

Proyecto Climatización de un edificio de oficinas en Zaragoza

Memoria

Autor: Jose Miguel Martínez Masa

Convocatoria: Septiembre

Director: Belén Zalba Nonay

Especialidad: Mecánica



Escuela
Universitaria
Ingeniería
Técnica
Industrial
ZARAGOZA





Índice

Índice.....	1
1. Generalidades	5
1.1 Objeto.....	5
1.2 Emplazamiento.....	5
1.3 Normativa vigente.....	6
1.4 Características de la edificación	6
1.5 Uso del edificio	7
1.6 Ocupación.....	8
1.7 Resumen del presupuesto.....	8
1.8 Lugar, fecha y firma de los responsables del proyecto	8
2. Limitación de la demanda	9
2.1 Transmitancia de cerramientos opacos	10
2.1.1 Transmitancia de los muros de fachada.....	10
2.1.2 Transmitancia de la cubierta	11
2.1.3 Transmitancia en suelos.....	12
2.2 Transmitancia térmica de huecos	12
2.3 Factor solar modificado en huecos	13
2.4 Opción simplificada	14
3. Estimación de la demanda térmica	15
3.1 Condiciones exteriores.....	15
3.2. Condiciones interiores.....	18
3.2.1 Zona ocupada.....	19
3.2.2 Condiciones del aire interior.....	19
3.2.3 Condiciones de humedad relativa interior en verano.....	21
3.3. Metodología de cálculo de las cargas de refrigeración.	23
3.3.1 Cargas a través de paredes techos y suelos.....	23
3.3.2 Cargas a través de superficies acristaladas.....	25
3.3.3 Carga debida a la ventilación.	26



3.3.4 Carga debida a las infiltraciones.....	27
3.3.5 Carga debida a los ocupantes.....	27
3.3.6 Carga debida a la iluminación.	29
3.3.7 Carga debida a máquinas o procesos industriales.	30
3.3.8 Carga debida a la propia instalación.	30
3.3.9 Coeficiente de mayoración o seguridad.....	30
3.4. Metodología de cálculo de cargas de calefacción.....	30
3.4.1 Cargas a través de paredes y techos y suelos.	30
3.4.2 Cargas a través de superficies acristaladas.	30
3.4.3 Carga debida a la ventilación.	31
3.4.4 Coeficiente de mayoración o seguridad.....	31
3.5. Recuperadores de calor.	31
3.6. Cargas máximas en régimen de verano.	32
3.6.1 Carga real de refrigeración.....	33
3.6.2 Carga sin medidas de ahorro de energía.....	34
3.6.3 Evaluación de las medidas de ahorro de energía.....	36
3.7. Cargas máximas en régimen de invierno.	37
3.7.1 Carga real de calefacción.	37
3.7.2 Cargas sin medidas de ahorro de energía.	38
3.7.3 Evaluación de las medidas de ahorro de energía.....	39
3.8. Cargas por locales.....	40
4. Estudio de alternativas.....	42
4.1 Refrigeración	42
4.1.1 Estudio general.....	42
4.1.2 Estudio de bomba de Calor refrigerada con agua de pozo.....	43
4.1.3 Estudio de la máquina de absorción.	44
4.1.4 Comparativa de bomba de calor – absorción	46
4.2 Régimen de invierno.	47
4.2.1 Estudio general.....	48
4.2.2 Comparativa entre la caldera y la bomba agua-agua.	50
5. Sistema de producción.....	51
5.1 Bomba de calor	51



5.1.1 Principio de funcionamiento	51
5.1.2 Equipo seleccionado.....	53
5.1.3 Condiciones de funcionamiento	54
5.1.4 Bomba de pozo.....	56
5.1.5 Calculo del coeficiente de operación COP.	57
5.1.6 Intercambiadores de calor	57
5.2 Esquema de principio	59
5.3 Regulación.	61
5.4 Medidas de seguridad.....	62
6. Unidades terminales	63
6.1 Ventilación.....	63
6.1.1 Unidad de tratamiento de aire.....	64
6.1.2 Difusores de impulsión.....	66
6.1.3 Rejillas de extracción.....	67
6.2 Suelo radiante.	68
6.2.1 Criterios de selección:	68
6.2.2 Ventajas:.....	69
6.2.3 Componentes	71
6.2.4 Diseño.....	73
7. Cálculo de tuberías y conductos.....	80
7.1 Conductos aire ventilación.....	80
7.2 Cálculo de tuberías.....	82
7.2.1 Cálculo de pérdida de cargas	82
7.2.2 Circuitos de suelo radiante.....	82
7.2.3 Circuito climatizador	84
7.2.4 Circuito primario	86
8. Medidas de ahorro de energía.....	87



1. Generalidades

1.1 Objeto

El presente documento tiene por objeto el diseño de la instalación de climatización de un edificio de oficinas de nueva construcción y realizar un estudio de las diferentes alternativas energéticas para elegir la que más ahorro produzca.

La climatización del siguiente edificio pretende establecer unas condiciones internas de temperatura, humedad y pureza del aire que logren que los ocupantes se encuentren el mejor estado de confort posible. A su vez estas condiciones deben de lograrse de la manera más eficiente, logrando la menor pérdida de energía posible, y el máximo aprovechamiento de los equipos.

Para conseguir tal finalidad se muestra en este documento y en los restantes el diseño de la instalación, las condiciones de cálculo, los cálculos justificativos necesarios, los materiales empleados y todas las medidas adoptadas para obtener un rendimiento óptimo de la instalación cumpliendo con la normativa vigente.

1.2 Emplazamiento

El terreno en donde se ubicará el proyecto se encuentra en la Plataforma Logística Plaza, parcela CINS, en el término municipal de Zaragoza, zona climática D3 según el documento HE de ahorro de energía del Código Técnico de la Edificación.



Figura 1: Emplazamiento del edificio



Memoria

Se encuentra en un polígono industrial dedicado a la logística y con amplias avenidas a ocho kilómetros de la ciudad. El emplazamiento puede consultarse en el plano 01 “Plano de situación”.

En el terreno existe la posibilidad del aprovechamiento del nivel freático según muestra el instituto geológico y minero de España y por diversos aprovechamientos de pozos de agua en la zona. Este nivel freático se encuentra entre 10 y 15 metros.

1.3 Normativa vigente

En la realización de este proyecto y en la ejecución de la instalación se ha tenido en cuenta las disposiciones de los Reglamentos y Normativas vigentes en España para este tipo de instalaciones:

- Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Técnicas Complementarias y posteriores correcciones.
- Código Técnico de la edificación (CTE).
- Normas UNE de aplicación.

1.4 Características de la edificación

Por la propia configuración del edificio la planta baja se encuentra dividida en dos partes por una zona de acceso que comunica la entrada principal que da al vial rodado perimetral con el acceso que da a la plaza. Se encuentra retranqueada con respecto a las plantas superiores de modo que se enfatiza el vuelo del volumen de vidrio.

En el núcleo de servicios se sitúan las escaleras, ascensores y aseos generales de planta, junto con los huecos previstos para instalaciones.

Siguiendo el esquema mencionado las plantas superiores se organizan con una zona de tránsito paralela al núcleo y desde la que se accede a las zonas administrativas que se plantean, pero que se podrían agrupar de diversos modos hasta configurar el esquema de planta libre que se plantea o bien configurar oficinas independientes.

Las plantas de oficinas sólo se diferencian por la posible distribución del espacio y por la zona de entrada de luz situada en la esquina central. En torno a este espacio se crea una zona libre con acceso en algunos casos a unos espacios exteriores previstos como zonas de descanso y de estar en cada una de las plantas de oficinas.

La planta cuarta se encuentra retranqueada con respecto a las anteriores.



Memoria

Sobre ella como ya se ha mencionado, se sitúa una zona prevista para las instalaciones y que queda englobada dentro del volumen macizo del edificio.

El edificio no reposa sobre el suelo, sino que lo hace sobre una serie de sotanos y aparcamientos comunes para todos los edificios de la rotonda.

La zonificación del edificio se ha decidido realizar según el uso de cada una de estas y de las cargas internas a las que va a estar sometido. No se va a climatizar los locales dedicados a escaleras, limpieza, mantenimiento e instalaciones. Las zonas en las que se ha dividido la superficie a climatizar son las siguientes:

Planta baja	
Vestibulo	226,78 m ²
Oficina 1	672,00 m ²
Oficina 2	626,14 m ²
Baños	47,1 m ²
Planta 1	
Pasillo	139,37 m ²
Oficina	1.487,90 m ²
Baños	47,1 m ²
Planta 2	
Pasillo	139,37 m ²
Oficina	1.488,52 m ²
Baños	47,1 m ²
Planta 3	
Pasillo	139,37 m ²
Oficina	1.488,52 m ²
Baños	47,1 m ²
Planta 4	
Pasillo	139,37 m ²
Oficina	1.352,54 m ²
Baños	47,1 m ²
Total	8175.18 m ²

Tabla 1: Zonificación del edificio

1.5 Uso del edificio

Está previsto un horario fijo del edificio de 10 h diarias. Este sería de 8h de la mañana a 2 h de la tarde y de 4 h de la tarde a 10 h de la noche. Este horario se realizara durante todo el año excepto durante el mes de agosto que el edificio permanecerá cerrado. En horario de fuera de trabajo el edificio puede estar ocupado por personal de mantenimiento o de limpieza pero en tal caso no se pondrán en funcionamiento las instalaciones.



Memoria

Según la zonificación del edificio e independientemente de cada planta las zonas tienen diferentes usos, aunque el horario será el mismo para todas. La zona de oficinas será el núcleo central de trabajo y donde se producirá la mayor carga térmica. El pasillo y el vestíbulo será destinado únicamente como zona de tránsito y los baños como lugar de aseo.

1.6 Ocupación

La ocupación máxima se producirá cuando se encuentre todo el personal de la empresa en su puesto de trabajo. La ocupación total del centro teniendo en cuenta que no se produce simultáneamente en todos los espacios es de 150 personas por planta, teniendo en cuenta el personal administrativo y de mantenimiento.

Esta ocupación máxima se utilizará para dimensionar el sistema primario de producción de energía.

Para dimensionar las climatizadoras y los sistemas de distribución se han tenido en cuenta el máximo número de personas en cada zona. Esta nos ha sido proporcionada por el gestor del edificio o se ha estimado según la actividad a realizar.

1.7 Resumen del presupuesto

TOTAL PRESUPUESTO 383.399,9 €

El presupuesto para la instalación de climatización del edificio de oficinas en Zaragoza asciende a TRESCIENTOS OCHENTA Y TRES MIL TRESCIENTOS NOVENTA Y NUEVE Y NOVENTA céntimos de euro.

1.8 Lugar, fecha y firma de los responsables del proyecto

En Zaragoza a fecha 31 de agosto de 2011

El ingeniero técnico,

Fdo. Jose Miguel Martinez Masa



2. Limitación de la demanda

El Código Técnico de la Edificación en la sección HE1 de Ahorro de Energía, limitación de la demanda dice que la demanda energética de los edificios de nueva construcción debe quedar limitada en función del clima de la localidad en la que se ubica.

El edificio se encuentra en Zaragoza, lo que le corresponde una zona de régimen de invierno D y una zona de régimen de verano 3. Por lo tanto la zona climática donde se ubica el edificio es D3. A su vez al tratarse de un edificio de oficinas por lo tanto habitable la carga interna será alta.

Por lo tanto los parámetros característicos de los cerramientos y particiones interiores que componen la envolvente térmica tienen que ser menores a los valores límites establecidos para su zona climática dicha anteriormente, zona D3.

ZONA CLIMÁTICA D3

Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno	$U_{Lim}: 0,66 \text{ W/m}^2 \text{ K}$
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 huecos	Transmitancia límite de huecos ⁽¹⁾ $U_{Hlim} \text{ W/m}^2 \text{ K}$				Factor solar modificado límite de huecos F_{Hlim}					
	N	E/O	S	SE/SO	Baja carga interna			Alta carga interna		
					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

Tabla 2. Valores límite de transmitancia y factor solar modificado.

Se va a proceder a limitar la demanda mediante la opción simplificada. Esta consiste en el control indirecto de la demanda mediante la limitación de los parámetros característicos de los cerramientos y particiones interiores que componen la envolvente térmica. Esta comprobación se realizará a través de la comparación de los valores obtenidos en el cálculo con los valores límites permitidos dados anteriormente. Estos parámetros son la transmitancia térmica U y el factor solar modificado F.



La opción simplificada solo se puede aplicar si el porcentaje de huecos en las fachadas es inferior al 60% de la superficie total. Solo se permitirá en aquellas fachadas cuya superficie suponga menos de un 10% de la superficie total.

	Fachada (m ²)	Huecos (m ²)	Porcentaje (%)
N	584,22	150,34	26
E	249,18	116,22	47
O	45,60	7,00	15
S	921,75	360,72	39
NO	499,73	86,70	17
SE	526,42	232,06	44
SO	77,06	33,16	43

Tabla 3: Porcentaje de huecos en cada fachada

2.1 Transmitancia de cerramientos opacos.

El cálculo se aplica a la parte opaca de todos los cerramientos en contacto con el aire exterior. La transmitancia térmica U (W/m²K) viene dada por la siguiente expresión:

$U=1/ RT$, siendo:

Rt: La resistencia térmica total del componente constructivo [m² K/ W] debe calcularse como la suma de las resistencias térmicas de cada capa y las resistencias térmicas superficiales correspondientes al aire interior y exterior tomadas tabla E1 del documento "HE1 Limitación de la demanda energética" del Código Técnico de la Edificación según la posición del cerramiento y dirección del flujo de calor.

La resistencia térmica de una capa térmicamente homogénea viene definida por la expresión:

$R= e/ \lambda$, siendo:

E: espesor de la capa [m].

λ : la conductividad térmica de diseño del material que compone la capa, calculada a partir de valores térmicos declarados según la norma UNE EN ISO 10456 o tomada de documentos reconocidos.

2.1.1 Transmitancia de los muros de fachada.

A continuación vamos a detallar los distintos muros de fachada que componen la envolvente térmica del edificio. Los distintos componentes de los conforman así como el cálculo de las



resistencias térmicas de los materiales y de contacto con el aire pueden consultarse en el anexo 1.1. "Limitación de la demanda. Transmitancia de los cerramientos opacos".

c1. Cerramiento con sistema de fachada aquapanel outdoor 191/600 con características RF90, aislamiento acústico 65 db y resistencia térmica $3,4 \text{ m}^2 \text{ k/w}$. Compuesto por hoja exterior de vidrio laminar 4 mm. Templado +4 mm. Termoendurecido serigrafiado en cara 2 y pegado con silicona estructural, placa Knauf Aquapanel Outdoor, lámina Tyek, aislamiento de Lana de Roca $d=60 \text{ Kg/cm}^3$ y $e=40 \text{ mm.}$, placa Knauf, sujetado mediante subestructura de montantes de acero galvanizado tipo Knauf 100 mm. cámara de aire y hoja interior compuesta por dos placas Knauf (STD y STD-AL) entre los que se coloca aislamiento de lana de Roca $d=60 \text{ Kg/m}^3$ y $e=40 \text{ mm.}$, con subestructura de perfilera de 46 mm.

c2. Cerramiento de fachada ventilada de aplacado de piedra caliza Calatorao "envejecido" de 3 cm de espesor, dimensiones 50x110 cm., sobre estructura de anclaje de aluminio aleación 6063, incluso la formación de jambas y dinteles, anclajes a forjado (carga) y albañilerías (retención), con subestructura horizontal y vertical de aluminio, clip anti-vuelco, con uniones que impidan la transmisión galvánica aluminio-acero.

Una vez realizado los cálculos se establece unas transmitancias de 0,45 y 0,27 W/m²K que son menores a la transmitancia límite 0,66 W/m²K.

2.1.2 Transmitancia de la cubierta

A continuación vamos a detallar las características de la cubierta que del edificio. Los distintos componentes que los conforman así como el cálculo de las resistencias térmicas de los materiales y de contacto con el aire pueden consultarse en el anexo 1.1. "Limitación de la demanda. Transmitancia de los cerramientos opacos".

cu1. Cubierta plana transitable invertida con PAVIMENTO FILTRANTE sistema INTEMPER TF (sin formación de pendientes) compuesta de: capa regularizadora: capa de mortero de cemento M-5; capa separadora: fieltro sintético, geotextil, tipo FELTEMPER 300 P "INTEMPER"; lámina impermeabilizante: lámina impermeabilizante PVC-P RHENOFOL CG "INTEMPER"; 5cm aislamiento de poliestireno extruido tipo ROOFMATE y capa de protección: losas filtrantes FILTRÓN tipo R-9 "INTEMPER".

Se ha tenido que añadir lana de roca a los componentes de la cubierta para que fuera capaz de ser menor que la transmitancia límite.

Una vez realizado los cálculos se establece una transmitancia de 0,34 W/m²K en verano y 0,33 W/m²K en invierno que son menores a la transmitancia límite 0,38 W/m²k.



2.1.3 Transmitancia en suelos.

A continuación se detallan las características de los suelos del edificio. Este está sobre un conjunto de sótanos y aparcamientos por lo que no están en contacto con el terreno. Los distintos componentes que los conforman así como el cálculo de las resistencias térmicas de los materiales y de contacto con el aire pueden consultarse en el anexo 1.1. "Limitación de la demanda. Transmitancia de los cerramientos opacos".

Estos estarán formados por un grueso de hormigón entrevigado, así con una capa de poletileno y lana mineral que actuara de aislante. Todos contarán con una camará de aire no ventilada.

La solución adoptada para la distribución de frío y calor ha sido el suelo radiante. Para implementar esa solución es necesario incluir una plancha aislante de poliestireno expandido que sujete las tuberías y 5 cm de mortero de cemento sobre la generatriz de las tuberías.

Es espesor y la resistencia térmica media de la placa de poliestireno expandido y el recubrimiento resistente se han tomado del catálogo del fabricante.

Una vez realizados los cálculos se establece una transmitancia de 0,37 W/m²k medida únicamente para invierno ya que en verano la carga por transmisión del suelo no se medirá. Son menores a la transmitancia límite que es de 0,49 W/m²k.

2.2 Transmitancia térmica de huecos.

La transmitancia térmica de los huecos U_h (W/m²K) se determinará mediante la siguiente expresión:

$$U = (1-FM) U_v + FM \cdot U_m$$

U_v : Transmitancia térmica de la parte semitransparente.

U_m : Transmitancia térmica del marco

FM la fracción del hueco ocupada por el marco.

A continuación se detallan los diferentes tipos de hueco que se encuentran en el edificio. Los valores de las transmitancias de los diferentes tipos de huecos vienen dadas en el anexo 1.2. "Limitación de la demanda. Transmitancia y factor solar de los huecos".

Escaparate: Cerramiento acristalado exterior de aluminio en escaparate de planta baja. Suministro y colocación de carpintería de aluminio, compuesta con perfiles tipo Schuco o similar según norma UNE 38.335, con aleación AGS/T5, de 84 mm. de profundidad en los perfiles de marco, acabado anodizado natural directo-pulido químico bajo sello de calidad



Qualicoat. Precerco de aluminio, y conexión de los mismos a la estructura principal o fábrica e incluso parte proporcional de remates de aluminio.

Ventanas abatibles y fijas: Cerramiento acristalado exterior de aluminio con puertas y ventanas basculantes. Suministro y colocación de carpintería de aluminio tipo A según memoria de carpintería y detalles, compuesta de módulos fijos y módulos basculantes, con perfiles serie Schuco o similar con rotura de puente térmico de triple cámara con regletas de poliamida, de 65mm profundidad en los perfiles de marco y 75mm de profundidad en la hoja, acabado anodizado natural directo-pulido químico bajo sello de calidad Qualicoat. Precercos de tubo rectangular de aluminio, y conexión de los mismos a la estructura principal o fábrica e incluso parte proporcional de remates de aluminio.

Ventanas plantas intermedias: Ventanas abatibles vidrio doble acristalamiento 3+3/12/4 y vidrio exterior 4+4 mm. delacado y pegado exteriormente y en las que sean fijas un doble acristalamiento 6+6/20/4+4.

Para los porcentajes de huecos determinados antes en la tabla 2, la norma da unas transmitancias térmicas diferentes. En nuestro caso para la orientación Este con un 47% de huecos tenemos una transmitancia límite de 2,5 W/m²K, y nuestro caso es de 1,88 W/m²K.

2.3 Factor solar modificado en huecos

El factor solar modificado en el hueco F_h se determinará utilizando la siguiente expresión:

$$F = F_s \cdot \left[(1-FM) \cdot g_{\perp} + FM \cdot 0,04 \cdot U_m \cdot \alpha \right]$$

F_s: Factor de sombra del hueco obtenido de tablas en función del dispositivo de sombra

FM: Fracción del hueco ocupada por el marco

g_⊥: Factor solar de la parte semitransparente del hueco

U_m: Transmitancia térmica del marco del hueco

α: la absorptividad del marco obtenida de la tabla E.10 del documento HE1 "Limitación de la demanda energética" del Código Técnico de la Edificación en función de su color.

Los valores de los factores solares modificados de los diferentes tipos de huecos vienen dadas en el anexo 1.2. "Limitación de la demanda. Transmitancia y factor solar de los huecos".

Al haber tanto porcentaje de huecos en el edificio este cuenta con una serie de retranqueos y voladizos en las ventanas que mejoran el factor de sombra. Además el bloque de escaparate de la planta baja y de la cuarta planta cuenta con una serie de lamas que aun incrementan más el factor de sombra.



Factor de sombra

S	SE/SO	E/O			
0,64	0,82	0,86	Voladizo	$0,5 < L / H \leq 1$	$0,2 < D / H \leq 0,5$
0,51	0,59	0,71	Retranqueo	$0,1 < R/W \leq 0,2$	$0,2 < R/H \leq 0,5$

Lamas 45 °	S	E	O	SO	SE
	0,41	0,45	0,41	0,48	0,4

Tabla 4: Factor de sombra conforme a cada elemento y orientación. Tablas E11 y E 12 del documento HE1 “Limitación de la demanda energética” del Código Técnico de la Edificación.

Los valores para los distintos huecos según su orientación aparecen en el anexo 1.2. “Limitación de la demanda. Transmitancia y factor solar de los huecos”.

En el Código Técnico de la Edificación no se tiene en cuenta la carga por radiación en las fachadas norte por lo que tampoco se indican los factores de sombra. Nosotros sí que la hemos tenido en cuenta y tomaremos el factor de sombra menor que se produzca en cualquiera de las otras orientaciones y con los mismos elementos.

Una vez realizado los cálculos y teniendo en cuenta que para la zona D3 y un porcentaje de huecos del 45% el factor solar modificado límite son 0,35 W/m² K, se establece que en nuestro caso para la orientación este obtenemos un factor solar de 0,23 W/m² K.

Se puede comprobar que si no se tuviera en cuenta esta serie de voladizos y retranqueos el factor solar modificado no cumpliría con el límite que establece la opción simplificada.

2.4 Opción simplificada

Las fichas de la opción simplificada que exige el Código Técnico de la edificación pueden consultarse en el anexo 1.2 “Limitación de la demanda. Opción Simplificada”.



3. Estimación de la demanda térmica

3.1 Condiciones exteriores.

Las condiciones exteriores de una localidad vienen definidas por la temperatura seca, la temperatura húmeda, la velocidad y la dirección del viento. La temperatura seca que se fija en cada población no es la máxima acaecida en dicho lugar, sino es aquella que es sobrepasada un tanto por cien de las horas. El tanto por cien comentado se conoce como nivel percentil (NP).

Como nos indican en el manual de climatización de J.M Pinazo el NP que debemos utilizar para las condiciones de verano es el de 1% correspondiente a salas de ordenadores, y observando en la tabla 6.1 del mismo manual las condiciones climáticas en Zaragoza, concretamente en el aeropuerto de Sanjurjo son:

LOCALIDAD	Alt. m	Lat.	Long.	Viento m/s	Ts/Th coincidentes (°C)			OMD (°C)	OMA (°C)
					1%	2,5%	5%		
Zaragoza (Sanjurjo)	240	41°40'N	1°1'W	ONO 7,4	34,9/22,5	33,3/21,8	31,5/21,1	13,1	38,3

Estas magnitudes varían a lo largo del día y a lo largo de año por lo que se recurre a la asignación de variaciones típicas de dichas variables como se indican en la norma UNE 100014 en las tablas 1 y 2.

OMA (°C)	MES								
	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV
45	13,5	8,9	4,4	1,7	0,0	0,0	2,4	6,7	11,5
40	7,5	5,0	2,2	0,6	0,0	0,0	1,3	3,9	8,0
35	5,7	4,2	2,0	0,6	0,0	0,0	1,1	3,1	6,2
30	3,2	2,7	1,7	0,6	0,0	0,0	1,1	2,2	4,3
25	2,2	1,7	1,0	0,6	0,0	0,0	0,9	1,7	3,3
20	1,7	1,2	0,8	0,5	0,0	0,0	0,7	1,2	2,5

Tabla 5 : Corrección de la temperatura seca en función del mes.



