

Documento Nº 1 Memoria

Climatización de la ampliación de la Casa de Cultura de Andorra (Teruel)



**Escuela de
Ingeniería y Arquitectura**
Universidad Zaragoza



Universidad
Zaragoza

Autor:

Francisco Meseguer Laborda

Director:

Belén Zalba Nonay

Especialidad:

Mecánica

Fecha:

Marzo de 2013



ÍNDICE

1. Motivación.....	5
2. Objeto y alcance del proyecto.....	5
3. Legislación aplicable.....	5
4. Antecedentes.....	6
5. Descripción del edificio.....	7
5.1. Uso general del edificio.....	7
5.2. Número de plantas.....	7
5.3. Locales sin climatizar.....	7
5.4. Superficies y volúmenes por planta. Parciales y totales.....	7
5.5. Zonificación de los locales.....	8
5.6. Datos ocupacionales y funcionales.....	9
5.7. Entorno del edificio.....	9
5.8. Orientación de las fachadas.....	10
5.9. Descripción de los cerramientos opacos y semitransparentes.....	11
6. Cumplimiento HE1 Limitación de demanda energética.....	12
6.1. Objeto y metodología.....	12
6.2. Envolvente térmica.....	16
6.2.1. Descripción de los materiales de los elementos constructivos.....	16
6.2.2. Transmitancias de cerramientos y huecos.....	17
6.2.3. Condensaciones.....	18
6.3. Fichas justificativas.....	19
7. Cálculo de cargas térmicas.....	22
7.1. Método de cálculo utilizado.....	22
7.2. Horarios de funcionamiento y coeficiente de simultaneidad.....	23
7.3. Condiciones exteriores de cálculo.....	24
7.4. Condiciones interiores de cálculo.....	26
7.5. Psicrometría y propiedades del aire húmedo.....	28
7.6. Tipos de cargas térmicas.....	30
7.7. Ventilación requerida.....	37
7.8. Recuperación.....	38
7.9. Resumen de las potencias frigoríficas y caloríficas.....	40
7.10. Potencia térmica total en frío y en calor.....	41

8. Estudio de alternativas	42
8.1. Estudio cualitativo	42
8.1.1. Lazo primario.....	43
8.1.2. Lazo secundario.....	52
8.2. Selección de los equipos de producción	53
8.3. Estudio cuantitativo	58
8.3.1. Rendimiento estacional.....	58
8.2.3. PANER y directiva 2009/28/CE	61
8.3.2. Balance energético	62
8.3.3. Análisis energético	66
9. Descripción de la selección	67
9.1. Solución adoptada.....	67
9.2. Selección de los equipos de producción	68
9.3. Conexión entre sistema primario y secundario	69
9.4. Selección de las unidades de tratamiento de aire	69
9.5. Selección de los elementos de distribución	73
9.6. Selección de los difusores	74
9.7. Selección del equipo de regulación y control	76
9.8. Esquema de principio.....	77
9.8.1. Selección de los depósitos de inercia y los vasos de expansión	78
10. Cálculo de conductos.....	81
10.1. Condiciones de impulsión	81
10.2. Dimensionado y cálculo de la pérdida de carga.....	86
10.3. Selección del grupo motoventilador y equilibrado del sistema.....	89
10.4. Selección de los aislamientos.....	90
11. Cálculo de tuberías.....	90
11.1. Cálculo de los caudales de agua	90
11.2. Dimensionado y cálculo de la pérdida de carga.....	91
11.3. Selección de las bombas	95
11.4. Selección de los aislamientos.....	95
12. Medidas de ahorro de energía	96
12.1. Ahorro de energía de la demanda.....	97
12.2. Ahorro de energía en los sistemas de climatización	97
12.2.1. Ahorro en generación de calor y frío	97

12.2.2.	Ahorro en distribución	97
12.2.3.	Ahorro en sistemas de climatización.....	98
12.3.	Resumen de las medidas adoptadas.....	100
13.	Referencias bibliográficas y bibliografía	104

1. Motivación

Se redacta el presente proyecto por Francisco Meseguer Laborda como proyecto fin de carrera de la titulación “Ingeniería Técnica Industrial, especialidad Mecánica”.

2. Objeto y alcance del proyecto

El presente proyecto tiene la finalidad de describir la instalación térmica así como sus características generales con el detalle suficiente para que pueda valorarse e interpretarse inequívocamente durante su ejecución.

Se pretende también posibilitar la obtención de las autorizaciones necesarias para las nuevas instalaciones por parte de los organismos competentes.

Para conseguir la finalidad anterior se señalarán en este documento y en los restantes del proyecto, 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 reglamentación vigente.

Las instalaciones principales que forman parte de la instalación proyectada son:

- Instalación de calefacción, refrigeración y ventilación
- Redes de conductos y tuberías
- Equipos generadores de energía térmica
- Unidades terminales
- Control y regulación de la instalación

3. Legislación aplicable

Serán de aplicación los reglamentos y normas vigentes en España para este tipo de instalaciones, particularmente:

- Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) (RD 1027/2007 de 20 de julio) con sus Instrucciones Técnicas y normas UNE de obligado cumplimiento. Con sus modificaciones y correcciones de errores posteriores
- Disposiciones de aplicación de la Directiva del Consejo de las Comunidades Europeas 92/42/CE, relativa a los requisitos de rendimientos para las calderas nuevas de agua caliente alimentadas por combustibles líquidos o gaseosos, modificada por la Directiva 93/68/CE del Consejo (RD 275/1995 de 24 de febrero)
- Código Técnico de la Edificación Documento Básico HE: Ahorro de energía (CTE-HE) (RD 314/2006 de 17 de marzo). Con sus modificaciones y correcciones de errores posteriores
- Disposiciones para la libre circulación de productos de construcción, en aplicación de la Directiva 93/68/CEE (RD 1.328/1995 de 28 de julio)

- Clasificación de los productos de la construcción y de los elementos constructivos en función de sus propiedades de reacción y resistencia al fuego (RD 312/2005 de 18 de marzo) y posterior modificación (RD 110/2008 de 1 de febrero)
- Eficiencia energética de los edificios (Directiva Europea 2002/91/CEE)
- Procedimiento básico para la certificación energética de edificios de nueva construcción (RD 47/2007 de 19 de enero)
- Requisitos de diseño ecológico aplicables a los productos que utilizan energía (RD 1.369/2007 de 19 de octubre)
- RD 865/2003 sobre legionelosis
- Reglamento Electrotécnico de Baja Tensión (RD 842/2002 de 2 de agosto)
- Reglamento técnico de distribución y utilización de combustibles gaseosos y sus instrucciones técnicas complementarias ICG 01 a 11 (RD 919/2006 de 28 de julio)
- Normas UNE, EN, ISO que afectan a los reglamentos anteriores, de las cuales se destacan:
 - UNE-EN ISO 7730/96 Ambientes térmicos moderados. Determinación de los índices PMV y PPD y especificaciones de las condiciones para el bienestar térmico.
 - UNE 100012/84 Climatización: Bases para el proyecto. Zona de bienestar.
 - UNE 100001/01 Climatización: Condiciones climáticas para proyectos.
 - UNE 100014/84 Climatización: Bases para el proyecto. Condiciones exteriores de cálculo.
 - UNE EN 13779/05 Ventilación de edificios no residenciales. Requisitos de prestaciones de los sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos.
 - UNE EN 378: Sistemas de refrigeración y bomba de calor. Requisitos de seguridad y medioambientales.
 - UNE IN 100030/05 Guía para la prevención y control de la proliferación y diseminación de la legionela en instalaciones.
 - UNE 60.670/05 Instalaciones receptoras de gas suministradas a una presión máxima de operación (MOP) inferior o igual a 5 bar.
 - UNE 100012/05 Higienización de los sistemas de climatización.

4. Antecedentes

Se trata de un edificio de nueva construcción, situado en la calle Escuelas, esquina con plaza Compromiso de Caspe, en Andorra (Teruel) como ampliación de la Casa de Cultura existente en la medianera suroeste del nuevo edificio.

5. Descripción del edificio

5.1. Uso general del edificio

Se trata de un edificio institucional de pública concurrencia destinado a diversos usos de índole cultural. Para las diferentes actividades culturales el edificio está provisto de dependencias como salón de actos, biblioteca o sala multiusos entre otros.

5.2. Número de plantas

El edificio cuenta con cuatro plantas, una bajo rasante y tres sobre rasante. De esta forma tiene, bajo rasante, la planta semisótano (272,8 m² útiles). Sobre rasante dispone de planta baja (185,5 m² útiles), planta primera (240,2 m² útiles), planta segunda (173,1 m² útiles) y planta entrecubierta (64,6 m² útiles). Solo están contabilizados en m² útiles aquellos que están climatizados.

5.3. Locales sin climatizar

Los únicos locales no climatizados con los que cuenta el edificio son el almacén, situado en la planta semisótano, y la sala de máquinas, situada en la planta segunda del edificio. Además de estos locales, el hueco del ascensor es un espacio sin climatizar a lo largo de su recorrido por cada una de las plantas.

5.4. Superficies y volúmenes por planta. Parciales y totales

Los locales distribuidos en cada planta así como sus características geométricas pasan a detallarse en las siguientes tablas:

Planta	Semisótano	
Local	Superficie útil [m ²]	Volumen [m ³]
Patio de butacas	137,1	525,2
Escenario	76,1	395,6
Zona de control	5,7	22,0
Almacén	16,6	86,2
Vestíbulo	24,1	92,4
Aseo masculino	7,7	40,1
Aseo femenino	7,7	40,1
Aseo minusválidos	4,2	21,8
Recorridos	10,2	52,8
TOTAL	289,4	1276,2

Planta	Baja	
Local	Superficie útil [m ²]	Volumen [m ³]
Salón de actos, palcos	60,9	194,8
Vestíbulo de independencia	7,1	16,6
Recorridos	28,4	66,2
Zona conserje	3,2	7,5
Zaguán de ingreso	9,9	23,0
TOTAL	109,5	308,1

Planta	Primera	
Local	Superficie útil [m ²]	Volumen [m ³]
Sala multiusos	143,5	452,1
Despacho 1	17,3	52,7
Despacho 2	18,5	56,4
Despacho 3	10,2	31,1
Aseo masculino	3,9	11,9
Aseo femenino	3,9	11,9
Aseo minusválidos	3,8	11,4
Recorridos	39,2	123,6
TOTAL	240,3	751,1

Planta	Segunda	
Local	Superficie útil [m ²]	Volumen [m ³]
Biblioteca	159,2	501,6
Vestíbulo de independencia	2,5	7,7
Recorridos	11,5	36,2
Cuarto de instalaciones	9,7	30,6
Terraza	80,4	-
TOTAL	263,3	576,2

Planta	Entrecubierta	
Local	Superficie útil [m ²]	Volumen [m ³]
Biblioteca	64,6	148,7
Terraza	72,6	-
TOTAL	137,2	148,7

Tablas 5.1. Características geométricas de los locales por plantas

5.5. Zonificación de los locales

Los locales han sido agrupados en cinco espacios diferenciados atendiendo a su régimen de utilización; esto es, de su uso y de su horario. Los diferentes espacios son los que se muestran a continuación:

Espacio	Teatro
Locales	
	Patio de butacas
	Escenario PS
	Salón de actos, palcos
	Escenario PB
	Zona de control

Espacio	Escaleras
Locales	
	Vestíbulo PS
	Recorridos PS
	Vestíbulo de independencia PB
	Recorridos PB
	Zona conserje
	Zaguán de ingreso
	Recorridos P1
	Vestíbulo de independencia P2
	Recorridos P2

Espacio	Aseos
Locales	
	Aseo masculino PS
	Aseo femenino PS
	Aseo minusválidos PS
	Aseo masculino P1
	Aseo femenino P1
	Aseo minusválidos P1

Espacio	Despachos
Locales	
	Despacho 1
	Despacho 2
	Despacho 3

Espacio	Salas
Locales	
	Sala multiusos
	Biblioteca P2
	Biblioteca PE

Tablas 5.2. Espacios del edificio

Estos espacios, de cara a instalar las unidades de tratamiento de aire, como se verá más adelante, se agrupan a su vez en dos zonas diferenciadas. La división se hace en función al horario de apertura de cada espacio (véase tabla 5.3). Las zonas agrupan el teatro con todos sus locales por un lado y el resto de espacios con todos sus locales por otro lado.

5.6. Datos ocupacionales y funcionales

El régimen de utilización es diverso para cada una de las plantas al ser un edificio de pública concurrencia e institucional, con calefacción, refrigeración y ventilación en varias de las salas. Los horarios de funcionamiento, intensidades de utilización previstos y la clasificación de los aires de extracción según la Instrucción Técnica IT 1.1.4.2.5 [1], son:

Espacio	Horario	Horas diarias	Utilización	Horas anuales	AE
Teatro	17:30 - 20:30	3 horas	dos días a la semana	352	AE 1
Escaleras	08:30 - 20:30	12 horas	de lunes a sábado	3168	AE 1
Aseos	08:30 - 20:30	12 horas	de lunes a sábado	3168	AE 1
Salas	08:30 - 20:30	12 horas	de lunes a sábado	3168	AE 1
Despachos	08:30 - 17:30	9 horas	de lunes a viernes	1980	AE 1

Tabla 5.3. Régimen de utilización

5.7. Entorno del edificio

El edificio se haya situado en la calle Escuelas, esquina con la plaza Compromiso de Caspe, colindante a la parte antigua de la Casa de la Cultura mediante medianera. Las otras tres fachadas quedan libres, una a la C/Escuelas y las otras dos a la plaza. El único edificio cercano, a parte del edificio colindante, se encuentra en el lado opuesto de la C/Escuelas como se puede observar en la figura 5.1.

En cuanto a la calidad del aire exterior, según el IT 1.1.4.2.4. [1], se tiene una ODA 2 ya que se posee aire exterior con concentraciones altas de partículas y de gases contaminantes.

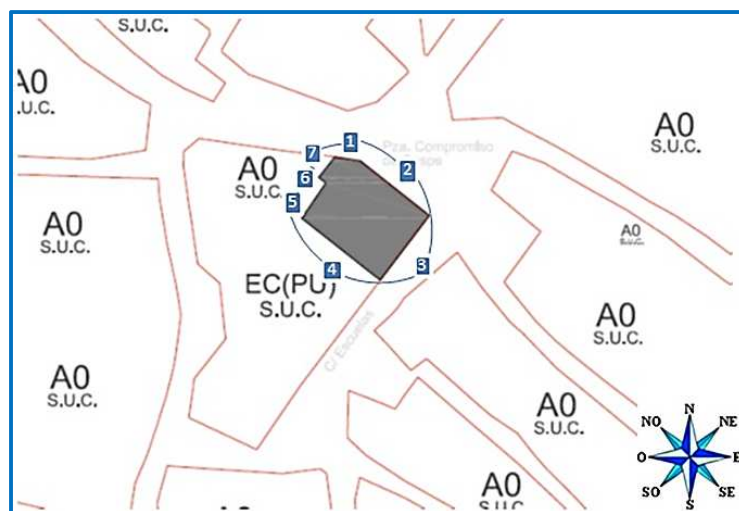


Figura 5.1. Emplazamiento, orientación y numeración de las fachadas

5.8. Orientación de las fachadas

Como se puede observar en la figura 5.1 y según la Sección HE1 Limitación de demanda energética, 3.1.3 Definición de la envolvente térmica del edificio y clasificación de sus componentes, Figura 3.1 [2]; la orientación de las fachadas es la que sigue:

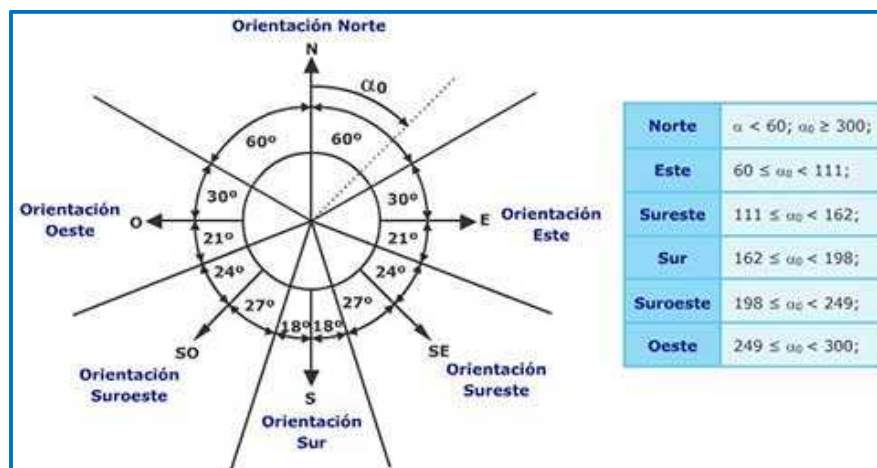


Figura 5.2. Orientaciones

- Fachada 1: $\alpha_0 = 8^\circ$ - Orientación Norte (N)
- Fachada 2: $\alpha_0 = 38^\circ$ - Orientación Norte (N)
- Fachada 3: $\alpha_0 = 126^\circ$ - Orientación Sureste (SE)
- Fachada 4: $\alpha_0 = 219^\circ$ - Orientación Suroeste (SO)
- Fachada 5: $\alpha_0 = 300^\circ$ - Orientación Norte (N)
- Fachada 6: $\alpha_0 = 219^\circ$ - Orientación Suroeste (SO)
- Fachada 7: $\alpha_0 = 307^\circ$ - Orientación Norte (N)

En lo que sigue, en el presente proyecto, la fachada 1 se citará indistintamente como fachada 1 o fachada principal.

5.9. Descripción de los cerramientos opacos y semitransparentes

Los **cerramientos opacos** con los que cuenta el edificio son los que pasan a describirse en la siguiente tabla. Las capas se encuentran ordenadas de exterior a interior para las verticales y de arriba hacia abajo para las horizontales.

