipos a instalar en cada local, lo que dependerá de las cargas máximas de refrigeración y calefacción de cada espacio y el caudal de ventilación establecido por el RITE según la ocupación máxima. Las cargas máximas de cada régimen pueden consultarse en el Anexo “Cargas térmicas”.

Esta selección se ha llevado a cabo mediante el software proporcionado por el fabricante “TROX Easy Product Finder”.

## Proyecto de climatización de un hotel en Zaragoza

Se deben fijar las condiciones de entrada de agua y del aire primario a la unidad terminal. En nuestro caso, el aire primario proveniente de la climatizadora se suministra a 16°C en modo refrigeración y 22°C en calefacción, a una velocidad estimada de 10 m/s; y el agua proveniente de la bomba de calor se suministra a 16°C en refrigeración y 40°C en calefacción. La presión residual requerida del aire primario en las unidades es de 200 Pa.

A continuación, variando el caudal de entrada de agua fría, comprobamos que con el caudal de aire primario disponible, la unidad seleccionada tiene la capacidad total de refrigeración suficiente para combatir las cargas interiores máximas obteniendo unos resultados de potencia sonora aceptables.

Las características principales de potencia sonora y pérdida de cargas de las unidades terminales seleccionadas son las siguientes:

LOCAL	Uds. / local	MODELO	CAUDAL AGUA (l/h)		POT. SONORA (dB)	PÉRDIDA CARGA (Pa)
			REFR.	CALEF.		
LENCERÍA PB	2	DID632-U/1200x900x593	55	30	42	167
LENCERÍA P1-P3	2	DID632-G/1200x900x593	78	30	37	233
LENECERÍA P4	2	DID632-G/1200x900x593	84	30	23	233
HAB 1 PB	1	DID-E-G/900x256	81	46	23	149
HAB 2 PB	1	DID-E-G/900x256	97	46	23	149
HAB 3,5,7,9 PB	1	DID-E-G/900x256	61	30	23	149
HAB 4,6,8,10,11 PB	1	DID-E-G/900x256	78	30	23	149
HAB 1 P1-P3	1	DID-E-G/900x256	81	46	23	149
HAB 2 P1-P3	1	DID-E-G/900x256	97	46	23	149
HAB 3,5,7,9,19 P1-P3	1	DID-E-G/900x256	61	30	23	149
HAB 4-20 P1-P3	1	DID-E-G/900x256	78	30	23	149
HAB 11 P1-P3	1	DID-E-G/900x256	71	30	23	149
HAB 17 P1-P3	1	DID-E-G/900x256	63	30	23	149
HAB 21 P1-P3	1	DID-E-G/900x256	97	52	23	149
HAB 22 P1-P3	1	DID-E-G/900x256	111	46	23	149
HAB MRED P1-P3	1	DID-E-G/900x256	80	31	23	149
HAB 1 P4	1	DID-E-G/900x256	102	83	23	149
HAB 2 P4	1	DID-E-G/900x256	128	83	23	149
HAB 3,5,7,9,19 P4	1	DID-E-G/900x256	83	33	23	149
HAB 4-20 P4	1	DID-E-G/900x256	100	33	23	149
HAB 11 P4	1	DID-E-G/900x256	92	43	23	149
HAB 17 P4	1	DID-E-G/900x256	85	35	23	149
HAB 21 P4	1	DID-E-G/900x256	128	97	23	149
HAB 22 P4	1	DID-E-G/900x256	167	82	23	149
HAB MRED P4	1	DID-E-G/900x256	112	69	23	149

Tabla 33. Características de los difusores de inducción instalados.

Para la circulación del agua fría y caliente por el sistema con inductores se han seleccionado tuberías de cobre, que serán dimensionadas más adelante.

La red de conductos de alta velocidad es la encargada de transportar el aire primario a los inductores y el de extracción hacia la unidad de tratamiento de aire situada en la cubierta del edificio. Se ha decidido la instalación de conductos circulares de chapa de acero galvanizada, que serán dimensionados más adelante.

La distribución de los difusores puede consultarse en los planos 10,11 y 12 del documento PLANOS.

La designación utilizada en los planos para los diferentes difusores seleccionados será la siguiente:

TIPO	DIFUSOR
Tipo 1	Difusor rotacional TROX serie XARTO, o similar
Tipo 2	Difusor rotacional TROX serie VDW, o similar
Tipo 3	Difusor microtoberas KOOLAIR serie DTP-L, o similar
Tipo 4	Difusor de inducción TROX serie DID-E, o similar
Tipo 4	Difusor de inducción TROX serie DID632, o similar

## 7.5. UNIDADES DE EXTRACCIÓN.

Las unidades de extracción se encargarán de tomar el aire de retorno del local, cuyo caudal será un 10% inferior al caudal de impulsión en cada local para conseguir una sobrepresión en el edificio para evitar infiltraciones.

Se ha decidido instalar bocas de extracción en todo el edificio excepto en las escaleras, dónde se instalarán rejillas de extracción por motivos de espacio.