OMD	HORA SOLAR										
	(°C)	6	8	10	12	14	15	16	18	20	22
6	6	5,3	4,1	2,8	0,6	0,0	0,6	1,1	2,9	4,7	5,6
8	8	6,5	4,9	2,8	0,6	0,0	0,6	1,1	3,3	5,4	7,5
10	10	7,3	5,3	2,8	0,6	0,0	0,6	1,4	3,7	5,9	8,4
12	12	8,1	5,6	2,8	0,6	0,0	0,6	1,7	4,1	6,5	9,2
14	14	8,9	5,6	2,8	0,6	0,0	0,6	1,7	4,4	7,2	10,0
16	16	9,7	6,4	3,2	0,6	0,0	0,6	2,1	5,3	8,1	11,3
18	18	10,8	7,2	3,6	0,6	0,0	0,6	2,7	6,1	9,1	12,5
20	20	11,9	8,0	4,0	0,6	0,0	0,6	3,4	6,9	10,3	13,8
22	22	13,2	8,8	4,4	0,6	0,0	0,6	3,8	7,7	11,6	15,4
24	24	14,0	9,2	4,5	0,9	0,0	0,9	4,2	8,5	12,7	16,6

Tabla 6 : Corrección de la temperatura seca en función de la hora.



OMD	HORA SOLAR											
	(°C)	6	8	10	12	14	15	16	18	20	22	24
6		1,3	1,2	1,1	0,6	0,0	0,0	0,0	0,6	0,6	1,2	1,3
8		2,1	1,6	1,1	0,6	0,0	0,0	0,0	0,6	0,6	1,6	2,1
10		2,2	2,0	1,4	0,6	0,0	0,0	0,0	0,6	0,9	1,7	2,2
12		2,4	2,2	1,7	0,6	0,0	0,0	0,0	0,6	1,1	1,7	2,4
14		2,8	2,2	1,7	0,6	0,0	0,0	0,0	0,6	1,1	1,7	2,8
16		3,2	2,6	1,7	0,6	0,0	0,0	0,0	0,6	1,5	2,1	3,2
18		3,6	3,1	1,9	0,8	0,0	0,0	0,0	0,6	1,7	2,5	3,6
20		4,1	3,4	2,2	1,1	0,0	0,0	0,0	0,7	1,8	2,9	4,1
22		4,9	3,8	2,2	1,1	0,0	0,0	0,0	1,1	2,2	3,3	4,9
24		5,4	3,9	2,6	1,1	0,0	0,0	0,4	1,1	2,2	4,0	5,4

Tabla 7: Corrección de la temperatura húmeda en función de la hora.

OMA	MES									
	(°C)	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV
45		7,2	5,0	2,2	1,1	0,0	0,0	1,1	3,3	6,1
40		3,6	2,4	1,1	0,0	0,0	0,0	0,8	2,2	3,8
35		2,9	2,0	1,1	0,0	0,0	0,0	0,6	1,7	3,1
30		1,7	1,6	1,0	0,0	0,0	0,0	0,6	1,1	2,1
25		1,5	1,1	0,5	0,0	0,0	0,0	0,4	0,9	1,7
20		1,2	0,8	0,3	0,0	0,0	0,0	0,2	0,5	1,4

Tabla 8: Corrección de la temperatura húmeda en función del mes.

Teniendo en cuenta en horario de trabajo de las oficinas y que debemos de escoger la temperatura máxima de proyecto, obtenemos que en junio y para las 15 horas solares (17 horas civiles) los OMD y OMA serán 0, por lo que no se producirá variación.

También se ha de contar con otros factores como son la altura o el hecho de encontrarse dentro de la ciudad. Como hemos visto antes nuestro local está situado en un polígono en el exterior de la ciudad y a la misma altura que el aeropuerto donde se toman las medidas de temperatura, por lo que tampoco se producirán variaciones debido a estos factores.



Memoria

Para las condiciones de invierno volvemos a observar en el manual de climatización de J.M Pinazo en la tabla 6.7. En este caso utilizaremos un NP del 97.5 %.

Temperatura Sanjurjo 97.5% : -2,3 °C.

En el caso del invierno no se tomarán en cuenta las variaciones ni por hora ni por mes.

En resumen las condiciones climáticas para nuestro proyecto serán las siguientes.

Invierno

Localidad	NP(%)	TS (°C)
Zaragoza	97,5	-2,3

Verano

Localidad	NP(%)	TS (°C)	TH (°C)
Zaragoza	1	34,9	22,5

3.2. Condiciones interiores

Las condiciones climáticas interiores se establecen en el RITE 1826/2009

La temperatura del aire en los recintos habitables acondicionados que se indican en la I.T 3.8.1 apartado 2 se limitará a los siguientes valores:

- La temperatura del aire en los recintos calefactados no será superior a 21°C, cuando para ello se requiera consumo de energía convencional para la generación de calor por parte del sistema de calefacción.
- La temperatura del aire en los recintos refrigerados no será inferior a 26 °C, cuando para ello se requiera consumo de energía convencional para la generación de calor por parte del sistema de refrigeración.
- Las condiciones de temperatura anteriores estarán referidas al mantenimiento de una humedad relativa comprendida entre el 30% y el 70%.

Las limitaciones anteriores se aplicarán exclusivamente durante el uso, explotación y mantenimiento de la instalación térmica, por razones de ahorro de energía, con independencia de las condiciones interiores de diseño establecidas en la I.T. 1.1.4.1.2 o en la reglamentación que le hubiera sido de aplicación en el momento del diseño de la instalación térmica.



3.2.1 Zona ocupada.

Las condiciones interiores de diseño de la instalación proyectada deben satisfacerse solo en la zona ocupada. Las dimensiones típicas de esta aparecen en la tabla ...:

Distancia de la superficie interior de		Intervalo típico (m)	Valor por defecto(m)
Suelos (límite inferior)	A	0,00 a 0,20	0,05
Suelos (límite superior)	B	1,30 a 2,00	1,80
Ventanas y puertas externas	C	0,50 a 1,50	1,00
Aparatos de Calefacción, Ventilación y Acondicionamiento de aire (HVAC)	D	0,50 a 1,50	1,00
Paredes externas	E	0,15 a 0,75	0,50
Paredes internas	F	0,15 a 0,75	0,50
Puertas, zonas de tránsito etc.	G	Acuerdo especial	-

Tabla 9 : Dimensiones de la zona ocupada.

3.2.2 Condiciones del aire interior.

Según la modificación del RITE anteriormente expuesta la temperatura en verano no puede bajar de los 26°C y en invierno no puede subir de los 21°C.

Por lo tanto como condiciones internas de cálculo se han escogido estas dos medidas máximas, 26°C para verano y 21°C para invierno. Para elegir la humedad relativa necesitamos realizar una serie de pasos que haremos en el apartado correspondiente.

En el boletín electrónico del IDEA nº 49 de febrero de 2010 se publicó un artículo que estudiada el porcentaje de personas insatisfechas en función de la temperatura y de la humedad relativa.

Comparativa condiciones diseño RITE – Real Decreto 1829/2009

Variaciones de humedad y temperatura



Se ha analizado el porcentaje de personas insatisfechas para distintas condiciones de humedad relativa y temperatura tomando como base las condiciones de vestimenta y actividad metabólica fijadas por el RITE.

Se han comparado los resultados en cuanto al PPD comparando distintos valores de humedades relativas y temperaturas secas, siendo los resultados los que se recogen a continuación.

Se han utilizado los siguientes valores para el resto de variables:

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

			Humedad relativa								
			30	35	40	45	50	55	60	65	70
Temp. seca [°C]	INV	21	7,43%	7,05%	6,71%	6,39%	6,11%	5,86%	5,64%	5,46%	5,30%
		22	5,31%	5,18%	5,08%	5,02%	5,00%	5,01%	5,06%	5,14%	5,26%
		23	5,20%	5,34%	5,53%	5,76%	6,03%	6,34%	6,69%	7,08%	7,51%
	VER	23	19,08%	18,01%	16,99%	16,01%	15,07%	14,17%	13,32%	12,51%	11,73%
		24	10,50%	9,81%	9,16%	8,56%	8,01%	7,50%	7,05%	6,63%	6,27%
		25	5,89%	5,61%	5,39%	5,21%	5,09%	5,02%	5,00%	5,03%	5,12%
		26	5,21%	5,39%	5,64%	5,94%	6,30%	6,72%	7,19%	7,73%	8,33%

Tabla 10: Porcentaje de las personas insatisfechas en función de las condiciones interiores.

Analizando la tabla podemos comprobar que para las condiciones de diseño de nuestro proyecto en verano, 26 °C y una humedad relativa del 55%, el porcentaje de insatisfechos es tan solo de un 6,72 %. Comparándolo con el porcentaje de insatisfechos que se daría tomando las condiciones del anterior RITE de 25°C que sería de un 5,02 %, vemos que la diferencia de insatisfechos no significativa.

Para el régimen de invierno las condiciones son las mismas que en el anterior RITE por lo que no se producen diferencias en el confort.

A su vez vamos a realizar un estudio de la variación de las cargas térmicas en función de la temperatura para comprobar si el aumento de un grado es útil.

T int (°C)	Demanda (W)
27	433750
26	455478
25	477205
24	498873
23	520660

Tabla 11: Demandas producidas en función de la temperatura interior.



Comprobamos que la demanda aumenta un 4% por cada grado de temperatura que bajamos, por lo que el ahorro de energía es obvio. A continuación exponemos los resultados en una tabla para realizar una comparación visual.

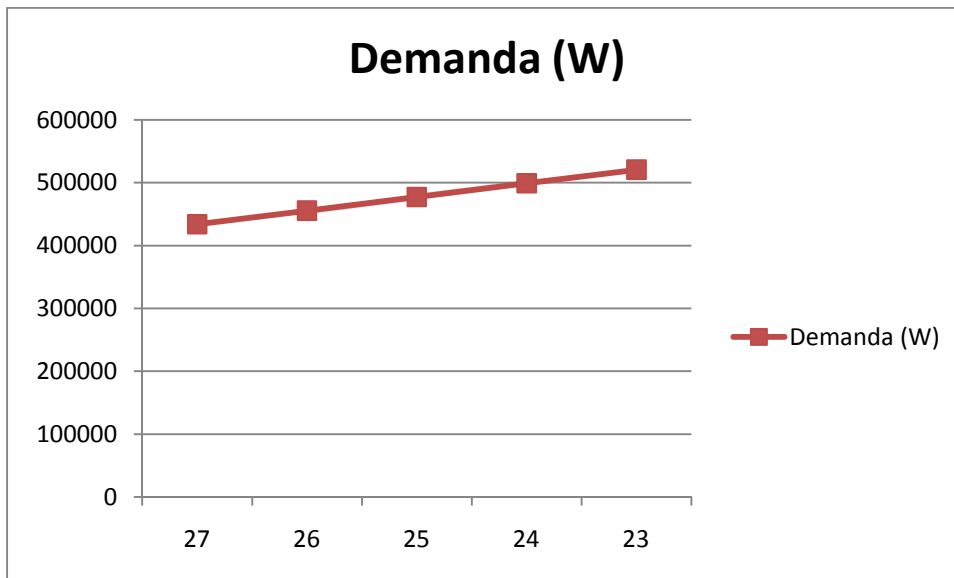


Figura 2: Comparación visual de la demanda en función de la temperatura interior.

No hemos hecho este estudio para el régimen de invierno debido a que las condiciones son las mismas que en el RITE anterior.

Aunque se va a calcular las demandas para las temperaturas anteriormente citadas se insta a una utilización de temperaturas de 27°C en verano y 21°C en invierno, con ello ahorramos energía y las condiciones de confort siguen sin verse disminuidas.

3.2.3 Condiciones de humedad relativa interior en verano

La humedad relativa interior depende del tipo de cargas del local y de las condiciones del aire de impulsión. Para calcularla debemos hallar el **factor de calor sensible**, que es un indicador de la proporción de carga sensible respecto de la total.

$$\text{FCS} = \frac{\text{Q LOCAL sensible total}}{\text{Q LOCAL total}}$$

En el cálculo del calor sensible no se tiene en cuenta la carga debida a ventilación puesto que esta carga se vence en el recuperador de calor de la UTA, de manera que solo se contabilizan las cargas que se vencen en el local.

A continuación se muestran los dos métodos de cálculo.



Memoria

Método 1: Fijar condiciones de impulsión

- Estimación humedad relativa $HR_o = 50\%$
- Cálculo de la demanda térmica y FCS
- Fijar las condiciones de impulsión
- Trazar la recta de acción FCS por las condiciones de impulsión
- Obtención de la Humedad relativa interior HR_1
- Cumple las condiciones del RITE.

Método 2: Fijar humedad relativa interior

- Fijar humedad relativa interior
- Cálculo de la demanda térmica y FCS
- Trazado de la recta de acción por las condiciones interiores
- Obtención de la temperatura de impulsión con $HR = 90\%$

Se ha realizado a través de los dos métodos y nos hemos decantado por el método 1 ya que con el método 2 obteníamos temperaturas de impulsión muy bajas que podrían resultar molestas.

Siguiendo entonces los pasos que se definen en el esquema anterior, hemos calculado primero el FCS de todo el edificio tomando una humedad relativa del 50%. Como hemos dicho anteriormente esta humedad relativa no nos influye en el FCS ya que las cargas de ventilación no se emplean para el cálculo de este. Como veremos en el apartado correspondiente este nos da un valor de 0,9. A continuación fijamos las condiciones de impulsión, nosotros hemos elegido $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ con una temperatura del bulbo húmedo de $17,4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Trazando la recta de acción del local por estas condiciones de impulsión y haciéndola coincidir con la temperatura interior de $26\text{ }^{\circ}\text{C}$ nos da la humedad relativa interior que es de 55%.

A continuación se muestra la figura del ábaco psicrométrico con las diferentes condiciones que tiene el aire en sus etapas.

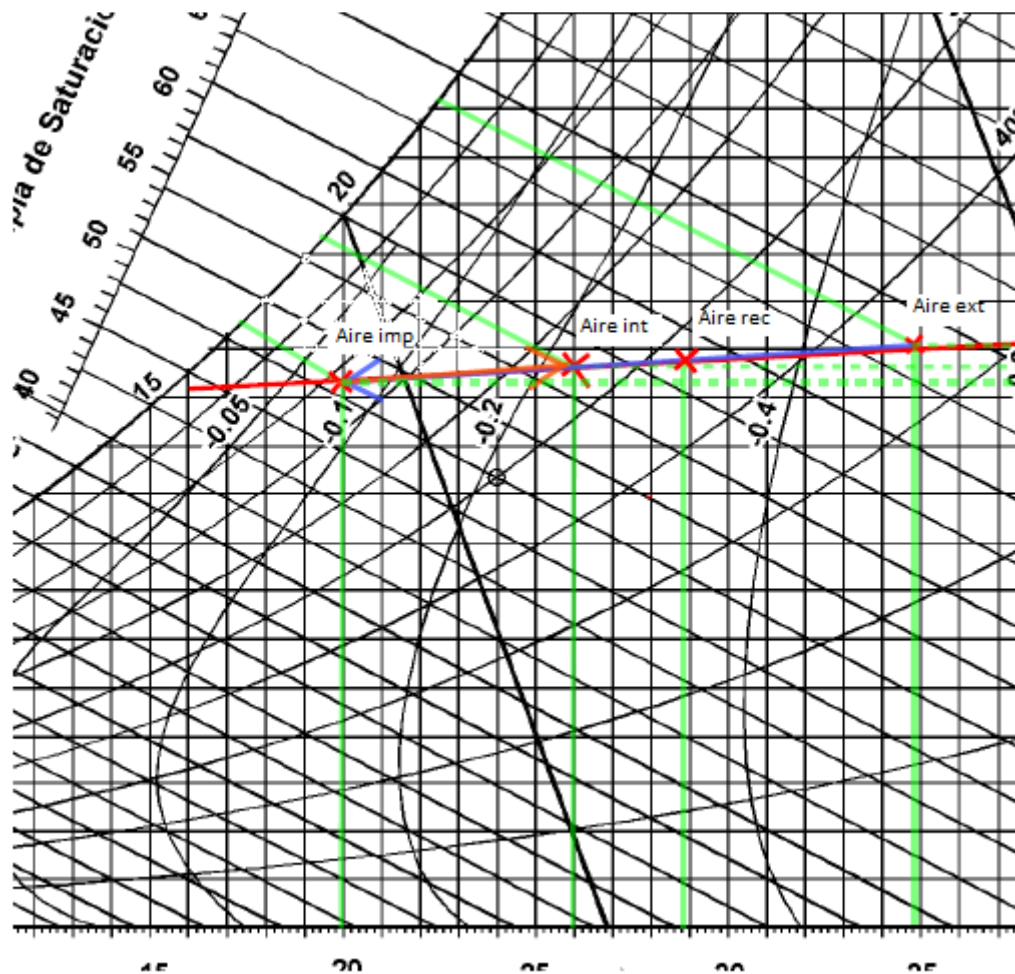


Figura 3: Representación de la recta de acción media del edificio.

3.3. Metodología de cálculo de las cargas de refrigeración.

Para la determinación de la demanda de refrigeración se han realizado los cálculos propuestos en el Manual de climatización de Jose Manuel Pinazo Ojer y se han tenido en cuenta las siguientes cargas térmicas:

3.3.1 Cargas a través de paredes techos y suelos.

A continuación se explica el método empleado para el cálculo de la carga de refrigeración por cerramientos opacos.



$$Q_{sen} = A \cdot U \cdot (T_{eq} - T_{sL})$$

La temperatura seca equivalente de un cerramiento, se define como aquella temperatura que deberemos suponer al ambiente exterior, para aplicando la ecuación de transmisión en régimen unidireccional en un muro, nos proporcione el flujo de calor real que se produce por la superficie interior en nuestro edificio en un instante dado.

El cálculo de la temperatura seca equivalente depende de varios factores. La temperatura seca exterior máxima al nivel de percentil seleccionado; la corrección de temperatura horaria y por mes; la corrección de temperatura correspondiente a la altura del emplazamiento. Así pues esta temperatura también se verá afectada por la inercia de los muros, que dependerá del tipo de muro, el color y la reflexión de los alrededores.

$$T_{eq} = T_{seq - es\ tan\ dar} + (T_{s, ext, máx, NP} - 29,2 \pm \Delta T_{ciudad}) + \Delta T_{seq - mes} + \Delta T_{seq - hora} - \Delta z_{150} + \rho g - 0,2 \cdot CRA$$

$T_{seq - es\ tan\ dar}$ - Temperatura seca exterior calculada en unas condiciones estándar. (Tabla 7.16 Manual climatización J.M. Pinazo).

$T_{s, ext, máx, NP}$ - Temperatura seca exterior máxima de proyecto fijada para cada localidad con un determinado nivel percentil función de la actividad del local climatizado. (UNE_100001).

ΔT_{ciudad} - Aproximadamente 2°C dependiendo el signo de la posición relativa Centro metereológico respecto a instalación.

$\Delta T_{seq - mes}$ - Fluctuación para variaciones anuales de la temperatura en cada localidad. (Tabla 7.17 Manual de climatización J.M Pinazo).

$\Delta T_{seq - hora}$ - Fluctuación para variaciones diarias de temperatura en cada localidad. (Tabla 6.2 Manual de climatización de J.M Pinazo).

Δz - Diferencia de cotas entre el lugar objeto estudio y la estación metereológica tomada como referencia. (Tabla 7.16 Manual de climatización J.M Pinazo).

ρg - Coeficiente de reflexión de alrededores. (Tabla 7.20 Manual de climatización J.M Pinazo).

CRA - Coeficiente corrector reflexión alrededores. (Tabla 7.19 Manual de climatización J.M Pinazo).

La expresión anterior de temperatura seca equivalente la usaremos cuando el muro esté en contacto con el aire exterior, si el muro estuviese en contacto con un local no acondicionado o con un recinto colindante acondicionado usaríamos las siguientes temperaturas secas:



1. Local no acondicionado:
Se calcularía también la temperatura seca exterior con la fórmula anterior y sería finalmente $T_{seq} = \frac{(T_{seq} + T_{seqlocal})}{2}$
2. Recinto colindante acondicionado:

En esta situación la temperatura seca a considerar es la del recinto acondicionado.

Para techos y suelos utilizaremos como temperatura seca equivalente la calculada de la misma manera que para muros en el caso de los techos cambiando las tablas Tseq – es tan dar que serán las de la .Tabla 7.21 Manual de climatización J.M Pinazo y en el caso de el suelo no se tendrán en cuenta las perdidas ya que serán negativas.

3.3.2 Cargas a través de superficies acristaladas.

En el caso de las superficies acristaladas la transmisión se produce de dos maneras, una por conducción-convección a través del cristal, y en segundo lugar por la transmisión de radiación solar incidente. Por lo tanto:

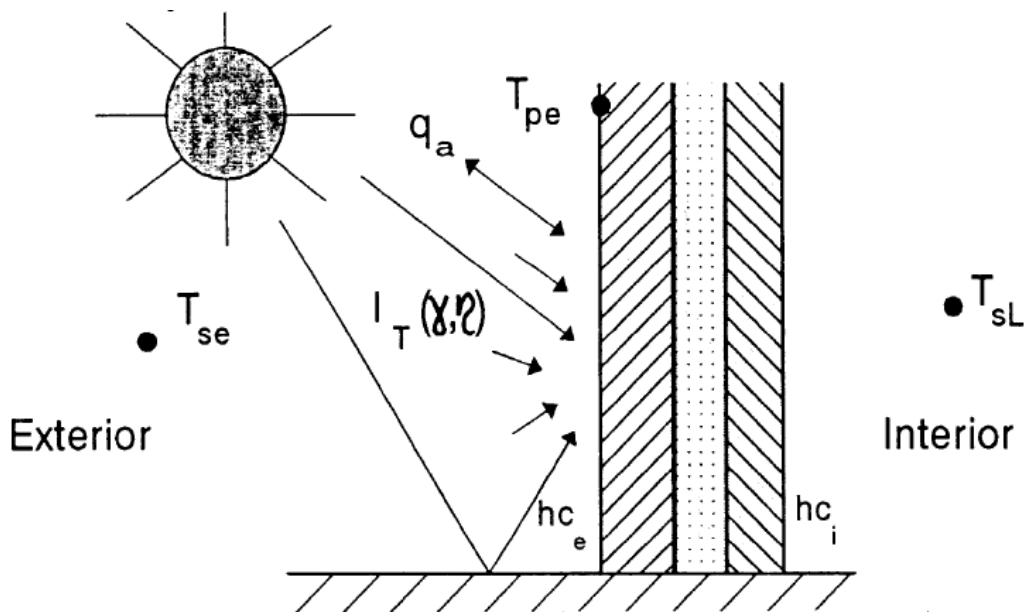


Figura 4: Transmisión de calor a través de huecos.

$$Q_{sen} = A. (q_{cc} + q_{tr})$$

q_{cc} - Flujo de calor por conducción-convección. (W/m²)

q_{tr} - Flujo de calor transmitido por radiación solar (W/m²)

. Transmisión de calor por conducción – convección.

$$q_{cc} = Uh. (T_{seq} - T_{seqlocal})$$



Memoria

Uh - Coeficiente global de transmisión (W/m² °C)

Tseq - Temperatura seca exterior proyecto. Se calcula del mismo modo que en caso de los muros.

Tseqlocal - Temperatura seca local del proyecto.

. Radiación que atraviesa la superficie acristalada.

$$q_{tr} = I \cdot F$$

I - Radiación máxima esperada para una latitud de 40 ° N, según su orientación. (Tabla 6.6 Manual de climatización de J.M Pinazo)

F - Factor solar modificado.

3.3.3 Carga debida a la ventilación.

En todas las instalaciones de aire acondicionado es necesario prever una cierta renovación del aire. Esto se realiza para introducir en el local la cantidad suficiente de oxígeno con el fin de que los ocupantes puedan respirar con comodidad y para eliminar olores.

En ventilación distinguiremos entre dos tipos de cargas, latente y sensible, que se obtienen de la siguiente manera:

$$Q_{sen} = V_{ev} \cdot c_{p_{aire}} \cdot \rho \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

$$Q_{lat} = V_{ev} \cdot h_{lg} \cdot \rho \cdot (w_{ext} - w_{int})$$

V_{ev} - Caudal volumétrico aire exterior ventilación (m³/s)

W - Humedad específica (kg/kg a.s)

P - Densidad (kg/m³)

C_p - Calor específico (J/Kg °C)

H - Calor de cambio de fase (J/Kg)

Para el cálculo del caudal volumétrico lo obtendremos de la siguiente tabla 11 de la norma UNE_EN_13779:2008 y por tratarse de un edificio de oficinas elegiremos una calidad del aire IDA 2 y establecemos la prohibición de fumar en todo el local.



Categoría	Unidad	Tasa de aire exterior por persona			
		Zona de no fumadores		Zona de fumadores	
		Intervalo típico	Valor por defecto	Intervalo típico	Valor por defecto
IDA 1	$m^3 \cdot h^{-1} \cdot persona^{-1}$	> 54	72	> 108	144
	$l \cdot s^{-1} \cdot persona^{-1}$	> 15	20	> 30	40
IDA 2	$m^3 \cdot h^{-1} \cdot persona^{-1}$	36 – 54	45	72 – 108	90
	$l \cdot s^{-1} \cdot persona^{-1}$	10 – 15	12,5	20 – 30	25
IDA 3	$m^3 \cdot h^{-1} \cdot persona^{-1}$	22 - 36	29	43 – 72	58
	$l \cdot s^{-1} \cdot persona^{-1}$	6 – 10	8	12 – 20	16
IDA 4	$m^3 \cdot h^{-1} \cdot persona^{-1}$	< 22	18	< 43	36
	$l \cdot s^{-1} \cdot persona^{-1}$	< 6	5	< 12	10

Tabla 12: Tasas de aire exterior por persona.