Fachada	Espesor
Capas	[m]
Mortero cemento o cal (alb+revoco/enlucido)	0,01
1/2 pie LP métrico o catalán 60mm<G<80mm	0,115
Mortero cemento o cal (alb+revoco/enlucido)	0,01
Poliestireno expandido	0,05
Tabicón de LH doble 60mm<E<90mm	0,09
Enlucido de yeso d<1000	0,015

Medianera	Espesor
Capas	[m]
Mortero cemento o cal (alb+revoco/enlucido)	0,01
BC con mortero aislante	0,14
Mortero cemento o cal (alb+revoco/enlucido)	0,01
Lana de vidrio	0,06
Aluminio	0,001
Placa de yeso laminado [PYL] 750<d<900	0,013

Particiones verticales	Espesor
Capas	[m]
Enlucido de yeso	0,015
BC con mortero aislante	0,14
MW Lana mineral	0,02
Placa de yeso laminado [PYL] 750<d<900	0,015

Muro de sótano	Espesor
Capas	[m]
Asfalto	0,01
Hormigón armado 2300<d<2500	0,3
Enlucido de yeso	0,015
Lana de roca	0,06
Placa de yeso laminado [PYL] 750<d<900	0,015

Azotea	Espesor
Capas	[m]
Plaqueta o baldosa cerámica	0,01
Mortero cemento o cal (alb+revoco/enlucido)	0,04
MW Lana mineral	0,08
Betún fieltro o lámina	0,01
Hormigón con arcilla expandida como árido princ	0,1
FU Entrevigado cerámico -Canto 250mm	0,25
Cámara de aire sin ventilar	0,3
MW Lana mineral	0,02
Placa de yeso laminado [PYL] 750<d<900	0,015

Tejado	Espesor
Capas	[m]
Teja de arcilla cocida	0,01
XPS Expandido con dióxido de carbono CO2	0,08
Betún fieltro o lámina	0,01
FU Entrevigado cerámico -Canto 300mm	0,3
Cámara de aire sin ventilar	0,3
MW Lana mineral	0,02
Placa de yeso laminado [PYL] 750<d<900	0,013

Forjado entre plantas	Espesor
Capas	[m]
Mármol 2600<d<2800	0,03
FU Entrevigado cerámico -Canto 300mm	0,3
Cámara de aire sin ventilar	0,3
MW Lana mineral	0,03
Placa de yeso laminado [PYL] 750<d<900	0,015

Forjado sanitario	Espesor
Capas	[m]
Plaqueta o baldosa cerámica	0,025
Moquetas revestimientos textiles	0,01
Mortero cemento o cal (alb+revoco/enlucido)	0,08
XPS Expandido con dióxido de carbono CO2	0,06
FU Entrevigado cerámico -Canto 300mm	0,3

Tabla 5.4. Composición de los cerramientos opacos

En cuanto a los **cerramientos semitransparentes** el edificio cuenta con:

- Para las ventanas, acristalamiento doble con cámara de aire 4 – 12 – 4 (vidrio – cámara – vidrio) (mm). Los marcos son de madera de densidad media baja.
- Para las puertas se tiene madera de densidad media alta. Para la puerta de emergencia situada en la planta semisótano se cuenta con un marco metálico con rotura de puente térmico mayor de 12 mm. En la puerta principal hay un pequeño porcentaje de vidrio monolítico de 6 mm de espesor.

Los valores de cálculo de los diferentes cerramientos se pueden consultar en el anexo A del presente proyecto.

6. Cumplimiento HE1 Limitación de demanda energética

6.1. Objeto y metodología

Para la correcta aplicación de la limitación de la demanda energética deben realizarse una serie de verificaciones.

Dado que en el edificio tratado el porcentaje de huecos en cada fachada es inferior al 60% y no existen lucernarios, se pueden realizar estas verificaciones mediante la opción simplificada, desarrollada ésta en el Código Técnico de la Edificación, Sección HE1 [2].

	Área total [m ²]	Huecos [m ²]	Fachada [m ²]	%Huecos
Norte	438,4	63,3	375,0	14,4
Sureste	167,6	43,0	124,7	25,6
Suroeste	41,8	11,0	30,7	26,4
Total fachadas	647,8	117,3	530,4	18,1
Cubiertas	419,9	0,0	419,9	0,0

Tabla 6.1. Porcentaje de huecos y lucernarios

El objeto de la opción simplificada es limitar la demanda energética de los edificios, de una manera indirecta, comparando los valores de transmitancia térmica (U) y factor solar modificado (F) de los componentes de la envolvente térmica con los valores límite establecidos en la Sección HE1.

La envolvente térmica del edificio está compuesta por todos los cerramientos que limitan espacios habitables con el ambiente exterior (aire o terreno u otro edificio) y por todas las particiones interiores que limitan los espacios habitables con los espacios no habitables que a su vez estén en contacto con el ambiente exterior.

La demanda energética de los edificios se limita en función del clima de la localidad en la que se ubican, según la zonificación climática establecida en el apartado 3.1.1, y de la carga interna en sus espacios según el apartado 3.1.2 de la sección HE1.

Para la zonificación climática se establecen 12 zonas climáticas identificadas mediante una letra, correspondiente a la división de invierno, y un número, correspondiente a la división de verano.

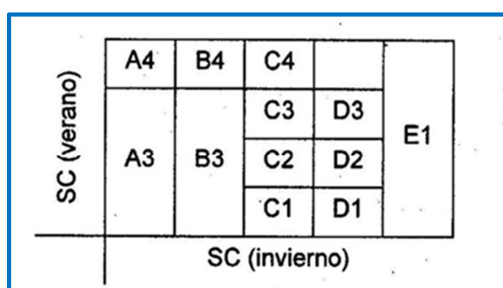


Figura 6.1. División de las zonas climáticas

En este caso, la población de Andorra (Teruel) se encuentra a 716 m sobre el nivel del mar [4]. Por otro lado, según el IDAE, Teruel se encuentra a 900 m sobre el nivel del mar [3]. Así, con una diferencia de cota de 184 m entre ambas poblaciones, según el Apéndice D Zonas Climáticas [2], se determina que la zona climática del presente proyecto es **zona D2**.

Provincia	Capital	Altura de referencia (m)	Desnivel entre la localidad y la capital de su provincia (m)				
			≥200 <400	≥400 <600	≥600 <800	≥800 <1000	≥1000
Albacete	D3	677	D2	E1	E1	E1	E1
Alicante	B4	7	C3	C1	D1	D1	E1
Almería	A4	0	B3	B3	C1	C1	D1
Ávila	E1	1054	E1	E1	E1	E1	E1
Badajoz	C4	168	C3	D1	D1	E1	E1
Barcelona	C2	1	C1	D1	D1	E1	E1
Bilbao	C1	214	D1	D1	E1	E1	E1
Burgos	E1	861	E1	E1	E1	E1	E1
Cáceres	C4	385	D3	D1	E1	E1	E1
Cádiz	A3	0	B3	B3	C1	C1	D1
Castellón de la Plana	B3	18	C2	C1	D1	D1	E1
Ceuta	B3	0	B3	C1	C1	D1	D1
Ciudad real	D3	630	D2	E1	E1	E1	E1
Córdoba	B4	113	C3	C2	D1	D1	E1
Coruña (a)	C1	0	C1	D1	D1	E1	E1
Cuenca	D2	975	E1	E1	E1	E1	E1
Donostia-San Sebastián	C1	5	D1	D1	E1	E1	E1
Girona	C2	143	D1	D1	E1	E1	E1
Granada	C3	754	D2	D1	E1	E1	E1
Guadalajara	D3	708	D1	E1	E1	E1	E1
Huelva	B4	50	B3	C1	C1	D1	D1
Huesca	D2	432	E1	E1	E1	E1	E1
Jaén	C4	436	C3	D2	D1	E1	E1
León	E1	346	E1	E1	E1	E1	E1
Lleida	D3	131	D2	E1	E1	E1	E1
Logroño	D2	379	D1	E1	E1	E1	E1
Lugo	D1	412	E1	E1	E1	E1	E1
Madrid	D3	589	D1	E1	E1	E1	E1
Málaga	A3	0	B3	C1	C1	D1	D1
Mejilla	A3	130	B3	B3	C1	C1	D1
Murcia	B3	25	C2	C1	D1	D1	E1
Ourense	C2	327	D1	E1	E1	E1	E1
Oviedo	C1	214	D1	D1	E1	E1	E1
Palencia	D1	722	E1	E1	E1	E1	E1
Palma de Mallorca	B3	1	B3	C1	C1	D1	D1
Palmas de gran canaria (las)	A3	114	A3	A3	A3	B3	B3
Pamplona	D1	456	E1	E1	E1	E1	E1
Pontevedra	C1	77	C1	D1	D1	E1	E1
Salamanca	D2	770	E1	E1	E1	E1	E1
Santa cruz de Tenerife	A3	0	A3	A3	A3	B3	B3
Sanlúcar	C1	1	C1	D1	D1	E1	E1
Segovia	D2	1013	E1	E1	E1	E1	E1
Sevilla	B4	9	B3	C2	C1	D1	E1
Soria	E1	984	E1	E1	E1	E1	E1
Tarragona	B3	1	C2	C1	D1	D1	E1
Teruel	D2	905	E1	E1	E1	E1	E1
Toledo	C4	445	D3	D2	E1	E1	E1
Valencia	B3	8	C2	C1	D1	D1	E1
Valladolid	D2	704	E1	E1	E1	E1	E1
Vitoria-Gasteiz	D1	512	E1	E1	E1	E1	E1
Zamora	D2	617	E1	E1	E1	E1	E1
Zaragoza	D3	207	D2	E1	E1	E1	E1

Tabla 6.2. Zonas climáticas

En cuanto a la clasificación de los espacios, los espacios interiores de los edificios se clasifican es espacios habitables y espacios no habitables.

A efectos de cálculo de la demanda energética, los espacios habitables se clasifican en función de la cantidad de calor disipada en su interior, debido a la actividad realizada y a al periodo de utilización de cada espacio, en espacios con baja carga interna o espacios con alta carga interna.

A efectos de la comprobación de la limitación de condensaciones en los cerramientos, los espacios habitables se caracterizan por el exceso de humedad interior en espacios de clase de higrometría 5, gran producción de humedad, higrometría 4, alta producción de humedad, o higrometría 3 o inferior en los que no se prevea una alta producción de humedad.

Para el edificio en estudio, se tiene:

Planta	Semisótano		
Local	Habitabilidad	Carga Interna	Higrometría
Patio de butacas	Habitable	Baja	3
Escenario	Habitable	Baja	3
Zona de control	Habitable	Baja	3
Almacén	No habitable	-	-
Vestíbulo	Habitable	Baja	3
Aseo masculino	Habitable	Baja	3
Aseo femenino	Habitable	Baja	3
Aseo minusválidos	Habitable	Baja	3
Recorridos	Habitable	Baja	3

Planta	Baja		
Local	Habitabilidad	Carga Interna	Higrometría
Salón de actos, palcos	Habitable	Baja	3
Vestíbulo de independencia	Habitable	Baja	3
Recorridos	Habitable	Baja	3
Zona conserje	Habitable	Baja	3
Zaguán de ingreso	Habitable	Baja	3

Planta	Primera		
Local	Habitabilidad	Carga Interna	Higrometría
Sala multiusos	Habitable	Baja	3
Despacho 1	Habitable	Baja	3
Despacho 2	Habitable	Baja	3
Despacho 3	Habitable	Baja	3
Aseo masculino	Habitable	Baja	3
Aseo femenino	Habitable	Baja	3
Aseo minusválidos	Habitable	Baja	3
Recorridos	Habitable	Baja	3

Planta	Segunda		
Local	Habitabilidad	Carga Interna	Higrometría
Biblioteca	Habitable	Baja	3
Vestíbulo de independencia	Habitable	Baja	3
Recorridos	Habitable	Baja	3
Cuarto de instalaciones	No habitable	-	-

Planta	Entrecubierta		
Local	Habitabilidad	Carga Interna	Higrometría
Biblioteca	Habitable	Baja	3

Tablas 6.3. Clasificación de los locales

Para la zona D2, según el Código Técnico, apartado 2 Caracterización y cuantificación de las exigencias, se tienen los siguientes valores límite:

Tabla 2.1 Transmitancia térmica máxima de cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica
U en W/m² K

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

⁽¹⁾ Se incluyen las losas o soleras enterradas a una profundidad no mayor de 0,5 m

⁽²⁾ Las transmitancias térmicas de vidrios y marcos se compararán por separado.

Tabla 6.4. Valores máximos de transmitancia térmica

ZONA CLIMÁTICA D2										
Transmitancia límite de muros de fachada y cerramientos en contacto con el terreno					$U_{Mlim}: 0,66 \text{ W/m}^2 \text{ K}$					
Transmitancia límite de suelos					$U_{Slim}: 0,49 \text{ W/m}^2 \text{ K}$					
Transmitancia límite de cubiertas					$U_{Clim}: 0,38 \text{ W/m}^2 \text{ K}$					
Factor solar modificado límite de lucernarios					$F_{Lim}: 0,31$					
% 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		
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	-	-	-	0,58	-	0,61
de 31 a 40	2,2 (2,5)	2,6 (2,9)	3,4 (3,5)	3,4 (3,5)	-	-	-	0,46	-	0,49
de 41 a 50	2,1 (2,2)	2,5 (2,6)	3,2 (3,4)	3,2 (3,4)	-	-	0,61	0,38	0,54	0,41
de 51 a 60	1,9 (2,1)	2,3 (2,4)	3,0 (3,1)	3,0 (3,1)	0,49	-	0,53	0,33	0,48	0,36

Tabla 6.5. Valores límite de los parámetros característicos medios

6.2. Envolvente térmica

6.2.1. Descripción de los materiales de los elementos constructivos

Los distintos materiales utilizados en los **cerramientos opacos** y sus principales propiedades pasan a describirse en la siguiente tabla:

Material	λ (W/m°C)	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg°C)	Rvapor (-)
1/2 pie Lp métrico o catalán 60 mm<G<80 mm	0,595	1020,00	1000	10
Alumino	230,000	2700,00	880	100000
Asfalto	0,700	2100,00	1000	50000
BC con mortero aislante espesor 140mm	0,318	1020,00	1000	10
Betún fieltro o lámina	0,230	1100,00	1000	50000
Cámara de aire sin ventilar 30cm	1,000	1,00	100	1
Enlucido de yeso d<1000	0,400	900,00	1000	6
FU Entrevigado cerámico -Canto 250 mm	0,893	1220,00	1000	10
FU Entrevigado cerámico -Canto 300 mm	0,938	1110,00	1000	10
Hormigón armado 2300 < d < 2500	2,300	2400,00	1000	80
Hormigón con arcilla expandida como árido principal d 1400	0,550	1400,00	1000	6
Ladrillo cerámico hueco 7cm	0,380	1328,57	1000	10
Lana de roca	0,040	40,00	1000	1
Lana de vidrio	0,040	40,00	1000	1
Moquetas revestimientos textiles	0,060	200,00	1300	5
Mortero cemento o cal (alg+revoco/enlucido)	0,750	1500,00	1000	10
MW Lana mineral [0.04 W/[mK]]	0,041	40,00	1000	1
Mármol [2600 < d < 2800]	3,500	2700,00	1000	10000
Placa de yeso laminado [PYL] 750 < d < 900	0,250	825,00	1000	4
Plaqueta o baldosa cerámica	1,000	2000,00	800	30
Poliestireno expandido [0.037W/[mK]]	0,038	30,00	1000	20
Tabicón de LH doble [60mm < E < 90mm]	0,375	930,00	1000	10
Teja de arcilla cocida	1,000	2000,00	800	30
XPS Expandido con dióxido de carbono CO2 [0.034W/[mK]]	0,034	37,50	1000	100

Tabla 6.6. Materiales de los cerramientos opacos

Para el caso de los **vidrios**:

Tipo de vidrio	Transmitancia térmica U (W/m ² K)	Factor solar g (-)
Doble (4-12-4)	2,80	0,750
Monolítico (6)	5,70	0,850

Tabla 6.7. Materiales de los vidrios

Para el caso de los **marcos** de los cerramientos semitransparentes:

Tipo de marco	Trans. térmica U (W/m ² K)	Absortividad α (-)
Madera de densidad media alta	2,20	0,70
Madera de densidad media baja	2,00	0,70
Metálico con rotura de puente térmico > 12mm	3,20	0,70

Tabla 6.8. Materiales de los marcos

6.2.2. Transmitancias de cerramientos y huecos

Para el cálculo de los parámetros de transmitancia (U) y factor solar modificado (F) de los cerramientos que definen la envolvente térmica se sigue el Apéndice E: Cálculo de los parámetros característicos de la demanda [2].

En lo siguiente se muestran los resultados obtenidos para los diferentes elementos constructivos:

Cerramiento	U [W/m ² ·K]
Fachada	0,50
Medianera	0,44
Muro de sótano 4,90 m	0,29
Muro de sótano 3,18 m	0,36
Muro de sótano 1,72 m	0,40
Muro de sótano 1,55 m	0,41
Azotea	0,28
Tejado	0,26
Forjado entre plantas	0,57
Forjado sanitario	0,19

Hueco	U [W/m ² ·K]	F
Ventana 1	2,68	0,65
Ventana 2	2,68	0,65
Ventana 3	2,68	0,65
Ventana 4	2,68	0,65
Ventana 5	2,68	0,65
Ventana 6	2,68	0,65
Ventana 7	2,68	0,65
Ventana 8	2,68	0,65
Ventana 9	2,68	0,65
Ventana 10	2,68	0,65
Ventana 11	2,68	0,65
Ventana 12	2,68	0,65
Ventana 13	2,68	0,65
Ventana 14	2,68	0,65
Ventana 15	2,68	0,65
Ventana 16	2,68	0,65
Ventana 17	2,68	0,65
Puerta 1	2,55	0,14
Puerta 2	3,20	0,09
Puerta 3	2,68	0,61
Puerta 4	2,20	0,06

Tablas 6.9. Cálculo de los elementos constructivos

Los detalles del resto de propiedades necesarias para el cálculo pueden consultarse en el anexo A del presente proyecto.

6.2.3. Condensaciones

Las condensaciones superficiales en los cerramientos y particiones interiores que componen la envolvente térmica del edificio, se limitarán de forma que se evite la formación de mohos en su superficie interior. Para ello, en aquellas superficies interiores de los cerramientos que puedan absorber agua o susceptibles de degradarse especialmente en los puentes térmicos de los mismos, la humedad relativa media mensual en dicha superficie será inferior al 80%.

Las condensaciones intersticiales que se produzcan en los cerramientos y particiones interiores que componen la envolvente térmica del edificio serán tales que no produzcan una merma significativa en sus prestaciones térmicas o supongan un riesgo de degradación o pérdida de su vida útil. Además, la máxima condensación acumulada en cada periodo anual no será superior a la cantidad de evaporación posible en el mismo periodo.

Para el cálculo de las condensaciones se sigue el Apéndice G: Condensaciones de la Sección HE1 [2].

Como condiciones exteriores se han elegido las de Teruel ya que si la localidad se encuentra a menor altura que la de referencia se toma para dicha localidad la misma temperatura y humedad que la que corresponde a la capital de provincia. De la tabla G.2 de dicho apéndice se extrae:

Localidad		Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
Teruel	Tmed	3,8	4,8	6,8	9,3	12,6	17,5	21,3	20,6	17,9	12,1	7,0	4,5
	HRmed	72	67	60	60	60	55	50	54	59	66	71	76

Tabla 6.10. Datos climáticos mensuales Teruel

Como condiciones interiores, al disponer de los datos de temperatura y humedad relativa interior se pueden utilizar dichos datos añadiéndole 0,05 a la humedad relativa como margen de seguridad. Para el cálculo de condensaciones superficiales se toma una temperatura del ambiente interior igual a 20°C para el mes de enero.

Para la condensaciones superficiales se ha de comprobar que el factor de temperatura interior (f_{Rsi}) no supere al factor de temperatura de la superficie mínimo aceptable ($f_{Rsi,min}$). Este parámetro mínimo viene definido por variables como la temperatura exterior de la localidad en el mes de enero y por la humedad relativa interior.

Para la comprobación de condensaciones intersticiales se ha de verificar que la presión de vapor en cada una de las capas que componen los cerramientos no sea superior a la presión de vapor de saturación en dichas capas.

Los parámetros de cálculo utilizados para la comprobación de condensaciones se pueden consultar en el anexo A del presente proyecto.