Las bocas de extracción serán de la marca TROX modelo LVS, o similar. Este modelo permite regular el caudal de aire mediante el giro del disco central, modificando los niveles sonoros y pérdida de carga.

Las rejillas de extracción serán de la marca TROX modelo AH, o similar.

## Proyecto de climatización de un hotel en Zaragoza

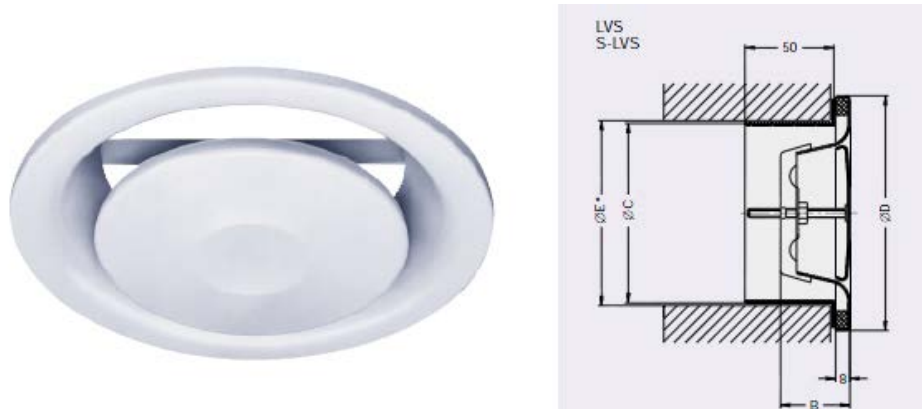


Figura 29. Boca de extracción marca TROX modelo LVS.

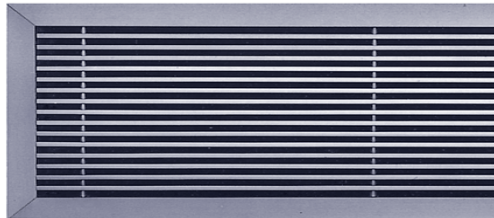


Figura 30. Rejilla de extracción marca TROX modelo AH.

Las unidades de extracción han sido seleccionadas mediante el software proporcionado por el fabricante. En cada local se escogerá el tamaño que mejor se ajuste al caudal de ventilación y al nivel de ruido deseado según los datos del fabricante. Los resultados obtenidos son los siguientes:

LOCAL	MODELO BOCA	UNIDADES / local	CAUDAL / dif (m <sup>3</sup> /h)	POTENCIA SONORA (dB)	PÉRDIDA CARGA (Pa)
SALA DESAYUNOS	LVS/200	4	405	30	40
HALL-RECEPCIÓN	LVS/160	3	262	70	34
RECEPCIÓN-MOSTRADOR	LVS/200	3	275	50	30
OFFICE	LVS/200	2	320	32	50
DESPACHO DIRECTOR	LVS/200	1	385	60	34
SANITARIOS PB	LVS/160	2	162	70	31
PASILLO PB	LVS/160	3	162	70	31
PASILLO P1-P3	LVS/125	6	107	68	28
PASILLO P4	LVS/125	6	117	70	28
LENCERÍA PB	LVS/200	1	310	32	50
LENCERÍA P1-P3	LVS/160	1	207	70	32
LENCERÍA P4	LVS/160	1	207	70	32
HABITACIONES	LVS/100	1	45	50	25

LOCAL	MODELO REJILLA	UNIDADES / local	CAUDAL / dif (m <sup>3</sup> /h)	POTENCIA SONORA (dB)	PÉRDIDA CARGA (Pa)
ESCALERA PB	AH/425x125	1	175	< 15	4
ESCALERA P1-P3	AH/325x75	2	76	< 15	5
ESCALERA P4	AH/325x75	2	81	< 15	6

**Tabla 34.** Características de las unidades de extracción instaladas.

Los detalles del cálculo del caudal de extracción necesario pueden consultarse en el Anexo “Cálculo condiciones de impulsión”. Los criterios que se han seguido para su selección y distribución son los siguientes:

- En los locales que dispongan de cuarto de baño se colocarán en ese recinto para conseguir una ligera depresión que evitará la salida de malos olores. También se consigue reducir el nivel de ruido en las habitaciones.
- En el resto de locales se situarán en puntos cercanos a las paredes para evitar recoger directamente el aire impulsado por los difusores, y que éste pueda circular por todo el local.

Para obtener un buen equilibrado del sistema la rejilla irá unida a un plenum modelo SKG-A. El caudal se medirá hasta que todos cumplan con los calculados.

La disposición de las bocas y rejillas de extracción puede consultarse en los planos 12 y 13 del documento Planos.



## **8. CÁLCULO DE TUBERÍAS Y CONDUCTOS.**

### **8.1. CÁLCULO DE CONDUCTOS.**

La red de conductos se encarga de transportar el aire de ventilación y el de extracción por el edificio.

La velocidad del aire en el interior de los conductos debe ser adecuada para evitar molestias a los ocupantes. Además, para evitar infiltraciones, se ha creado una ligera sobrepresión en el interior de los locales retornando un 10% menos que el caudal de impulsión.