3.3.4 Carga debida a las infiltraciones.

Los edificios no son estancos y por las ventanas y puertas hay aire exterior no controlado que penetra en el edificio aportando carga sensible y latente. Esta es la carga más difícil de estimar por la gran subjetividad que conlleva su cálculo y dado que depende de la velocidad del viento incidente.

La carga por infiltración en el edificio es mínima comparada con el resto de cargas ya que se han instalado ventanas de aluminio de calidad con doble acristalamiento y rotura de puente térmico.

Pese a todo, para evitar posibles problemas de infiltraciones la solución adoptada será sobrepresionar el edificio impulsando más aire de ventilación que el aire que se tomará en el interior. De esta manera se conseguirá que en lugar de infiltraciones se produzcan escapes de aire interior por las posibles rendijas, lo que no constituye una carga térmica.

3.3.5 Carga debida a los ocupantes.

Como en el caso de ventilación la carga debida a los ocupantes también será de tipo sensible y latente:

$$Q_{sen} = n^{\circ} personas \cdot QP_{sen}$$

$$Q_{lat} = n^{\circ} personas \cdot QP_{lat}$$

QP_{sen} - Potencia térmica sensible desprendida por ocupante (W).

QP_{lat} - Potencia térmica latente desprendida por ocupante (W).

La potencia térmica tanto sensible como latente la obtendremos de la Tabla 7.38 del Manual de Climatización de J.M Pinazo.



ACTIVIDAD		CALOR		TEMPERATURA SECA						
		total (W)	27°C		25°C		23°C		21°C	
			CS	CL	CS	CL	CS	CL	CS	CL
Sentado reposo (teatro, cine...)	Hombre	115	62	53	76	39	87	28	87	28
	Mujer	90	56	34	66	24	67	23	67	23
	Media	103	59	44	71	31	77	26	77	26
Sentado trabajo muy ligero (Oficina...)	Hombre	139			84	55	100	39	105	34
	Mujer	109			73	36	81	28	82	27
	Media	124			78	46	90	34	94	30
Sentado trabajo ligero (mecanogra- fia, trab. montaje)	Hombre	185			93	92	111	74	129	56
	Mujer	145			79	66	94	51	109	36
	Media	165			86	79	103	62	119	46
De pie sin movimiento	Hombre	139			80	59	95	44	105	34
	Mujer	109			70	39	82	27	82	27
	Media	124			75	49	89	35	94	30
De pie trab.ligero (marcha reducida, tienda, bancos)	Hombre	235			94	141	112	123	130	105
	Mujer	185			83	102	99	86	115	70
	Media	210			89	121	106	104	123	87
De pie trab.moderado (taller, tomero marcha 1,3 m/s)	Hombre	255			104	151	124	131	144	111
	Mujer	200			92	108	109	91	127	73
	Media	227			98	129	116	111	135	92
De pie trab.pesado (ejercicio físico, baile,...)	Hombre	400			115	285	137	263	159	241
	Mujer	314			102	212	122	192	142	172
	Media	357			109	248	130	227	151	206
De pie trab. muy pesado (gimnasio)	Hombre	585			154	431	183	402	213	372
	Mujer	460			125	335	149	311	173	287
	Media	522			139	383	166	356	193	329

Tabla 13: Valores propuestos en función de la actividad física.

En algunos casos en los que no es frecuente que en el local se encuentren todos los ocupantes del mismo se utilizará un factor de simultaneidad que dependerá del local y del sentido común. El factor de simultaneidad lo obtendremos de la siguiente tabla 7.39 del Manual de climatización J.M Pinazo.



Oficinas	0,75 a 0,9
Apartamentos, hoteles	0,4 a 0,6
Grandes almacenes	0,8 a 0,9
Industria	0,85 a 0,95

Tabla 14: Factor de simultaneidad.

3.3.6 Carga debida a la iluminación.

La carga debida a la iluminación es toda sensible y se calcula de la siguiente manera:

$$Q_{sen}=PT$$

PT - Potencia de iluminación.

Con el mismo razonamiento que los ocupantes se puede usar un factor de simultaneidad que obtendremos de la siguiente tabla 7.41 del Manual de climatización J.M Pinazo:

Oficina	0,7 a 0,85
Apartamento, Hotel	0,3 a 0,5
Grandes almacenes	0,9 a 1
Industria	0,8 a 0,9

Tabla 15: Factor simultaneidad iluminación

La potencia de iluminación la obtendremos de la tabla 26 y 27 en la norma UNE_EN_13779=2005 o bien nos vendrá dada en las especificaciones técnicas del proyecto.

Como podemos ver al tratarse de un edificio de oficinas nuestro proyecto, el factor correspondiente tendría que estar comprendido entre 0,7 y 0,85 pero como se ha podido comprobar en la tabla 3 el porcentaje de huecos en las fachadas que dan a los locales de oficinas es muy alto. Esto hará factible una mayor entrada de luz natural y por lo tanto una menor necesidad de luz artificial por lo que para estas salas emplearemos un coeficiente de simultaneidad del 0,3.



3.3.7 Carga debida a máquinas o procesos industriales.

La carga debida a máquinas o procesos industriales será la potencia nominal del motor de las máquinas y vendrá dada en la tabla 7.45 del Manual de climatización J.M Pinazo.

Aunque en nuestro caso al ser un edificio de oficinas se hace una aproximación de para un uso de 8 h habrá una producción de 100W/pers.

3.3.8 Carga debida a la propia instalación.

La carga debida a la propia instalación siguiendo el Manual de climatización J.M Pinazo será un 6% de la suma de todas las cargas sensibles.

3.3.9 Coeficiente de mayoración o seguridad.

Por motivos de seguridad se tendrá en cuenta un coeficiente de mayoración o seguridad que será según catálogo. En nuestro caso hemos tomado un 10% del total.

3.4. Metodología de cálculo de cargas de calefacción.

Para el cálculo de las cargas térmicas de calefacción igual que en caso de refrigeración seguiremos los cálculos propuestos en el Manual de climatización J.M. Pinazo. Los cálculos de calefacción son una simplificación de los de refrigeración en los que solo se tendrá en cuenta el valor de las cargas sensibles. Además las cargas debidas a

3.4.1 Cargas a través de paredes y techos y suelos.

La carga de transmisión de calor a través de paredes, techos y suelos es la siguiente:

$$Q_{sen} = A \cdot U \cdot (T_{seq} - T_{seqlocal})$$

En este caso no tendremos que hacer una corrección de la temperatura sino que la temperatura seca exterior será la de la norma UNE_100001.

3.4.2 Cargas a través de superficies acristaladas.



Memoria

En este caso solo se tendrán en cuenta las transmisiones de calor debidas a conducción – convección y como en el caso anterior la temperatura no será la corregida sino la exterior del proyecto de la norma UNE_100001.

$$Q_{sens} = U_h \cdot A \cdot (T_{seq} - T_{seqlocal})$$

3.4.3 Carga debida a la ventilación.

En régimen de calefacción la carga debida a la ventilación será solo la carga sensible por lo que:

$$Q_{sen} = V_{ev} \cdot c_{p_{aire}} \cdot \rho \cdot (T_{ext} - T_{int})$$

Los valores son los mismos que en el caso de refrigeración explicado anteriormente.

3.4.4 Coeficiente de mayoración o seguridad.

Por motivos de seguridad se tendrá en cuenta un coeficiente de mayoración o seguridad que será según catálogo. En nuestro caso hemos tomado un 10% del total.

3.5. Recuperadores de calor.

Los recuperadores de calor son intercambiadores aire – aire que instalados en la unidad de tratamiento de aire (UTA) permites aprovechar el calor residual del aire de extracción.

El RITE establece en el IT 1.2.4.5.2 Recuperación de calor del aire de extracción que esta recuperación de calor del aire expulsado es obligatoria en los sistemas de climatización en que el aire expulsado al exterior por medios mecánicos sea igual o superior a 0,5 m³/s.

Las eficiencias mínimas de recuperación de calor sensible (%) y las pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior (m³/s) y de las horas de funcionamiento del recuperador deben ser como mínimo las indicadas en la siguiente tabla:



Horas anuales (miles)	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	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2 ... 4	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4 ... 6	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Tabla 16: Eficiencia mínima marcada por el RITE

El aire circulara por el recuperador únicamente cuando las condiciones exteriores sean adversas. Cuando sean favorables se realizará free-cooling. Se estima que la temperatura exterior se encontrara entre 21°C y 26°C durante unos cuatro meses al año. Teniendo en cuenta el horario de uso de las oficinas calculamos entre 2000 y 4000 horas de funcionamiento.

El caudal de aire exterior, para la ocupación máxima de 800 personas y calidad de aire interior IDA 2 es de 10 m³/s, por lo que la eficiencia del recuperador debe de ser del 58% con una pérdida de carga inferior a 200 Pa.

Se ha decido incorporar un recuperador de calor rotativo capaces de recuperar tanto calor sensible como latente de la marca Wolf modelo RWT KG 100 o similar. Sus características técnicas pueden consultarse en el anexo de equipos apartado 2 "Recuperador de calor rotacional".

Los recuperadores de calor rotativos tienen una mayor eficacia al ser capaces de recuperar calor latente y sensible pero no son indicados para locales en los que haya riesgo de contagio de enfermedades ya que ponen en contacto el aire viciado de extracción con el aire de renovación. Estos locales de riesgo son hospitales, residencias etc por lo que no nos afecta.

Siguiendo las especificaciones técnicas que nos proporciona el fabricante, y partiendo de la premisa de que habrá varias unidades de tratamiento de aire obtenemos que para un caudal máximo de 3 m³/s una capacidad de recuperación del 68% y unas pérdidas de 105 Pa. Para realizar estos cálculos también hemos tenido en cuenta que el volumen de aire extraído es un 15% menor que el impulsado.

3.6. Cargas máximas en régimen de verano.



3.6.1 Carga real de refrigeración

El cálculo de la potencia máxima de refrigeración ha sido realizado en las condiciones más desfavorables que puede tener la instalación. Para ello se ha tomado un percentil del 1% de la temperatura exterior, la máxima irradiación solar y la máxima ocupación teniendo en cuenta un factor de simultaneidad.

Para obtener la potencia que necesitamos solo debemos de tener en cuenta las cargas positivas. Las cargas negativas al constituir una ayuda al sistema no tendríamos por lo tanto las condiciones más desfavorables.

Por esta razón no se ha tenido en cuenta el contacto con el suelo de los aparcamientos subterráneos, ya que estos se encuentran a menor temperatura que las salas a climatizar.

Los cálculos se han realizado siguiendo el apartado “3.3 Metodología del cálculo de las cargas de refrigeración” del presente documento y el detalle del cálculo de las cargas en cada zona puede consultarse en el anexo “2.3 Resumen de cargas de invierno”.

Concepto	Potencia (KW)	% total
Ventilación	46	11%
Transmisión	31	8%
Radiación	63	15%
Cargas Internas	155	36%
Ocupación	82	20%
Coef May	38	10%
Total	416	
Potencia por u. superficie		51 W/m²

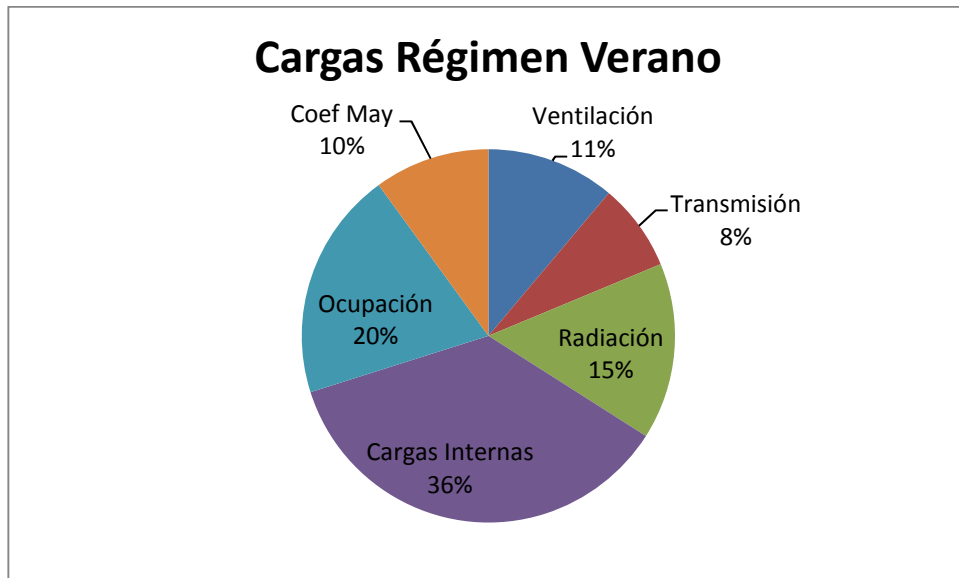


Figura 5: Resumen de cargas de verano.

Se puede comprobar que el mayor volumen de carga va a venir dado por la ocupación y las cargas internas. La ventilación se ha reducido gracias al intercambiador de calor y la radiación por el factor de sombra que producen los diferentes voladizos y retranqueos. A su vez se ha contabilizado como medida de ahorro de energía la reducción del factor de simultaneidad de la iluminación como se ha explicado anteriormente.

A continuación se va a realizar una comparativa con la situación de no haberse llevado a cabo medidas de ahorro de energía.

3.6.2 Carga sin medidas de ahorro de energía.

A continuación listamos los diferentes métodos de ahorro de energía.

- Recuperador de calor.
- Disminución del factor de simultaneidad de la iluminación debido a la posibilidad de iluminar con luz solar gracias al amplio número de ventanas.
- Construcción de voladizos y retranqueos así como implantación de lamas para aumentar el factor de sombra.



A la hora de realizar los cálculos solo hemos tenido en cuenta el recuperador de calor y la disminución del factor de simultaneidad ya que son los únicos que podemos implantar como proyecto. La temperatura nos viene dada por exigencias del RITE y los elementos estructurales vienen ya dados en los planos del edificio por lo que nos los hemos tenido en cuenta en la comparación.

Una vez realizado los cálculos que se pueden consultar en el anexo “2.4 Cargas sin medidas de ahorro de energía” se obtienen los siguientes resultados:

Concepto	Potencia (KW)	% total
Ventilación	144	25
Transmisión	31	5
Radiación	63	11
Cargas Internas	208	35
Ocupación	82	14
Coef May	53	10
Total	583	

Potencia por u. superficie 72 W/m²

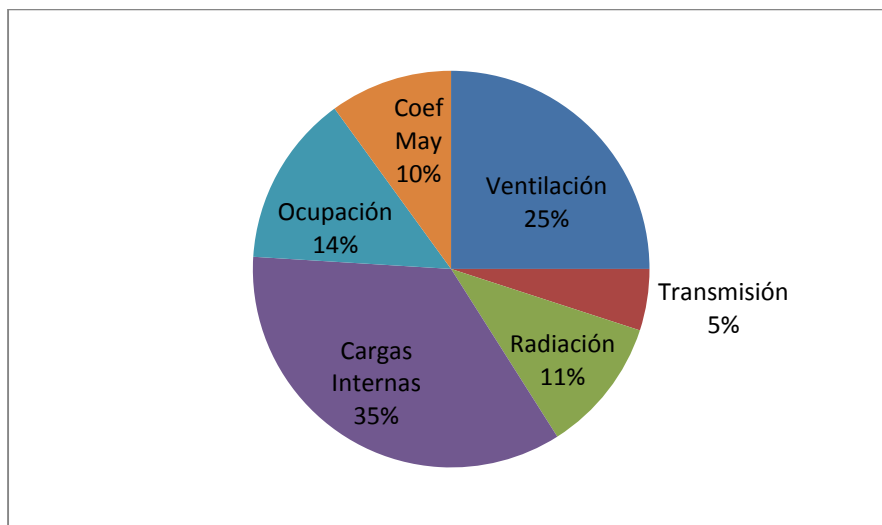


Figura 6: Resumen de cargas de verano sin medidas de ahorro de energía.

Se observa que las cargas más significativas son la ventilación y las cargas internas. Esto hace muy efectivo el uso de un recuperador de calor. A su vez la disminución del coeficiente de simultaneidad, lo que conlleva un menor uso de la iluminación también es muy efectivo.



3.6.3 Evaluación de las medidas de ahorro de energía.

Con las medidas de ahorro de energía se comprueba que se ha reducido la potencia a instalar en un 29 %. Esto demuestra lo importante de la implantación de estas medidas.

A continuación se expone en una tabla las comparativas.

	medidas (KW)	sin medidas (KW)	% reducido
Ventilación	46	144	68
Cargas Internas	155	208	25
Total	416	583	29

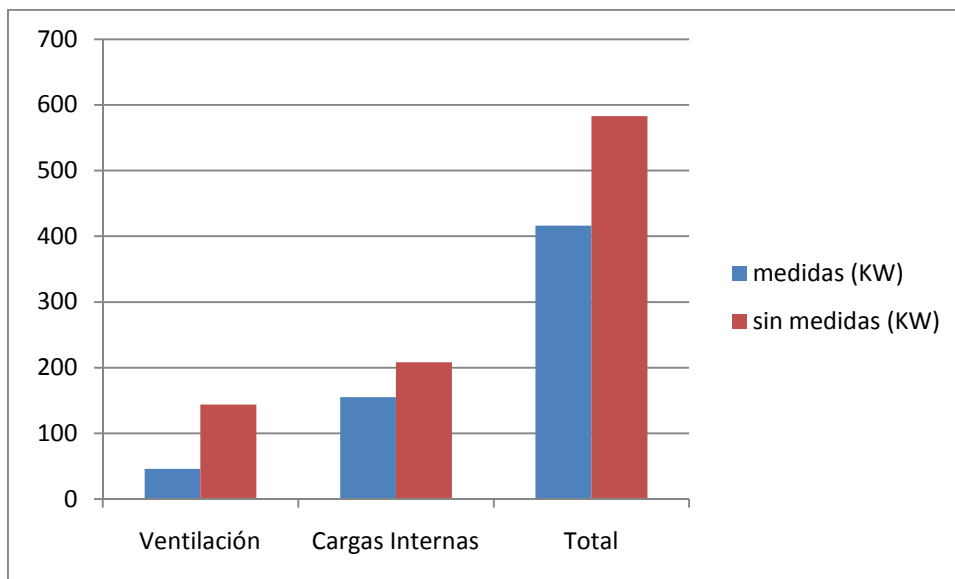


Figura 7: Comparativa de las cargas en función de las medidas de ahorro.



3.7. Cargas máximas en régimen de invierno.

3.7.1 Carga real de calefacción.

La potencia máxima de calefacción se debe calcular para la situación más desfavorable. Por lo tanto no debe contabilizarse ninguna carga positiva, no teniéndose en cuenta entonces las producidas por ocupación, radiación o cargas internas. Solo se considerarán las cargas por transmisión y por ventilación. En este caso sí que tendremos en cuenta el intercambio de calor producido con la solera al considerarse carga negativa.

Los cálculos necesarios los hemos realizado tomando la temperatura más desfavorable a un percentil del 97,5%. Pudiéndose climatizar en óptimas condiciones un 97,5% del tiempo por lo tanto.

No se tiene en cuenta el calor latente en la ventilación, ya que al calentar el aire exterior solo se produce calor sensible.

Los cálculos se han realizado según se especifican en el apartado “3.4 Metodología de cálculo de las cargas de calefacción” del presente documento y los cálculos de cada zona están especificados en el anexo “2.6 Resumen de cargas de invierno”

Concepto	Potencia (KW)	% total
Ventilación	-106	48%
Transmisión	-88	42%
Coef May	-20	10%
Total	-214	
Potencia por u.superficie		-27,00W/m3

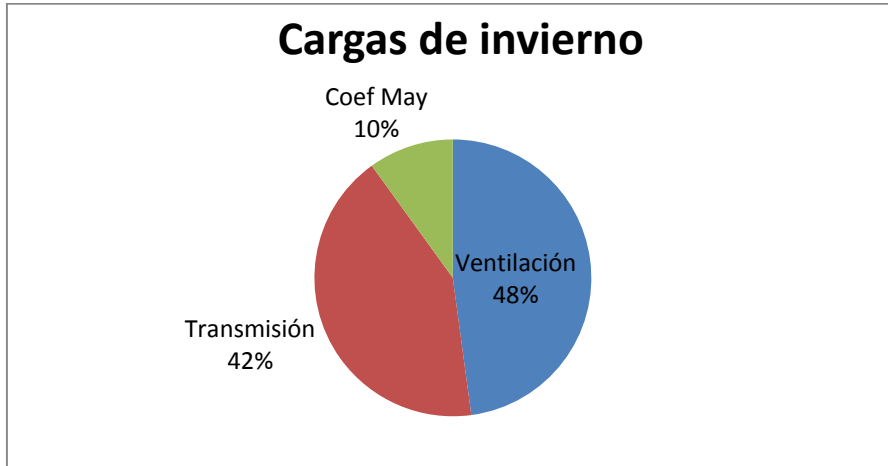


Figura 8: Resumen de cargas de invierno.

3.7.2 Cargas sin medidas de ahorro de energía.

A continuación se representan las cargas que se hubieran obtenido en el caso de que no se hubieran instalado recuperadores de calor. El detalle de los cálculos puede consultarse en el anexo “2.7 Cargas de invierno sin medidas de ahorro de energía”.

Concepto	Potencia (KW)	% total
Ventilación	-332	70%
Transmisión	-88	20%
Coef May	-42	10%
Total	-466	
Potencia por u.superficie		57,00W/m3

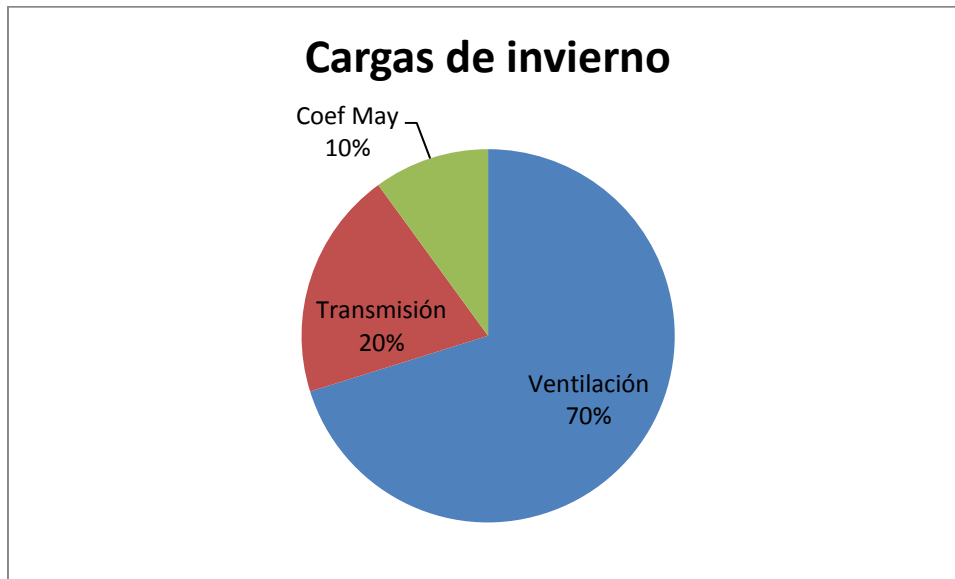


Figura 9: Resumen de cargas de invierno sin medidas de ahorro de energía.

Se observa que la mayor carga es la de ventilación, por lo que está enfocado el ahorro de energía al instalar el recuperador de calor

3.7.3 Evaluación de las medidas de ahorro de energía.

Con las medidas de ahorro de energía adoptadas se comprueba que se ha reducido un 25% la potencia. Esto demuestra lo importante de estas medidas así como el saber dirigir las de manera más eficiente, en este caso la ventilación.

	medidas (KW)	sin medidas (KW)	% reducido
Ventilación	-106	-332	68
Total	-218	-466	47

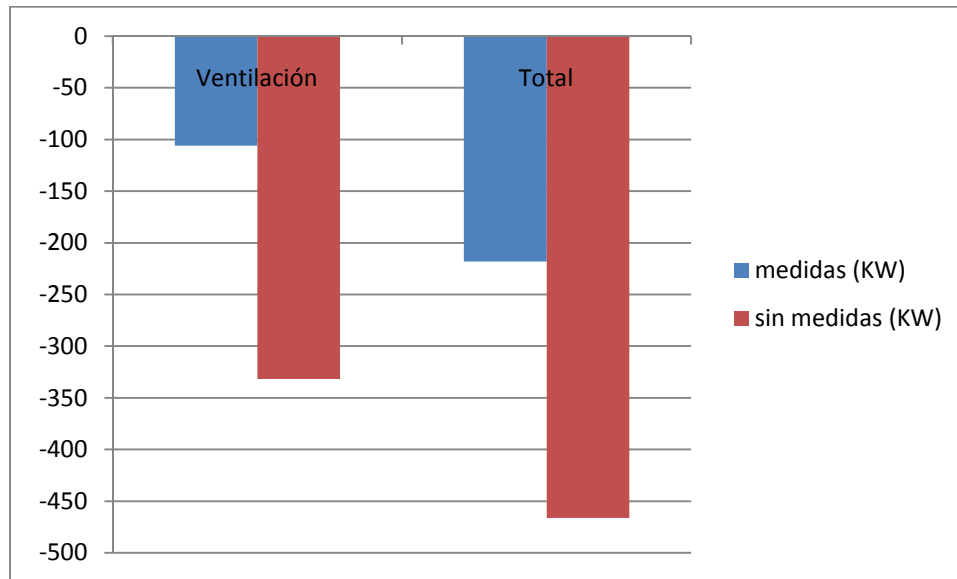


Figura 10: Comparativa de las cargas en función de las medidas de ahorro.