6.3. Fichas justificativas

Una vez calculados los parámetros característicos de la demanda se pasan a comparar con los establecidos por el CTE para la zona D2 establecida. Tanto los cálculos como la comparación pueden verse en las siguientes tablas:

Ficha 1: Cálculo de los parámetros característicos medios:

ZONA CLIMÁTICA	D2	Zona de baja carga interna
----------------	----	----------------------------

MUROS (UMm) y (UTm)					
Tipos		A(m ²)	U(W/m ² K)	A·U (W/K)	RESULTADOS
N	Fachada 1	35,51	0,58	20,65	ΣA= 375,05
	Fachada 2	151,70	0,58	88,20	ΣA·U= 218,04
	Fachada 5	78,90	0,58	45,87	
	Fachada 7	54,57	0,58	31,73	
	Fachada 7a	54,36	0,58	31,60	UMm=ΣA·U/ΣA= 0,58
SE	Fachada 3	108,14	0,58	62,87	ΣA= 124,66
	Fachada 3a	16,52	0,58	9,60	ΣA·U= 72,48
					UMm=ΣA·U/ΣA= 0,58
SO	Fachada 4	14,09	0,58	8,19	ΣA= 293,09
	Medianera 4	262,36	0,44	115,12	ΣA·U= 132,99
	Fachada 6	16,65	0,58	9,68	UMm=ΣA·U/ΣA= 0,45
C-TER	Muro 1	7,33	0,40	2,94	ΣA= 169,58
	Muro 2	57,72	0,36	21,04	ΣA·U= 57,11
	Muro 3	79,38	0,29	22,82	
	Muro 5	13,22	0,41	5,42	
	Muro 6	2,79	0,41	1,14	
	Muro 7	9,15	0,41	3,75	UTm=ΣA·U/ΣA= 0,34

SUELOS (USm)				
Tipos	A(m ²)	U(W/m ² K)	A·U (W/K)	RESULTADOS
Forjado entre plantas (con esp. no hab.)	16,58	0,57	9,42	ΣA= 351,74
Forjado sanitario	335,16	0,19	64,78	ΣA·U= 74,20
				USm=ΣA·U/ΣA= 0,21

CUBIERTAS Y LUCERNARIOS (UCm, FLm)				
Tipos	A(m ²)	U(W/m ² K)	A·U (W/K)	RESULTADOS
Azotea	152,95	0,28	42,75	ΣA= 419,85
Tejado	266,91	0,26	70,68	ΣA·U= 113,43
				UCm=ΣA·U/ΣA= 0,27

Tipos	A(m ²)	FL	A·F (m ²)	RESULTADOS
Azotea	152,95	0,00	0,00	ΣA= 419,85
Tejado	266,91	0,00	0,00	ΣA·U= 0,00
				FLm=ΣA·U/ΣA= 0,00

HUECOS (UHm,FHm)					
Tipos		A(m ²)	U(W/m ² K)	A·U (W/°K)	RESULTADOS
N	Ventanas 1	3,99	2,68	10,70	ΣA= 63,31
	Ventanas 2	32,73	2,68	87,71	ΣA·U= 171,30
	Ventanas 7a	21,43	2,68	57,42	
	Puertas 7a	2,07	2,68	5,55	
	Puertas 1	3,10	3,20	9,92	UHm=ΣA·U/ΣA= 2,71

Tipos		A(m ²)	U(W/m ² K)	FH	A·U (W/K)	A·F (m ²)	RESULTADOS	TIPOS
SE	Ventanas 3	27,71	2,68	0,65	74,27	18,01	$\Sigma A =$	42,97
	Puertas 3	5,93	2,55	0,14	15,12	0,83	$\Sigma A \cdot U =$	114,39
	Ventanas 3a	9,33	2,68	0,65	25,00	6,06	$\Sigma A \cdot F =$	24,91
							$U_{Hm} = \Sigma A \cdot U / \Sigma A =$	2,66
SO							$F_{Hm} = \Sigma A \cdot F / \Sigma A =$	0,58
	Ventanas 4	11,04	2,68	0,65	29,59	7,18	$\Sigma A =$	14,24
	Puertas 4 (median.)	3,20	2,20	0,06	7,04	0,19	$\Sigma A \cdot U =$	36,63
							$\Sigma A \cdot F =$	7,37
							$U_{Hm} = \Sigma A \cdot U / \Sigma A =$	2,57
							$F_{Hm} = \Sigma A \cdot F / \Sigma A =$	0,52

Tablas 6.11. Cálculo de los parámetros característicos medios

Ficha 2: CONFORMIDAD – Demanda energética:

ZONA CLIMÁTICA	D2	Zona de baja carga interna
----------------	----	----------------------------

Cerramientos y particiones interiores de la envolvente térmica		Umax(proyecto)	Umax
Muros de fachada		0,58	≤ 0,86
Primer metro del perímetro de suelos apoyados y muros en contacto con el terreno		-	
Particiones interiores en contacto con espacios no habitables		0,78	
Suelos		0,62	≤ 0,64
Cubiertas		0,29	≤ 0,49
Vidrios de huecos y lucernarios		2,80	≤ 3,5
Marcos de huecos y lucernarios		2,20	
Medianeras		0,44	≤ 1

MUROS DE FACHADA				HUECOS Y LUCERNARIOS					
Umm	Umlim			Uhm	Uhlím		FHm	Fhlím	
N	0,58	≤	0,66	2,71	≤	3			
SE	0,58			2,66	≤	3,5	0,58	≤	0,61
SO	0,45			2,57			0,52		

CERR. CONTACTO TERRENO		SUELOS		CUBIERTAS		LUCERNARIOS	
Utm	Umlím	Usm	Uslím	Ucm	Uclím	FLm	UFlím
0,34	≤ 0,66	0,21	≤ 0,49	0,27	≤ 0,38	0	≤ 0,31

Tabla 6.12. CONFORMIDAD - Demanda energética

Ficha 3: CONFORMIDAD – Condensaciones

CERRAMIENTOS, PARTICIONES INTERIORES, PUENTES TÉRMICOS											
Tipos	C. Superficiales		C. intersticiales								
	fRsi \geq fRmin	Pn \leq Psat,n	Capa 1	Capa 2	Capa 3	Capa 4	Capa 5	Capa 6	Capa 7	Capa 8	Capa 9
Fachada	fRsi	0,85	Psat,n	834	960	969	2005	2346	2403	-	-
	fRmin	0,72	Pn	607	923	607	818	848	604	-	-
Medianera	fRsi	0,89	Psat,n	869	1109	1117	2434	2434	2498	-	-
	fRmin	0,72	Pn	578	590	578	578	1506	578	-	-
Particiones verticales	fRsi	0,81	Psat,n	965	1539	2507	2657	-	-	-	-
	fRmin	0,72	Pn	592	740	887	1035	-	-	-	-
Muro de sótano	fRsi	0,90	Psat,n	831	904	927	2315	2396	-	-	-
	fRmin	0,72	Pn	586	676	766	856	946	-	-	-
Azotea	fRsi	0,93	Psat,n	816	830	1568	1589	1682	1834	2010	2328
	fRmin	0,72	Pn	578	578	577	1514	578	582	578	577
Tejado	fRsi	0,93	Psat,n	815	1676	1698	1864	2032	2334	2368	-
	fRmin	0,72	Pn	578	592	1501	583	578	577	577	-
Forjados entre plantas	fRsi	0,85	Psat,n	875	1124	1414	2409	2513	-	-	-
	fRmin	0,72	Pn	586	676	766	856	946	-	-	-
Forjado sanitario	fRsi	0,95	Psat,n	827	895	942	2079	2382	-	-	-
	fRmin	0,72	Pn	586	676	766	856	946	-	-	-

Tabla 6.13. CONFORMIDAD – Condensaciones

7. Cálculo de cargas térmicas

En climatización se pretende mantener el confort de los ocupantes de un recinto o local a través del control de la temperatura y la humedad en función de la actividad que estos realizan. Todo fenómeno que tienda a modificar dicha temperatura (carga sensible) o la cantidad de vapor de agua que tiene el aire (carga latente) genera una carga térmica, definiendo su suma como carga total. Concretamente queda establecido que carga térmica es la cantidad de energía o humedad que por unidad de tiempo se comunica al aire ambiente del recinto.

En todo proyecto de climatización es necesario estimar la máxima carga térmica que tienen los diferentes recintos con el fin de dimensionar los equipos necesarios para contrarrestarla. La posterior regulación de los mismos adaptará sus potencias a la carga real en cada instante.

7.1. Método de cálculo utilizado

El planteamiento es necesariamente diferente al abordar cálculo de cargas térmicas en calefacción y en refrigeración.

Para **calefacción**:

- Las condiciones exteriores corresponden al día de menor temperatura y sin aportes solares apreciables.
- Los aportes interiores se deben reducir al mínimo que podamos asegurar que en todo momento existan.
- Las condiciones interiores deben ajustarse a la previsible cantidad de ropa que los ocupantes lleven, y que suele ser elevada (1clo).

Para **refrigeración**:

- Las condiciones exteriores corresponden al día de mayor temperatura y considerando un día completamente soleado.
- Los aportes interiores deben ser los máximos (razonables) que puedan existir en un momento dado.
- Las condiciones interiores deben ajustarse a la previsible cantidad de ropa que los ocupantes lleven, y que suele ser baja (0,5 clo).

Para el caso de refrigeración se ha tomado para el cálculo de las cargas las condiciones exteriores correspondientes la del día 22 de julio a las 18:00, esto es debido a que a esa hora se producen las peores condiciones debido a la ocupación del teatro (véase figura 7.2).

Para el caso de calefacción la diferencia fundamental existente con respecto al régimen de verano es el hecho de que el cálculo de las necesidades de calefacción no se realizará a una hora determinada, sino que se considerará la peor situación, temperatura mínima y prácticamente constante durante todo el día (mes de enero), radiación solar nula (100% ciclo cubierto), mínima presencia de personas, luces y motores, etc. Ello da lugar a unos cálculos mucho más reducidos y sencillos que en el caso anterior.

Para el cálculo de las cargas se ha seguido el procedimiento descrito en el libro “Fundamentos de climatización” desarrollado por ATECYR, así como el manual de climatización de José Manuel Pinazo Ojer [7]. En apartados posteriores se describe dicho procedimiento para los distintos tipos de cargas térmicas.

7.2. Horarios de funcionamiento y coeficiente de simultaneidad

Como se ha citado anteriormente, los horarios de funcionamiento y los coeficientes de simultaneidad tanto de ocupantes como de equipos e iluminación dependen de los diferentes espacios del edificio. Para cada una de los espacios se tiene:

- **Teatro**: el horario abarca de las 17:30 a las 20:30 dos días a la semana. El número de ocupantes ha sido establecido en función del número de asientos. Se ha tomado un coeficiente de simultaneidad para ocupantes del 100% por ser una zona de uso esporádico. En cuanto a iluminación se ha tomado un 75% de simultaneidad y un 100% para los equipos de la zona de control. El horario de iluminación abarca todo el horario de apertura del teatro.
- **Escaleras**: para los diferentes vestíbulos y recorridos el horario es de 08:30 a 20:30. En cuanto a coeficientes de simultaneidad se ha tomado un 50% para los recorridos, vestíbulos y zaguanes y un 100% para la zona del conserje por ser la ocupación de una sola persona. En iluminación y equipos el factor considerado ha sido del 75%. El horario de iluminación abarca de 08:30 a 09:30 y de 19:30 a 20:30.
- **Aseos**: los aseos permanecen abiertos en el mismo horario que las escaleras. El coeficiente de simultaneidad de los aseos ha sido establecido en función de la hora (véase figura 7.1).

- **Salas:** el horario de apertura de las salas es de 08:30 a 20:30. Los coeficientes de simultaneidad para el cálculo de los diferentes tipos de cargas ha sido establecido en función de la hora (véase figura 7.1).
- **Despachos:** el horario de apertura de los despachos es de 08:30 a 17:30. Los coeficientes de simultaneidad para el cálculo de los diferentes tipos de cargas ha sido establecido en función de la hora (véase figura 7.1).

En la figura 7.1 pueden observarse los coeficientes de simultaneidad estimados para los distintos espacios:

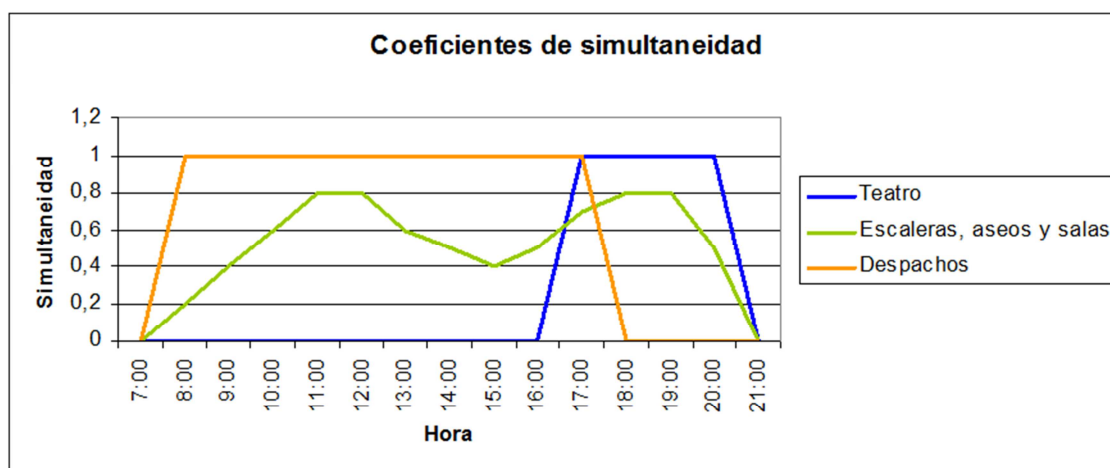


Figura 7.1. Coeficientes de simultaneidad en función de la hora

7.3. Condiciones exteriores de cálculo

Según la referencia [3], las condiciones exteriores para la localidad de Teruel tomadas en el entorno de la ciudad son:

CONDICIONES CLIMÁTICAS (TERUEL)		
Altitud (m)	Latitud (°)	Zona climática HE1
900	40° 21' 06"	Zona D2

CONDICIONES PROYECTO CALEFACCIÓN (TERUEL)					
TSMIN (°C)	Nivel Percentil NP	TS_99 (°C)	OMDC (°C)	HRCOIN (%)	OMA (°C)
-19	99	-6,1	16,3	94	42,1

CONDICIONES PROYECTO REFRIGERACIÓN (TERUEL)						
TSMAX (°C)	Nivel Percentil NP	TS_1 (°C)	TBHC_1 (°C)	OMDR (°C)	TBH_1 (°C)	TSC_1 (°C)
38	1	32,6	19,6	21,5	20,8	30

Tablas 7.1. Condiciones exteriores Teruel

La zona climática HE1 se ha obtenido según lo dispuesto en el Código Técnico de la Edificación.

Las variaciones por cota, centro de ciudad, hora y mes, se llevan a cabo según lo expuesto en libro "Fundamentos de Climatización" desarrollado por ATECYR.

Para una diferencia de cota de 184 m entre Teruel y la localidad del proyecto (Andorra), una variación por efecto de isla térmica en interior de ciudades estimada de 1 °C y las correspondientes variaciones por hora y mes según las tablas de la referencia [6], se obtiene:

CONDICIONES CLIMÁTICAS (ANDORRA)		
Altitud (m)	Latitud (°)	Zona climática HE1
716	40° 58' 30"	Zona D2

CONDICIONES CALEFACCIÓN ANDORRA		
$\Delta T_{s,cota}$ [°C]	$\Delta T_{s,ciudad}$ [°C]	$T_{s,proyecto;C}$ [°C]
1,23	1,00	-3,87

CONDICIONES REFRIGERACIÓN ANDORRA				
$\Delta T_{s,cota}$ [°C]	$\Delta T_{s,ciudad}$ [°C]	$\Delta T_{s,hora}$ [°C]	$\Delta T_{s,mes}$ [°C]	$T_{s,proyecto;R}$ [°C]
1,23	1,00	3,70	0,00	31,13

$\Delta T_{h,hora}$ [°C]	$\Delta T_{h,mes}$ [°C]	$T_{h,proyecto;R}$ [°C]
1,00	0,00	18,60

Tablas 7.2. Condiciones exteriores Andorra

Las condiciones de refrigeración han sido estimadas para las 18:00 horas debido a que haciendo una estimación de la demanda a lo largo de un día tipo se obtiene la siguiente figura:

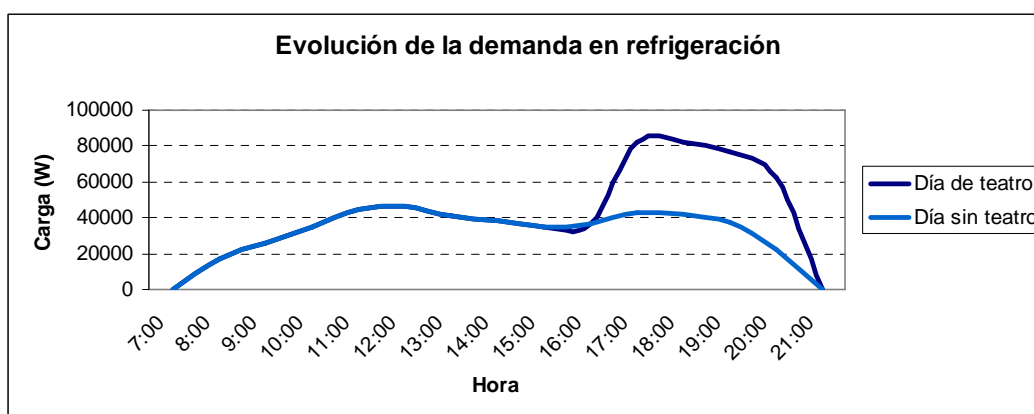


Figura 7.2. Evolución de la carga a lo largo de un día tipo de verano

Observando la figura 7.2 se deduce que la máxima carga se produce a las 18:00 horas en días en los que el teatro se halle abierto. En los días en los que este permanece cerrado las cargas máximas se producen a las 12:00. Por este motivo el cálculo de cargas en refrigeración se realiza a las 18:00 y no a las 12:00.

Para el régimen de calefacción no es necesario estimar la evolución de la demanda de cara a calcular las cargas ya que como se ha comentado en anteriores apartados las condiciones exteriores que se consideran no se corresponden con una hora determinada; sin embargo se ha realizado el estudio de evolución de la carga de cara a regular la potencia de los equipos de generación de calor a lo largo del día. Los resultados obtenidos son:

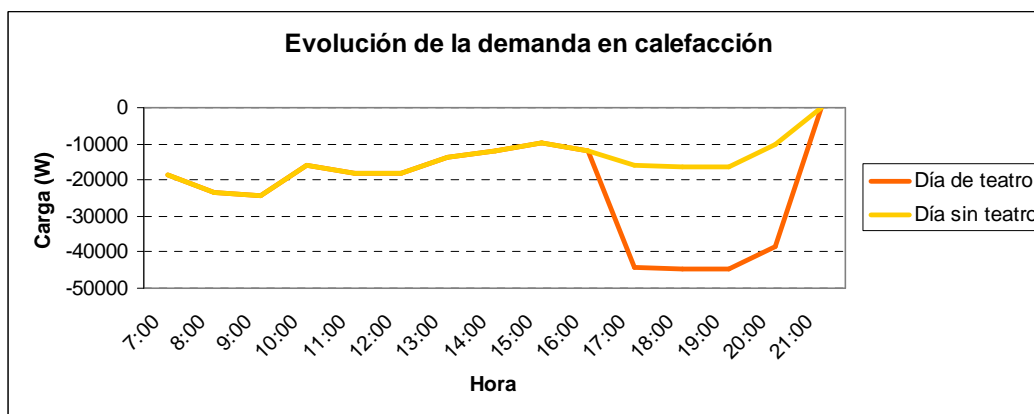


Figura 7.3. Evolución de la carga a lo largo de un día tipo de invierno

Comentar con respecto a la anterior figura que aunque en el horario de teatro aumente la demanda debido a la ventilación necesaria por el aumento de ocupantes, no se ha contabilizado el calor que se gana por los propios ocupantes, luego cuando el teatro se encuentre en plena ocupación la demanda en ese punto disminuirá.