Se han seleccionado conductos de chapa galvanizada que ofrecen ventajas en cuanto a resistencia e higiene, aunque se encarezca algo la instalación. Los conductos a instalar serán de geometría circular ya que tienen menor pérdida de carga lineal lo que favorece el ahorro en los ventiladores de las climatizadoras y reduce el nivel sonoro.

Según las características constructivas del edificio, se dispone de una altura de falso techo de 90 cm.

El sistema de distribución diseñado para el edificio consta de 6 circuitos, según la zonificación realizada, un circuito de impulsión y uno de retorno para cada climatizador.

#### **8.1.1. Método de cálculo red de conductos.**

Para el diseño de la red de conductos del presente Proyecto, se ha seguido el “Método de pérdida de carga constante” descrito en la DTIE 5.01, basado en fijar para cualquier tramo de la red una pérdida de carga lineal constante, en nuestro caso de 0,9 Pa/m.

A partir de esta definición podemos calcular el diámetro interior que debe tener el conducto en cada tramo, según la siguiente ecuación:

$$D_H = \left[ \frac{\alpha \cdot 21,89 \cdot 10^{-3} Q^{1,82}}{(P_A - P_B)/L} \right]^{\frac{1}{4,86}}$$

Siendo:

- $(P_A - P_B)/L$ , la pérdida de presión por metro en cualquier tramo, en nuestro caso de 0,9 Pa/m.

- $Q$ , el caudal circulante en cada tramo.
- $\alpha$ , parámetro adimensional dependiente del material utilizado, en nuestro caso de 0,9 según la DTIE 5.01.
- $D_H$ , el diámetro interior del conducto circular en cada tramo.

Se debe realizar un equilibrado de la instalación ya que los caudales que lleguen a cada difusor no serán los requeridos. Se instalarán rejillas en los conductos requeridos que induzcan una pérdida de carga para conseguir que la instalación esté equilibrada.

Las pérdidas de cargas se han calculado con la ecuación recomendada por la DTIE 5.01 para aire húmedo en el rango de temperaturas empleadas en climatización:

$$(P_A - P_B) = \alpha 14,1 \cdot 10^{-3} L \frac{v^{1,82}}{D_H^{1,22}}$$

Según la DTIE 5.01 la velocidad del aire recomendada en edificios residenciales para que el nivel de ruido sea aceptable es de 3 m/s en habitaciones y de 4 m/s en zonas comunes, exceptuando el aire de entrada a los inductores que requiere una velocidad mayor. La velocidad se comprobará una vez fijado el tipo de conducto y se modificará si esta no fuera la adecuada.

La pérdida de carga en cada ramal sólo se realizará para el recorrido más largo, que se entiende como el más desfavorable, donde la pérdida de carga será mayor. De esta forma se asegura el suministro de aire a todos los elementos de cada circuito.

El procedimiento general que se ha seguido es el siguiente:

- Se fija un tipo de conducto.
- Se introduce el caudal para cada tramo calculado en el Anexo "Cálculo condiciones de impulsión", y se escoge un diámetro circular igual o superior al obtenido.
- Se comprueba que la velocidad y la pérdida de presión en cada tramo están dentro de los límites establecidos.
- Se introduce la longitud de cada tramo y se calcula la pérdida de carga lineal.

A estas pérdidas de carga lineales hay que añadirles las pérdidas de carga por singularidades, como las producidas en codos y derivaciones. Se define como singularidades en una red de conductos cualquier elemento de la misma que produzca una modificación de la velocidad del aire o de su trayectoria rectilínea, lo que produce una pérdida de carga según la siguiente fórmula:

$$P_A - P_B = 9,63 C \frac{v^2}{16}$$

Siendo:

- $C$ , el coeficiente de pérdida dinámica, que es función del tipo de accesorio obtenido por medio de Tablas en la DTIE 5.01.
- $v$ , la velocidad del aire (m/s)

Las derivaciones y los codos se realizarán con radio constante igual al diámetro del conducto.

En las derivaciones con constante  $C$  negativa se ha considerado nula para dimensionarlos para el caso más desfavorable.

El cálculo de las dimensiones de cada conducto, la velocidad del aire, y las pérdidas de carga pueden consultarse en el Anexo “Cálculo conductos” y la disposición de cada conducto puede consultarse en los planos 10, 11, 12, 13, 14, 15 y 16 del Documento Planos.

### 8.1.2. Selección de ventiladores.

Para dimensionar los diferentes elementos del climatizador se deberán introducir los datos de las pérdidas de carga en la red, en el difusor y en todos los componentes de la climatizadora en el programa de cálculo proporcionado por el fabricante. De esta forma elegiremos el ventilador que más se adapte a nuestras condiciones.