3.8. Cargas por locales.

Las cargas calculadas anteriormente son de un global del edificio. Estas se realizan para dimensionar el sistema primario y se tiene en cuenta una ocupación global del edificio pero aceptando que todos los lugares no están completamente ocupados simultáneamente.

Para realizar el dimensionado de las unidades terminales se ha de tener en cuenta la ocupación máxima de cada sala. Aunque en nuestro proyecto vamos a diferenciar dos tipos de salas.

- Baños y pasillo: Son salas en las que no es necesario calcular las cargas totales de ocupación. En ellas hay tránsito constante de personas y cuando se produzcan los picos de carga se equilibrarán con los momentos que han estado vacías.
- Oficinas y hall: En estas salas sí que vamos a tener en cuenta una ocupación máxima, ya que lo habitual es que estén llenas de trabajadores.

Se han calculado por separado la demanda por ventilación y el resto de las cargas para acometerlas con distintos elementos terminales.

Para las unidades terminales de ventilación el parámetro más importante a considerar es el caudal máximo de cada local.

Como veremos más adelante la idea principal es vencer gran parte de las cargas con suelo radiante, por lo tanto se ha calculado el ratio por unidad de superficie. También se presentan



Memoria

la potencia máxima de cada sala, ya que lo que no se pueda cubrir con el suelo radiante es cubierto directamente en la ventilación.

El desglose de las cargas por locales para régimen de invierno y de verano aparece en el anexo “2.7 Cargas por locales”.



4. Estudio de alternativas

4.1 Refrigeración

4.1.1 Estudio general.

Vamos a realizar un estudio general de varias opciones que pueden llevarse a cabo en régimen de verano. Para ello vamos a compararlos en base al consumo de gas. Los detalles de los cálculos y los parámetros utilizados pueden consultarse en el anexo “3.1.1 Comparativa general. Régimen de 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. No hemos tenido en consideración 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, esto es, para aportar 416 KWh. Los rendimientos, obtenidos de diferentes catálogos de los diferentes equipos, son los siguientes:

- Bomba de calor refrigerada con agua de acuíferos: COP entre 3,5 y 6. Valores obtenidos de diferentes catálogos y de la presentación comparativa realizada en clase de climatización teniendo en cuenta la demanda.
- Bomba de calor aire-agua: COP entre 2 y 3,5. Valores obtenidos de diferentes catálogos y de la presentación comparativa realizada en clase de climatización teniendo en cuenta la demanda.
- Máquina de absorción: COP entre 0,7 y 1,1 según sea de simple o doble efecto y teniendo en cuenta la demanda.

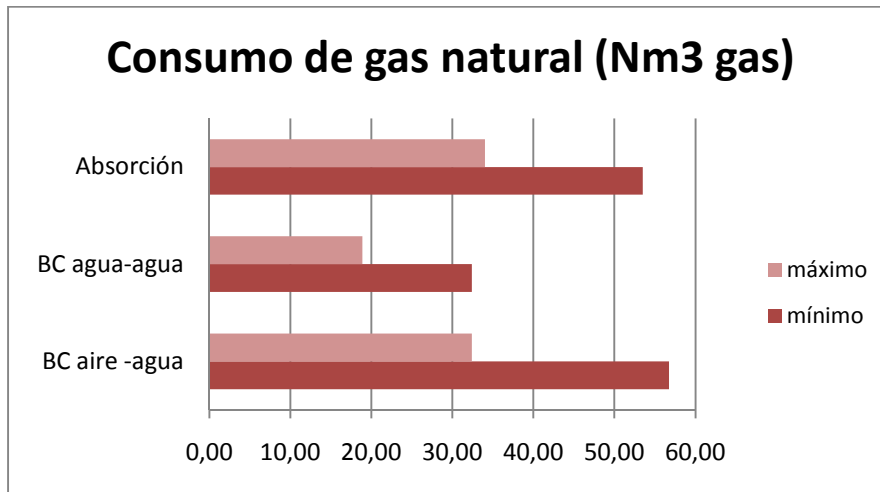


Figura 11: Comparativa de consumo de energía primaria

Conclusiones:

- La bomba de calor refrigerada por agua 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.
- La bomba de calor refrigerada por aire es una mala opción. Sus rendimientos son bajos en comparación con los otros equipos y estos están sujetos a las condiciones climáticas. Sería una buena opción en zonas donde el clima fuera suave y más o menos constante como en las zonas costeras.
- La máquina de absorción es una buena opción. Sus consumos con rendimientos altos se asemejan a los de la bomba agua – agua. Además hay que tener en cuenta que estos sistemas se pueden beneficiar de la obtención de energía por medios gratuitos como captadores solares.

A continuación se va a realizar un estudio más detallado de los métodos más favorables.

4.1.2 Estudio de bomba de Calor refrigerada con agua de pozo.

La instalación se encuentra en una zona con disponibilidad de agua de pozo. Esta aunque se encuentra a una profundidad considerable es accesible por lo que podemos observar en la utilización en otras naves de los alrededores.

Como veremos más adelante la refrigeración va a ser acometida por un método mixto de suelo frío y mediante difusores unidos a un sistema de caudal constante. Estos sistemas nos permitirán distribuir el agua a una tempera más próxima a la del local y a su vez nos facilita la



ventilación. A su vez el uso de estas temperaturas tan moderadas mejora las condiciones de trabajo de la bomba de calor e incrementan su rendimiento.

El caudal de agua de los acuíferos no es muy elevado, por lo que habrá que tener un control sobre el uso que se hace de él. Esto nos obliga únicamente a utilizarlo para la climatización sin poder emplear nuevos sistemas que se están llevando a cabo como la refrigeración pasiva. Esta consiste en el aprovechamiento de las bajas temperaturas de estos acuíferos para refrigerar la instalación sin pasar por la bomba de calor, lo que nos produciría un ahorro de energía. Lamentablemente como hemos dicho antes el caudal no es suficiente y al ser acuíferos producidos por la cercanía de ríos, no tienen unas temperaturas muy acordes.

Observando en catálogo y sin tener en cuenta futuros cambios para la mejora del rendimiento, los valores que nos da la máquina seleccionada son de un COP 5,97 a carga completa. También nos indica una media de eficiencia a carga parcial del 6,78, pero para hacer el estudio vamos a tomar las peores condiciones, es decir trabajando a carga completa.

A continuación se exponen las condiciones de funcionamiento y el consumo de gas natural.

COP BC	Demanda(Kw)	Potencia (kW)	C.Gas (Nm3)
5,97	416	69,68	19

Tabla 17: Condiciones funcionamiento bomba de calor.

De momento solo nos hemos fijado en el aspecto energético ahora vamos a tener en cuenta otras consideraciones que también son importantes.

- Económicas: La incorporación de una bomba de calor conlleva un gasto en la prospección del terreno. Sin embargo al tratarse una máquina que funciona tanto para verano como invierno obtenemos un ahorro significativo al no tener que instalar dos equipos diferentes.
- Espacio e infraestructuras: El espacio del que disponemos en la sala de máquinas es limitado. Pero es suficiente para contener la bomba de calor mas otros dispositivos como bombas, intercambiadores etc.
- Seguridad: La sala de máquinas cumple con las medidas de seguridad necesarias.

4.1.3 Estudio de la máquina de absorción.

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



Memoria

En nuestro caso no disponemos de una fuente de energía residual por lo que vamos a ver la cantidad de demanda que se podría cubrir con los colectores. A parte las temperaturas de trabajo de la máquina de absorción son muy altas por lo que no se podrán usar calderas de condensación.

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

Para realizar los cálculos vamos a emplear la de doble efecto aunque los rendimientos de la caldera sean menores. Esto es debido a que al tener que producir agua a tan alta temperatura el rendimiento es menor, en torno a un 85%.

Para realizar una estimación de la cobertura solar se han escogido colectores solares de vacío que son los únicos que pueden alcanzar las temperaturas anteriormente mencionadas. 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 se pueden consultar en el anexo3.1.2 “Estudio de alternativas. Refrigeración. Absorción”.

Consultando el catálogo CENSOLAR y la guía IDEA para instalaciones de energía solar térmica se observa que para la latitud de Zaragoza 41,36º y régimen verano, los captadores captan la mayor radiación en la orientación sur y con una inclinación de 30º (Latitud de la zona – 10º). Los colectores tienen por ancho 2,128 m y 2,031 m de largo, pero al estar colocados con una inclinación de 30º ocupan un largo de 1,758 m. Se debería calcular la distancia entre colectores pero los resultados que obtengamos van a ser meramente orientativos.

Según el boletín, la distancia d , medida sobre la horizontal, entre una fila de captadores y un obstáculo, de altura h , que pueda producir deberá garantizar un mínimo de 4 horas de sol en torno al mediodía del solsticio de invierno. Esta distancia d será superior al valor obtenido por la expresión:

$$d = h / \tan (61^\circ - \text{latitud}) = 0,6946 / \tan (61 - 41,36) = 1,94\text{m}$$

Según los planos estructurales disponemos de una superficie de 1300 m² de superficie en la azotea. Teniendo como referencia esta medida y aceptando que no habrá otro dispositivo que impida la instalación de colectores, podemos estimar que la superficie útil será la mitad de la de la azotea. Esto es debido a la distancia obligatoria que debe de ir entre colectores. Por lo tanto hará un total de 650 m² de superficie instalada, lo que supondría 173 colectores.

Los cálculos para determinar la cobertura solar han sido realizados en el anexo “Estudio de alternativas. Refrigeración. Absorción”. Para calcular la energía primaria consumida se considerará un rendimiento de la caldera del 85%. La cobertura solar y la energía primaria necesaria es:



	Cobertura %	C. Gas Natural (Nm3)
mayo	0,20	32,1
junio	0,25	30,15
julio	0,30	27,98
agosto	0,28	28,69
septiembre	0,24	30,53

Tabla 18: Energía primaria consumida y cobertura para la máquina de doble efecto.

Para realizar las estimaciones tomaremos el dato del mes en el que mayor demanda haya, este corresponde al mes de junio que a su vez coincide con el mes de más cobertura. Por lo tanto tomaremos un gasto de Gas Natural de 27,98 Nm3).

Vamos a analizar a continuación el resto de factores que son determinantes en la elección.

Económicas: La instalación de la máquina de absorción conlleva como hemos observado la incorporación de un sistema completo de colectores solares y la de una caldera. Podría salir rentable si la caldera se utilizara también para la calefacción, pero existen calderas con mejores rendimientos como las de condensación, que no podemos utilizar para este método debido a las altas temperaturas con las que trabajamos. Todo esto indica que implantar este sistema 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 este espacio ya está cubierto por colectores solares destinados a ACS. Además no disponemos de espacio suficiente en la sala de máquinas para albergar toda la maquinaria requerida.

Seguridad: No se puede hablar de seguridad cuando no disponemos del espacio suficiente para la instalación de las máquinas.

4.1.4 Comparativa de bomba de calor – absorción

Para realizar una comparativa de los dos métodos hemos elegido el punto más crítico de la demanda para tomar los datos de sus energías primarias consumidas. En el caso de la bomba de calor como hemos visto anteriormente 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 cuanta de la potencia necesaria para su funcionamiento podía ser obtenida



por una serie de captadores solares y el consumo de gas que necesitaríamos para obtenerla durante una hora a través de una caldera.

Por lo tanto las comparativas corresponden al gas que consume la central eléctrica y al que consume la caldera.

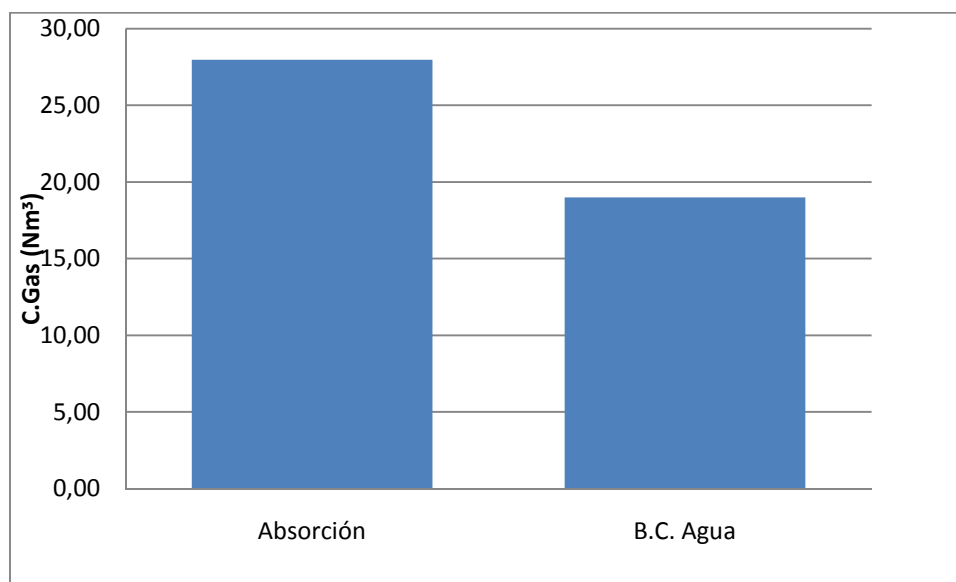


Figura 12: Gas Natural consumido por los diferentes métodos.

Se puede observar que aun disponiendo 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 vamos a analizar el resto de cuestiones.

- Económico: Se puede comprobar que la instalación de todo los elementos necesarios en la máquina de absorción comprenderá una inversión inicial mucho mayor que la implantación de la bomba de calor. Sumándole el mantenimiento que requiere todo un sistema de colectores. Además la bomba de calor se puede utilizar tanto en invierno como en verano, evitándonos la instalación de más maquinaria.
- Espacio e infraestructuras: La sala de máquinas es de unas medidas reducidas que imposibilitan la implantación de mucha maquinaria y en el caso de que se pudieran introducir no sería suficiente para cumplir con los márgenes de seguridad.

Por lo tanto llegamos a la conclusión que el mejor sistema para instalar en este caso es una bomba de calor refrigerada con agua de pozo. En el caso de no haber dispuesto de acuíferos en la zona el sistema de absorción sería el más eficiente, pero hubiéramos necesitado saber la disponibilidad real de la azotea para la implantación del sistema de colectores.

4.2 Régimen de invierno.



4.2.1 Estudio general.

Vamos a realizar un estudio general de varias opciones que pueden llevarse a cabo en régimen de invierno. Para ello vamos a compararlos en base al ahorro de energía primaria. Los detalles de los cálculos y los parámetros utilizados pueden consultarse en el anexo “3.2.1 Régimen de invierno. Comparativa general”.

Como hemos indicado antes vamos a realizar una comparativa sobre el gasto de energía primaria de diferentes equipos teniendo en cuenta el rango de rendimientos que suelen tener. No hemos tenido en consideración de momento el aporte de energía gratuita que pueden aportar otros equipos como captadores solares. Se ha estudiado el consumo de energía primaria en una hora de funcionamiento de los equipos a máxima carga, esto es, para aportar 218 KWh. Los rendimientos, obtenidos de diferentes catálogos de los diferentes equipos, son los siguientes:

- Resistencias eléctricas: rendimiento aproximado al 100%.
- Bomba de calor aire-agua: COP entre 1,75 y 2,5. Valores obtenidos de diferentes catálogos teniendo en cuenta la demanda y las condiciones exteriores.
- Bomba de calor refrigerada con agua de acuíferos: COP entre 3 y 5. Valores obtenidos de diferentes catálogos teniendo en cuenta la demanda.
- Caldera de gas natural: Los rendimientos suelen estar comprendidos entre un 80% o un 110% si se trata de calderas de condensación.

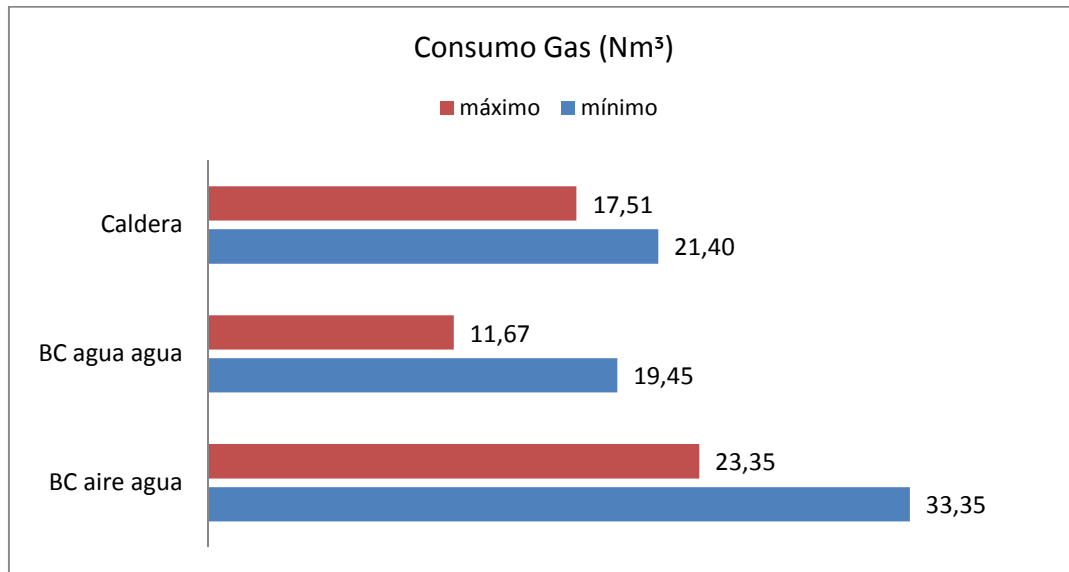


Figura 13: Comparativa del consumo de energía primaria.

Conclusiones:

- Las resistencias eléctricas es claramente una mala opción. Convertir energía directamente en calor sin una mejora de rendimientos es un despilfarro.
- La bomba de calor refrigerada por agua es una buena opción. Sus rendimientos son buenos y por lo tanto su consumo de energía bajo. Además como hemos explicado anteriormente disponemos de agua de pozo para el enfriamiento.
- La bomba de calor refrigerada por aire es una mala opción. Sus rendimientos no son muy buenos además dependen mucho de las condiciones exteriores. Aunque tiene un consumo moderado de energía no se contempla porque las otras posibilidades lo mejoran.
- La caldera de gas natural 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 de pozo y la caldera se solapan por lo que vamos a realizar una comparación más exhaustiva. Hacer constar que no se han tenido en cuenta bombas de calor que trabajen con motor de gas debido a que el ruido que provocaría sería contraproducente para el tipo de edificio en el que vamos a realizar la instalación, ya que se trata de un edificio de oficinas y se requiere silencio.



4.2.2 Comparativa entre la caldera y la bomba agua-agua.

Vamos a considerar una caldera de condensación por ser la más eficiente al utilizar el poder calorífico superior. Tomamos un rendimiento de 108% sobre el PCI (poder calorífico inferior).

La bomba de calor elegida tiene un COP de 5. Este se podría ver afectado por una demanda excesiva, o por una variación muy brusca de las condiciones del agua de los acuíferos. Por esto tomamos el rango de COPs posibles en la comparación.

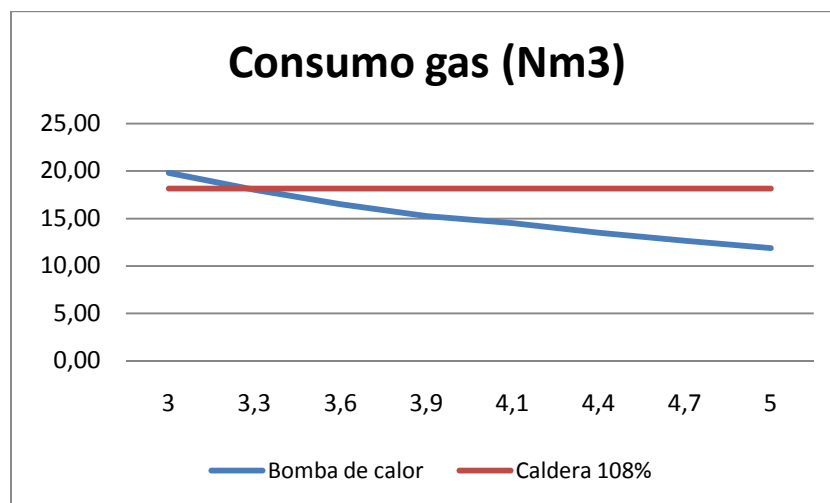


Figura 14: Comparativa consumo en función del COP.

Se puede observar que aún teniendo unos COPs bajos la bomba de calor es mucho más eficiente en el momento que superamos el valor 3,5. Además al ser las temperaturas del acuífero estables esto raramente ocurrirá.

Vamos a analizar otros factores aparte del energético.

- Económicos: La caldera en un principio puede resultar más económica que la bomba de calor pero si contamos con el factor de la utilización de la bomba de calor tanto para régimen de verano como de invierno esta es más rentable. Como hemos explicado antes la caldera de condensación no puede ser utilizada para la máquina de absorción debido al rango de temperaturas que requiere esta.
- Espacio e infraestructuras: No contamos con el espacio suficiente para la colocación de los equipos requeridos si utilizamos el sistema de caldera, esto es debido porque también necesitaríamos maquinaria para refrigerar en régimen de verano.
- Seguridad: La caldera utiliza combustible que puede resultar volátil, por ello es mucho más segura la bomba de calor. Además debido a nuestro tipo de edificio sería difícil cumplir todas las medidas de seguridad que requiere la caldera.



5. Sistema de producción

5.1 Bomba de calor

5.1.1 Principio de funcionamiento

Una bomba de calor es una máquina térmica que permite transferir energía en forma de calor de un foco a baja temperatura y cederla a otro foco a mayor temperatura (UNE 100 000:1995. Se suele denominar bomba de calor siempre que durante una época del año la magnitud objetivo es el calor cedido al foco caliente.

Para la realización de dicha transferencia es necesario un aporte de trabajo según el segundo principio de la termodinámica.

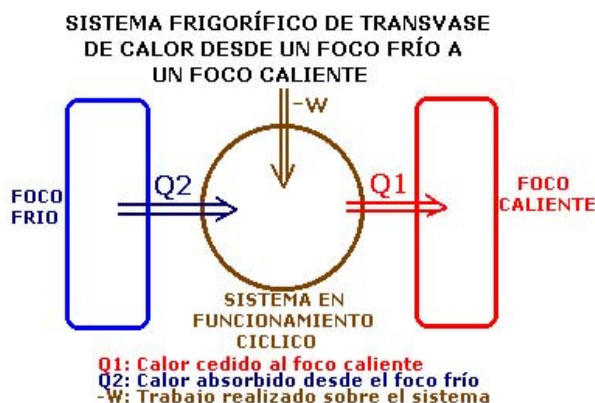


Figura 15: Segundo principio de la termodinámica.

En este caso la bomba de calor es reversible ya que nos permite calentar o refrigerar la instalación. Para realizar la inversión de ciclo normalmente se dispone de una válvula de cuatro vías en el circuito del refrigerante a la salida del condensador. Esto hace que el evaporador y el condensador intercambien sus funciones según el régimen en el que nos encontremos.

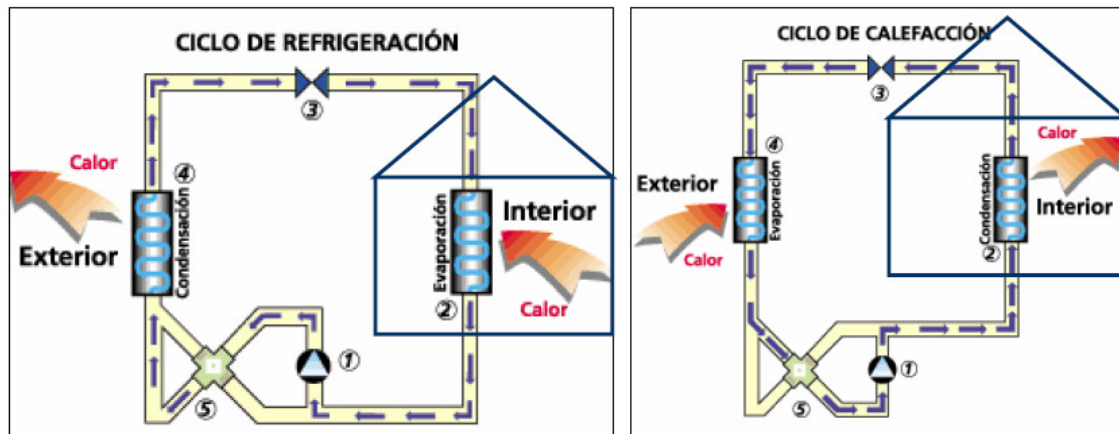


Figura 16: Esquema del funcionamiento de una bomba de calor.

En nuestro caso esta inversión se realiza en ciclo hidráulico ya que este tipo de bombas no disponen de válvula de cuatro vías.