7.4. Condiciones interiores de cálculo

Las condiciones interiores de diseño de la temperatura operativa y humedad relativa se han fijado en base a la actividad metabólica de las personas, su grado de vestimenta y el porcentaje estimado de insatisfechos (PPD).

El RITE, en su instrucción técnica IT 1.1.4.1.2 establece que para personas con actividad metabólica sedentaria de 1,2 met, con grado de vestimenta de 0,5 clo en verano y 1 clo en invierno y un PPD entre el 10 y el 15% los valores de la temperatura operativa y de la humedad relativa estarán comprendidos entre los límites:

- **Verano:** temperatura de 23°C a 25°C y HR de 45% a 60%
- **Invierno:** temperatura de 21°C a 23°C y HR de 40% a 50%

La temperatura operativa viene limitada por el Real Decreto 1826/2009, de 27 de noviembre por el que se modifica el RITE [5]. En este RD se añaden 32 medidas entre las que se incluye la instrucción técnica "I.T.3.8.2. Valores límite de las temperaturas del aire" que dicta que **la temperatura tanto en locales administrativos como locales comerciales y locales de pública concurrencia no sobrepasará los 21°C en invierno ni será inferior a 26 °C para refrigeración. Además, las condiciones de temperatura anteriores estarán referidas al mantenimiento de una humedad relativa comprendida entre el 30% y el 70%.**

Para estos valores de temperatura operativa y humedad relativa se puede comprobar que no se excede el porcentaje estimado de personas insatisfechas gracias al boletín electrónico nº 49 del IDAE:

			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 7.3. PPD correspondiente al boletín electrónico nº 49 del IDAE

Además este RD añade la instrucción técnica “I.T.3.8.3. Procedimiento de verificación” que dicta que la temperatura del aire y la humedad relativa registradas en cada momento y las que debería tener, según el apartado 1 de la I.T. 3.8.2, se visualizarán mediante un dispositivo adecuado, situado en un sitio visible y frecuentado por las personas que utilizan el recinto, prioritariamente en los vestíbulos de acceso y con unas dimensiones mínimas de 297 x 420 mm (DIN A3) y una exactitud de medida de $\pm 0,5$ °C. Este dispositivo será obligatorio en los recintos destinados a los usos indicados en el apartado 1 de la I.T. 3.8.1.2 anterior, cuya superficie sea superior a 1000 m².

El número de estos dispositivos será, como mínimo, de uno cada 1000 m² de superficie del recinto. En el caso de los edificios y locales de uso cultural se colocará un único dispositivo en el vestíbulo de acceso.

En cuanto a la velocidad del aire dentro de los locales, la instrucción técnica IT 1.1.4.1.3. [1], establece que la velocidad del aire en la zona ocupada se mantendrá dentro de los límites de bienestar, teniendo en cuenta la actividad de las personas y su vestimenta, así como la temperatura del aire y la intensidad de la turbulencia.

En difusión por mezcla (zona de abastecimiento por encima de la zona de respiración), para una intensidad de la turbulencia del 40% y PPD por corrientes de aire del 15%, la velocidad media admisible del aire se calcula como:

$$V = \frac{t}{100} - 0,07 \quad \text{m/s}$$

Ecuación 7.1. Velocidad media admisible para difusión por mezcla

En difusión por desplazamiento (zona de abastecimiento ocupada por personas y encima una zona de extracción), para una intensidad de turbulencia del 15% y un PPD por corrientes menor al 10%, la velocidad media admisible del aire se calcula como:

$$V = \frac{t}{100} - 0,10 \quad \text{m/s}$$

Ecuación 7.2. Velocidad media admisible para difusión por desplazamiento

La misma Instrucción Técnica establece que la velocidad podrá resultar mayor, solamente en lugares del espacio que estén fuera de la zona ocupada, dependiendo del sistema de difusión adoptado o del tipo de unidades terminales empleadas.

Así, para el edificio en estudio, las condiciones interiores elegidas para los diferentes espacios son:

Condiciones calefacción					
Zona	I (clo)	Ts (°C)	HR (%)	vmez (m/s)	vdesp (m/s)
Teatro	1	20	40	0,13	0,10
Escaleras	1	20	50	0,13	0,10
Aseos	1	20	50	0,13	0,10
Salas	1	21	50	0,14	0,11
Despachos	1	21	50	0,14	0,11

Condiciones refrigeración					
Zona	I (clo)	Ts (°C)	HR (%)	vmez (m/s)	vdesp (m/s)
Teatro	0,5	26	60	0,19	0,16
Escaleras	0,5	27	55	0,20	0,17
Aseos	0,5	27	55	0,20	0,17
Salas	0,5	26	55	0,19	0,16
Despachos	0,5	26	55	0,19	0,16

Tablas 7.4. Condiciones interiores

En lo referente a la actividad metabólica de los ocupantes en cada espacio del edificio se ha estimado:

Zona	Actividad (met)/ (W/m ²)
Teatro	Sentado o en reposo 1,0/58,2
Escaleras	Caminando 3 km/h 2,4/140
Aseos	Actividad sedentaria 1,2/70
Salas	Actividad sedentaria 1,2/70
Despachos	Actividad sedentaria 1,2/70

Tabla 7.5. Actividad metabólica por zonas

7.5. Psicrometría y propiedades del aire húmedo

Tanto en el interior como en el exterior del edificio hay aire húmedo, y esto es, una mezcla de aire seco y vapor de agua.

Según la ley de Gibbs, para definir termodinámicamente el estado de la mezcla será necesario conocer tres variables independientes.

Conociendo la altura de la población de Andorra (716 m), se conoce la presión atmosférica aplicando la siguiente ecuación:

$$P_T = 101325 \cdot (1 - 2,255692E-5 \cdot H)^{5,2561} [6]$$

De esta ecuación se obtiene que la presión total en la localidad de Andorra es de **93014 Pa**. Una vez conocida la presión total, mediante un diagrama psicrométrico, como el de Carrier, se

pueden obtener el resto de propiedades del aire húmedo siempre y cuando se conozcan al menos otras dos variables independientes como se ha citado anteriormente.

Para el caso de las condiciones exteriores se conocen tanto la humedad relativa coincidente como la temperatura seca para calefacción y la temperatura seca y temperatura húmeda para refrigeración.

Para el caso de las condiciones interiores, tanto en calefacción como en refrigeración, han sido fijadas tanto la temperatura seca como la humedad relativa.

Como ejemplo se muestra el diagrama sicrométrico para las condiciones interiores del teatro en calefacción siendo necesario el mismo procedimiento para el resto de zonas:

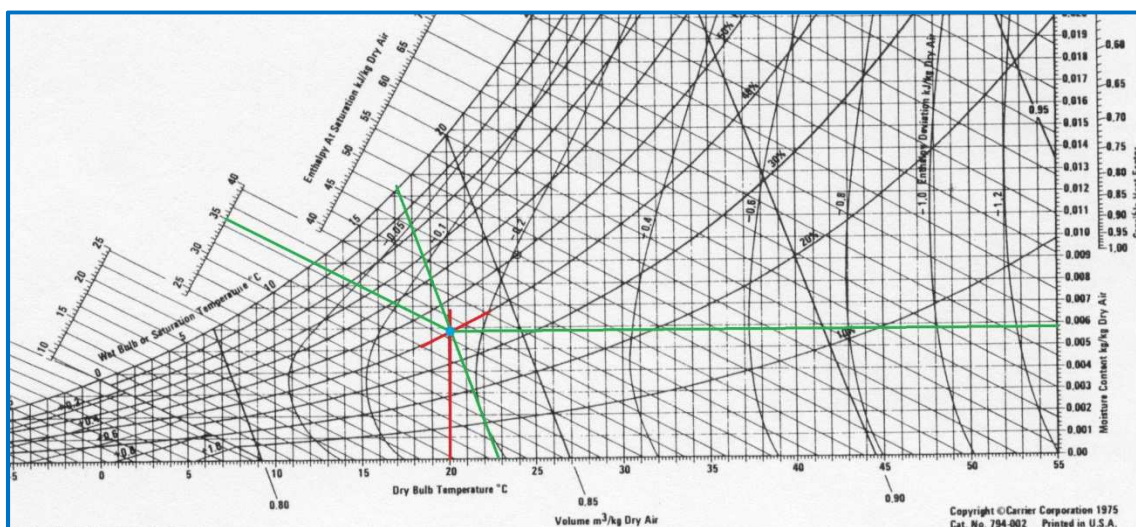


Figura 7.4. Condiciones interiores teatro calefacción, diagrama sicrométrico

Con estos datos y mediante el diagrama sicrométrico se obtienen los siguientes resultados:

	EXTERIORES REFRIGERACIÓN	EXTERIORES CALEFACCIÓN
$T_{s,ext}(^{\circ}\text{C}) =$	31,87	-3,87
$\Phi_{ext}(\%) =$	30,84	94
$W_{ext}(\text{kg/kgas}) =$	0,00948	0,00279
$T_{h,ext}(^{\circ}\text{C}) =$	18,6	-4,14

Tabla 7.6. Resumen de las condiciones exteriores

	INTERIORES DE DISEÑO REFRIGERACIÓN				INTERIORES DE DISEÑO CALEFACCIÓN			
Espacio	$T_{s,int}(^{\circ}\text{C})$	$T_{h,int}(^{\circ}\text{C})$	$\Phi_{int}(\%)$	$W_{int}(\text{kg/kgas})$	$T_{s,int}(^{\circ}\text{C})$	$T_{h,int}(^{\circ}\text{C})$	$\Phi_{int}(\%)$	$W_{int}(\text{kg/kgas})$
Teatro	26	20,18	60	0,01379	20	12,07	40	0,00632
Escaleras	27	20,19	55	0,01340	20	13,56	50	0,00792
Aseos	27	20,19	55	0,01340	20	13,56	50	0,00792
Salas	26	19,35	55	0,01262	21	14,38	50	0,00843
Despachos	26	19,35	55	0,01262	21	14,38	50	0,00843

Tabla 7.7. Resumen de las condiciones interiores

Para una mayor rapidez y precisión de la obtención de resultados en el diagrama sicrométrico se ha utilizado el software “PSICRO” desarrollado por la Universidad Politécnica

de Valencia. Las condiciones exteriores e interiores situadas sobre el diagrama psicrométrico pueden consultarse en el anexo B del presente proyecto.

7.6. Tipos de cargas térmicas

Las cargas a considerar, tomadas del manual de climatización [7], se pueden dividir en cargas exteriores y cargas interiores. Para refrigeración se tiene:

- Cargas exteriores:

- **Carga a través de paredes, techos y suelos.** La transferencia de calor por las superficies del edificio aportará un calor que aumentará la temperatura del aire. Este tipo de carga será sensible, (la difusión de vapor aunque ciertamente existe, es de valor despreciable).

Para resolver este tipo de cargas se aplica la ecuación básica de conducción del calor: $Q = U \cdot \text{Sup} \cdot \Delta T$

En función del tipo de cerramiento se tiene que:

- Para cerramientos exteriores opacos se resuelve un tabla como esta:

Sup(m ²)	U(W/m ² °C)	Orientación	$\Delta T_{\text{carga}}(^{\circ}\text{C})$	$\Delta T_{\text{corregida}}(^{\circ}\text{C})$	Qsen(W)
----------------------	------------------------	-------------	---	---	---------

Donde:

- *Sup* representa la superficie del cerramiento
- *U* representa la transmitancia térmica del cerramiento
- *Orientación* es la orientación cardinal del cerramiento
- ΔT_{carga} es el incremento de temperatura en carga por conducción. Ver tabla 6.14 de la referencia [6]
- $\Delta T_{\text{corregida}}$ es el incremento de temperatura equivalente entre los ambientes externo e interno teniendo en cuenta que:

$$\Delta T_{\text{corregida}} = \Delta T_{\text{carga}} + 25 - T_{\text{int}} + T_{\text{ext}} - 29,2 - \Delta T_{\text{OMD}}$$

- Para muros y suelos enterrados o a vacíos sanitarios se resuelve una tabla como esta:

Sup(m ²)	Ls(W/°C)	$\Delta T_{\text{s,ext,m-int,m}}(^{\circ}\text{C})$	Lpe(W/°C)	$\Delta T_{\text{s,ext,mes-m}}(^{\circ}\text{C})$	Qsen(W)
----------------------	----------	---	-----------	---	---------

Donde:

- *Sup* representa la superficie del cerramiento
- *L_s* es el cociente de acoplamiento térmico en régimen estacionario. Expresión [6.31] y [6.33] de la referencia [6]

- $\Delta T_{s,ext,m-int,m}$ es la diferencia de temperatura entre la temperatura media exterior anual y la temperatura media interior anual (22,5 °C en general)
 - L_{pe} es el coeficiente de acoplamiento térmico periódico exterior. Expresión [6.32] y [6.34] de la referencia [6]
 - $\Delta T_{s,ext,mes-m}$ es la diferencia de temperatura entre la temperatura media exterior del mes y la temperatura media exterior anual
- Para muros y suelos a otros locales no calefactados se resuelve una tabla como esta:

Sup(m ²)	U(W/m ² °C)	T _{local,ady} (°C)	ΔT _{carga} (°C)	Q _{sen} (W)
----------------------	------------------------	-----------------------------	--------------------------	----------------------

Donde:

- Sup representa la superficie del cerramiento
 - U representa la transmitancia térmica del cerramiento
 - $T_{local,ady}$ es la temperatura del local no calefactado en contacto con el cerramiento
 - ΔT_{carga} es la diferencia de temperaturas entre el local adyacente y el ambiente interior
- **Carga a través de superficies acristaladas, ventanales y claraboyas.** Es formalmente una transmisión de calor a través de superficies semitransparentes, y por tanto existe una transmisión de calor por radiación importante. Es todo carga sensible.

Para la parte correspondiente al intercambio de calor por conducción – convección se aplica: $Q_{carga,hueco,cond} = Sup_H \cdot U_H \cdot (T_{s,ext} - T_{s,int})$
con $U_H = (1-FM) \cdot U_{H,v} + FM \cdot U_{H,m}$

- Se completa una tabla como la que sigue:

Sup(m ²)	U _v (W/m ² °C)	U _m (W/m ² °C)	FM(%)	ΔT _{s,ext-int} (°C)	Q _{sen} (W)
----------------------	--------------------------------------	--------------------------------------	-------	------------------------------	----------------------

Donde:

- Sup representa la superficie del cerramiento
- U_v es el coeficiente global de transferencia de calor del cristal
- U_m es el coeficiente global de transferencia de calor del marco
- FM es la fracción del hueco ocupada por el marco
- $\Delta T_{s,ext-int}$ es la diferencia de temperatura entre el ambiente exterior y el ambiente interior

Para la parte correspondiente al intercambio de calor por radiación la carga se calcula como:

$$Q_{\text{carga,rad}} = \text{Sup}_H \cdot F_{SH} \cdot [F_{\text{sombra}} \cdot Q_{\text{carga,Norte}} + (1 - F_{\text{sombra}}) \cdot Q_{\text{carga,Orien}}] \text{ donde } Q_{\text{carga,Orien}} \text{ y } Q_{\text{carga,Norte}} \text{ se obtiene de las tablas [6.21] y [6.22] [6].}$$

- Se completa una tabla como la que sigue:

Sup(m ²)	F _{sombra}	FM (%)	g [⊥]	f _{F,acc}	F _{SH}	Q _{sen(W)}
----------------------	---------------------	--------	----------------	--------------------	-----------------	---------------------

Donde:

- Sup* representa la superficie del cerramiento
 - F_{sombra}* es el factor de sombra. Se tomará como valor la unidad a falta de datos adicionales
 - F_M* es la fracción del hueco ocupada por el marco
 - g[⊥]* es el factor solar de la parte semitransparente del hueco o lucernario a incidencia normal
 - f_{F,acc}* es el porcentaje de reducción solar dependiendo de los accesorios de los huecos. Se tomará como valor la unidad a falta de datos adicionales
 - F_{SH}* es el factor solar modificado del hueco y se calcula como $F_{SH} = F_{\text{sombra}} \cdot [(1 - F_M) \cdot g^{\perp} + F_M \cdot 0,004 \cdot U_m \cdot \alpha]$
 - U_m* es la transmitancia térmica del hueco
 - α* es la absorptividad del marco obtenida de la tabla E.10 del apéndice E de la sección HE1 [2]
- **Carga por ventilación.** En las instalaciones siempre se toma aire externo, ya sea para mantener el aire con un grado determinado de pureza, o simplemente para facilitar el oxígeno necesario para la respiración. Este aire se encuentra a diferente temperatura y lleva distinto porcentaje de vapor de agua que el aire del local, por lo que aportará tanto carga sensible como latente.

El caudal de aire mínimo de renovación en función del número de ocupantes ha sido calculado como se describe en el apartado 6.7 del presente documento. Para calcular la carga se aplica:

$$Q_{\text{vent,sen}} = 1200 \cdot \text{Caudal} \cdot (T_{s,\text{vent}} - T_{s,\text{int}}) \text{ y en el caso de carga latente: } Q_{\text{vent,lat}} = 3002400 \cdot \text{Caudal} \cdot (W_{\text{vent}} - W_{\text{int}})$$

- Para ventilación se resuelve una tabla como esta:

RITE (IDA)	Caudal(m ³ /s)	T _{s,vent} (°C)	W _{vent} (kg/kgas)	Q _{lat(W)}	Q _{sen(W)}
------------	---------------------------	--------------------------	-----------------------------	---------------------	---------------------

Donde:

- *RITE (IDA)* representa la calidad del aire interior
 - *Caudal* representa el caudal de aire de ventilación
 - $T_{s,vent}$ es la temperatura a la salida del recuperador
 - W_{vent} es la humedad específica a la salida del recuperador
- **Carga por infiltración.** No se ha contabilizado carga por este concepto por tener un edificio casi estanco y con buenos cerramientos. Además para evitar carga de este tipo se intenta sobre-presionar el edificio aumentando el aire de impulsión y reduciendo el aire de retorno.
- **Cargas interiores:**
- **Carga por ocupantes.** Las personas dependiendo del grado de actividad y temperatura ambiente, disipamos una cierta cantidad de calor, tanto bajo forma sensible como latente.