Las pérdidas totales de impulsión y retorno para cada circuito son las siguientes:

UTAS	PÉRDIDAS DE CARGA TOTALES (Pa)	
	VENTILADOR IMPULSIÓN	VENTILADOR RETORNO
UTA HAB OESTE	974	242
UTA HAB CENTRO	1076	229
UTA HAB ESTE	1129	232
UTA LENCERÍAS	1022	253
UTA ZONAS DE PASO	622	248
UTA SERVICIO	590	270

Tabla 35. Pérdidas de carga de los ventiladores seleccionados.

## 8.2. CÁLCULO DE TUBERÍAS.

La red de tuberías permite el transporte del fluido caloportador desde la central de producción hasta los elementos terminales, mediante un sistema a cuatro tubos. Esto nos permitirá un diseño de tuberías ajustándose a la demanda térmica de cada régimen, obteniendo unas pérdidas menores.

En el presente proyecto, el transporte del fluido caloportador será desde la sala de máquinas donde se encuentran la central de producción formada por los dos equipos de producción de calor, hasta los climatizadores y los inductores de las habitaciones. Este suministro de agua a las unidades terminales se realiza en dos circuitos independientes debido a los diferentes requerimientos de temperatura para los climatizadores y los inductores.

En instalaciones de climatización se han utilizado hasta hace pocos años principalmente tuberías metálicas, de acero o de cobre. Las más utilizadas son las de acero, que tiene una elevada resistencia mecánica pero presentan problemas de corrosión. Por otro lado, en los últimos años se han desarrollado tuberías de material plástico que presentan ventajas en resistencia a la corrosión, facilidad de montaje y precio.

Una vez estudiadas las diferentes opciones se han seleccionado tuberías de cobre que tienen la principal desventaja del precio frente a materiales plásticos, pero que presenta una gran cantidad de ventajas, como:

- Paredes lisas que dificultan las incrustaciones y reducen las pérdidas de presión en el interior del tubo.

- Alta resistencia a la corrosión debido a la capa de óxido que se forma encima del cobre sirviendo de protección
- Alta resistencia mecánica.
- Fácil de unir por soldadura capilar o por accesorios de compresión.
- Reciclable.

Todas las tuberías de edificio incluirán un aislamiento térmico Armaflex XG, que es un aislamiento térmico flexible que proporciona un control fiable de la condensación y una reducción considerable de las pérdidas térmicas en las tuberías de nuestra instalación. La combinación de sus propiedades de baja conductividad térmica junto con una alta resistencia a la transmisión del vapor de agua y su precio competitivo, hacen que sea una solución con un excelente ratio precio/eficacia que nos permitirá conseguir un ahorro de energía.

El tubo de cobre para la conducción de agua y gas, aplicaciones sanitarias y calefacción debe cumplir la normativa UNE-EN 1057.

Se ha considerado una rugosidad en las tuberías de 0,0015 mm según valores proporcionados por el fabricante.

### 8.2.1. Método de cálculo de redes de tuberías.

Para el diseño de la red de tuberías de presente Proyecto, se ha seguido el procedimiento descrito en la DTIE 4.01 “Tuberías, cálculo de las pérdidas de presión y criterios de diseño”.

En el dimensionado de redes es necesario establecer una caída de presión máxima y una velocidad máxima para evitar ruidos molestos, que serán 250 Pa/m y 1,5 m/s respectivamente en el presente proyecto.

Se ha considerado un régimen turbulento en la circulación del fluido ya que el movimiento de las partículas es desordenado formando pequeños remolinos.

Cuando el régimen es turbulento, basándonos en la fórmula de Darcy-Weisbach, las pérdidas de carga lineales debidas al rozamiento de fluido circulante vienen definidas por la siguiente expresión:

$$\Delta P_L = f \cdot \frac{L}{D_{int}} \cdot \frac{\rho \cdot v_m^2}{2}$$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 1,14 + 2 \cdot \log\left(\frac{D_{int}}{\varepsilon}\right)$$

Siendo:

- $f$ , coeficiente de fricción.
- $\varepsilon$ , rugosidad relativa, que en nuestro caso con tuberías de cobre tiene un valor de 0,0015 mm.
- $L$ , longitud lineal del tramo de tubería. (m)
- $D_{int}$ , el diámetro interior de la tubería. (m)
- $\rho$ , densidad del fluido que circula por el tramo. (Kg/m<sup>3</sup>)
- $v_m$ , velocidad media del fluido en el interior de la tubería. (m/s)

En primer lugar se han calculado las pérdidas de carga lineales en diferentes tramos, para lo que es necesario dimensionar las tuberías siguiendo el siguiente proceso:

- Se fija una pérdida de carga máxima de 250 Pa/m y una velocidad máxima admisible en las tuberías de 1,5 m/s.
- Se introducen los caudales de agua que van por cada ramal. Los caudales de agua necesarios en las baterías de las UTAS pueden consultarse en el Anexo “Potencia baterías”, al igual que los caudales necesarios en los inductores.
- Con estos caudales seleccionados, se define el diámetro de cada ramal para una velocidad de 1,5 m/s, mediante la siguiente expresión:

$$D_v = \left( \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot v} \right)^{0,5} \cdot 1000$$

- A continuación se escoge un diámetro comercial mayor o igual al calculado anteriormente y con una pérdida de presión lineal menor o igual que la máxima establecida de 250 Pa/m.