El ciclo se basa en el ciclo Rankine ideal, formado por dos procesos isobaros, uno adiabático y uno isoentálpico. En el ciclo real se realizan modificaciones para garantizar que el refrigerante a la entrada del compresor está en estado gaseoso y por las irreversibilidades de los procesos reales.

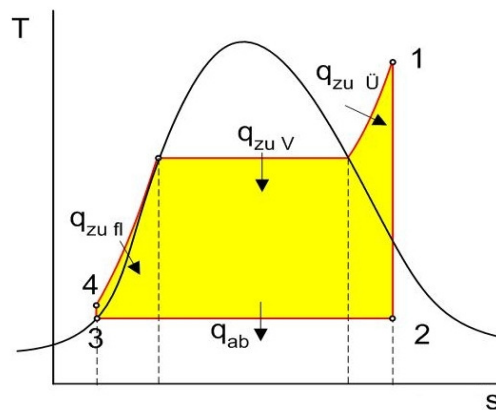


Figura 17: Representación del ciclo Rankine.

El rendimiento máximo depende de la diferencia de temperatura entre los focos frío y caliente. Cuanto mayor sea ésta diferencia, menor será el rendimiento de la máquina. Por esta razón en los equipos que intercambian calor con el aire exterior el COP y la potencia de refrigeración o calefacción disminuyen notablemente cuando se produce la demanda máxima.

En nuestro caso hemos instalado una bomba de calor que intercambia calor con un pozo acuífero. El agua de este pozo se encuentra a una temperatura más o menos constante y mucho más suaves que las del aire exterior por lo que los COPs serán más favorables.




5.1.2 Equipo seleccionado

Se ha decidido instalar una bomba de calor agua – agua que intercambia el calor con un pozo acuífero. Estas son más eficientes que las que intercambian con aire debido a las temperaturas constantes del agua subterránea que es el foco externo y a la mejor convección de esta.

El equipo a instalar será la bomba de calor 30 XPH 512 de la marca Carrier con compresor de tipo tornillo semiherméticos o otra de características similares. A continuación se adjuntan los datos técnicos.

Unidad de alta eficiencia

30XW-P/30XWHP		512
 Capacidad frigorífica nominal*	kW	512
Consumo máximo	kW	86
EER	kW/kW	5,97
Clase Eurovent, refrigeración		A
Eficiencia a carga parcial ESEER	kW/kW	6,78
 Capacidad calorífica nominal**	kW	547
Consumo máximo	kW	113
Coefficiente de rendimiento (COP)	kW/kW	4,85
Clase Eurovent, calefacción		A
Peso en orden de funcionamiento	kg	2981
Nivel de potencia sonora****	dB(A)	99
Nivel de presión sonora a 1 m†	dB(A)	82
Compresores		Compre
Circuito A		1
Circuito B		-
Carga de refrigerante‡		R-134a
Circuito A	kg	130
Circuito B	kg	-
Carga del aceite		SW220
Circuito A	l	32
Circuito B	l	-
Control de capacidad		PRO-DI.
Capacidad mínima	%	15
Evaporador		Multitub
Volumen neto de agua	l	106
Conexiones de agua - entrada/salida (Victaulic)	pulg.	6
Conexiones para drenaje y ventilación (NPT)	pulg.	3/8
Máx. presión de funcionamiento lado agua	kPa	1000
Condensador		Multitub
Volumen neto de agua	l	112
Conexiones de agua - entrada/salida (Victaulic)	pulg.	6
Conexiones para drenaje y ventilación (NPT)	pulg.	3/8
Máx. presión de funcionamiento lado agua	kPa	1000



Circuito de alimentación		
Alimentación nominal	V-f-Hz	400-3-50
Intervalo de tensiones	V	360-440
Circuito de control		
		24 V medl
Corriente nominal de arranque*		
Circuito A	A	414

Tabla 18: Datos técnicos Bomba de calor.

El resto de datos técnicos se pueden ver en el anexo de equipos.

5.1.3 Condiciones de funcionamiento

Aunque el fabricante nos de unos rendimientos, estos están basados según unas condiciones de temperatura tipo, llamadas condiciones eurovent. Pero estas temperaturas estarán limitadas por las que se produzcan en los focos externos y por los caudales máximos que puedan soportar el evaporador y el condensador. En nuestro caso según nos indica el fabricante estos son de 201,6 y 212,4 m³/h.

Se necesita hacer un balance de energía para calcular el caudal necesario para conseguir aportar o evacuar el calor según las condiciones de trabajo. Por supuesto dicho caudal no puede exceder el máximo.

$$\dot{m} \cdot c_p \cdot (T_{sal} - T_{ent}) = Pot$$

Solo existe una salida y una entrada en cada elemento de la bomba de calor por lo que en el cálculo del caudal de cada régimen se tomara el máximo. En régimen de invierno se estima que la temperatura de agua de pozo este a 14 °C. Por lo tanto estimando una temperatura de salida de 10 °C con una potencia de 218 KW, obtenemos un caudal de 47 m³/h para el evaporador. La máquina posee la capacidad de funcionar con agua glicolada pero nunca se van a alcanzar las temperaturas que requieren este proceso.

En régimen de verano la temperatura del pozo estará alrededor de los 20°C. Para realizar el intercambio la temperatura del agua en el condensador estará a 30°C, si estuviera a más temperatura podría crear desajustes térmicos en el acuífero y es contraproducente. El caudal que obtendríamos entonces sería de 32 m³/h.

A continuación vamos a realizar una comparativa de los COPs que nos ofrece la máquina en función de las temperaturas de salida del evaporador y del condensador.

En régimen de verano la temperatura a la que se debe de impulsar el agua a los elementos terminales es de 12 grados. No tenemos datos del fabricante para esta temperatura por ello vamos a analizar el comportamiento de la máquina para las diversas temperaturas.

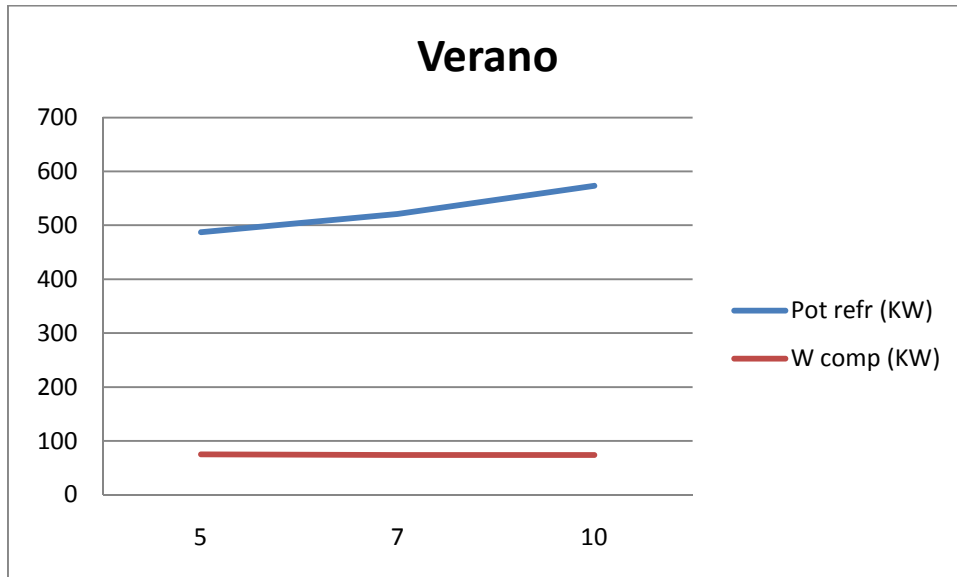


Figura 18: Comportamiento de la bomba de calor según la temperatura de salida del evaporador.

Como se puede comprobar en la tabla anterior la potencia de refrigeración aumenta conforme aumentamos la temperatura y el trabajo se mantiene constante, por lo que mejoramos el COP. Esto nos indica que al utilizar una temperatura de 12 °C estas cualidades mejorarían. Sin embargo vamos a tomar los datos que nos proporcionan para la temperatura de 10°C con lo que obtendremos un sobredimensionado que nos puede ser favorable.

Con los datos de temperatura de salida a 10°C vamos a realizar un análisis del comportamiento en función de la temperatura de salida del condensador.

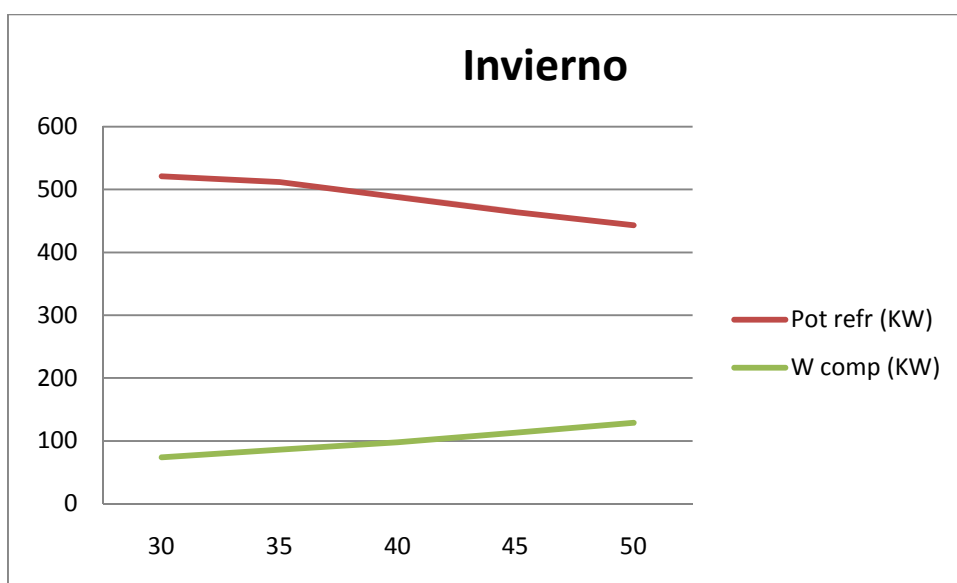


Figura 19: Comportamiento de la BC según la temperatura de salida del condensador.



Memoria

Se comprueba que conforme más diferencia hay entre los dos focos más trabajo se realiza y por lo tanto peor COP se obtendrá, como conclusión vamos a indicar las temperaturas de trabajo de la bomba de calor.

- En verano la temperatura mínima a la que se ha de impulsar es de 12°C, que es a la que se han diseñado los elementos. La temperatura de salida del condensador será de 30°C.
- En invierno la temperatura del agua de impulsión será de 35 °C, un poco superior a la temperatura de diseño. La temperatura de salida del evaporador será de 10°C.

5.1.4 Bomba de pozo.

Se conoce por los datos proporcionados por instituto de genealogía y mineralogía y por otros proyectos acaecidos en la zona que el nivel freático se encuentra a entre 10 y 15 metros. Por ello se ha seleccionado una bomba capaz de bombear 47 m³/h a una altura de 15 m con una presión de 3-4 bares.

Se tratan de aguas muy duras por lo que se tendrá que colocar un filtro especial para este tipo de aguas para facilitar el trabajo de la bomba.

Se instalarán dos bombas de las mismas características en paralelo. De esta forma en caso de avería de una, la otra puede seguir en funcionamiento.

Las bombas a instalar serán de la marca Grundfos modelo SP 46 2 u otra de características similares. La curva de funcionamiento es la que se indica a continuación.

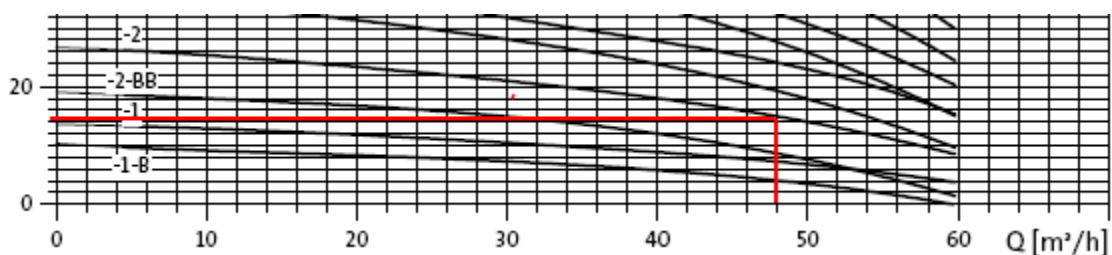


Figura 20: Curva de funcionamiento bomba de pozo.

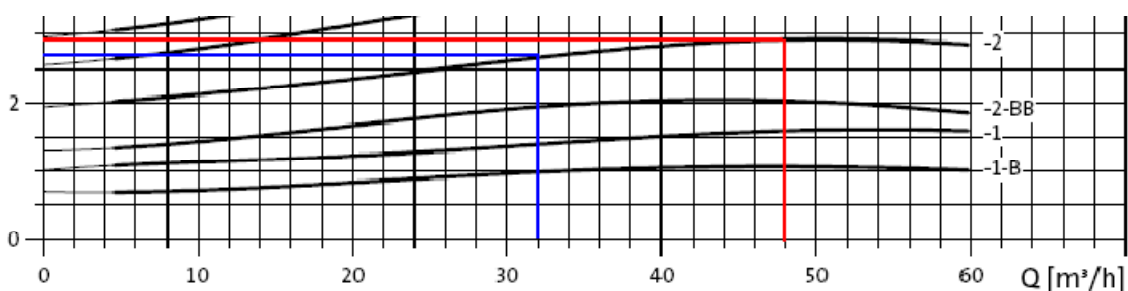




Figura 21: Curva de potencias de la bomba.

Con los datos de la bomba obtenemos que para régimen de invierno (Rojo) la potencia será de 6,8 KW y para verano (azul) será de 4,8 KW.

5.1.5 Calculo del coeficiente de operación COP.

Para el cálculo de los coeficientes de operación deben tenerse en cuenta los consumos de la bomba y los del compresor.

La bomba es de velocidad variable para poder ajustarla al caudal en cada momento. El consumo de la bomba en régimen de calefacción es de 3 kW y en régimen de refrigeración es de 2,7 kW.

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

Los coeficientes de operación en cada régimen son de:

$$\text{Refrigeración: } EER_{operación} = \frac{573}{86+2,7} = 6,3$$

$$EER_{nominal} 5,97$$

$$\text{Calefacción: } COP_{operación} = \frac{636}{113+3} = 5,3$$

$$COP_{nominal} 4,85$$

Comprobamos que al ajustar las temperaturas máximas y mínimas de trabajo de la bomba de calor se obtienen rendimientos mucho mayores que los nominales que proporciona el fabricante aún sumándole el trabajo que se realiza en bomba de pozo.

Se demuestra que se obtiene un importante ahorro de energía dimensionando la instalación y ajustando los equipos para que trabaje a temperaturas favorables con las que alcanzar mejores rendimientos.

5.1.6 Intercambiadores de calor



Memoria

En la instalación disponemos de 2 intercambiadores de placas para separar los distintos circuitos y facilitar así su equilibrado.

Los intercambiadores seleccionados han sido los que comercializa la empresa Swep aunque pueden seleccionarse otros de características similares. El material de las placas y conexiones es AISI 316.

Cada intercambiador se ha dimensionado con los sistemas de cálculo que proporciona el fabricante. Los intercambiadores de pozo y del circuito secundario que presentan distintos caudales y temperaturas para cada régimen han sido diseñados de forma que cumplan la situación más desfavorable estando sobredimensionados para el otro régimen.

A continuación se exponen los datos de los intercambiadores, sus características técnicas y su régimen de funcionamiento:

Intercambiador Pozo – Bomba de calor

Modelo	Placas	Area (m ²)	ΔP pozo (kPa)	ΔP bomba (kPa)
4 B 28x132	132	31,2	30	30

	Potencia (kW)	Pozo			Bomba			Sobred (%)
		Entrada (C°)	Salida (C°)	Caudal (m ³ /h)	Entrada (C°)	Salida (C°)	Caudal (m ³ /h)	
Calefacción	218	15	12	47	10	13,5	47	6
Refrigeración	418	19	24	32	30	20	32	20

Tabla 19: Características intercambiador Pozo- Bomba de calor.

Intercambiador Bomba de calor- Secundario.

En este intercambiador se produce un gran desequilibrio entre el régimen de invierno y el régimen de verano. Esto es debido a la diferencia de caudales y de potencias demandadas.

Se ha elegido el intercambiador que mejor cumple con las exigencias en régimen de verano, al tener los caudales mayores intentando conseguir el menor sobredimensionamiento posible en el régimen de invierno. En todo caso si la temperatura de salida fuera mayor que la requerida por el suelo radiante se realizaría un by-pass a la entrada de los colectores de distribución.

Modelo	Placas	Area	ΔP bomba	ΔP secundario
6 B28x118	118	41,8	30	30



	Potencia (kW)	Bomba			Secundario			Sobred (%)
		Entrada (C°)	Salida (C°)	Caudal (m3/h)	Entrada (C°)	Salida (C°)	Caudal (m3/h)	
Calefacción	128	35	31	47	27	32	39,6	71
Refrigeración	418	12	15	118	18	13	72	0

Tabla 20: Características intercambiador Bomba de calor - secundario.

5.2 Esquema de principio

En el acuífero se encuentra la bomba de profundidad que bombea el agua hacia un depósito de inercia. De este depósito el agua se pone en contacto con el circuito del condensador de la enfriadora, o el evaporador de la bomba mediante un intercambiador de placas.

Para realizar el cambio de régimen la instalación consta de un intercambio hidráulico en el circuito ya que la bomba de calor no dispone de válvula de cuatro vías. Esta regulación se realizará mediante válvulas motorizadas con una señal controlada desde el sistema de control. Existirán unos sensores de temperatura que reportaran datos que irán a parar a un sistema de control.

Todos los circuitos estarán equipados con un filtro de gravedad y purgadores de aire en los puntos más altos y vaso de expansión con válvula de vaciado en cada circuito cerrado.

Todos los equipos dispondrán de válvulas de corte a la entrada y a la salida siendo una de ellas válvula de equilibrado.

Todas las bombas serán bombas gemelas o bombas en paralelo que funcionarán alternativamente para garantizar el suministro en caso de avería. A la salida de cada bomba habrá una válvula antirretorno y válvulas de corte, y cada bomba dispondrá de un medidor de presión diferencial.

En cada circuito se dispondrá de un manómetro y de sensores de temperatura en los puntos en los que se deba de controlar para la regulación de la instalación. La información recogida por estos dispositivos irá al sistema de control donde será gestionada. Este ordenara al circuito realizar los cambios pertinentes en función de las condiciones de funcionamiento.

Se ha colocado un depósito de inercia a la salida de la bomba. Este se encarga de reducir los arranques y paradas de la máquina suministrando él, el agua requerida. Debido al problema de la estratificación la toma de agua del depósito se debe de hacer por arriba en verano y por abajo en invierno. Esto se controlará mediante una válvula de cuatro vías motorizada.



Memoria

A continuación del depósito de inercia el circuito primario irá conectado al secundario mediante otro intercambiador de placas.

Cada colector de suelo radiante se regulará mediante su propia unidad de control que se situará en cada zona. La unidad de control actuará sobre la válvula de dos vías todo-nada de cada circuito en función de los horarios y la temperatura del local.

A continuación se presentan el esquema de principio del primario. Para más detalles consultar el esquema de principio completo plano 7 "Esquema de principio".

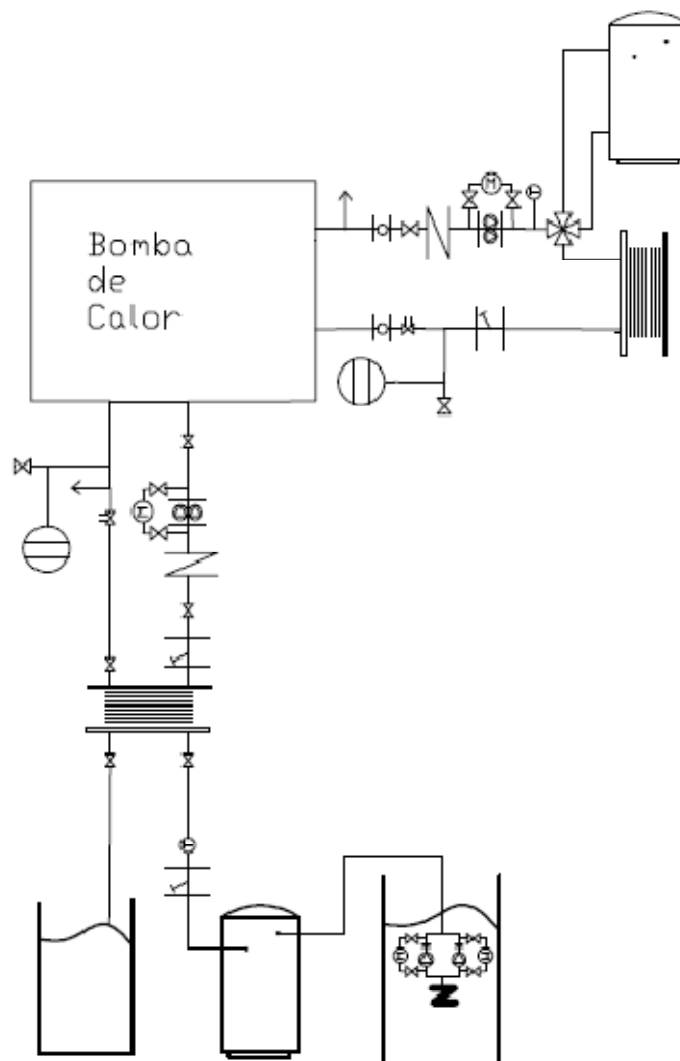


Figura 22: Esquema de principio



5.3 Regulación.

El sistema de producción se regulará según a los datos que proporcionen los sensores de temperatura interior y de temperatura ambiente colocados en la instalación:

- T1: sensor de temperatura del agua de impulsión.
- T2: sensor de temperatura del depósito de inercia de la bomba de calor.
- S: Sondas de temperatura ambiente dispuestas en las diferentes habitaciones.

Según los datos proporcionados el sistema de control hará que las válvulas, bombas o otros sistemas de control pertinentes se accionen.

El sistema de suelo radiante tiene su propio sistema de control independiente para cada colector con el que el usuario podrá establecer el horario de regulación.

El sistema de ventilación se activará según los horarios de uso del edificio. Cada planta tiene su unidad de climatización independiente por lo tanto en el caso que una planta dejase de ser utilizada por cualquier circunstancia esta podría ser desactivada.

Situación	Acción
$S < 21^{\circ}\text{C}$	Se activa el modo calefacción.
$S > 26^{\circ}\text{C}$	Se activa el modo de refrigeración
$T1 > 32^{\circ}\text{C}$	Se activa el by-pass del circuito de suelo radiante.
BC funcionamiento	Funcionamiento del suelo radiante según el dispositivo de control
Refrigeración y $T2 < 12^{\circ}\text{C}$	Se desactiva la bomba de calor y se refrigera con el depósito de inercia.
Calefacción y $T2 > 32^{\circ}\text{C}$	Se desactiva la bomba de calor y se refrigera con el depósito de inercia.
Refrigeración	Toma de agua por la parte superior del sistema.
Calefacción	Toma de agua por la parte inferior del sistema.
$S > 21^{\circ}\text{C}$	Deflectores de difusores en modo refrigeración.
$S < 21^{\circ}\text{C}$	Deflectores de difusores en modo calefacción.
Refrigeración Texterior $< 26^{\circ}\text{C}$	Ventilación con free-cooling
Calefacción Texterior $> 21^{\circ}\text{C}$	Ventilación con free-cooling

Tabla 21: Configuración del sistema de control.



5.4 Medidas de seguridad.

En el local en que se instale la enfriadora se emplazan también las bombas de circulación, los intercambiadores de placas y demás accesorios.

El local donde se ubica la enfriadora cumplirá los aspectos de la norma UNE 100020:2005 Climatización. Sala de máquinas y el Reglamento de Seguridad para Plantas e instalaciones frigoríficas 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.m² 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 instalará 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 aislarán 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 IN Climatización Soportes antivibratorios Criterios de selección.



6. Unidades terminales

El sistema de ventilación escogido han sido difusores rotacionales de elevada inducción ya que reducen las corrientes de aire que pueden resultar molestas. Estos difusores impulsarán el aire con una diferencia de temperatura, con ello conseguiremos paliar algunas cargas.

El resto de cargas térmicas se combatirán mediante suelo radiante para calefacción y suelo refrescante para refrigeración. Con este sistema obtenemos un buen grado de confort al no producirse corrientes además del ahorro de energía que se produce al distribuir el calor con agua que con aire.

6.1 Ventilación

El sistema de ventilación escogido han sido difusores rotacionales de elevada inducción ya que reducen las corrientes de aire que pueden resultar molestas. Estos difusores impulsarán el aire con una diferencia de temperatura, con ello conseguiremos paliar algunas cargas

Las condiciones de confort no solo requieren calentar o enfriar el aire interior. Para mantener la calidad del aire es necesario ventilar. Se entiende como ventilación el ingreso de aire fresco no contaminado en el interior del local. La renovación del aire en el interior de los locales es necesaria por tres motivos fundamentales:

- Mantener constante la concentración de oxígeno en el aire. Motivo respiratorio.
- Mantener limitada la concentración de CO₂ en el ambiente, producido por la respiración.
- Eliminar los olores corporales (función de la actividad de las personas) y el humo existente en ambientes donde se permite fumar.