Las ecuaciones a resolver por este tipo de carga son:

$$Q_{carga,lat} = f_{sim} \cdot n^{\circ}ocup \cdot Q_{lat} \text{ y } Q_{carga,sen} = f_{sim} \cdot n^{\circ}ocup \cdot Q_{sen}$$

- Para ello se completa la siguiente tabla:

Actividad	nº ocupant.	Ratio(m ² /per)	f _{sim}	Q _{lat} (W/per)	Q _{sen} (W/per)	Q _{lat} (W)	Q _{sen} (W)
-----------	-------------	----------------------------	------------------	--------------------------	--------------------------	----------------------	----------------------

Donde:

- *Actividad* representa la actividad que se lleve a cabo en el local considerado
 - *Nº ocupant.* representa el número de ocupantes que pueden completar el aforo del local considerado
 - *Ratio* representa la superficie estimada que puede ocupar una persona en el local considerado
 - f_{sim} es el factor de simultaneidad del local considerado que dependerá de la hora del día
 - *Q_{lat} (W/per)* es el calor latente unitario en función de la actividad desarrollada. Tabla 6.32 [6]
 - *Q_{sen} (W/per)* es el calor sensible unitario en función de la actividad desarrollada. Tabla 6.32 [6]
- **Carga por iluminación.** La iluminación de los locales consume una energía que finalmente se traducirá en energía térmica. Únicamente sensible.

La expresión tomada en este caso es: $Q_{carga,sen,ilum} = Pot \cdot f_{sim} \cdot Factor$

- Se desarrolla una tabla como la que sigue:

Tipo	Pot(W)	f _{sim}	Ratio(W/m ²)	Factor	Q _{sen} (W)
------	--------	------------------	--------------------------	--------	----------------------

Donde:

- *Tipo* representa la clase de iluminaria existente
- *Pot* es la potencia total existente en el local
- F_{sim} es el factor de simultaneidad de luces encendidas que dependerá de la hora del día
- *Ratio* es la potencia estimada por metro cuadrado de local que dependerá del tipo de local. Se obtiene en la tabla 6.35 [6]
- *Factor* es un multiplicador correspondiente al parte de calor suministrada por las reactancias y los transformadores. El factor será de 1,2 para fluorescentes con reactancia e igual a la unidad para el resto de iluminarias.

- **Carga por equipamiento.** Depende de su naturaleza, pero en principio pueden adoptar tanto carga sensible como latente.

A falta de datos referentes al tipo y número de equipos que se van a usar en los distintos locales esta carga se calcula mediante un ratio estimado en la tabla 6.37 [6]. Una vez se conoce el ratio se aplican las siguientes fórmulas:

$$Q_{sen} = Pot \cdot f_{sim} \cdot (\%sensible/100) \text{ y } Q_{lat} = Pot \cdot f_{sim} \cdot (1 - \%sensible/100)$$

- Se completa una tabla como esta:

Tipo	Pot(W)	f _{sim}	Ratio(W/m ²)	% sensible	Q _{lat} (W)	Q _{sen} (W)
------	--------	------------------	--------------------------	------------	----------------------	----------------------

Donde:

- *Tipo* representa el tipo de local
- *Pot* representa la potencia total de los equipos en local
- f_{sim} representa el factor de simultaneidad de funcionamiento de los equipos en función del tipo de local y de la hora del día
- *Ratio* representa la potencia por metro cuadrado de superficie según el tipo de local. Tabla 6.37 [6]
- *% sensible* es el porcentaje correspondiente a la parte sensible del equipo que dependerá del tipo de equipo que tengamos en cada local

- **Carga debida a procesos industriales.** Existen muy diferentes tipos de procesos industriales, se consideran especialmente la existencia de aparatos de gas y evaporación desde masas de agua, los cuales producirán tanto carga sensible como latente.

En este edificio no se han considerado cargas de este tipo por no haber procesos industriales que generen carga en su interior.

- **Carga debida a la propia instalación.** Hay que contar que la mayoría de instalaciones llevarán ventiladores, que producirán un movimiento del aire, el cual por rozamiento transformará dicha energía en calor. Carga sensible.

Por falta de datos a la hora de calcular las cargas se ha supuesto que este tipo de carga representa un 6 % de la carga sensible total.

- **Carga debida al paso de conductos.** En instalaciones industriales existe la presencia de conductos o tuberías a distinta temperatura de la del local, debiendo contabilizar el calor desprendido o absorbido por las mismas.

Al igual que ocurre con la carga debida a la propia instalación no se tienen suficientes datos a la hora de calcular las cargas por lo que se asumen unas pérdidas que deben cumplir el RITE, y que por lo tanto serían del 4 % de la energía transferida.

Finalmente se ha apurado este coeficiente de mayoración al 5 % por seguridad.

La estimación de la potencia térmica máxima para calefacción es un calco de los procedimientos seguidos en refrigeración, aunque evidentemente, su estimación es mucho más simple.

Análogamente a la refrigeración, se pueden diferenciar las cargas exteriores de las interiores y las sensibles de las latentes; aunque en calefacción sólo es necesario el cálculo de carga sensible ya que la carga latente actúa a favor o directamente es inexistente por no haber variación de la humedad específica.

La cantidad de iluminación, equipos, y ocupantes deberá ser mínima, incluso pudiera ser nula en muchas aplicaciones, no obstante hay que ser conscientes de que en algunos casos un valor mínimo hay que contabilizar.

Por lo tanto para régimen de invierno se tiene:

- **Cargas exteriores:**

- **Carga a través de paredes, techos y suelos.** El cálculo es igual que para el caso de refrigeración solo que en este caso las superficies del edificio cederán calor al exterior por lo que existe una pérdida de carga.

En función del tipo de cerramiento se tiene que:

- Para cerramientos exteriores opacos se resuelve una tabla como esta:

Sup(m ²)	U(W/m ² °C)	ΔT _{s,ext-int.} (°C)	Qsen(W)
----------------------	------------------------	-------------------------------	---------

La diferencia con la tabla para refrigeración es que en este caso no hay que corregir la variación de temperatura y por lo tanto la orientación de la fachada no es de interés.

- Para muros y suelos enterrados o a vacíos sanitarios se resuelve una tabla como la de refrigeración pero teniendo en cuenta que en este caso el mes considerado es enero por lo que la temperatura media correspondiente al mes es menor que en el caso de julio.
- Para muros y suelos a otros locales no calefactados se resuelve una tabla análoga a la de refrigeración teniendo en cuenta que la temperatura del local adyacente será superior a la del caso anterior.
- **Carga a través de superficies acristaladas, ventanales y claraboyas.** En el caso de calefacción, al considerar las peores condiciones posibles, solo se contabilizará la transmisión por conducción – convección y no la transmisión por radiación. Por lo tanto:
 - Para el caso de conducción – convección se completará una tabla igual que en el caso de refrigeración con las correspondientes temperaturas de invierno.
- **Carga por ventilación.** Análogo al caso de refrigeración pero cambiando las temperaturas.
- **Carga por infiltración.** Al igual que en refrigeración al haber sobrepresión en el interior del edificio esta carga se puede despreciar.
- **Cargas interiores:**
 - **Carga por ocupantes.** Al considerarse la situación más desfavorable esta carga se considera nula ya que aporta calor al aire interior.
 - **Carga por iluminación.** Se considera también nula ya que es un aporte de calor al edificio.
 - **Carga por equipamiento.** Se considera nula por el mismo motivo que las anteriores.
 - **Carga debida a procesos industriales.** En este edificio no se han considerado cargas de este tipo por no haber procesos industriales que generen carga en su interior. Además estas supondrían un aporte de calor por lo que acabarían por despreciarse.
 - **Carga debida a la propia instalación.** En el caso de existir, vuelve a ser un aporte, por lo que no se consideran.
 - **Carga debida al paso de conductos.** Mismo criterio que el utilizado en refrigeración, es decir, se aplica una mayoración del 5 %.

7.7. Ventilación requerida

El caudal de ventilación viene determinado por los niveles de IDA considerados en los distintos locales y establecidos en la instrucción técnica IT 1.1.4.2.2. [1]. Según dicha instrucción existen 4 categorías de calidad de aire interior diferentes. Las categorías que incumben al presente proyecto son:

- **IDA 2** (aire de buena calidad): oficinas, residencias (locales comunes de hoteles y similares, residencias de ancianos y de estudiantes), salas de lectura, museos, salas de tribunales, aulas de enseñanza y asimilables y piscinas.
- **IDA 3** (aire de calidad media): edificios comerciales, cines, teatros, salones de actos, habitaciones de hoteles y similares, restaurantes cafeterías, bares, salas de fiestas, gimnasios, locales para el deporte (salvo piscinas) y salas de ordenadores.

De este modo, teniendo en cuenta la cantidad máxima de ocupantes por local y su actividad se tiene:

ESPACIO:	Teatro				
Local	Ocup. (p)	IDA	Caudal (l/s)	Caudal (m³/h)	Caudal (m³/s)
Patio de butacas	171	3	1368	4924,8	1,368
Escenario PS	8	3	64	230,4	0,064
Salón de actos, palcos	43	3	344	1238,4	0,344
Escenario PB	0	3	0	0	0
Zona de control	3	3	24	86,4	0,024
TOTALES:	225	-	1800	6480,0	1,8

ESPACIO:	Escaleras				
Local	Ocup. (p)	IDA	Caudal (l/s)	Caudal (m³/h)	Caudal (m³/s)
Vestíbulo PS	12	3	96	345,6	0,096
Recorridos PS	3	3	24	86,4	0,024
Vestíbulo de independencia PB	4	3	32	115,2	0,032
Recorridos PB	7	3	56	201,6	0,056
Zona conserje	1	3	8	28,8	0,008
Zaguán de ingreso	5	3	40	144	0,04
Recorridos P1	10	3	80	288	0,08
Vestíbulo de independencia P2	2	3	16	57,6	0,016
Recorridos P2	3	3	24	86,4	0,024
TOTALES:	47	-	376	1353,6	0,376

ESPACIO:	Aseos				
Local	Ocup. (p)	IDA	Caudal (l/s)	Caudal (m³/h)	Caudal (m³/s)
Aseo masculino PS	3	3	24	86,4	0,024
Aseo femenino PS	3	3	24	86,4	0,024
Aseo minusválidos PS	1	3	8	28,8	0,008
Aseo masculino P1	2	3	16	57,6	0,016
Aseo femenino P1	2	3	16	57,6	0,016
Aseo minusválidos P1	1	3	8	28,8	0,008
TOTALES:	12	-	96	345,6	0,096

ESPACIO:	Salas				
Local	Ocup. (p)	IDA	Caudal (l/s)	Caudal (m³/h)	Caudal (m³/s)
Sala multiusos	29	2	362,5	1305	0,3625
Biblioteca P2	32	2	400	1440	0,4
Biblioteca PE	13	2	162,5	585	0,1625
TOTALES:	74	-	925	3330,0	0,925

ESPACIO:	Despachos				
Local	Ocup. (p)	IDA	Caudal (l/s)	Caudal (m³/h)	Caudal (m³/s)
Despacho 1	3	2	37,5	135	0,0375
Despacho 2	3	2	37,5	135	0,0375
Despacho 3	2	2	25	90	0,025
TOTALES:	8	-	100	360,0	0,1

Tablas 7.8. Caudales mínimos de ventilación

El caudal de ventilación se ha calculado con el método indirecto de caudal de aire exterior por persona de la instrucción técnica IT 1.1.4.2.3. Caudal mínimo del aire exterior de ventilación [1], según la cual:

- Se emplearán los valores de la tabla 6.8 cuando las personas tengan una actividad metabólica de alrededor 1,2 met, cuando sea baja la producción de sustancias contaminantes por fuentes diferentes del ser humano y cuando no esté permitido fumar.

Categoría	dm³/s por persona
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

Tabla 7.9. Caudales de aire exterior por persona

7.8. Recuperación

La Instrucción Técnica IT 1.2.4.5.2. [1] define que en los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos sea superior a 0,5 m³/s, se recuperará la energía del aire expulsado.

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

Horas anuales de funcionamiento	Caudal de aire exterior (m³/s)									
	> 0,5...1,5		> 1,5...3,0		> 3,0...6,0		> 6,0...12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
≤ 2.000	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
> 2.000...4.000	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
> 4.000...6.000	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
> 6.000	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

Tabla 7.10. Eficiencia de la recuperación

Al edificio en estudio en el presente proyecto le corresponden los siguientes valores para los equipos encargados de introducir aire de renovación:

Equipo	Caudal aire exterior (m³/s)	H anuales de funcionamiento	Eficiencia mínima (%)	Pérdida de presión máx (Pa)
UTA 1	1,80	352	44	120
UTA 2	1,50	3168	44	140

Tabla 7.11. Restricciones de los equipos según IT 1.2.4.5.2.

La eficiencia de los recuperadores de calor se calcula como: $\varepsilon = \text{Cantidad de energía recuperada} / \text{Cantidad máxima de energía recuperable}$. En el caso de los recuperadores seleccionados (recuperador sensible, véase apartado 9.4) la eficiencia se puede expresar como:

$$\varepsilon = [Q_{\text{ren}} \cdot (T_{12} - T_{11})] / [Q_{\text{min}} \cdot (T_{21} - T_{11})] = [Q_{\text{ext}} \cdot (T_{22} - T_{21})] / [Q_{\text{min}} \cdot (T_{11} - T_{21})]$$

Donde:

- Q_{ren} : Caudal de aire de renovación (kg/h)
- Q_{ext} : Caudal de aire de extracción (kg/h)
- Q_{min} : Caudal menor entre extracción y renovación
- T_{11} : Temperatura seca del aire exterior (°C)
- T_{12} : Temperatura seca del aire de impulsión (°C)
- T_{21} : Temperatura seca del aire de retorno (°C)
- T_{22} : Temperatura seca del aire de expulsión (°C)

Las eficiencias se obtienen del catálogo del fabricante. Una vez conocida la eficiencia, la temperatura del aire exterior (condiciones exteriores), la temperatura del aire interior (condiciones interiores) y sabiendo que al ser un intercambiador sensible las humedades específicas no varían en el intercambio ($W_{\text{imp}} = W_{\text{ext}}$ y $W_{\text{exp}} = W_{\text{int}}$) solo queda despejar las temperaturas secas del aire de expulsión y del aire de impulsión. Una vez hallada la temperatura del aire de impulsión se sustituye en la expresión de la carga debida a ventilación ($Q_{\text{vent, sen}} = 1200 \cdot \text{Caudal} \cdot (T_{\text{s, vent}} - T_{\text{s, int}})$) reduciendo así la diferencia entre las temperaturas y por lo tanto la carga.

Con las eficiencias especificadas en los catálogos de los fabricantes de las unidades de tratamiento de aire, se obtienen las siguientes temperaturas:

REFRIGERACIÓN				
Equipo	T11 (°C)	T12 (°C)	T22 (°C)	T21 (°C)
UTA 1	31,9	29,1	29,2	26,5
UTA 2	31,9	29,3	30,0	27,5

CALEFACCIÓN				
Equipo	T11 (°C)	T12 (°C)	T22 (°C)	T21 (°C)
UTA 1	-3,9	7,6	7,6	19,5
UTA 2	-3,9	9,0	6,6	19,5

Tablas 7.12. Temperaturas tras el paso por los recuperadores

7.9. Resumen de las potencias frigoríficas y caloríficas

En las tablas siguientes se muestran los valores de carga térmica efectiva obtenidos para calefacción y refrigeración para los distintos espacios contando el ahorro producido por los recuperadores (véase apartado 12.3).

Las cargas han sido calculadas para las 18:00 del 22 de julio en refrigeración y para el mes de enero en calefacción (véase 7.3. Condiciones exteriores de cálculo).

El desglose del cálculo de cargas puede consultarse en el anexo C “Cálculo de Cargas Térmicas”. En este anexo se aporta la información de la carga debida a cerramientos, huecos, personas, ventilación, ocupación, iluminación, etc.

TEATRO	REFRIGERACIÓN			CALEFACCIÓN	
Local	QL,TOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)
Patio de butacas	5566	21028	26594	-22696	-22696
Escenario PS	1016	2107	3124	-2130	-2130
Salón de actos, palcos	1400	5612	7012	-6537	-6537
Escenario PB	0	1023	1023	-592	-592
Zona de control	145	765	910	-960	-960
Cargas del subsistema	8127	30535	38662	-32914	-32914
FCS	0,79			1,00	

ESCALERAS	REFRIGERACIÓN			CALEFACCIÓN	
Local	QL,TOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)
Vestíbulo PS	813	1124	1937	-1649	-1649
Recorridos PS	203	725	928	-557	-557
Vestíbulo de independencia PB	271	437	707	-627	-627
Recorridos PB	474	815	1289	-867	-867
Zona conserje	135	274	410	-301	-301
Zaguán de ingreso	339	711	1050	-1038	-1038
Recorridos P1	677	2114	2792	-1587	-1587
Vestíbulo de independencia P2	203	664	867	-528	-528
Recorridos P2	203	1656	1859	-1368	-1368
Cargas del subsistema	3319	8520	11838	-8522	-8522
FCS	0,72			1,00	

ASEOS	REFRIGERACIÓN			CALEFACCIÓN	
Local	QL,TOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)
Aseo masculino PS	109	317	425	-358	-358
Aseo femenino PS	109	317	425	-358	-358
Aseo minusválidos PS	36	148	184	-198	-198
Aseo masculino P1	72	204	276	-315	-315
Aseo femenino P1	72	204	276	-322	-322
Aseo minusválidos P1	36	122	158	-205	-205
Cargas del subsistema	435	1310	1745	-1756	-1756
FCS	0,75			1,00	

SALAS	REFRIGERACIÓN			CALEFACCIÓN	
Local	QL,TOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)
Sala multiusos	1051	8724	9775	-6581	-6581
Biblioteca P2	1159	12446	13605	-10922	-10922
Biblioteca PE	471	7010	7481	-5764	-5764
Cargas del subsistema	2681	28181	30861	-23267	-23267
FCS	0,91			1,00	

DESPACHOS	REFRIGERACIÓN			CALEFACCIÓN	
Local	QL,TOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)
Despacho 1	130	1085	1215	-939	-939
Despacho 2	130	914	1044	-831	-831
Despacho 3	87	857	944	-956	-956
Cargas del subsistema	348	2855	3203	-2726	-2726
FCS	0,89			1,00	

Tablas 7.13. Resumen de las cargas térmicas

7.10. Potencia térmica total en frío y en calor

Como sumatorio de todas las cargas por espacios y con el objeto de seleccionar los equipos se ha realizado la siguiente tabla para las 18:00 horas teniendo en cuenta los factores de simultaneidad para esa hora en cada uno de los espacios.

CARGA TOTAL EFECTIVA	REFRIGERACIÓN			CALEFACCIÓN	
ESPACIO	QL,TOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)	QS,TOT(W)	QTOT(W)
TEATRO	8127	30535	38662	-32914	-32914
ESCALERAS	3319	8520	11838	-8522	-8522
ASEOS	435	1310	1745	-1756	-1756
SALAS	2681	28181	30861	-23267	-23267
DESPACHOS	348	2855	3203	-2726	-2726
Cargas de la instalación	14909	71400	86309	-69186	-69186
FCS	0,83			1,00	
Ratio total (W/m²)	92,16			-73,88	

Tabla 7.14. Potencia térmica total

En las siguientes figuras se puede apreciar el desglose de cargas por tipo de carga para todo el edificio en su conjunto contando el ahorro producido por los recuperadores de calor sensibles. Para verlo desglosado por espacios se puede consultar el anexo C del presente proyecto.