Una vez dimensionadas las tuberías podemos calcular la velocidad del fluido y las máximas pérdidas de carga lineales que se producen en cada ramal.

Los diámetros seleccionados para cada ramal pueden consultarse en el Anexo “Calculo de tuberías”.

Se han calculado las pérdidas de carga que tienen lugar en una tubería cuando circula por ella un fluido, debidas al rozamiento. Cuando en la tubería se presenta una alteración (codos, cambios de sección, órganos de regulación, etc.) se producen unas pérdidas de carga suplementarias.

Esta pérdida de carga en singularidades se calcula según la siguiente expresión:

$$\Delta P_f = k \cdot \rho \cdot \frac{v^2}{2}$$

Siendo:

- $k$ , coeficiente para cada tipo de accesorio obtenidos de la DTIE 4.01.
- $\rho$ , densidad del fluido que circula por dicho accesorio. (Kg/m<sup>2</sup>)
- $v$ , velocidad del fluido en el accesorio. (m/s)

### 8.2.2. Circuito de climatizadores.

Se han calculado las pérdidas de carga totales en cada uno de los ramales del circuito que suministra agua a los climatizadores, tanto en régimen de invierno como en régimen de verano, utilizando el método descrito anteriormente.

Los diámetros de las tuberías proyectadas y los cálculos realizados pueden consultarse en el Anexo “Cálculo de tuberías” y su disposición puede consultarse en los planos 17, 18, 19, 20, 21, 22 y 23 del documento Planos.

Se ha realizado una instalación a cuatro tubos, así que se ha calculado la pérdida de carga para ambos circuitos, el de refrigeración y el de calefacción.

Para realizar el cálculo de los grupos de impulsión, se escogerá el ramal más desfavorable para garantizar la presión en todos los puntos del sistema.

Los equipos de impulsión deben disponer de una válvula antirretorno que impida el retroceso del fluido circulante, en la que se ha supuesto una pérdida de carga de 5 kPa.

El caudal total máximo que puede circular por el circuito de los climatizadores para cada régimen son los siguientes:

RÉGIMEN	CAUDAL (l/s)
REFRIGERACIÓN	3,522
CALEFACCIÓN	5,251

**Tabla 36.** Caudal máximo del circuito de los climatizadores.

Las pérdidas obtenidas en el circuito más desfavorable de cada régimen son las siguientes:

RÉGIMEN	$\Delta P$ (kPa)	VÁLVULA ANTIRR. (kPa)	$\Delta P_{TOTAL}$ (kPa)
REFRIGERACIÓN	34,86	5	39,86
CALEFACCIÓN	34,95	5	39,95

Tabla 37. Pérdidas de presión totales del circuito de climatizadores.

En función de los datos obtenidos se han seleccionado bombas dobles UPSD serie 200 de la marca Grundfos, para los dos regímenes.

En el circuito de refrigeración se instalará el modelo UPSD 50-60/4 y en el de calefacción el modelo UPSD 65-60/4.