En general la cantidad de aire nuevo a introducir en una zona vendrá determinado por el número de personas y la actividad que desarrollen. En algunos casos donde el aire es viciado por máquinas (cocinas, cuartos de baño, vestuarios) imponer una tasa de ventilación por m² en vez de por personas. Los caudales de aire de ventilación han sido calculados según la norma UNE-EN 13779:2008. Según esta norma los factores a considerar para estimar el caudal de ventilación son el número de ocupantes, la calidad del aire interior y si está permitido fumar.

La norma nos indica que para una calidad de aire interior IDA 2 en un espacio de no fumadores el caudal de aire de ventilación debe de ser 12,5 l/s por persona. Las climatizadoras se van a dimensionar para la ocupación máxima de cada planta.

Los conductos así como las unidades terminales de cada espacio se van a dimensionar para la ocupación máxima prevista en ese espacio. No se ha contado con simultaneidades.



Memoria

La ventilación puede realizarse mediante aire exterior o con una mezcla de aire exterior y aire recirculado. En nuestro caso solo vamos a impulsar el caudal mínimo exigido de aire exterior, por lo tanto no necesitamos aire recirculado.

La ocupación máxima de cada local, la potencia de ventilación requerida y la carga extra cubierta en ambos regímenes al impulsar con un pequeño salto de temperatura pueden consultarse en el anexo 4.1 “Unidades terminales. Ventilación”.

6.1.1 Unidad de tratamiento de aire

Se va a instalar una unidad de tratamiento de aire para cada planta, con esto nos aseguramos que si una planta se encuentra en desuso por alguna causa, simplemente con apagar su unidad de tratamiento se corte la circulación de aire. También nos permite realizar un diseño más preciso de los caudales y de los ventiladores. Las unidades de tratamiento de aire a instalar es de la marca Trox de la serie TKM-50 tamaño 5 aunque podrá ser sustituida por otra de características similares. Los equipos han sido diseñados con el programa de cálculo que proporciona el propio fabricante a excepción del recuperador de calor que se ha escogido uno de la marca Wolf modelo RWT KG 100 para cumplir con la eficiencia marcada por el RITE.

El filtro seleccionado será F9 que cumple con las exigencia del RITE para una calidad de aire interior IDA 2 y de aire exterior ODA 3. Se contempla la posibilidad de realizar free-cooling cuando las características del aire exterior serán favorables.

A continuación se exponen los datos de las baterías calculadas mediante el programa del fabricante. Como podremos ver más adelante en el apartado “6.1.4 Temperaturas de impulsión”.

B1: Batería de agua fría:

Modelo de batería: 35T 8R 1100

Nº de filas: 8.00

Nº de tubos: 35.00

Longitud aleteada: 1100.00

Altura aleteada: 875.00

Capacidad térmica: 21.84 Kw

Caudal de aire: 8532 m³/h

Velocidad paso aire: 2.5 m/s

Pérdida carga aire: 9 mm ca

Tª seca entrada aire: 28.4 °C

HR entrada aire: 49 % HR

Tª húmeda entrada aire: 20.5 °C



Memoria

Tª seca salida aire: 20.6 °C

HR salida aire: 79 % HR

Tª húmeda salida aire: 18.1 °C

Caudal de agua: 1709 l/h

Tª entrada agua: 13.0 °C

Tª salida agua: 24.0 °C

Pérdida carga agua: 0.0 m ca

Nº de circuitos: 56.00

Diámetro colector: 2 1/2"

Calor sensible/calor total: 1.00

Incluye separador de gotas: No

B2: Batería de agua caliente 1:

Modelo de batería: 35T 3R 1100

Número de filas: 3.00

Número de tubos: 35.00

Longitud aleteada: 1100.00

Altura aleteada: 875.00

Capacidad térmica: 25.72 Kw

Caudal de aire: 8532 m³/h

Velocidad de paso de aire: 2.5 m/s

Pérdida de carga del aire: 4 mm ca

Temperatura seca de entrada del aire: 15.0 °C

Temperatura seca de salida del aire: 21.0 °C

Caudal del agua: 3689 l/h

Temperatura de entrada del agua: 35.0 °C

Temperatura de salida del agua: 29.0 °C

Pérdida de carga del agua: 0.3 m ca

Número de circuitos: 35.00

Diámetro colector: 2"

Se dispondrán de 5 climatizadores dispuestos una al lado del otro en la azotea del edificio. De cada una de ellas partirán los conductos de impulsión y de retorno de cada planta. A la entrada de cada climatizadora se alojará una sonda de temperatura ambiente para regular el circuito hidráulico de las baterías en caso de que se tuviera que hacer freecooling.

Los datos técnicos de las máquinas pueden consultarse en el anexo de equipos apartado 3 "Climatizador".



Las tuberías que alimentan los climatizadores como los conductos de impulsión y retorno de cada climatizadora vienen representados en el planos correspondientes.

6.1.2 Difusores de impulsión.

Se ha decidido utilizar difusores rotacionales ya que estos al tener elevada inducción reducen la velocidad de la vena de aire que entra en contacto con las personas y consiguen una mezcla más homogénea en el recinto.

Los difusores a instalar serán los de la marca Luftec Schako modelo DQF 400 y DQF 600 con plenum modelo SGK-Z. Este modelo puede impulsar un rango de caudales desde 150 a 600 m³/h. Los difusores seleccionados podrán ser sustituidos por otros de características similares si se considera conveniente.

Las especificaciones técnicas vienen dadas en el anexo de equipos. Ahora vamos a indicar las características más importantes para cada uno de los caudales.

Modelo	Caudal (m ³ /h)	Pot son (dB)	P. carga (pa)	V. med (m/s)	R critico (m)
DQF 600	500	31	32	0,4	4
DQF 400	250	39	32	0,11	2,1
DQF 400	300	47	49	0,14	2,5

Tabla 22: Características de los difusores instalados.

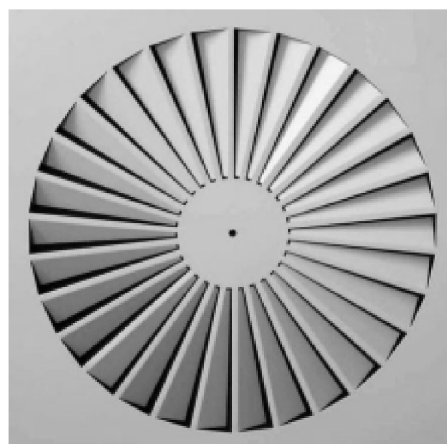


Figura 23: Difusor rotacional DQF



Memoria

Los detalles del cálculo de difusores necesarios en cada local y el caudal de trabajo se pueden consultar en el anexo de cálculos 4.1 "Unidades terminales. Ventilación" y en el anexo de cálculos 5 "Cálculo de conductos". Los criterios que se han seguido para su distribución son los siguientes:

- En los baños se ha decidido colocar 4 difusores impulsando con el caudal más bajo para poder situar dos en cada baño y así haber un mejor reparto del aire. En el baño de discapacitados se ha decidido no incluir ningún difusor y se ventilara con el aire de los locales contiguos.
- En los pasillos se ha decidido colocar 4 difusores impulsando con el caudal más bajo para poder hacer un reparto de ellos por todo el largo del recinto.
- En las salas de oficinas se ha decidido colocar difusores impulsando el caudal a 500 m³/h pero de un modelo mayor. Con esto conseguimos que estén lo suficientemente repartidos sin llegar a ser excesivos. A su vez el nivel de ruido es de 39 dB tolerable para una oficina.
- En el hall se ha decidido impulsar a 300 m³/h, ya que se necesita bastante caudal para el espacio que hay, además no hay problemas con el nivel de ruido.

Todos los difusores irán equipados con un plenum que permitirá ajustar el caudal lo más próximo al calculado en "4.1 Unidades terminales. Ventilación". El plenum induce una pérdida de carga mediante rejillas. El caudal se medirá hasta tener el sistema equilibrado.

La distribución de los difusores por todas las salas puede verse en los planos 8, 9 y 10.

6.1.3 Rejillas de extracción.

Las rejillas de extracción se encargan de extraer el aire de retorno del local. El caudal de retorno del local será un 15% inferior al de impulsión para sobrepresionar el edificio y evitar infiltraciones.

Las rejillas de extracción a instalar serán de la marca Luftec Schako modelo PA 525x125 otras de las mismas características. Los datos técnicos son los siguientes:

Caudal (m ³ /h)	Pot son (dB)	P. carga (pa)	V. med (m/s)
390	5	5	0,25

Tabla 23: Datos técnicos de la rejilla extractora.





Figura 24: Rejilla Schako PA

El resto de datos técnicos pueden verse en el anexo de equipos.

En todos los locales se dispondrá el mismo tipo de rejilla. El número de rejillas se pueden contemplar en el anexo de cálculos “4.1 Unidades terminales. Ventilación” y su disposición en los planos 11, 12 y 13.

Las rejillas se situarán en puntos cercanos a las paredes para que el aire extraído haya circulado por toda la estancia y evitar recoger aire directamente expulsado por los difusores.

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.

6.2 Suelo radiante.

En el sistema de suelo radiante los tubos que contienen el agua están inmersos en una capa de mortero de cemento con un pavimento cerámico. No son aconsejados los acabados que conlleven resistencias térmicas elevadas como maderas o alfombras. En invierno el mortero absorbe el calor de los conductos y lo cede al pavimento que emite esta energía hacia las paredes y techo mediante radiación y convección. En verano ocurre lo contrario es el pavimento el que absorbe calor por radiación y convección que transmite al mortero y este a la tubería enviándose el calor hacia el exterior del edificio.

6.2.1 Criterios de selección:

Se ha escogido el suelo radiante como sistema de distribución del frío y del calor ya que ofrece un buen grado de confort evitando corrientes de aire molestas. Además al necesitar temperaturas operativas relativamente bajas se obtiene un ahorro de energía.

La distribución por suelo es aplicable para calefacción y refrigeración obteniendo buenos resultados. Otros sistemas como el techo frío habrían presentado problemas de estratificación en invierno al quedarse el aire caliente en las partes altas. Esto se hubiera paliado creando corrientes con el aire de ventilación que pueden resultar molestas. Además el sistema de techo frío tendría que convivir en espacio con las tuberías de los difusores y los elementos de iluminación.

La implantación de radiadores tampoco hubiera sido conveniente ya que al tratarse de salas muy grandes no podrían situarse de tal forma que todo el local quedara climatizado. Además



Memoria

estos trabajan con temperaturas operativas muy altas, las cuales al climatizar con una bomba de calor nos es imposible alcanzar.

Las salas de oficina pueden verse modificadas en cuanto a su mobiliario interior, disponiendo los tabiques de cualquier manera. Utilizando suelo radiante esto no nos supone ningún inconveniente ya que al estar el calor distribuido no se crearían zonas frías o zonas calientes

6.2.2 Ventajas:

Confort:

En calefacción el perfil óptimo de temperaturas es aquel en el que la temperatura del aire a la altura de los pies es ligeramente superior a la de la cabeza. Como podemos comprobar en la figura siguiente el suelo radiante se aproxima a este perfil produciendo una máxima sensación de confort.

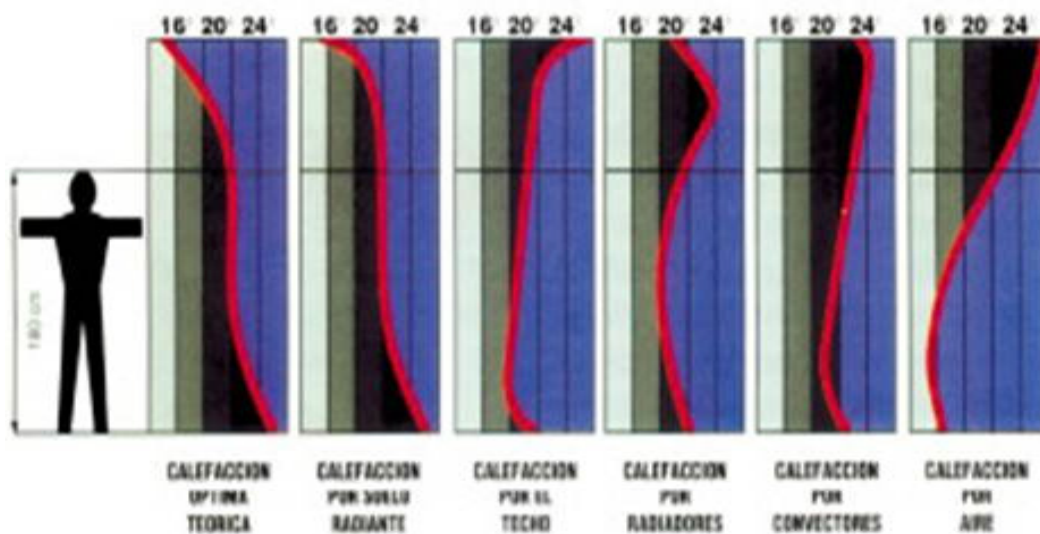


Figura 24: Distribución de temperaturas según el método de calefacción.

La sensación térmica de los ocupantes no corresponde únicamente a la temperatura del aire, sino que también se mide por la temperatura de confort o temperatura operativa. Esta temperatura equivale al promedio entre la temperatura del aire y la temperatura radiante media de las superficies de la habitación.

Como hemos dicho anteriormente al ser la unidad terminal todo el suelo de la zona climatizada esto da lugar a un intercambio térmico uniforme. Así se evitan las zonas frías o zonas calientes que se producen con otros sistemas con número limitado de unidades terminales ubicadas en diferentes puntos.



Memoria

A su vez en régimen de invierno la temperatura del suelo no puede descender de 19°C porque esto produciría el efecto denominado pies fríos que es desaconsejable para el confort de los ocupantes.

Mínimo movimiento de aire:

Al producirse el intercambio térmico por radiación el único movimiento de aire será el mínimo requerido para la ventilación. Se produce movimiento por convección de las capas frías a las capas calientes pero al ser tan baja la temperatura del suelo radiante esta será imperceptible.

Con esto conseguimos además de mejorar el confort ya que no se producen corrientes molestas un menor movimiento de polvo. Así obtenemos un entorno más higiénico y saludable.

Además un sistema todo aire o de expansión directa puede llegar a reseca mucho el aire del edificio y se puede producir el síndrome del edificio enfermo. Con el sistema de suelo radiante bien diseñado, sin alcanzar temperaturas de rocío que produjeran condensaciones, no reseca el aire.

Ahorro energético.

El sistema de suelo radiante funciona con temperaturas relativamente bajas, esto es un importante factor de ahorro energético ya que al no haber tanta diferencia con el ambiente exterior las pérdidas o ganancias de calor por los conductos o sala de máquinas serán menores.

Además esta temperatura moderada hace que sea compatible con la bomba de calor produciéndose un ahorro energético al utiliza la misma máquina para ambos sistemas. Además al reducir la temperatura de los focos la máquina se vuelve más eficiente.

Distribución con agua.

La distribución de la energía térmica con agua es mucho más eficiente que con aire. Esto se debe a la mayor densidad, calor específico y coeficiente de convección que tiene el agua.

Además la distribución por aire es más ruidosa, dependiendo de la velocidad a la que este discurra. El sistema de tuberías también produce ruido pero la placa de mortero que hay sobre ellas funciona como aislante mitigándolo.

Otro punto a favor es el volumen que ocupan las redes de distribución ya que con aire se necesitan redes de paso mucho más grandes.



6.2.3 Componentes

A continuación se va a realizar una descripción de los diferentes componentes. Para una explicación más detallada de estos véase el anexo de equipos.

Tuberías emisoras

Fabricadas en polietileno reticulado con barrera antidifusión de oxígeno. Dicha barrera evita el aporte continuo de oxígeno al caudal de agua lo cual originaría la oxidación continuada de las partes metálicas de la instalación, su deterioro, y la deposición de barros y óxidos en puntos localizados.

Panel aislante

Este elemento es un panel aislante que realiza la sujeción de tubería emisora. Al mismo tiempo que mantiene la tubería fija, evita pérdidas térmicas hacia el forjado inferior.

Cuenta con un aislamiento base de Poliestireno expandido de 30 kg/m³ de densidad y una lámina plástica de recubrimiento que dota al conjunto de una alta resistencia. Esta cuenta con un moldeado con engarces para fijar el tubo firmemente.

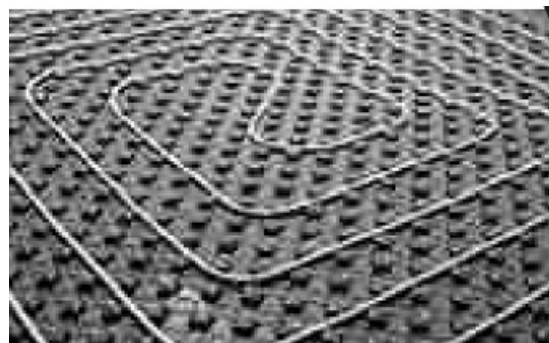


Figura 25: Panel aislante.

Zócalo perimetral

Banda de espuma de polietileno que se coloca en la base de todos los tabiques y elementos verticales de las zonas climatizadas. Absorbe las dilataciones del mortero de cemento, permite que las mismas se produzcan libremente, con independencia de paredes y suelo, al mismo tiempo que minimiza las pérdidas caloríficas laterales.

Mortero de cemento

El espesor recomendable de mortero de cemento es de 5 cm medidos a partir de la generatriz superior de la tubería. Espesores mayores aumentan la inercia térmica del sistema mientras que espesores menores reducen la capacidad de resistencia ante impactos.

Al mortero se le debe de añadir un aditivo que evita la aparición de bolsas y cámaras de aire y asegura el estrecho contacto con la tubería, imprescindible para posibilitar la correcta transmisión de calor.



Colectores

Los colectores distribuidores para Climatización Invisible Uponor están fabricados en poliamida, un material plástico que a su bajo peso añade una alta resistencia mecánica incluso a altas temperaturas.

Las válvulas de equilibrado son caudalímetros, que ofrecen en todo momento la posibilidad de ver el caudal circulante por cada circuito de la instalación. Las válvulas de equilibrado siempre deben ir montadas en la impulsión de los circuitos.

El colector de retorno posee llaves manuales de apertura y cierre de paso de agua a cada circuito, sobre la rosca de estas llaves se instalan los cabezales electrotérmicos para dotar al sistema de un control automático del caudal a cada circuito.

Datos técnicos:

Dimensiones de conexión: hembra - G1

Máx. temperatura de operación: 60°C

Máx. presión de operación: 6 bar

Máx. presión de prueba (máx. 24 h. = 30°C): 10 bar

Máximo caudal del colector: 3,5 m³/h

Valor Kv del colector: 1,4 m³/h

Tamaños disponibles: 2 - 12 circuitos

Caja de colectores

Los colectores se colocan en los correspondientes armarios o cajas metálicas para colectores. Los colectores se fijan a bastidores de poliamida y estos, a su vez, se fijan a los bastidores metálicos de la caja de colectores. Las dimensiones de las cajas metálicas para colectores de 8 a 12 salidas tienen que ser de 5500X1000X100.



6.2.4 Diseño

El diseño se ha realizado siguiendo la norma UNE EN 1264 y tomando las directrices del proyecto de norma UNE 1264 que está trabajando en el desarrollo de los sistemas radiantes a todas las superficies así como su utilización tanto para calefacción como para refrigeración.

El fabricante seleccionado es UPONOR y los datos técnicos del producto son los que suministra y se pueden ver en el anexo de equipos. La instalación podría realizarse con cualquier otro fabricante que comercialice un producto de las mismas características.

Aislamiento descendente

Las capas de debajo del sistema de suelo radiante deben de cumplir con las resistencias dadas en la siguiente tabla con el objetivo de limitar la emisión de calor hacia las habitaciones situadas debajo.

	Habitación calentada inferiormente	Habitación calentada o calentada intermitentemente por debajo o directamente en el terreno	Temperatura del aire exterior debajo		
			Temperatura exterior de diseño o nominal $T_d \geq 0^\circ\text{C}$	Temperatura exterior de diseño o nominal $0^\circ\text{C} > T_d \geq -5^\circ\text{C}$	Temperatura exterior de diseño o nominal $-5^\circ\text{C} > T_d \geq -15^\circ\text{C}$
Resistencia Térmica ($\text{m}^2\text{K}/\text{W}$)	0.75	1.25	1.25	1.5	2.0

Tabla 24: Resistencia mínima de las capas de debajo del suelo radiante.

Como podemos comprobar en el anexo de cálculos “1.1 Transmitancia de cerramientos opacos”. El suelo de la planta baja cumple con las exigencias con una resistencia térmica de 1,74 $\text{m}^2\text{K}/\text{W}$. Sin embargo hay que hacer los cálculos sumándole el material aislante de la instalación. Los datos están en el anexo de cálculos “4.2.2 Suelo radiante. Parámetros de diseño”

Emisión térmica

Denominamos emisión térmica a la carga que es capaz de combatir el sistema de suelo radiante. Las demandas térmicas de cada local pueden consultarse en el anexo 4.2.1 “Suelo radiante. Cálculo de cargas por locales”.



Memoria

Régimen de invierno

En régimen de calefacción en la norma UNE-EN 1264-2:2009 se establece que la emisión térmica en W/m² y la diferencia entre temperatura media del suelo y la del local a climatizar están relacionadas de la siguiente manera:

$$q = 8,92 \times (T_{\text{suelo}} - T_{\text{local}})$$

En este régimen la demanda térmica es menor ya que la gran parte queda paliada por la ventilación. La máxima demanda se produce en el pasillo de la planta cuarta y es igual a 16,5 W/m² como se puede comprobar en el anexo de cálculos 4.2.1 "Suelo radiante. Cálculo de cargas por locales".

$$16,5 = 8,92 \times (T_{\text{suelo}} - 21) \quad T_{\text{suelo}} = 22,8^{\circ}\text{C}$$

En los demás locales la demanda es mucho menor siendo la mínima 3,41 W/m² en la sala de oficinas de la primera planta. Vamos a tomar 22,8°C como la temperatura en todos los locales.

Régimen de verano

En la norma UNE-EN 1264:2009 no se publica la emisión térmica en función de la diferencia de temperaturas entre el suelo y la estancia, por lo que se ha tomado la ecuación facilitada por el fabricante según ensayos y el comote de norma CEN-CT228:

$$q = 7 \times (T_{\text{suelo}} - T_{\text{local}})$$

Como hemos analizado anteriormente en las ventajas del sistema de suelo radiante, en verano no se puede cubrir toda la demanda manteniendo el suelo por debajo de los 19°C. Con temperaturas inferiores se presentarían problemas de pies fríos. Por lo tanto con este parámetro vamos a comprobar la temperatura máxima que puede cubrir el suelo.

$$q = 7 \times (T_{\text{local}} - T_{\text{suelo}}) = 7 \times (26 - 19) = 49 \text{ W/m}^2$$

Gracias al apoyo en la refrigeración que conlleva el impulsar aire a 20°C en la ventilación las cargas térmicas se ven reducidas. Si consultamos el anexo de cálculos "Suelo radiante. Cálculo de cargas por locales" se comprueba que todos los locales pueden ser refrigerados por este método.

Para que no se produzcan condensaciones las temperaturas del suelo deben de ser superiores a la temperatura de rocío. Podemos comprobar en el anexo de cálculos 2.1 "Humedad relativa interior en régimen de verano". Podemos comprobar que la temperatura de rocío es 15,9°C por lo que no es un impedimento.

Cálculo de temperaturas de ida de diseño.



Memoria

El fabricante Uponor nos facilita las curvas características de los sistemas que comercializa. Con estas curvas conociendo el tipo de tubería, la separación entre tubos, la resistencia térmica del pavimento y el régimen en que nos encontremos se pueden estimar la desviación media de temperatura entre la habitación y el agua necesaria para suministrar la potencia calculada en el apartado anterior.

En el anexo de cálculos “4.2.2 Suelo radiante. Parámetros de diseño” se puede comprobar que la resistencia ascendente es igual a 0,2 m²K/W.

Régimen de verano

Para obtener la temperatura de ida de diseño utilizamos la misma carga para todos los locales. Esta será de 28 W/m². Vamos a seleccionar un paso de tubo de 30 cm por cuestiones de diseño. Obtenemos una diferencia media logarítmica de 11 °C.

La tubería seleccionada es del catálogo de Uponor el modelo evalPEX 16x1,8 mm. Ésta es la de menor tamaño por lo tanto la más económica. A continuación se dan las tablas para refrigeración de este tipo de tubería.