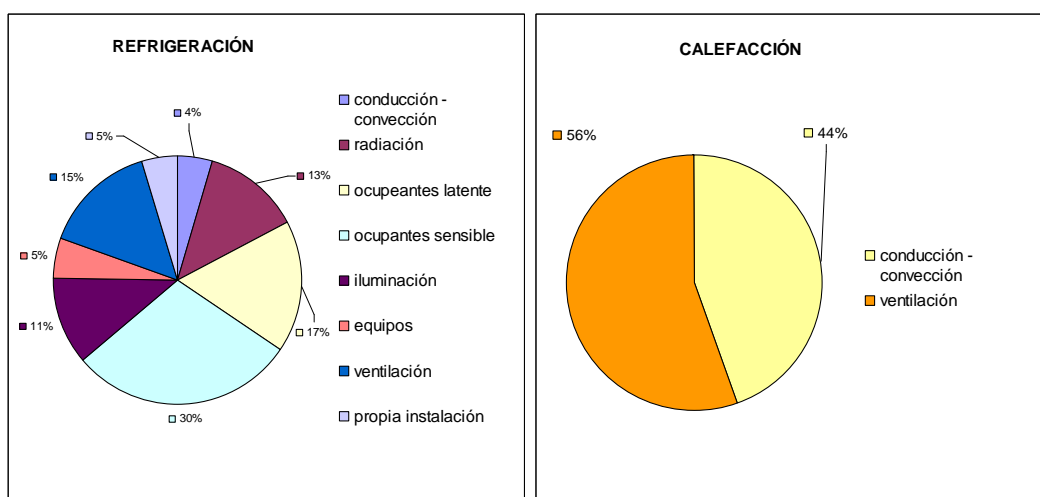


Figura 7.5. Desglose de cargas por tipo

8. Estudio de alternativas

Se realiza el presente estudio para comparar las distintas opciones disponibles tanto para el lazo primario como para el lazo secundario y seleccionar la que mejor se adopte al edificio en estudio.

Para ello, en los siguientes apartados, se comienza realizando un estudio cualitativo en el que se describen las opciones posibles y se descartan aquellas que no cumplen una serie de variables de selección.

Para la elección de unos u otros equipos de los seleccionados se seleccionan varios equipos de varios fabricantes con los que se calculan sus rendimientos estacionales y su colaboración con el PANER y la directiva 2009/28/CE. Una vez conocidos los rendimientos se realiza un balance energético para conocer las emisiones producidas por cada uno de los equipos. Finalmente, para la hipótesis de una hora con demanda máxima, se realiza un análisis energético y se obtienen las mejores opciones a instalar para el edificio en estudio.

8.1. Estudio cualitativo

Las opciones disponibles para el lazo primario son las siguientes:

- Opciones **refrigeración** (producción de frío):
 - Bomba de calor
 - Enfriadora por compresión
 - Enfriadora por absorción
- Opciones **calefacción** (producción de calor):
 - Bomba de calor
 - Caldera
 - Captadores con apoyo auxiliar

Para el lazo secundario, entre otras, se dispone de opciones para alcanzar el confort como fan – coils, inductores, radiadores, techos fríos, suelos radiantes, convectores, climatizadoras, difusores, etc., en función de si el sistema es todo aire, agua – aire o todo agua.

Los factores que condicionarán la elección de un sistema u otro son los que se muestran en la siguiente tabla:

ARQUITECTURA	Espacio en patinillos verticales, falsos techos
	Posibilidad de salida de chimeneas.
	Pesos estructura.
	Orientación y sombras
	Sala de máquinas
	Estética: interior y exterior.
CONFORT	Ventilación.
	Regulación (Temperatura - tiempo).
	Perfiles verticales de temperatura. Estratificación.
	Control de humedad.
	Ruido.
	Corrientes de aire, velocidad de aire.
AHORRO DE ENERGÍA	Control de temperatura por espacios.
	Free-cooling.
	Ventilación variable.
	Rendimientos.
	Recuperadores.
COSTE ECONÓMICO	Adecuación demanda/producción.
	Inicial. Inversión.
	Combustible disponible.
	Explotación. Precios energía.
	Mantenimiento (costes y explotación).
FLEXIBILIDAD	Zonificación.
	Adaptación a cambios en el uso.(horario, ocupación)
	Mantenimiento.
SEGURIDAD	Incendios.
	Accidentes.
NORMATIVA	CTE
	RITE

Tabla 8.1. Variables de selección

8.1.1. Lazo primario

Las posibles soluciones a adoptar para el lazo primario una vez estudiadas las diferentes variables de selección son:

- Bomba de calor
- Caldera y enfriadora por absorción más equipo de apoyo
- Caldera y enfriadora por compresión

A continuación se pasa a describir los diferentes equipos y a detallar las causas de los descartes realizados.

1) Bombas de calor

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.

Cuando se habla de bomba de calor, máquina frigorífica o equipo deshumidificador, se está hablando de un compresor, una estrangulación, un evaporador y un condensador como equipos básicos; la única diferencia es el objetivo o utilidad del conjunto.

Una bomba de calor, funcionando en régimen de calefacción, es capaz de transportar calor del exterior (foco frío) al interior (foco caliente). En régimen de refrigeración transporta calor del interior (foco frío) al exterior (foco caliente). Para ello utiliza un fluido para realizar un ciclo termodinámico que se basa en la evaporación y licuefacción de este fluido para absorber la carga térmica. El fluido que se utiliza se denomina genéricamente refrigerante o fluido frigorígeno [9].

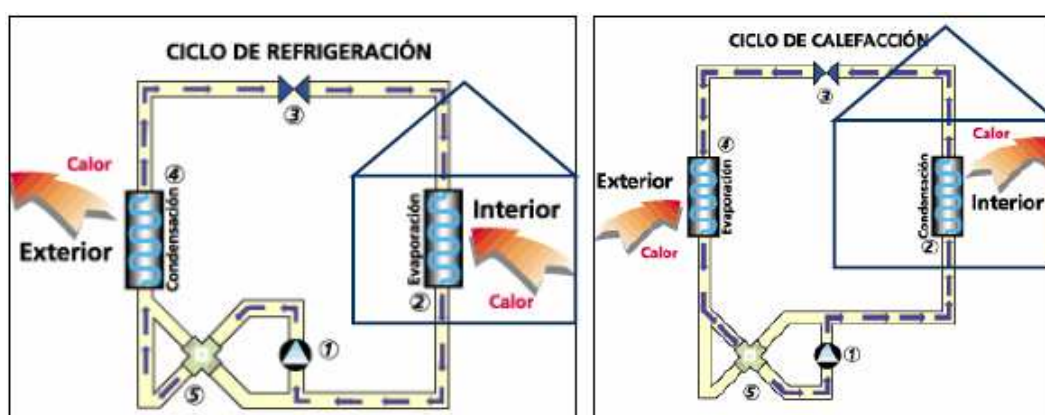


Figura 8.1. Esquema bomba de calor [9]

En la figura se pueden observar un compresor (1), dos intercambiadores (4) y (2) que funcionan como condensador o como evaporador en función del régimen, una válvula de expansión (3) y una válvula de cuatro vías (5) con la que se puede invertir el sentido de circulación del refrigerante.

Además de estos componentes básicos, en los ciclos de instalaciones reales aparecen algunos elementos auxiliares. Entre ellos los más destacables:

- Acumulador de succión: su misión es evitar que entre líquido en el compresor.
- Intercambiador por contacto: consiste en un intercambiador, habitualmente de tubos concéntricos, que permite que el líquido a la salida del condensador ceda calor al refrigerante a la salida del evaporador. De esta manera se aumenta el grado de sobrecalentamiento y aumenta la seguridad de suministro en fase valor al compresor.
- Dos capilares en lugar de uno.
- Válvulas de retención.

En líneas generales, para que un fluido pueda ser utilizado como refrigerante debe adaptarse a una serie de condicionantes:

1. No atacar a la capa de ozono.
2. No contribuir directamente o indirectamente al efecto invernadero.
3. No debe ser inflamable ni tóxico.
4. Las presiones de trabajo deben estar por encima de la presión atmosférica para evitar filtraciones de aire y de vapor de agua.
5. Debe ser fácilmente detectable en caso de fugas en el sistema.
6. Debe ser compatible con los lubricantes que se utilicen en la instalación.
7. No debe corroer los metales usualmente usados en el sistema de refrigeración y debe ser químicamente estable.
8. Debe ser de fácil manejo y económico.

Debido a la amplia gama de condiciones de funcionamiento no existe el refrigerante que cumpla todas las exigencias y su idoneidad dependerá del grado en que sus propiedades se acerquen a las exigencias concretas de utilización.

Los refrigerantes más utilizados son los compuestos halogenados del carbono. Son fluidos no tóxicos, no inflamables, no corrosivos en ausencia de agua y no afectan al olor ni al sabor de los productos refrigerados. Dentro de este grupo están:

- Los CFC (Cloro-Fluoro-Carbonados). Pertenecen a este tipo los refrigerantes R-11, R-12, R-13 y R-502. Su principal inconveniente es que destruyen la capa de ozono, por lo que su utilización está restringida según el protocolo de Montreal.
- Los HCFC (Hidro-Cloro-Fluoro-Carbonados). Pertenecen a este tipo los refrigerantes R-22, R-123 y R-124. Son menos estable que los CFC, por lo que destruyen en menor medida la capa de ozono.
- Los HFC (Hidro-Fluoro-Carbonados). Son los refrigerantes R-134a, R-125, R-404a, R-152a y R-23. Su principal ventaja deriva del hecho de no contener cloro, por lo que no destruyen la capa de ozono. Las nuevas instalaciones deben llevar este tipo de refrigerantes.

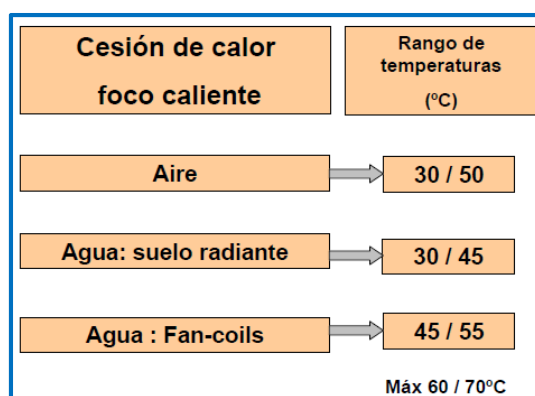
El tipo de bomba de calor se indica en función de los **focos externo e interno** con los que intercambia calor. Así existen [15]:

- Foco externo:
 - Agua: puede proceder de ríos, pozos, lagos o mares, o agua caliente procedente de algún proceso industrial. Tiene una buena relación entre precio y potencia, y permite la instalación en interiores, pero interesa que tenga un rango de temperaturas entre 10 y 20°C para obtener un buen rendimiento. La principal ventaja del agua es la estabilidad que mantiene su temperatura.
 - Aire: puede ser el aire exterior o aire extraído de un local calefactado. El mayor problema está en calefacción ya que cuando la temperatura del aire desciende de 7°C es necesario el desescarche en el evaporador lo que implica una pérdida importante en el rendimiento de la máquina. Otro problema es la gran variabilidad en la temperatura del aire exterior. Además el tamaño de los equipos es elevado.

- Terreno: el calor es extraído mediante un circuito de agua glicolada, lo que nos lleva al primer caso.
- Foco interno
 - Agua: estos equipos se conocen como equipos de expansión indirecta. Presentan un intercambio indirecto entre el aire a acondicionar y el refrigerante a través de agua como fluido intermedio. Permiten un fácil traslado de energía a las zonas de consumo y la relación tamaño potencia del equipo es excelente. Exige un intercambio posterior agua-aire disminuyendo la capacidad global y la temperatura máxima de salida del agua no debe ser superior a 55°C [16].
 - Aire: en este caso, los equipos se denominan de expansión directa. Tienen un intercambio directo entre el aire a acondicionar y el refrigerante, el aire se enfría por la expansión directa de un refrigerante. Esto plantea el inconveniente de que el refrigerante puede pasar al aire en caso de fuga. Otro inconveniente es que en invierno hay que entregarle humedad al aire para evitar que descienda la humedad relativa y provoque resecaimiento de las mucosas respiratorias. Las ventajas de estos equipos radican en su sencilla instalación y mantenimiento, en su capacidad elevada y en su buen rendimiento [16].

A modo de resumen se muestran las siguientes figuras [9] en las que aparecen los rangos de temperaturas en los que trabaja cada fuente así como los inconvenientes que presentan las fuentes que trabajan como foco frío.

Fuente de calor foco frío	Rango de temperaturas (°C)	Problemas
Aire ambiente	-10 / 15	Gran variabilidad, escarcha
Aire de extracción	15 / 25	Disponibilidad
Agua subterránea	4 / 10	Coste de la perforación
Agua de lagos o ríos	0 / 10	~0°C, congelación
Agua de mar	3 / 8	Corrosión y algas
Suelos	0 / 5	Coste elevado, gran superficie de terreno
Subsuelo	0 / 10	Corrosión, suciedad, distancia
Aguas residuales y de proceso	>10	Corrosión, suciedad, distancia
Agua + energía solar	15/25	Costes, disponibilidad



Figuras 8.2. Rango de temperaturas de los focos

Otra posible clasificación de las bombas de calor es en función de sus **características constructivas**:

- Compacta: Todos los elementos que constituyen la bomba de calor se encuentran alojados dentro de una misma carcasa.
- Split o partida: Están constituidas por dos unidades separadas. Una exterior donde se aloja el compresor y la válvula de expansión y una unidad interior. De esta manera se evitan los ruidos en el interior del local.
- Multisplit: Están constituidas por una unidad exterior y varias unidades interiores.

En función de su **funcionamiento** se distingue:

- Reversible: Pueden funcionar tanto en ciclo de calefacción como en ciclo de refrigeración invirtiendo el sentido de flujo del fluido frigorífico gracias a una válvula de 4 vías.
- No reversible: Únicamente funcionan en ciclo de calefacción.

Para caracterizar un determinado equipo bomba de calor se citan a continuación dos palabras, la primera indica el medio del que absorbe calor (foco frío) y la segunda el medio al que lo cede (foco caliente). Las más comunes son [9]:

- Bombas de calor **aire - aire**: son las más instaladas en climatización.
- Bombas de calor **aire - agua**: para producir agua caliente para calefacción y ACS.
- Bombas de calor **agua - aire**: Intercambian calor con agua de río, mar, aguas subterráneas, aguas residuales. Producen mejores rendimientos, que las que utilizan aire exterior, debido a que la temperatura del foco frío es más estable.
- Bombas de calor **agua - agua**: los elementos terminales o emisores de calor utilizan agua: radiadores de baja temperatura, fan-coils o suelo radiante / refrescante.

A modo de resumen y para mostrar de forma clara los conceptos expuestos, se muestra la siguiente figura obtenida de los apuntes de la asignatura "Climatización y frío industrial" impartida por Belén Zalba y Ana Lázaro, Universidad de Zaragoza:

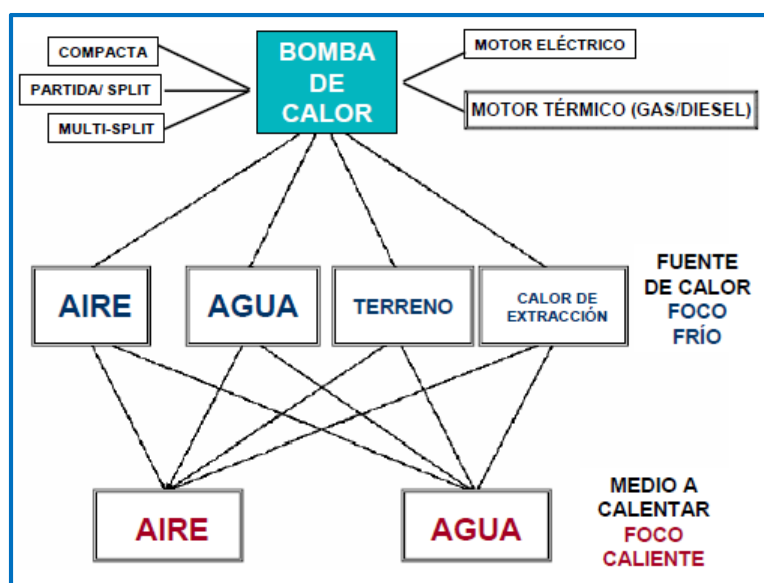


Figura 8.3. Clasificación de las bombas de calor

Las **opciones descartadas** para el edificio del presente proyecto y sus respectivos motivos para el descarte son:

- Agua como foco externo por carecer de reservorios cercanos.
- Terreno como foco externo por carecer de espacio suficiente para llevar a cabo la obra civil necesaria para enterrar los intercambiadores.

Luego, las opciones restantes son bomba de calor aire – aire o bomba de calor aire – agua.

Los principales problemas de utilizar aire como foco frío son la gran variabilidad en la temperatura y la necesidad de realizar desescarche a temperaturas inferiores a 6 o 7 °C. Así que, a pesar de la penalización obtenida en el rendimiento al utilizar aire como foco externo y agua como foco interno, la opción restante es la de **bomba de calor aire – agua**.

2) Calderas

Son los equipos encargados de la generación de calor y calentamiento del agua. Se pueden hacer diferentes clasificaciones de los tipos de caldera.

En función del **combustible** utilizado:

- Combustibles sólidos: puede quemar leña o carbón.
- Poli combustibles: pueden utilizar combustibles sólidos, líquidos o gaseosos.
- Gasóleo: son calderas de elevado rendimiento.
- Gas: puede ser butano, propano, gas natural o gas ciudad.
- Eléctricas: el agua lo calientan unas resistencias eléctricas.

En función de la **clasificación energética** (Directiva 92/42/CEE del consejo de 21 de mayo de 1992):

- Caldera estándar: la caldera cuya temperatura media de funcionamiento puede limitarse a partir de su diseño.

- Caldera de baja temperatura: una caldera que puede funcionar continuamente con una temperatura de agua de alimentación de 35 a 40°C y que en determinadas circunstancias puede producir condensación; se incluyen las calderas de condensación que utilizan combustibles líquidos.
- Caldera de gas de condensación: una caldera diseñada para poder condensar de forma permanente una parte importante de los vapores de agua contenidos en los gases de combustión.

Dentro de esta última clasificación quedan **descartadas**:

- Caldera estándar por no permitir bajar la temperatura de impulsión a la instalación cuando las necesidades de la misma son bajas (rendimiento a carga parcial bajo).
- Caldera de baja temperatura por poseer un rendimiento inferior a las calderas de condensación como se puede apreciar en la siguiente figura:



Figura 8.4. Comparación η caldera baja temperatura vs caldera condensación
[www.caloryfrío.com]

Pese a requerir mayor inversión inicial se opta por la **caldera de condensación** ya que se considera que al poseer el edificio una vida útil estimada larga y requerir una alta potencia de calefacción, esta caldera va a ser amortizada.

En cuanto a tipología de combustible la elección es caldera **de gas natural** por la facilidad de acceder al suministro y el actual desarrollo de los gaseoductos en España y por las reducidas emisiones de CO₂ que posee frente al resto de combustibles fósiles.