#### UPS - UPSD Serie 200

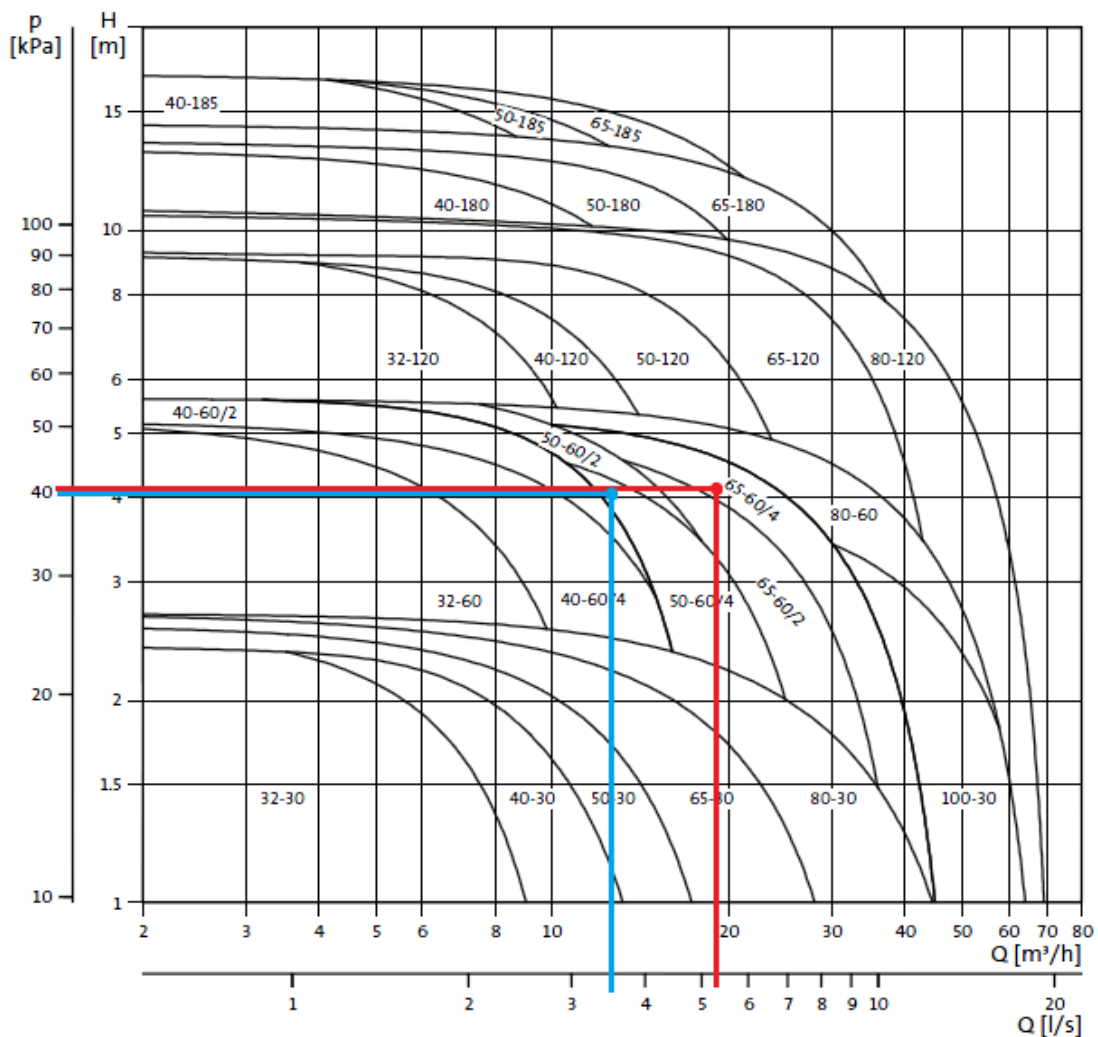


Figura 31. Curvas de funcionamiento de las bombas seleccionadas.



### 8.2.3. Circuito de inductores.

Se han calculado las pérdidas de carga totales en cada uno de los ramales del circuito que suministra agua a los inductores de habitaciones y lencerías, tanto en régimen de invierno como en régimen de verano, utilizando el método descrito anteriormente.

Los diámetros de las tuberías proyectadas y los cálculos realizados pueden consultarse en el Anexo “Cálculo de tuberías” y su disposición puede consultarse en el plano 17, 18, 19, 20, 21, 22 y 23 del documento Planos.

Se ha realizado una instalación a cuatro tubos, así que se ha calculado la pérdida de carga para ambos circuitos, el de refrigeración y el de calefacción.

Para realizar el cálculo de los grupos de impulsión, se escogerá el ramal más desfavorable para garantizar la presión en todos los puntos del sistema.

Los equipos de impulsión deben disponer de una válvula antirretorno que impida el retroceso del fluido circulante, en la que se ha supuesto una pérdida de carga de 5 kPa.

El caudal total máximo que puede circular por el circuito de los climatizadores para cada régimen son los siguientes:

RÉGIMEN	CAUDAL (l/s)
REFRIGERACIÓN	2,26
CALEFACCIÓN	0,991

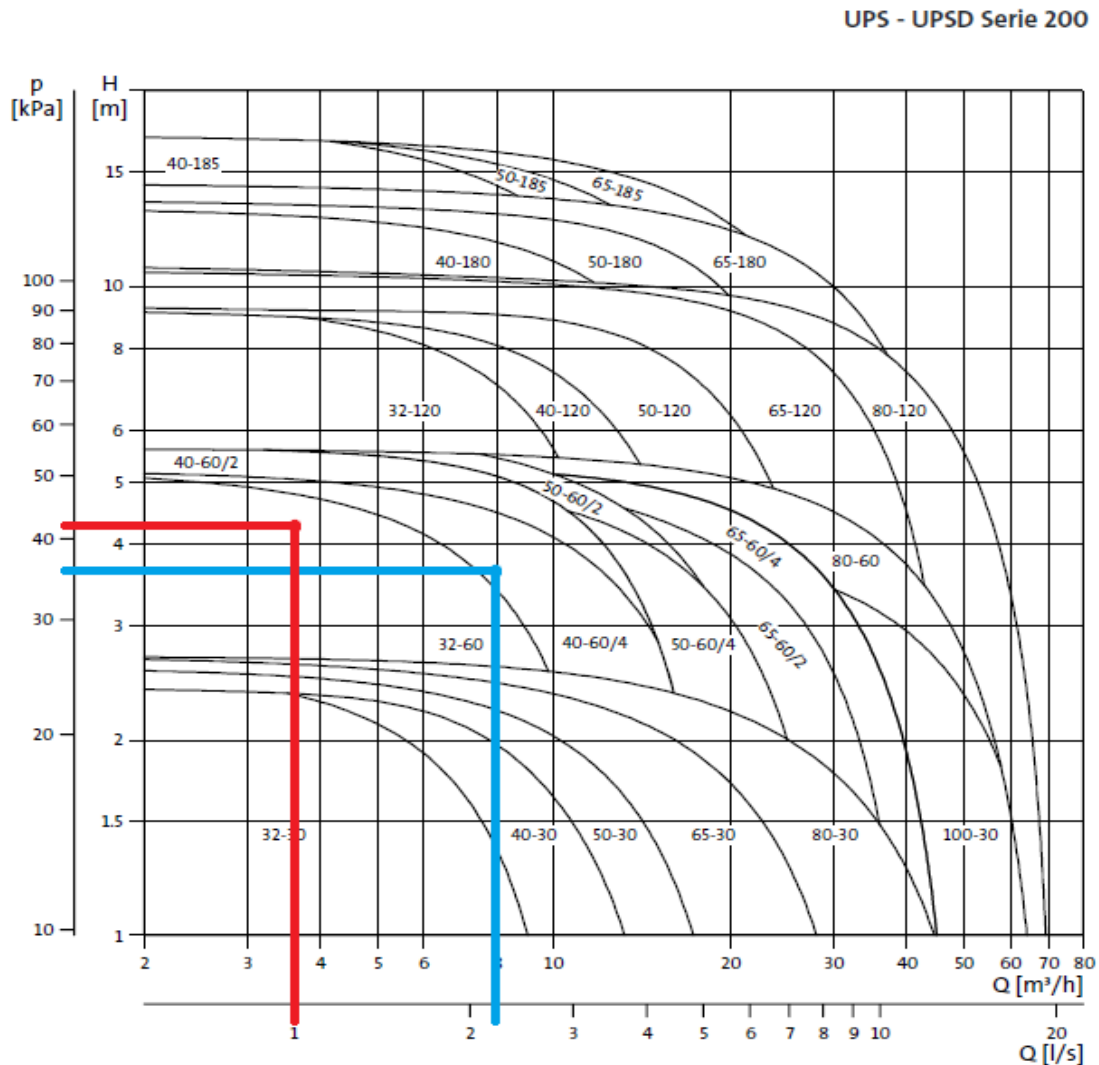
Tabla 38. Caudal máximo del circuito de los inductores.

Las pérdidas obtenidas en el circuito más desfavorable de cada régimen son las siguientes:

RÉGIMEN	$\Delta P_{TOTAL}$ (kPa)	VÁLVULA ANTIRR. (kPa)	$\Delta P_{TOTAL}$ (kPa)
REFRIGERACIÓN	31,17	5	36,17
CALEFACCIÓN	37,22	5	42,22

Tabla 39. Pérdidas de presión totales del circuito de inductores.

Las bombas a instalar serán de la misma marca que las instaladas en el circuito de los climatizadores. Para el circuito de refrigeración se instalará una bomba doble UPSD serie 200 de la marca Grundfos, en concreto el modelo UPSD 40-60/4, y en régimen de calefacción se instalará el modelo UPSD 32-60.



**Figura 32.** Curvas de funcionamiento de las bombas seleccionadas.

### 8.3. AISLAMIENTO DE TUBERÍAS Y CONDUCTOS.

El fluido que circula por los conductos y tuberías de nuestra instalación puede producir molestias sonoras a los ocupantes, por lo que será conveniente añadir un aislamiento térmico y acústico que reduzca ruidos y mantenga la temperatura del aire en el interior de los conductos.

Para el aislamiento de los conductos de chapa galvanizada y de equipos se ha utilizado un aislamiento a base de mantas de lana de vidrio con un revestimiento de kraft más aluminio reforzado que actúa como soporte y barrera de vapor. El aislante empleado es CLIMCOVER Roll Alu3 de la marca ISOVER o similar, que presenta las siguientes ventajas:

- Facilidad y rapidez de instalación.
- Buena seguridad frente al fuego.
- Mantiene sus propiedades en todo el proceso de instalación.
- Material totalmente estable, imputrescible e inodoro.
- No contribuye al desarrollo de microorganismos.
- Químicamente inerte y respetuoso con el medio ambiente.
- No precisa ningún tipo de mantenimiento.
- Promueve al ahorro y la eficiencia energética.

Para el aislamiento de las tuberías se ha utilizado un aislamiento térmico flexible ARMAFLEX XG de la marca ARMACELL que proporciona un control fiable de la condensación, además de reducir las pérdidas térmicas.

Algunas de sus propiedades técnicas son:

- Baja conductividad térmica. ( $\leq 0,037$  W/mK).
- Alta resistencia a la transmisión del vapor de agua.
- Precio competitivo.
- Promueve el ahorro y la eficiencia energética.