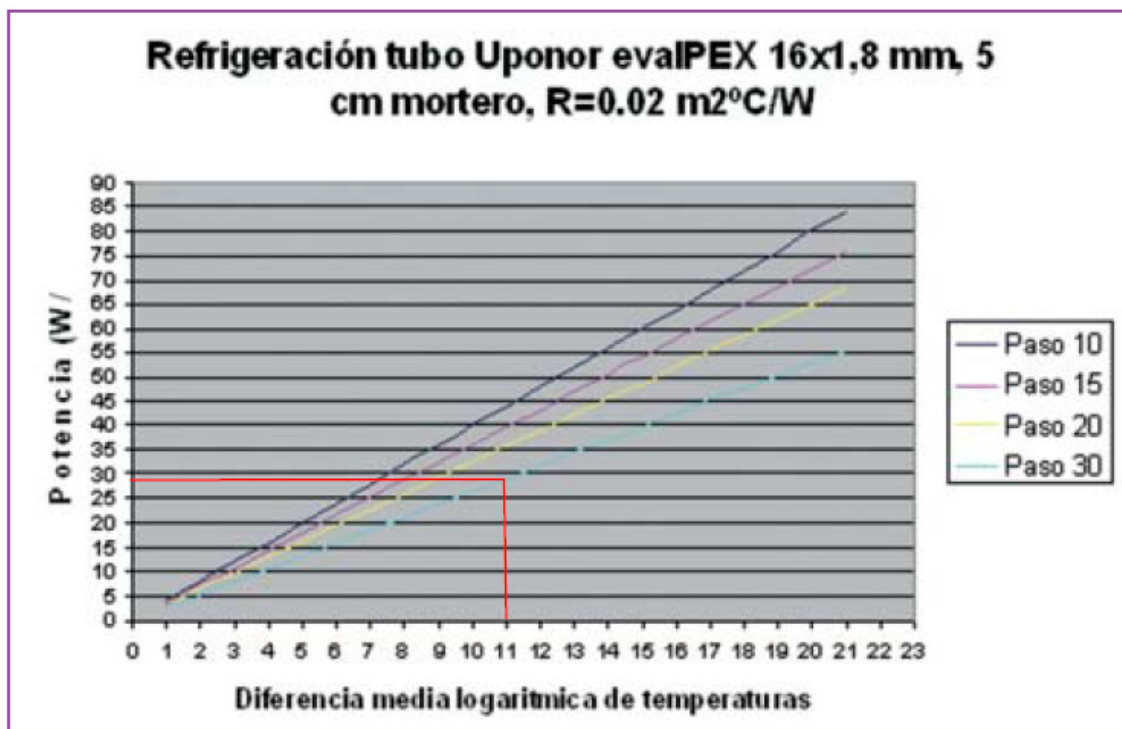




Figura 26: Potencias de refrigeración en función del paso de tubo y la media logarítmica de temperaturas.

Para calcular la desviación media de temperatura aire-agua la norma UNE EN 1264-3 dice que hay que tener en cuenta la temperatura media logarítmica del agua de las tuberías para no desestimar el efecto de la caída de la temperatura:

$$\Delta T_{\text{aire-agua}} = \frac{|T_{\text{sal}} - T_{\text{ent}}|}{\text{Ln} \left(\frac{|T_{\text{aire}} - T_{\text{ent}}|}{|T_{\text{aire}} - T_{\text{sal}}|} \right)}$$

Con la diferencia de temperatura logarítmica de 11°C estimamos una temperatura de entrada de 13°C obtenemos un salto térmico de 5°C. La temperatura de retorno será entonces 18°C. Estos datos pueden comprobarse en el anexo de cálculos 4.2.2 “Suelo radiante. Parámetros de diseño”.

Como hemos dicho anteriormente vamos a emplear la misma carga para todos los locales, esto es debido como veremos posteriormente a que parte de la carga se vencerá utilizando el circuito de calefacción. También hay que tener en cuenta que el salto de temperaturas de las instalación no puede ser más de 5°C. Los cálculos de la temperatura de retorno se encuentran en 4.2.2 “Suelo radiante. Parámetros de diseño”.

En el anexo 4.2.3 “Suelo radiante. Cálculo de pasos y caudales” puede consultarse el paso de tubo calculado para cada estancia.

Régimen de invierno

Al igual que en el caso anterior el fabricante nos da las curvas característica para modo calefacción. Con estas obtendremos igual que antes la diferencia media logarítmica de temperatura entre el aire y agua.

Se ha dimensionado con un paso de tubo de 30 cm por lo tanto se va a jugar con los saltos de temperatura para poder alcanzar la potencia necesaria. Se plantea impulsar el agua a 30°C. Hay que tener en cuenta que el salto de temperatura no puede superar los 15°C. Los saltos de temperaturas se pueden ver en el anexo 4.2.2 “Suelo radiante. Parámetros de diseño”.

Se puede comprobar que las demandas requeridas son muy bajas por lo que vamos a dimensionar con holgura ya que no habrá mucha variación el salto de temperatura. Las tablas con los datos requeridos a continuación.

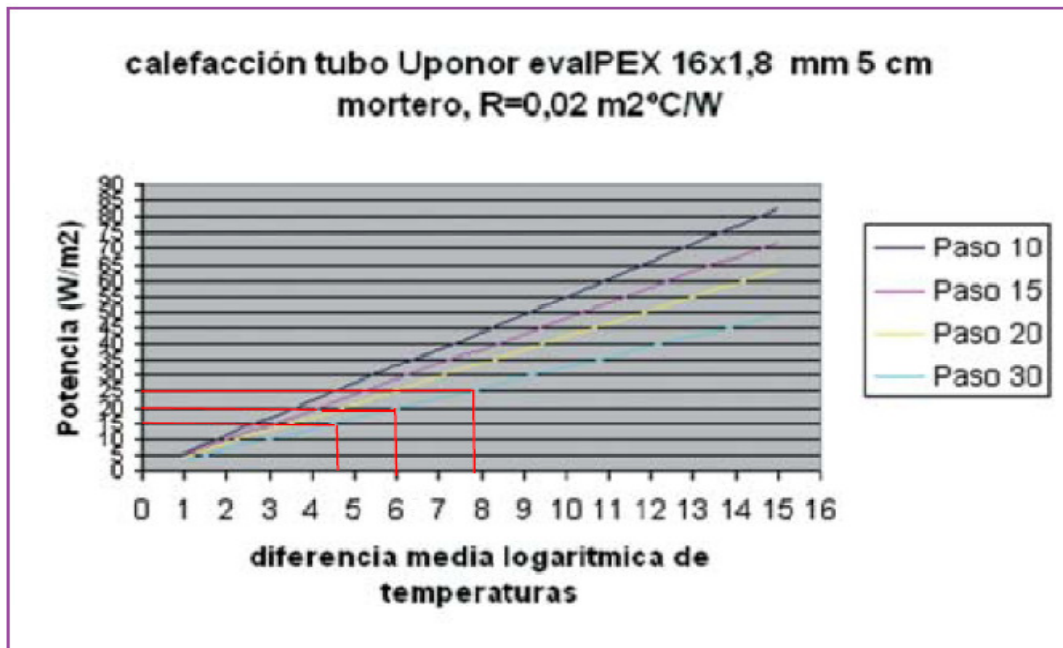


Figura 27: Potencias de calefacción en función del paso de tubo y la media logarítmica de temperaturas.

En el anexo 4.2.2 “Suelo radiante. Parámetros de diseño” se indican los valores de potencia máxima obtenidos para distintos pasos de tubo y saltos de temperatura obtenidos de las gráficas que facilita el fabricante.

Caudal necesario

El caudal necesario para cubrir la demanda se calcula mediante la siguiente expresión establecida según la norma UNE-EN 1264-3:1998:

$$m_H = \frac{A \cdot q}{\sigma \cdot c_{ag}} \left(1 + \frac{R_0}{R_u} + \frac{T_{ascen} - T_{descen}}{q \cdot R_u} \right)$$

Los caudales obtenidos para cada uno de los circuitos pueden consultarse en el anexo de cálculos 4.2.3 “Suelo radiante. Cálculo de pasos y caudales”.

Las salas de oficinas al ser muy grandes requieren caudales muy altos, estos son incompatibles con las pérdidas de carga máximas que deben de ser de 250 Pa/m. Por lo tanto cada sala tendrá varios circuitos de suelo radiante. Estos se pueden ver en 4.2.4 “Suelo radiante. Distribución de colectores”.

Esta separación en circuitos es beneficiosa también en el momento en el que se produzca una avería en uno de ellos. Si esto ocurriera el resto seguiría funcionando y la zona no climatizada sería menor.



Integración de la demanda de verano e invierno

Debido a que era imposible impulsar con un circuito para los dos regímenes se ha optado por un diseño compartido de los circuitos. En invierno dependiendo de la carga de cada sala tendremos unas temperaturas de salida diferentes. Todas entran dentro del marco que permite el fabricante.

En verano y en invierno se ha diseñado con un paso de tubo de 30 cm. Para poder integrar los dos sistemas en invierno se impulsara por su correspondiente circuito el caudal necesario. En verano se utilizaran dos circuitos paralelos en vez de uno solo, por lo que equivaldría a un paso de tubo de 15. Se aprovechará el circuito de invierno con su caudal y se complementará con el circuito paralelo por el que discurrirá el caudal que falte. Existen dos excepciones que son los baños y el pasillo de la última planta, que al requerir más caudal en invierno pueden vencer la carga en verano con un único tubo.

De esta manera se consigue una regulación más ajustada a la demanda real del edificio y circuitos menos largos disminuyendo así las pérdidas de carga.

Colectores

Desde cada colector se alimentarán cada una de las salas. Los circuitos de cada local se dispondrán en paralelo para que a todos llegue el agua a la misma temperatura.

Desde los colectores se puede prefijar el horario y el caudal total. El caudal deseado en cada local, así como el cambio de caudal de verano a invierno se conseguirá mediante válvulas de equilibrado situadas próximas a la entrada del local encajonadas en el suelo en una caja de plástico o metal resistente a los impactos.

Si para una estancia el caudal de diseño fuera excesivo o deficiente también se puede modificar con las válvulas de equilibrado. También se puede cortar el suministro a las habitaciones si esto fuera necesario. Todas estas operaciones solo podrá realizarlas el personal de mantenimiento que es el único con acceso a las cajas.

Al no poder equilibrarse automáticamente los caudales en invierno y verano estos deben ser los mismos. Como hemos explicado anteriormente el circuito de invierno será único y el de verano comprenderá este último más uno auxiliar.

Los caudales por cada colector y por cada estancia pueden consultarse en el anexo 4.2.4 "Suelo radiante. Distribución de colectores". En el momento de la instalación estos serán los caudales que deberán ajustarse en cada circuito.

Diseño de circuito radiantes



Memoria

El diseño más adecuado según el fabricante es en espiral. Con eso se consigue que las tuberías de ida y de retorno siempre estén contiguas estando la tubería más caliente próxima a la más fría para asegurar la homogeneidad de la emisión térmica.

La configuración en espiral presenta curvas menos pronunciadas por lo que se facilitará la circulación del agua.

La representación de los circuitos de la instalación aparece en los planos 14,15,16. En el caso que aparecieran obstáculos sería el instalador el que eligiera la solución que mejor considerase.

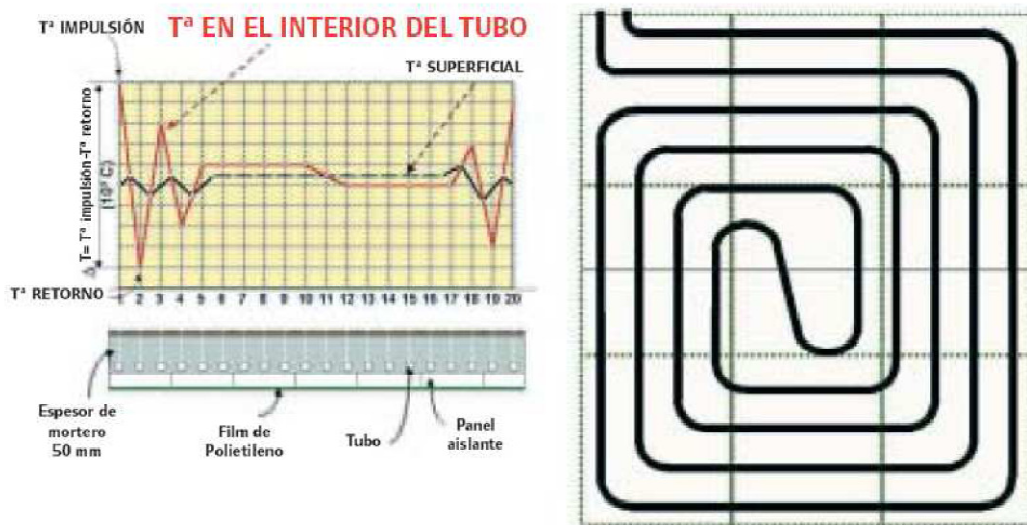


Figura 28: Configuración en espiral

Con la configuración en espiral conseguimos que las temperaturas más extremas se localicen en las zonas perimetrales y las más suaves en el interior, que es la zona de más uso.

La longitud de la tubería se calcula así:

Longitud= área/paso

A esta longitud habría que añadirle la distancia al colector.

Las longitudes de tubo se hallan en el anexo 4.2.3 “Suelo radiante. Cálculo de paso y caudales”.



7. Cálculo de tuberías y conductos

7.1 Conductos aire ventilación

Se van a instalar conductos de chapa de acero galvanizado. Estos se caracterizan por ser higiénicos y resistentes. Además pueden ser limpiados interiormente en caso de que acumularán suciedad.

El caudal de retorno va a ser un 15 % menor del de impulsión para producir sobrepresión en el edificio y evitar las infiltraciones.

EL falso techo tiene una altura de 60 cm de alto. El diseño de la red de conductos se ha realizado de tal manera que los ramales principales de la impulsión y el retorno vayan paralelos y se produzcan cruces con las derivaciones que alimentan a los difusores. Solo habrá un punto crítico de cruce entre los dos ramales principales, pero se ha diseñado para que no excedan los 60 cm del falso techo.

Dimensiones

El método para el cálculo de los conductos de aire utilizado es el descrito en el DTIE 5.01 Cálculo de conductos. Método de pérdida de carga constante. Este consiste en fijar una pérdida de carga por metro igual para todos los tramos del circuito. En nuestro caso será de 0,7 Pa/m.

Se debe realizar un equilibrado en la instalación ya que los caudales que lleguen a cada difusor no serán los requeridos. Para ello se instalarán rejillas en los conductos requeridos que induzcan una pérdida de carga. Con esto conseguimos que la instalación este compensada.

Tanto para el circuito de impulsión como el de extracción se va a limitar una velocidad de 7 m/s. Una velocidad mayor supondría un aumento de los ruidos y por lo tanto un estado de incomodidad.

Utilizando la carga y el caudal de cada tramo acudimos a las tablas que nos proporciona el libro "Fundamentos de la climatización. Selección del diámetro de los conductos". En ellas obtenemos las medidas de cada conducto. Cuando el caudal proporcionado no coincida con los de la tabla se interpolará variando su velocidad y teniendo en cuenta que esta no exceda la máxima establecida anteriormente.

La pérdida de carga solo se contabilizará en los ramales que transcurran hacia el difusor más alejado. Proporcionando presión para este difusor nos aseguramos el suministro al resto.



Memoria

Se ha separado la instalación en dos grandes ramales hacia el este y el oeste de la sala de oficinas y otro más pequeño que irá a los baños. En el cálculo de cada ramal se han separado los conductos principales de las derivaciones para facilitar las cuentas.

El cálculo de las dimensiones de cada conducto, velocidad y pérdida de carga lineal se puede consultar en los anexos de cálculos 5.1.1 y 5.1.2 “Conductos. Cálculo de conductos de impulsión y de retorno. Dimensiones”.

La instalación de los conductos se realizará según las indicaciones proporcionadas en los planos 8, 9, 10, 11, 12 y 13. Si surgiera algún imprevisto por la aparición de algún obstáculo este lo solucionaría el instalador como mejor considerase.

Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga en los elementos singulares como codos y derivaciones se calcularán mediante el método establecido en la DTIE 5.01. Las derivaciones y los codos se realizarán con radio constante igual al ancho del conducto. La pérdida de carga se calculará mediante la siguiente fórmula siendo v la velocidad de paso del aire por el conducto y C una constante característica para cada elemento proporcionada por la DTIE 5.01:

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

Las mayores pérdidas de carga para la impulsión se registran en los conductos de la Sala 1 en la planta primera y de la parte oeste en el resto de las plantas. Para extracción las mayores pérdidas se producen en la Sala 2 en la planta baja y en la parte este en el resto de las plantas. En ambas situaciones debemos de contar la zona central común.

Se ha realizado un cálculo de las cargas en singularidades. Con ellos hemos comprobado que las cargas por derivaciones son 0 o incluso negativas por lo que no se contabilizan.

El cálculo y los parámetros utilizados de las pérdidas lineales y singulares de los conductos más desfavorables se encuentran en los anexos “5.1.1 y 5.2.2 Pérdidas de carga”. También se encuentran allí las pérdidas producidas en la conexión a los climatizadores y en el propio equipo climatizador.

Selección de ventilador

La instalación va a constar de un climatizador para cada planta, por lo que se han calculado las pérdidas y los caudales de cada una de estas. De esta forma si alguna de las plantas se encuentra inhabilitada o tiene horarios diferentes su climatizador se puede desconectar.

Para dimensionar los diferentes elementos del climatizador hemos introducido los datos de las pérdidas de carga y de los caudales máximos calculados en el programa de cálculo



proporcionado por el fabricante. De esta manera escogeremos el ventilador que más se adecue a la instalación.

Las características de todos los componentes del climatizador las podemos encontrar en el anexo de equipos correspondiente.

7.2 Cálculo de tuberías

7.2.1 Cálculo de pérdida de cargas

Para calcular las pérdidas de cargas se ha utilizado el método establecido en DTIE 4.01 “Tuberías, cálculo de las pérdidas de presión y criterios de diseño”. Las máximas pérdidas admisibles serán 250 Pa/m y la velocidad máxima se establece en 1,5 m/s para evitar ruidos.

Para flujo turbulento en tuberías rugosas las pérdidas se calcularán mediante la siguiente fórmula siendo ξ la rugosidad del material de la tubería:

$$\Delta P_f = f \cdot \frac{L}{D_H} \cdot \frac{\rho \cdot v_m^2}{2} \quad \frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\xi/D}{3,71} \right)$$

En el anexo de cálculos 6.1 “Cálculo de tuberías. Caudales máximos” se detalla una tabla con los diámetros normalizados de tuberías de acero galvanizado serie normal según la norma UNE 19.040/93 con rugosidad 0,15 y el caudal máximo que podrá circular por ellos para no superar la velocidad de 1,5 m/s ni las pérdidas de 250 Pa/m.

En adelante solamente se indicarán los cálculos para los circuitos más desfavorables con los que se dimensionarán las bombas de circulación. Las dimensiones del resto de tuberías que aparecen en planos se seleccionarán siguiendo la tabla anterior.

7.2.2 Circuitos de suelo radiante

Para seleccionar la bomba necesaria se calcularán las pérdidas de los circuitos de cada colector y se dimensionará para el que presente mayores pérdidas.



Memoria

Aunque el fabricante emplea unas tuberías de un polímero especial con barrera antidifusión de oxígeno tomaremos como rugosidad de las tuberías la del PVC y el polietileno, 0,007mm. Con estos datos se calcula el coeficiente adimensional de pérdidas f , que es igual a 0,01542.

El diámetro de las tuberías de los circuitos de suelo radiante es de 16 mm para caudales inferiores a 0.125 l/s y 20 mm para caudales superiores. Para no sobrepasar las pérdidas de 250 Pa/m el caudal máximo que puede tener cada circuito es de 0.250 l/s. Las pérdidas de carga para los diferentes caudales se pueden consultar en el anexo 6.2 “Cálculo de tuberías. Circuitos de suelo radiante”. También pueden consultarse en el mismo las pérdidas máximas en los circuitos radiantes de cada colector.

Las pérdidas mayores se encuentran en el colector 4, en la oficina este 1. También hay que tener en cuenta las pérdidas de la válvula de equilibrado, del colector y las de la conexión al colector.

Todas las tuberías que conectan al colector y con las válvulas de equilibrado de cada estancia serán de acero galvanizado. Para el cálculo de la pérdida de carga se tomará la rugosidad del acero galvanizado como 0,15 mm. Hay que tener en cuenta que por el colector circulara la suma de caudales de todas las estancias que le corresponden.

Las pérdidas en cada elemento y la presión y caudal a suministrar por la bomba se indican en el anexo 6.2. Al no saber a priori las pérdidas en las válvulas se ha realizado una estimación. Por último se sobredimensionarán las pérdidas en un 10% para asegurar que la bomba proporcione el suministro.

La presión a suministrar por los circuitos radiantes será de 175 kPa y el caudal máximo que puede circular será de 16,71 l/s, que es la suma de todos los caudales de los circuitos. Con estos datos dimensionaremos la bomba de impulsión.

Selección del grupo de impulsión.

El grupo de impulsión a instalar será una bomba gemela. Con esto conseguimos que en caso de avería de una de ellas nos aseguremos el suministro.

Los circuitos radiantes tienen un periodo de funcionamiento dependiendo de la época del año o incluso en función de los requerimientos de los usuarios por lo tanto los caudales no van a ser constantes. Por ello la bomba seleccionada deberá ser de velocidad variable.

Se ha seleccionado una bomba de clase energética A con diferentes perfiles de ajuste para la relación presión-caudal. Estas bombas son de la marca Grundfos y el modelo es TPED 80-240/4-S. Las características técnicas podrán consultarse en el anexo de equipos.

La regulación de la bomba será de presión constante. Mientras circule el caudal nominal las pérdidas de presión serán constantes. Cuando se modifique el funcionamiento de algún



Memoria

colector bien sea por motivo estacional o por necesidad del usuario la bomba automáticamente proporcionará el caudal que produzca la pérdida de carga para la que ha sido ajustada.

En la figura se han marcado los puntos de funcionamiento de la bomba que dependerá del caudal en cada momento y la potencia consumida que será de 5.09 kW.

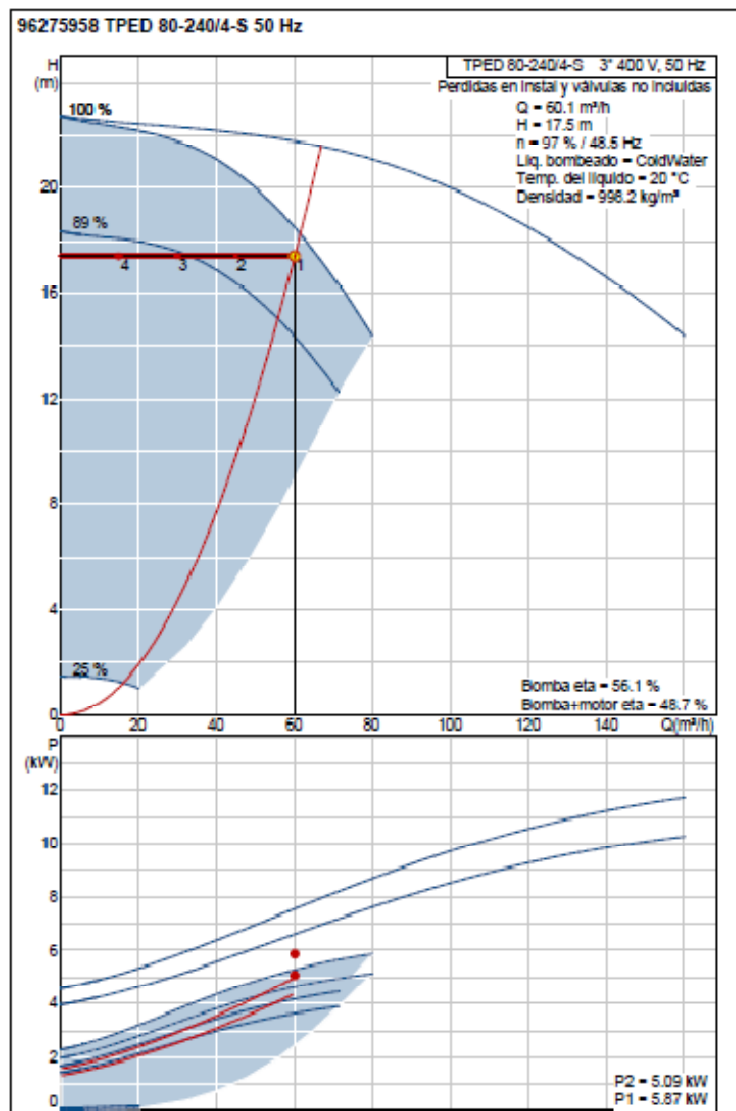


Figura 28: Curvas de funcionamiento de la bomba Grundfos TPED 80-240/4-S

7.2.3 Circuito climatizador

Se va a dimensionar la instalación para régimen de invierno ya que es cuando más caudal se produce. La bomba seleccionada será de clase energética A.



Memoria

Los cálculos de las pérdidas pueden consultarse en el anexo 6.3 “Cálculo de tuberías. Climatizador”.

El caudal total por este circuito será de 5,5 l/s y la presión de 13,3 kPa. Se ha seleccionado una bomba de la marca Grundfos modelo Magna 32-60.

Se ha decidido realizar una instalación a dos tubos ya que las pérdidas de carga son parecidas y se necesita el mismo equipo tanto para régimen de verano, como de invierno. Aún así hemos tomado los datos del caso más desfavorable que es en invierno. Para conseguir el caudal deseado en el régimen de verano basta ejercer una pérdida de presión mediante la válvula de equilibrado.

A continuación se representan las curvas de funcionamiento de la bomba Grundfos Magna 32-60.