3) Enfriadoras

Una enfriadora refrigera el agua circulante. La temperatura del agua va bajando a medida que pasa por la sección del evaporador de la máquina. Luego se hace circular por todo el edificio, donde recolecta calor. La temperatura típica para un sistema de agua enriada circulante es de 7°C para el agua que se envía al edificio y 12°C para el agua que retorna del edificio. El calor del edificio aumenta en 5°C la temperatura del agua que retorna a la enfriadora, donde se elimina el calor y se vuelve a hacer circular el agua.

Hay dos categorías básicas de enfriadoras, por compresión y por absorción. La enfriadora de compresión utiliza un compresor para obtener las diferencias de presión necesarias para poner en ebullición y condensar el refrigerante. La enfriadora de absorción utiliza una solución salina y agua para el mismo fin. Estas enfriadoras son muy diferentes y se estudian por separado [17].

- Compresión: se basa en el ciclo Rankine frigorífico de compresión de vapor. Los equipos constan de los elementos básicos de una bomba de calor sin válvula de cuatro vías, es decir, el ciclo de refrigerante se realiza en un solo sentido que es el de refrigeración. La enfriadora se clasifica en función de su compresor en alternativo, de tornillo, rotativo o centrífugo.

La figura 8.5 muestra una aproximación para la elección adecuada del compresor en función de la potencia instalada.

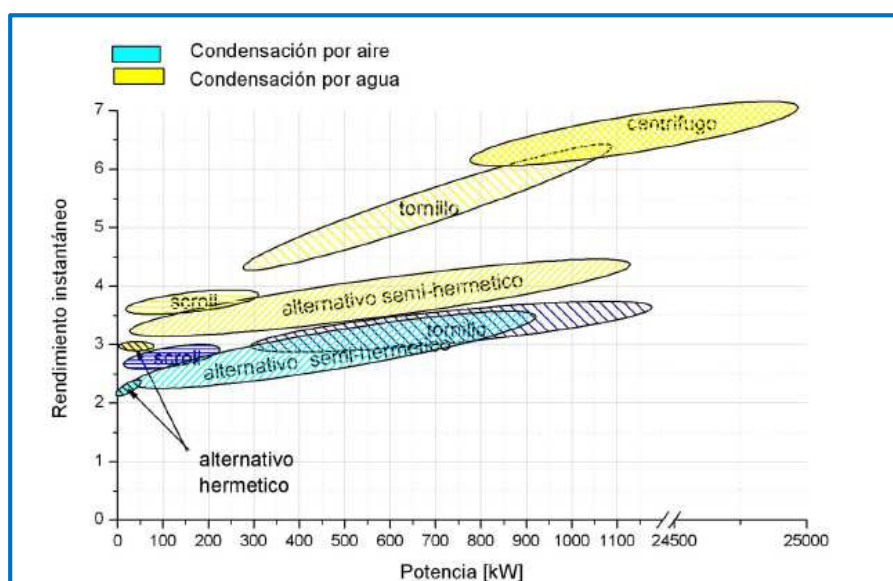


Figura 8.5. Comparación enfriadora por tipo de compresor (Ana Lázaro 2009) [9]

De la figura se obtienen las siguientes conclusiones [9]:

1. A mayor potencia de la máquina mayor rendimiento de la misma.
2. Rendimiento condensación por aire < rendimiento condensación por agua.
3. Rendimiento evaporador aire > rendimiento evaporador agua
4. Rendimiento compresor alternativo < scroll < tornillo < centrífugo.
5. Cada tipo de compresor es adecuado para un intervalo de potencia.

- Absorción: la refrigeración por absorción es un proceso bastante diferente al de la refrigeración por compresión. El proceso de absorción utiliza el calor como fuerza motriz en vez de usar un compresor. Este método puede ser atractivo cuando el calor es abundante o barato, o cuando es un producto secundario de otro proceso [17]. El calor se podría aportar por medio de un quemador de combustible, lo que supondría una disminución del rendimiento del equipo. Otra alternativa sería la instalación de un sistema de energía solar para la aportación de energía al equipo pero la instalación sería todavía más costosa. Un sistema simplificado tendría el aspecto de la figura 8.6. No es un ciclo completo, está simplificado para entenderlo mejor.

Los fluidos de trabajo en este tipo de enfriadoras son combinaciones de dos fluidos (refrigerante y absorbedor). Las posibles combinaciones son agua / bromuro de litio y amoníaco / agua. La ventaja de la primera es que no es tóxica ni inflamable, pero necesita disipar calor mediante una torre de refrigeración. La segunda combinación está basada en fluidos naturales que no tienen impacto medioambiental y que pueden ser condensados por aire. Por contra cabe destacar la toxicidad del amoníaco y las elevadas presiones requeridas en la operación.

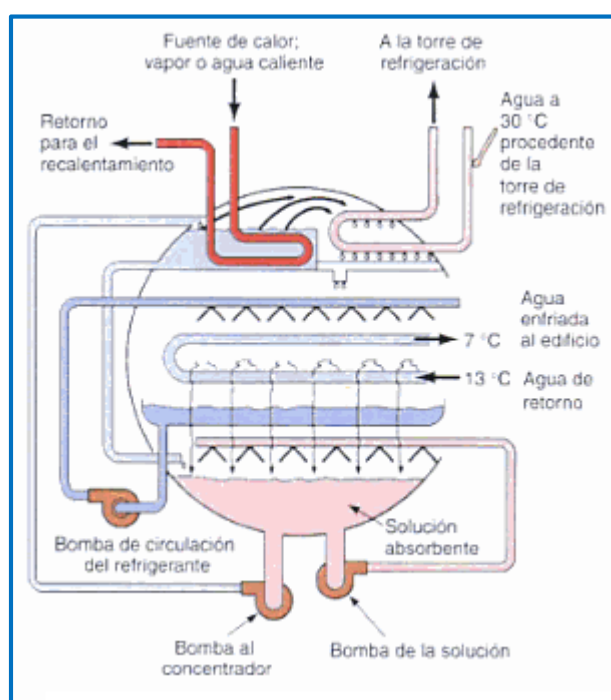


Figura 8.6. Máquina simplificada de refrigeración por absorción [17]

Así pues, para el caso de las enfriadoras, queda **descartada**:

- Enfriadora por absorción por ser estos equipos realmente provechosos cuando disponemos de algún tipo de calor residual proveniente de un proceso industrial, y no ser este el caso. Además, las dos posibles combinaciones de fluidos refrigerante/absorbedor conllevan desventajas reseñables como la toxicidad del amoníaco, las elevadas presiones requeridas, o la imposición de la instalación de una torre de refrigeración.

Queda por tanto, como opción de enfriadora, enfriadora por compresión. En cuanto al tipo de fluido para la condensación ocurre como con las bombas de calor, no existen reservorios de agua cercanos, así que la única opción viable es instalar una **enfriadora de compresión y condensación por aire**.

En cuanto al tipo de compresor, atendiendo a la figura 8.5 y al ser la potencia frigorífica de 86kW (véase tabla 7.13), la opción que proporciona un mayor rendimiento para esta potencia y teniendo en cuenta la condensación por aire, es un **compresor tipo scroll**.

Una vez realizado el estudio, las opciones resultantes para refrigeración y calefacción son:

- Bomba de calor aire - agua (calefacción + refrigeración)
- Caldera de condensación con gas natural (calefacción) + enfriadora de compresión y condensación por aire (refrigeración).

8.1.2. Lazo secundario

Una vez descritas las opciones de lazo primario se pasa a describir cualitativamente las opciones disponibles para el lazo secundario. Para ello, de las posibles clasificaciones, se ha seguido la detallada en el DTIE 9.01 [13]. Este documento clasifica las opciones de lazo secundario en:

1) Sistemas “todo aire”

Puede diseñarse para suministrar un caudal constante o variable de aire y para velocidades de distribución baja, media o alta. Normalmente los equipos se sitúan fuera del espacio acondicionado, en el suelo, en la cubierta o en el área de servicios del edificio, aunque también pueden situarse en el área acondicionada. El resto de los equipos (como bombas, climatizadores, etc.) pueden situarse cerca o lejos de los equipos primarios de calefacción y refrigeración, haciendo circular el refrigerante, agua refrigerada, agua caliente o vapor para la transferencia de energía.

El aire de impulsión combate en su totalidad las cargas de calor sensible y latente para conseguir el confort deseado en el local.

2) Sistemas agua – aire

Estos sistemas de acondicionamiento combinan el efecto refrigerante del agua y del aire en las unidades terminales instaladas en los espacios a acondicionar. El aire y el agua se enfrían o calientan separadamente en centrales de frío o calor situadas generalmente en la sala de máquinas. El aire suministrado, necesario para la ventilación, se denomina aire primario; y a veces el calentamiento se produce por resistencias eléctricas en lugar de utilizar una batería de agua caliente en la unidad terminal.

Se incluyen aquí los sistemas de inducción y de fan-coils con aire de ventilación, y los paneles radiantes con ventilación. En tanto se suprimiera el aire de ventilación y hasta su efecto refrigerante, los sistemas de fan-coils o de paneles serían todo agua.

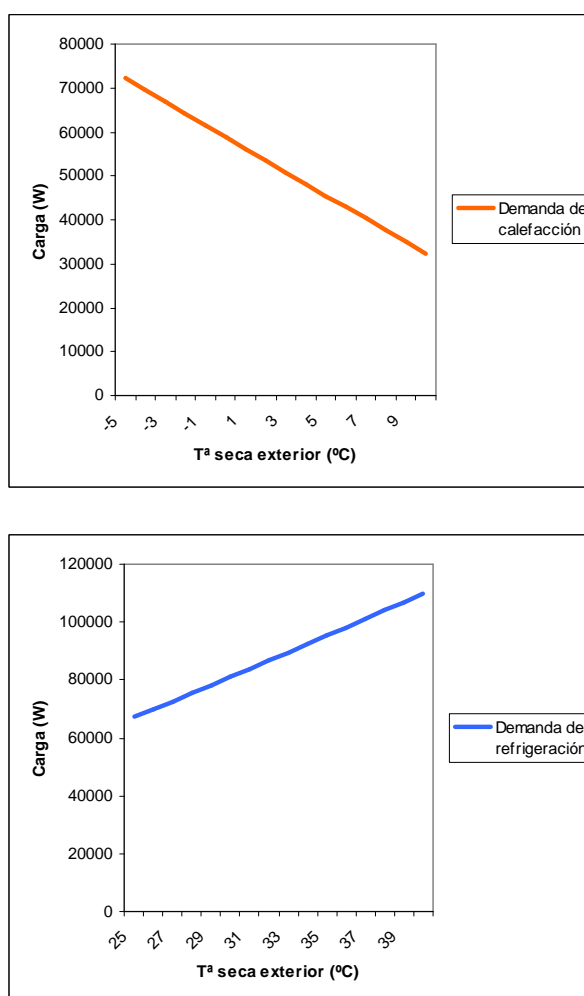
3) Sistemas todo agua

Estos sistemas forzosamente necesitan aire de renovación y este aire aporta carga térmica. En rigor pues, los sistemas todo agua no existen.

Los sistemas de calefacción y refrigeración todo agua utilizan agua caliente o enfriada para el acondicionamiento del aire de los locales. En la transferencia de calor del agua al aire de la habitación tienen muy distinta importancia relativa la conducción, la convección o la radiación según la unidad terminal utilizada. Los sistemas todo agua más utilizados son radiadores o convectores, o paneles radiantes en suelo o techo. Han de incluirse en este grupo los sistemas fan-coils sin aire exterior, aunque tal sistema debería desecharse por su nulo control de la calidad de aire.

8.2. Selección de los equipos de producción

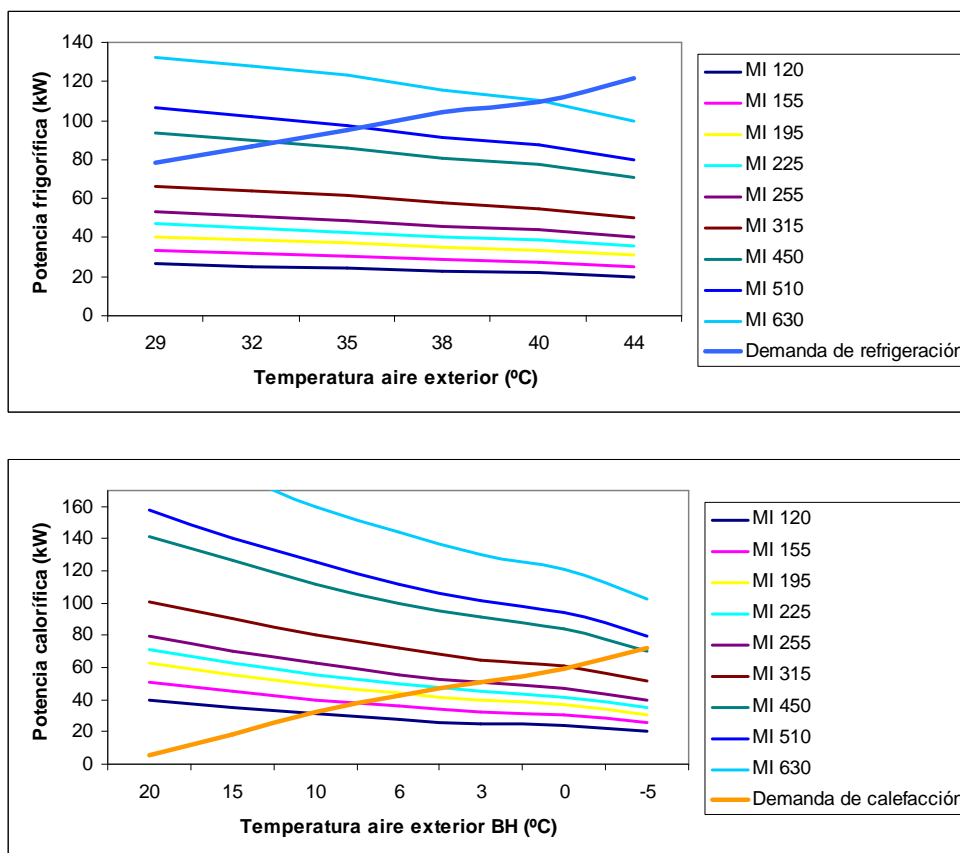
Para la selección de los equipos de producción se ha estudiado cómo varía la demanda tanto de calefacción como de refrigeración con la temperatura seca exterior. Se han obtenido las siguientes gráficas:



Figuras 8.7. Demandas en función de la temperatura seca exterior

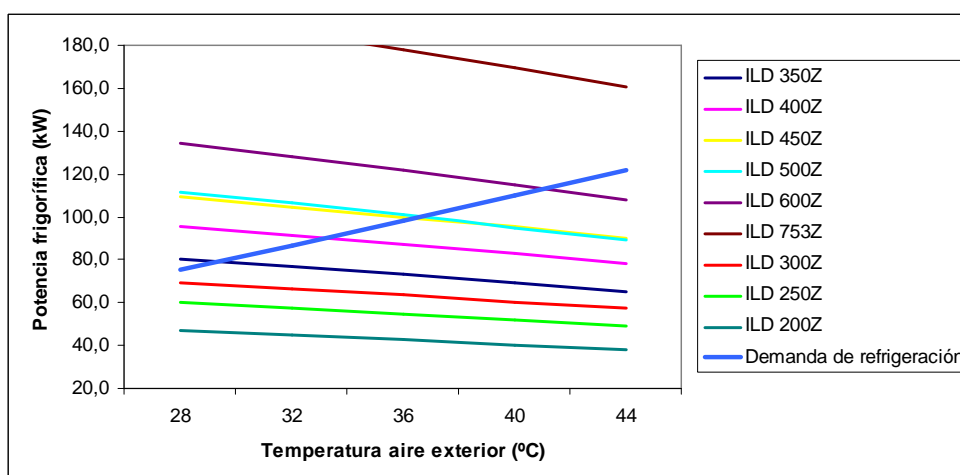
Una vez conocidos los valores de la demanda en función de la temperatura se comparan con las potencias cubiertas por los equipos.

- **Bombas de calor:**



Figuras 8.8. Bomba de calor AQUAPACK de Ciatea

Teniendo en cuenta las temperaturas alcanzadas en la localidad de Andorra tanto en invierno como en verano y atendiendo a las figuras 8.8 la opción que mejor se ajusta a las necesidades requeridas es el modelo **MI 630**.



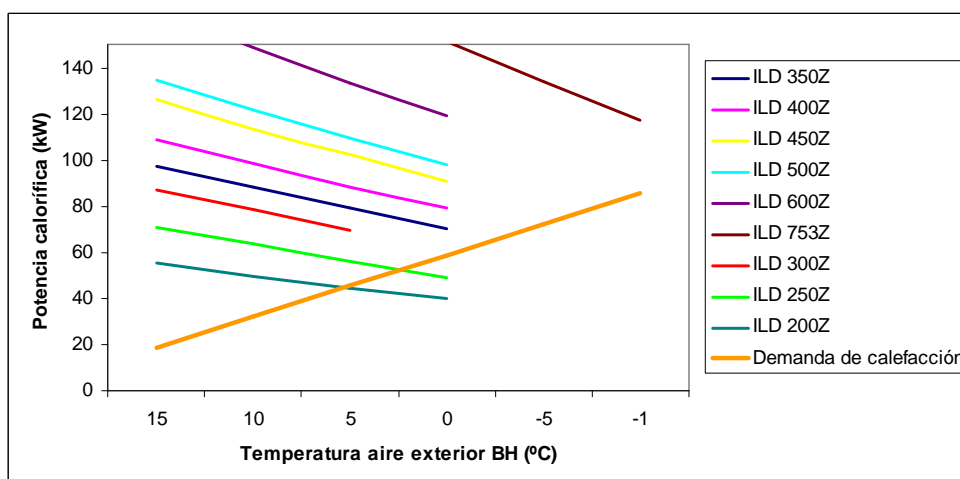
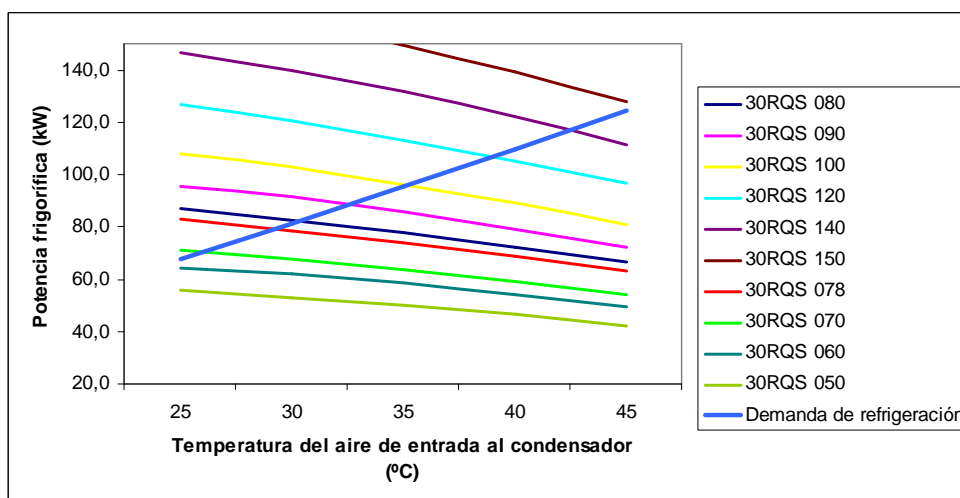
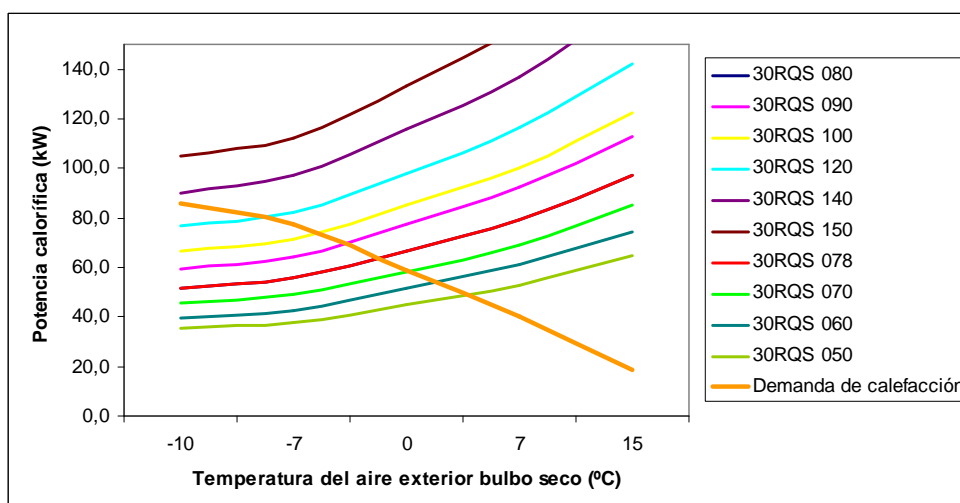


Figura 8.9. Bomba de calor AQUACIAT de Ciatea

En el caso de este equipo, el modelo que cubre las necesidades tanto de refrigeración como de calefacción para el edificio en estudio es el modelo **ILD 600Z**. Se puede observar que para temperaturas superiores a 42°C la potencia frigorífica suministrada no es suficiente. Se ha optado por esta opción porque temperaturas tan altas no se alcanzan en la localidad de Andorra y debido a ello el encarecimiento producido por la selección de un equipo superior no estaría justificado.