Los espesores de los aislamientos utilizados en tuberías y conductos deben cumplir las exigencias establecidas en el RITE, según:

**TABLA 1** Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el interior de edificios

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
$D \leq 35$	25	25	30
$35 < D \leq 60$	30	30	40
$60 < D \leq 90$	30	30	40
$90 < D \leq 140$	30	40	50
$140 < D$	35	40	50

**TABLA 2** Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos calientes que discurren por el exterior de edificios

Diámetro exterior (mm)	Temperatura máxima del fluido (°C)		
	40...60	> 60...100	> 100...180
$D \leq 35$	35	35	40
$35 < D \leq 60$	40	40	50
$60 < D \leq 90$	40	40	50
$90 < D \leq 140$	40	50	60
$140 < D$	45	50	60

**TABLA 3** *Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos fríos que discurren por el interior de edificios*

Diámetro exterior (mm)	Temperatura mínima del fluido (°C)		
	-10...0	> 0...10	> 10
$D \leq 35$	30	20	20
$35 < D \leq 60$	40	30	20
$60 < D \leq 90$	40	30	30
$90 < D \leq 140$	50	40	30
$140 < D$	50	40	30

**TABLA 4** *Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios que transportan fluidos fríos que discurren por el exterior de edificios*

Diámetro exterior (mm)	Temperatura mínima del fluido (°C)		
	> -10...0	> 0...10	>10
$D \leq 35$	50	40	40
$35 < D \leq 60$	60	50	40
$60 < D \leq 90$	60	50	50
$90 < D \leq 140$	70	60	50
$140 < D$	70	60	50

**TABLA 5** *Espesores de aislamiento de conductos*

	En interiores mm	En exteriores mm
aire caliente	20	30
aire frío	30	50

## **9. MEDIDAS DE AHORRO DE ENERGÍA.**

El Plan de Acción Nacional de Energías Renovables (PANER) busca lograr una reducción del 20% la emisión de gases de efecto invernadero, alcanzar una cuota del 20% de energías renovables en el consumo final y conseguir un ahorro del 20% en la demanda futura de energía hasta el año 2020.

En el estudio de alternativas realizado en el presente documento, se ha indicado la producción de gases contaminantes como el CO<sub>2</sub>, producidos al generar dicha electricidad en las centrales de producción. La reducción de la emisión de este tipo de gases ha sido un criterio importante a la hora de seleccionar el sistema de producción.

En el presente proyecto se ha aplicado continuamente las exigencias establecidas en el Reglamento de Instalaciones Térmicas de los Edificios (RITE) que forma parte del PANER, por lo que se contribuirá al ahorro y a la eficiencia energética.

Las medidas de ahorro de energía aplicadas en el presente proyecto proporcionan un ahorro en el consumo eléctrico, lo que nos permitirá un ahorro económico importante, además de una reducción de emisión de gases. Las medidas incluidas son las siguientes:

- Sistema de producción con bomba de calor agua-agua, que intercambia energía con el agua subterránea. La temperatura estable del foco exterior favorece el aumento del rendimiento de la instalación, por lo que se consigue un sistema eficiente consiguiendo una reducción del consumo energético.
- La instalación de recuperadores de calor rotativos que aprovecha la energía del aire de expulsión. Con esta medida se consigue reducir un 65% la carga de ventilación.
- La instalación de módulos free-cooling en las distintas unidades climatizadoras va a resultar una medida de ahorro energético importante en la instalación ya que reduce el consumo de la bomba de calor, aunque es difícil de estimar.
- La instalación de un sistema de aire de caudal variable en todo el edificio excepto en habitaciones genera un menor consumo en ventiladores por adaptarse a la demanda simultánea de cada momento.

- En invierno, las bombas de calor se han dimensionado para producir agua a 50°C en el circuito de los climatizadores y a 40°C en el de los inductores, con un salto de temperatura de 5°C y 6°C respectivamente. En verano, las bombas de calor se han dimensionado para producir agua a 7°C en el circuito de los climatizadores y a 16°C en el de los inductores, con un salto de temperatura de 5°C y 4°C respectivamente. Gracias a este dimensionamiento de la instalación para trabajar a las temperaturas más favorables se mejora el rendimiento de los equipos en torno a un 20% y en consecuencia un ahorro de energía.
- La zonificación realizada en el edificio nos permitirá climatizar únicamente los locales en uso e instalar un sistema de producción que se ajuste a la demanda real del edificio. Esto conlleva un importante ahorro energético.
- Implantación de la medida fijada por el RITE en el Real Decreto 1826/2009 I.T.3.8.2 por el que se establece que las temperaturas de los edificios en verano no serán inferiores a 26°C y en invierno no serán superiores a 21°C. En este edificio se consigue reducir la demanda 2,3 KW por grado.

Se han incluido varias medidas arquitectónicas que favorecen el ahorro de energía. Son las siguientes:

- Mediante el retranqueo de 30 cm en los huecos del edificio se consigue un ahorro energético gracias a la reducción del factor solar y en consecuencia la demanda térmica máxima del edificio.
- La instalación de la marquesina en la puerta principal del edificio permite también una reducción del factor solar y por consiguiente un ahorro energético debido a la reducción de la demanda térmica.
- La instalación de ventanas y puertas con doble acristalamiento reducen casi en un 25% la pérdida de calor, lo que produce un ahorro de energía.
- La instalación de marcos de madera con una transmitancia térmica menor que los de aluminio produce un ahorro energético al reducir la demanda térmica, además de una reducción de las emisiones de CO<sub>2</sub> en su construcción.