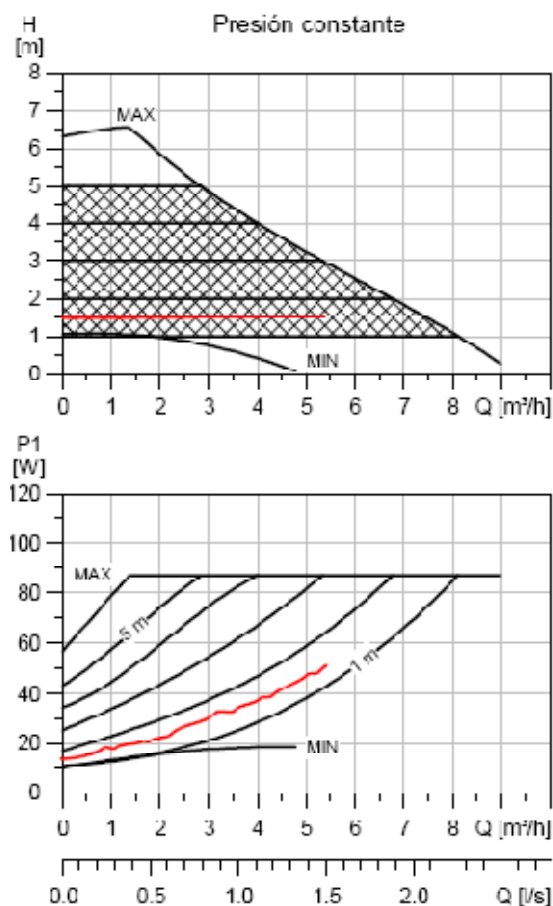


Figura 29: Curvas de funcionamiento de la bomba Grundfos Magna 32-60

La potencia consumida será de 50 W.



7.2.4 Circuito primario

El fabricante nos proporciona la pérdida de presión producida en el evaporador y en el condensador. En nuestro caso en el evaporador el mayor caudal se producirá en régimen de verano y será de 33 l/s dando una pérdida de carga de 22 kPa. En el condensador el mayor caudal se produce en régimen de invierno y es de 13 l/s cuya pérdida será de 10 kPa.

Las pérdidas máximas en los intercambiadores serán de 30 kPa y la pérdida por valvulería se estima en 5 kPa.

Por lo tanto se necesita una bomba de caudal 13 l/s que pueda soportar 50 kPa en el circuito primario de conexión del intercambiador con el pozo a la bomba de calor. También se necesita una bomba que soporte 63 kPa con un caudal de 33 l/s para el circuito de conexión de la bomba de calor con el intercambiador al secundario.

Se van a instalar en ambos circuitos bombas gemelas que puedan soportar las condiciones más desfavorables.

Se ha escogido para los dos circuitos una bomba de la marca Grundfos modelo NB 100-200/219 de clase energética A. Su consumo máximo será de 2,63 kW.

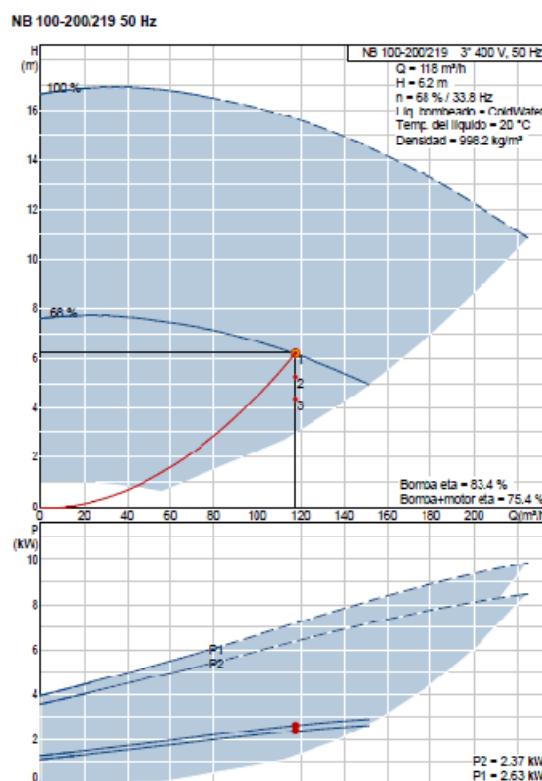
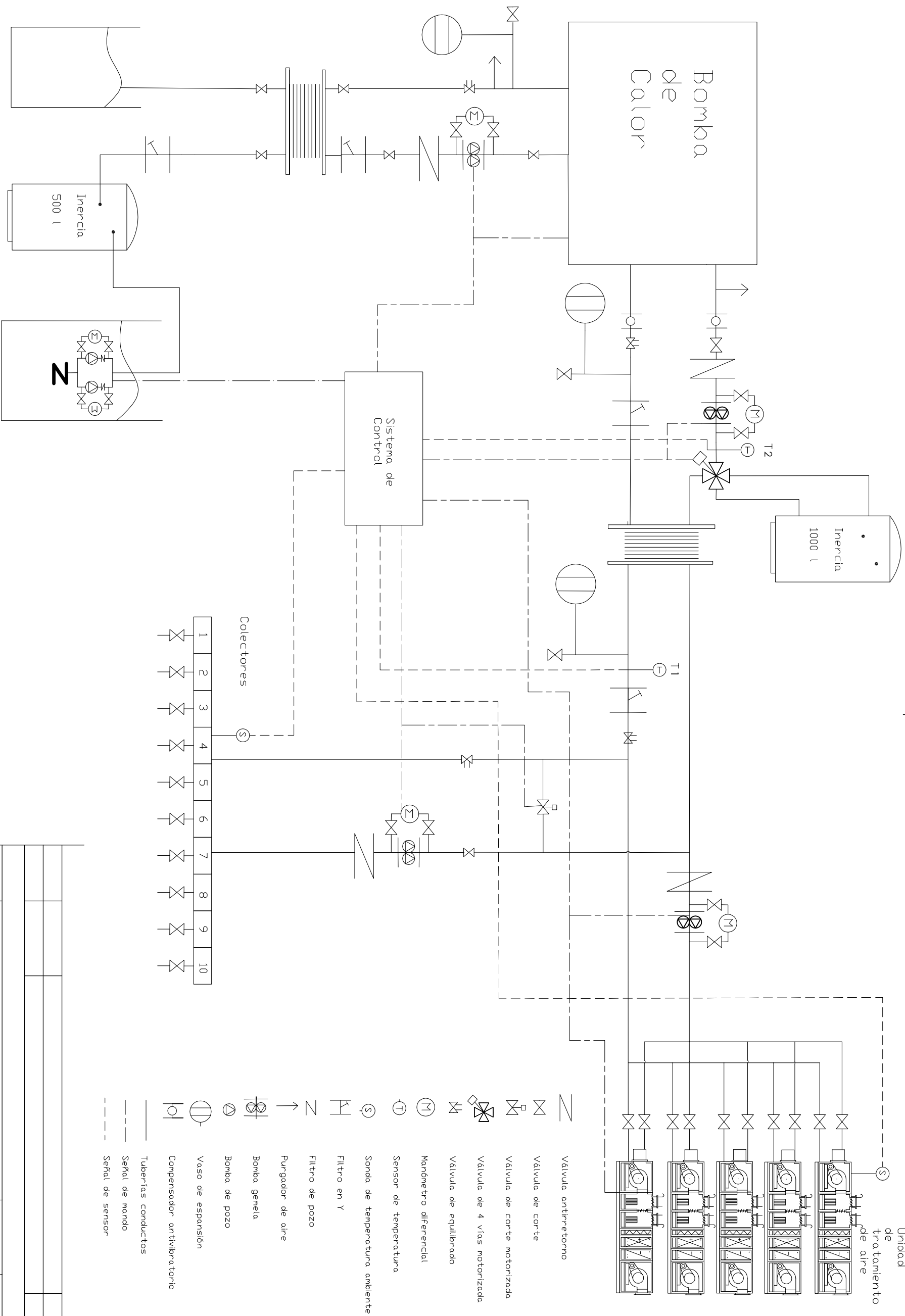


Figura 30: Curvas de funcionamiento de la bomba Grundfos NB 100-200/219



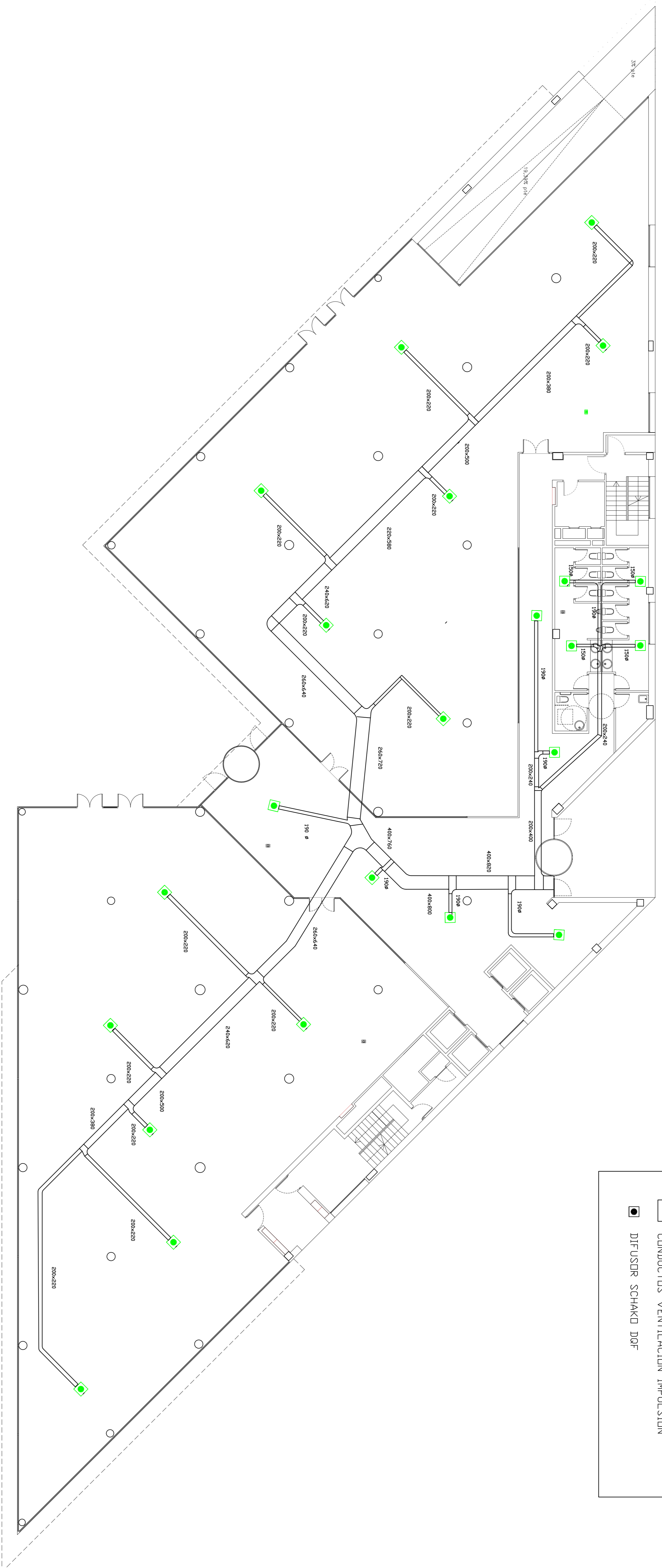
8. Medidas de ahorro de energía

- Se ha realizado un estudio de las diferentes alternativas que se pueden llevar a cabo en la instalación. Se ha decidido utilizar un sistema de bomba de calor agua – agua. Esta nos proporciona tanto frío como calor y como se ha podido comprobar en el apartado “4 .Estudio de alternativas” tiene los mejores rendimientos, por lo tanto los más bajos consumos de energía primaria. Este tipo de sistema se puede utilizar gracias a la disposición de agua en el freático en la zona.
- Se ha decidido impulsar agua a 35º en invierno y 12º en verano. Como se puede comprobar en el apartado “5. Sistema de producción” esto beneficia el rendimiento de la bomba de calor al trabajar con saltos de temperatura menores. Estas temperaturas tan moderadas se consiguen fundamentalmente al utilizar el suelo radiante como método de distribución.
- Se ha instalado un recuperador rotativo en todas las unidades de climatización para aprovechar la energía del aire de expulsión. Sin esta medida la carga de ventilación supondría un 21 % de las cargas en verano y un 70 % en invierno. Con el recuperador se recupera un 67% de la energía del aire de expulsión.
- La arquitectura del edificio aunque no depende de nosotros también contribuye a un ahorro de energía. El edificio dispone de grandes ventanales por los que entra la luz solar y evita un uso continuado de la iluminación. A su vez dispone de un sistema de lamas que disminuye la radiación que provoca una mayor demanda.
- Implantación de la medida fijada por la modificación del 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 interiores a 26ºC y en invierno no serán superiores a 21ºC. En este edificio se consigue una reducción de la demanda de un 4% en verano.
- Se ha diseñado la instalación y el climatizador incorporando compuertas motorizadas y una caja de mezcla para que sea capaz de realizar free-cooling en los momentos en que las condiciones externas lo permitieran, obteniendo así una ventilación sin necesidad de climatizarla.



- Válvula antirretorno
- Válvula de corte
- Válvula de corte motorizada
- Válvula de 4 vías motorizada
- Válvula de equilibrado
- Manómetro diferencial
- Sensor de temperatura
- Sonda de temperatura ambiente
- Filtro en Y
- Purgador de aire
- Bomba gemela
- Vaso de expansión
- Compensador antivibratorio
- Tuberías conductos
- Señal de mando
- Señal de sensor

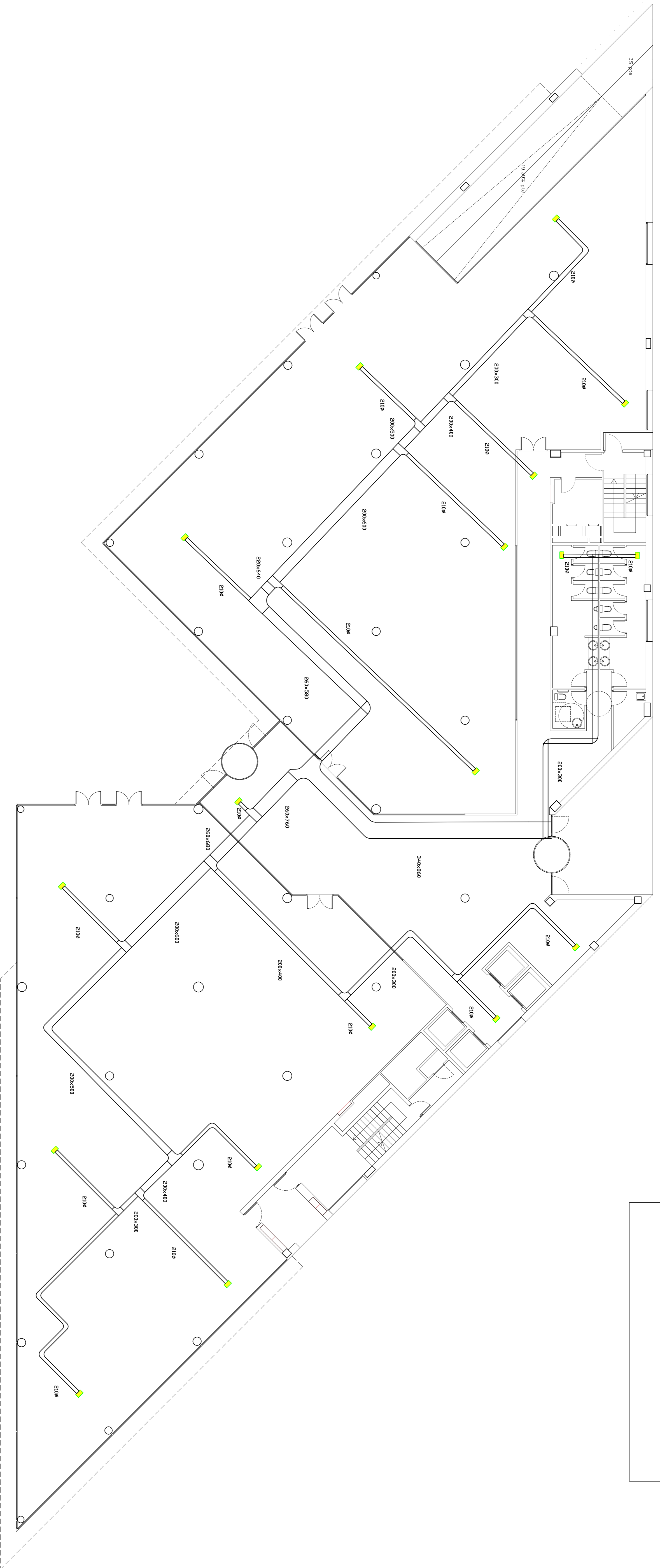
Nº Plano	7	Proyecto	Climatización de un edificio de oficinas en Zaragoza	Dibujado	31/8/2011	Firma	J.M. Martínez
Escala	S/E	ESQUEMA DE PRINCIPIOS		Revisado	31/8/2011	J.M. Martínez	
				Aprobado	31/8/2011	J.M. Martínez	

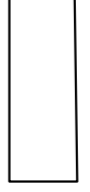



TERMOSTATO INALAMBRIKO POR ZONA
 CONDUCTOS VENTILACION IMPULSION
 DIFUSOR SCHAKO DOF

№ Proyecto	Fecha	Firma
8	31/8/2011	M. Martínez
1120	31/8/2011	M. Martínez

Proyecto	Fecha	Firma
Climatización de un edificio de oficinas en Zaragoza	31/8/2011	M. Martínez
Conductos de aire exterior planta baja	31/8/2011	M. Martínez

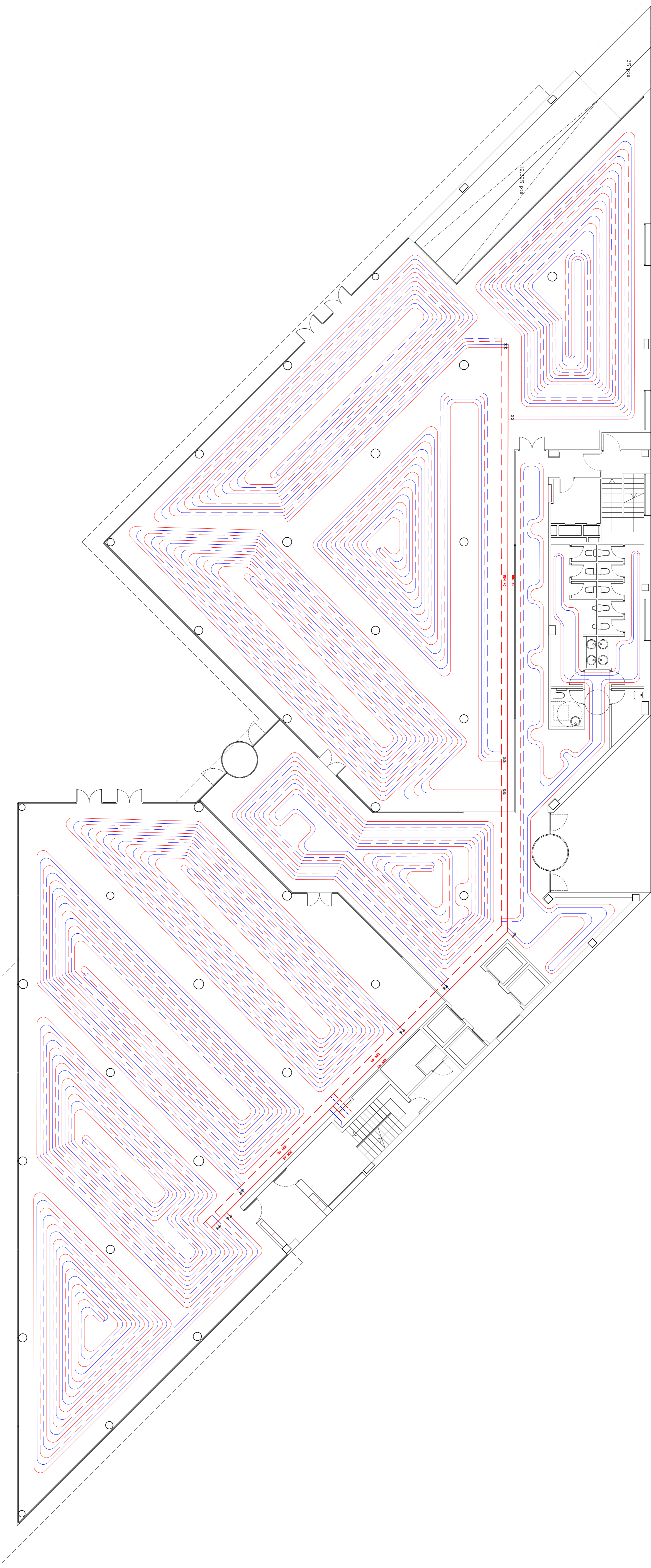


 CONDUCTOS DE EXTRACCIÓN
 REJILLA DE EXTRACCIÓN

Nº	Fecha	Firma
11	31/8/2011	M. Martínez
1120	31/8/2011	M. Martínez

Proyecto: Climatización de un edificio de oficinas en Zaragoza
 Descripción: Conductos de retorno planta baja

Actividad	Fecha	Firma
Dibujado	31/8/2011	M. Martínez
Revisado	31/8/2011	M. Martínez
Aprobado	31/8/2011	M. Martínez

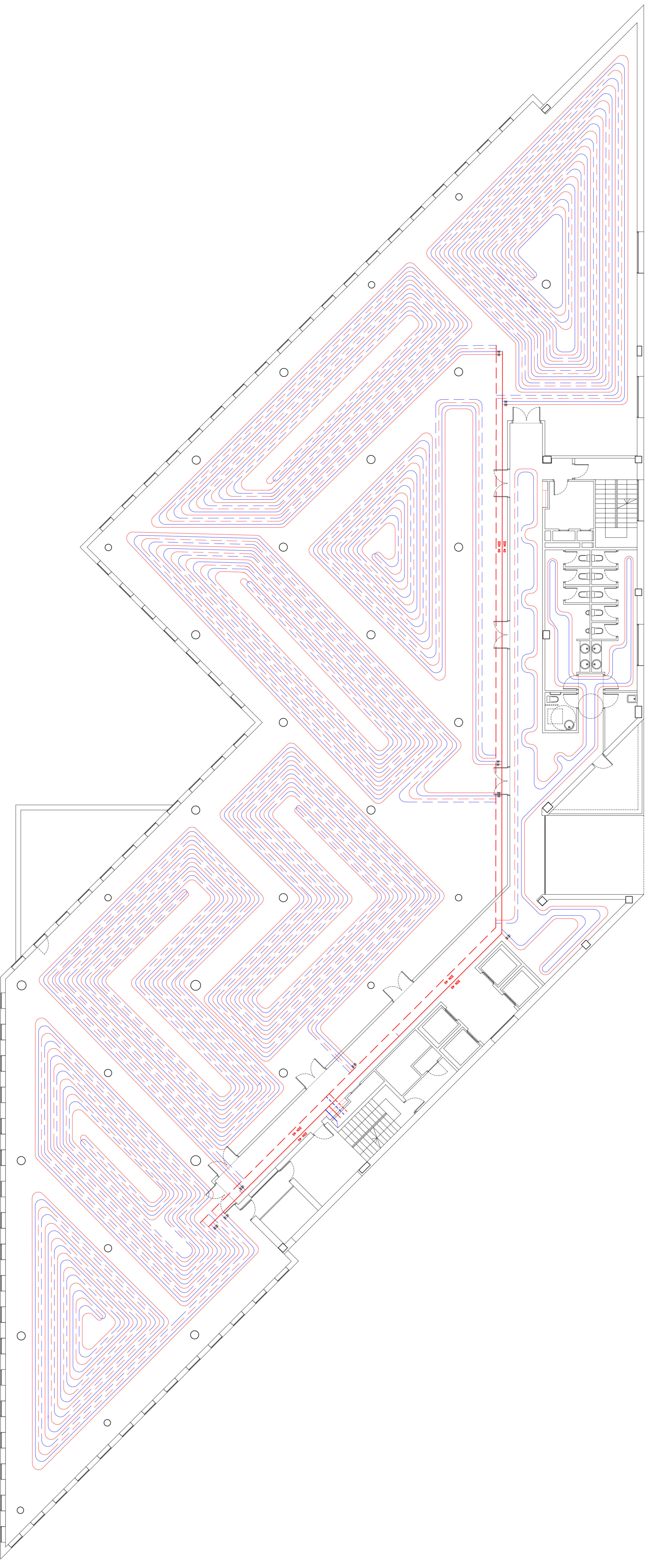


- Colector verano ida —
- Colector verano retorno - - -
- Colector invierno ida —
- Colector invierno retorno - - -

№	Fecha	Firma
14	31/8/2011	M. Martínez
	31/8/2011	M. Martínez
	31/8/2011	M. Martínez

Proyecto	Fecha	Firma
14 Climatización de un edificio de oficinas en Zaragoza	31/8/2011	M. Martínez
Revisado	31/8/2011	M. Martínez
Aprobado	31/8/2011	M. Martínez

№ Proyecto	Descripción	Fecha	Firma
1120	Circuito radiante planta baja	31/8/2011	M. Martínez



- Colector verano ida —
- Colector verano retorno - - -
- Colector invierno ida —
- Colector invierno retorno - - -

Nº Hoja	Proyecto	Fecha	Firma
15	Climatización de un edificio de oficinas en Zaragoza	31/8/2011	M. Martínez
1120	Circuito radiante planta primera,segunda y tercera.	31/8/2011	M. Martínez