Figuras 8.10. Bomba de calor AQUASNAP de Carrier

Atendiendo a las gráficas obtenidas del catálogo del fabricante, el modelo que mejor se ajusta a las necesidades tanto de calefacción como de refrigeración, es el modelo **30RQS 140**.

- **Enfriadoras:**

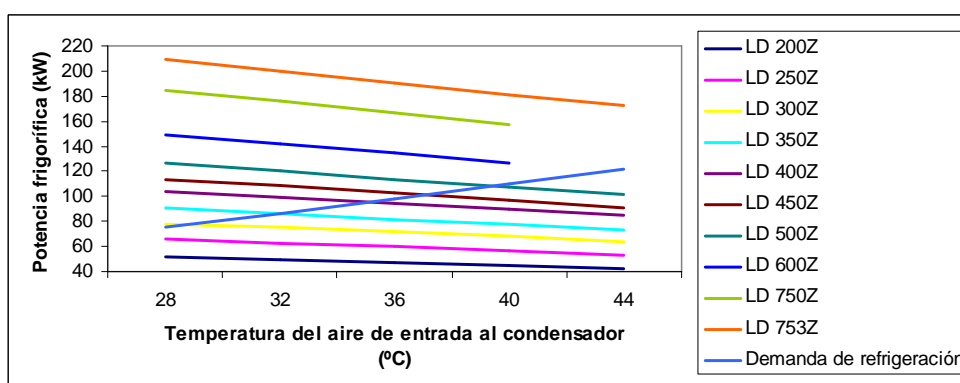


Figura 8.11. Enfriadora AQUACIAT de Ciatea

Según la figura 8.11 obtenida del catálogo del fabricante, el modelo de enfriadora que cubre las necesidades frigoríficas para las temperaturas alcanzadas en la localidad de Andorra, es el modelo **LD 600Z**.

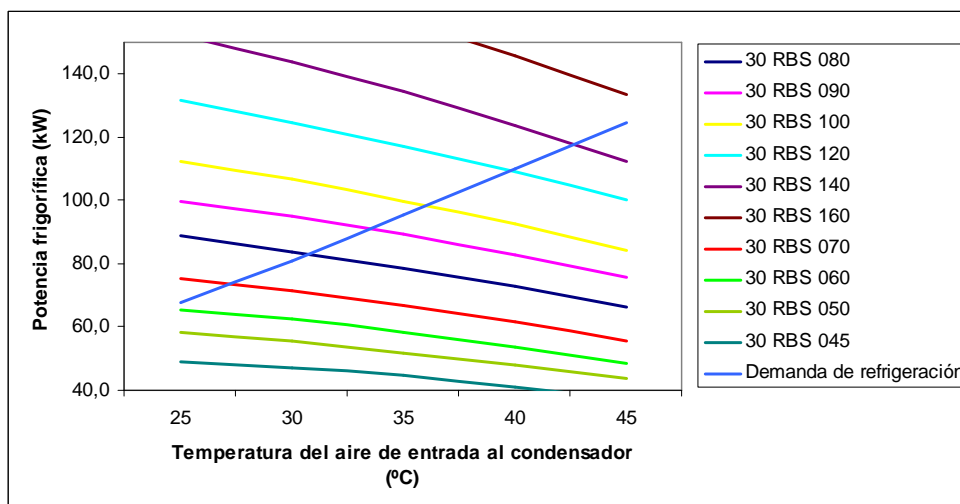


Figura 8.12. Enfriadora AQUASNAP de Carrier

La enfriadora que cubre las necesidades de refrigeración es el modelo **30RBS 140**.

- **Calderas:**

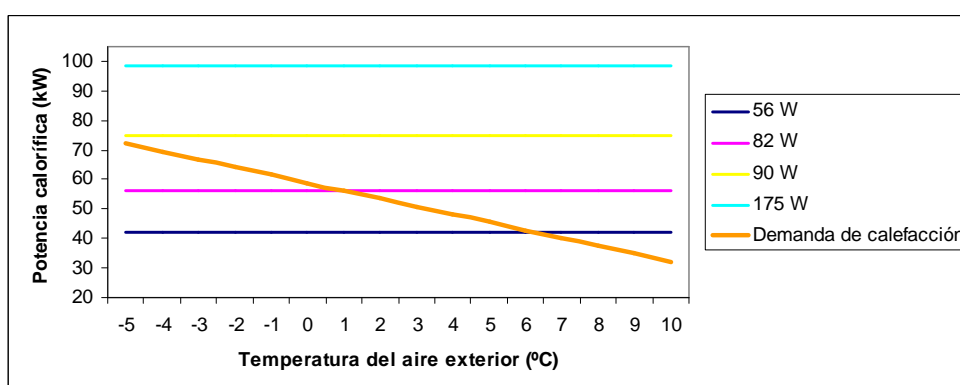


Figura 8.13. Caldera VITODENS de Viessman

La caldera que cubre las necesidades caloríficas es el modelo de **90W**.

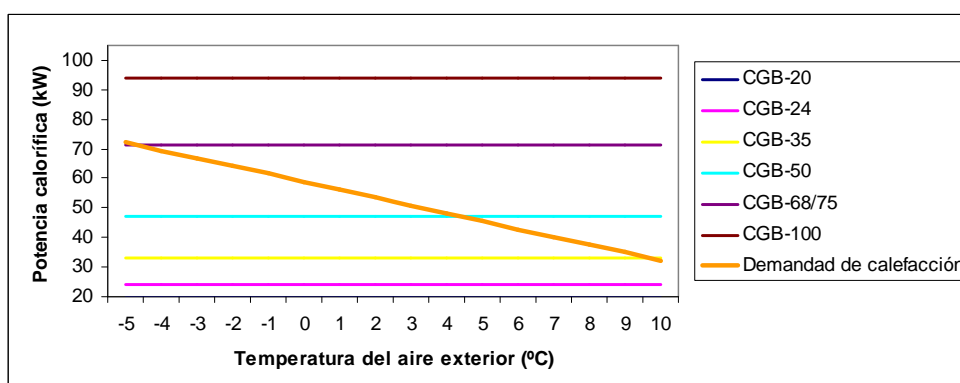


Figura 8.14. Caldera CGB de Wolf

En este caso, la caldera que cubre las necesidades de calefacción es el modelo **CGB – 68/75**.

Con objeto de realizar un estudio cuantitativo para determinar la opción más adecuada se han de seleccionar unos equipos de los anteriormente expuestos. Para ello se calcula el rendimiento estacional, como se describe a continuación, para seleccionar las mejores opciones en cuanto a rendimiento se refiere.

De cara a la selección de la caldera para el estudio cuantitativo, se puede seleccionar cualquiera de los dos modelos de caldera pues ambos modelos poseen similares rendimientos respecto al poder calorífico superior y el inferior (98% y 109% respectivamente).

8.3. Estudio cuantitativo

8.3.1. Rendimiento estacional

Un parámetro importante de cara a caracterizar el funcionamiento de una instalación de climatización es el rendimiento estacional SPF (Seasonal Performance Factor).

Según la NORMA EN-14825, el rendimiento estacional, es la relación entre la energía total anual suministrada por la bomba de calor al subsistema de distribución para la calefacción y, u otros sistemas adjuntos (por ejemplo, agua caliente sanitaria) y el consumo total anual de energía eléctrica consumida incluyendo el consumo total anual de energía auxiliar.

Permite cuantificar el consumo de una máquina aplicada a una instalación concreta, y es de vital importancia si se quieren realizar comparativas rigurosas.

Existen dos coeficientes SPF dependiendo si estamos estudiando un equipo en modo refrigeración o en modo calefacción siendo:

- **SCOP** (Seasonal Coefficient Of Performance): el coeficiente de prestación estacional, hace referencia a la eficiencia estacional en modo calefacción.
- **SEER** (Seasonal Energy Efficiency Ratio): el coeficiente de eficiencia frigorífica estacional hace referencia a la eficiencia estacional en modo refrigeración.

Existen diferentes métodos de cálculo para dicho coeficiente:

- Método Experimental: el cálculo del SPF mediante el método experimental no es más que la toma de datos periódica de datos de nuestro equipo y durante cada estación y realizar el correspondiente cálculo.
- Método Aproximado: los fundamentos de este método tienen lugar en la Norma EN-14825 y en los apartados siguientes de este capítulo se desarrollará este proceso.

Para realizar el cálculo del **COP medio estacional** en régimen de calefacción se propone la siguiente fórmula sacada de la NORMA UNE-EN_14825:2008:

$$SCOP_{on} = \frac{1}{\frac{A}{COP_A} + \frac{B}{COP_B} + \frac{C}{COP_C} + \frac{D}{COP_D}}$$

Ecuación 8.1.

A, B, C, D: hacen referencia a factores de ponderación, los cuales indican en la siguiente tabla el porcentaje de utilización al año del equipo a ese índice de carga parcial.

COP_A, B, C, D: Coeficiente de prestación para las diferentes condiciones de temperaturas determinadas.

Los coeficientes de ponderación son definidos para evaluar la eficacia frigorífica temporal de un tipo de equipo para un perfil climático europeo medio y una carga térmica promedio del edificio representativo de aplicaciones residenciales, comerciales y terciarias.

	Índice de carga parcial	Factor de ponderación
A	100%	50%
B	55%	22%
C	155%	24%
D	20%	4%

Tabla 8.2. Factores de ponderación SCOP_{ON}

Las condiciones de temperatura para determinar los cuatro COP usados en la formula general para bombas de calor aire – agua se toman de las siguientes tablas:

Suelo radiante	Índice de carga parcial	Outdoor heat exchanger	Indoor heat exchanger	
		Outdoor air	Floor heating application Fixed water outlet temperature	Floor heating application Variable water outlet temperature
		Inlet dry bulb (wet bulb) temperature (°C)	Inlet / Outlet temperatures (°C)	Inlet / Outlet temperatures (°C)
A	100%	2(1)	*/35	*/30
B	55%	7(6)	*/35	*/27
C	155%	-7(-8)	*/35	*/35
D	20%	12(11)	*/35	*/24

Fancoils	Índice de carga parcial	Outdoor heat exchanger	Indoor heat exchanger	
		Outdoor air	Fancoil application Fixed water outlet temperature	Fancoil application Variable water outlet temperature
		Inlet dry bulb (wet bulb) temperature (°C)	Inlet / Outlet temperatures (°C)	Inlet / Outlet temperatures (°C)
A	100%	2(1)	*/45	*/40
B	55%	7(6)	*/45	*/37
C	155%	-7(-8)	*/45	*/45
D	20%	12(11)	*/45	*/34

Radiadores	Índice de carga parcial	Outdoor heat exchanger	Indoor heat exchanger	
		Outdoor air	Hot water radiators application Fixed water outlet temperature	Hot water radiators application Variable water outlet temperature
		Inlet dry bulb (wet bulb) temperature (°C)	Inlet / Outlet temperatures (°C)	Inlet / Outlet temperatures (°C)
A	100%	2(1)	*/55	*/50
B	55%	7(6)	*/55	*/47
C	155%	-7(-8)	*/55	*/55
D	20%	12(11)	*/55	*/44

(*) Los índices de flujo de agua serán determinados como en las condiciones estándar de la norma EN 14511-2

Tablas 8.3. Condiciones de temperatura para el cálculo del COP

Del mismo modo que se calcula el COP estacional se calcula el **EER estacional** para refrigeración, pero con distintas tablas en función de las condiciones externas.

$$SEER_{om} = \frac{1}{\frac{A}{EER_A} + \frac{B}{EER_B} + \frac{C}{EER_C} + \frac{D}{EER_D}}$$

Ecuación 8.2.

A, B, C, D: Hacen referencia a factores de ponderación, los cuales indican en la siguiente tabla el porcentaje de utilización al año del equipo a esa capacidad.

EER_{A, B, C, D}: son los valores de EER determinados para las correspondientes capacidades en las condiciones de temperatura definidas.

	Índice de carga parcial	Factor de ponderación
A	100%	4%
B	75%	26%
C	50%	40%
D	25%	30%

Tabla 8.4. Factores de ponderación SEER_{ON}

Para unidades aire – agua:

	Índice de carga parcial	Outdoor heat exchanger	Indoor heat exchanger	
		air dry bulb temperature (°C)	Fancoil application	Cooling floor application
			Inlet / outlet water temperatures (°C)	Inlet / outlet water temperatures (°C)
A	100%	35	12/7	23/18
B	75%	30	*/7	*/18
C	50%	25	*/7	*/18
D	25%	20	*/7	*/18

Tabla 8.5. Condiciones de temperatura para el cálculo del EER

Según la norma para determinar el SEER / SCOP de una bomba calor reversible, conviene considerar el SEER igual al de un unidad equivalente que únicamente proporciona refrigeración

y el SCOP como equivalente al de una bomba de calor que únicamente proporciona calefacción.

A partir de los datos facilitados por el fabricante en los catálogos de los equipos se obtienen los siguientes rendimientos estacionales para los equipos seleccionados en el apartado 8.2:

Equipo	SCOP	SEER
30RQS 140	2,63	4,00
MI 630	2,78	3,14
ILD 600Z	2,43	3,26
30RBS 140	-	4,14
LD 600Z	-	3,67

Tablas 8.6. Resumen de los rendimientos

Las variables de cálculo de los rendimientos pueden consultarse en el anexo D del presente proyecto.

A la vista de resultados y para continuar con el estudio cuantitativo se selecciona la unidad enfriadora **Aquasnap 30RBS 140 de Carrier**.

Para la selección de la bomba de calor, en el siguiente apartado, se realiza un estudio para ver que modelos colaboran con el PANER.

Con estas unidades se pasa a realizar un análisis de carácter energético para determinar si la opción más adecuada es la de bomba de calor o la de caldera y enfriadora.

8.2.3. PANER y directiva 2009/28/CE

El SPF o coeficiente de prestación estacional, dada su representatividad de la eficiencia real del equipo, enseguida tuvo utilidad como herramienta en las normas y directivas europeas.

En la directiva 2009/28/CE se detalla lo siguiente referido a la bomba de calor y las energías renovables:

- La cantidad de energía aerotérmica, geotérmica o hidrotérmica capturada por bombas de calor que debe considerarse energía procedente de fuentes renovables a los efectos de la presente Directiva, E_{RES} , se calculará de acuerdo con la fórmula siguiente:

$$E_{RES} = Q_{usable} * (1 - 1/SPF)$$

Con:

- Q_{usable} : el calor útil total estimado proporcionado por bombas de calor conformes a los criterios mencionados en el artículo 5, apartado 4, aplicada como sigue: solo se tendrán en cuenta las bombas de calor para las que:

$$SPF > 1.15 * 1/\eta$$

Donde:

- SPF: el factor de rendimiento medio estacional estimativo para dichas bombas de calor.
- η : el cociente entre la producción total bruta de electricidad y el consumo primario de energía para la producción de electricidad, y se calculará como una media de la UE basada en datos de Eurostat.

Esta información es válida en caso de que el equipo supere las expectativas ya que de esta manera se estará ayudando al PANER 2010-2020.

Los objetivos del PANER 2010-2020 (Plan de Acción Nacional de Energías Renovables), para 2020, es aumentar en un 90% los datos registrados para 2010 referentes a cuotas de energía procedente de recursos renovables para bomba de calor aerotérmica.

Por tanto el tener un equipo que proporcione valores altos de SPF estará colaborando con el PANER 2010-2020. Es clara la importancia del SPF tras la aplicación a dicha directiva.

Para poder aplicar las fórmulas anteriores se ha de comprobar primeramente que el factor de rendimiento medio estacional estimativo (SPF) sea superior al producto de 1,15 por el cociente entre la producción total bruta de electricidad y el consumo primario de energía para la producción de electricidad (η).

Este rendimiento (η) se obtiene a partir de los datos de Eurostat, que para el año 2011 establece:

- Total gross electricity generation = 2315513 GWh
- Total production of primary energy = 465312000 toe

Al convertir las toneladas equivalentes de petróleo a gigavatios hora se obtienen 5411578,11 GWh, y con esto un rendimiento del 42,79%. Con esto queda que el SPF ha de ser superior a 2,69.

Comparando este valor con los rendimientos obtenidos en la tabla 8.6 se observa que la única bomba de calor que supera la cifra de 2,69 tanto para refrigeración como para calefacción es el modelo **Aquapack MI 630 de Ciatesa**. Para este modelo se obtienen las siguientes cantidades de energía aerotérmica procedente de fuentes renovables:

- Para calefacción:

$$ERES = 69,19 * (1 - 1/2,78) = 44,30 \text{ kW}$$

- Para refrigeración:

$$ERES = 86,31 * (1 - 1/3,14) = 58,83 \text{ kW}$$

8.3.2. Balance energético

Se realiza el presente estudio para conocer la contaminación producida en función del tipo de equipo utilizado ya que algunas de las máquinas de producción de frío o calor no emiten

gases a la atmósfera pero sí que se emiten gases al producir la energía eléctrica que estas utilizan.

De la página del gobierno de Aragón se ha obtenido el siguiente gráfico en el que se muestra la procedencia de la energía eléctrica en función del combustible utilizado en el año 2010:

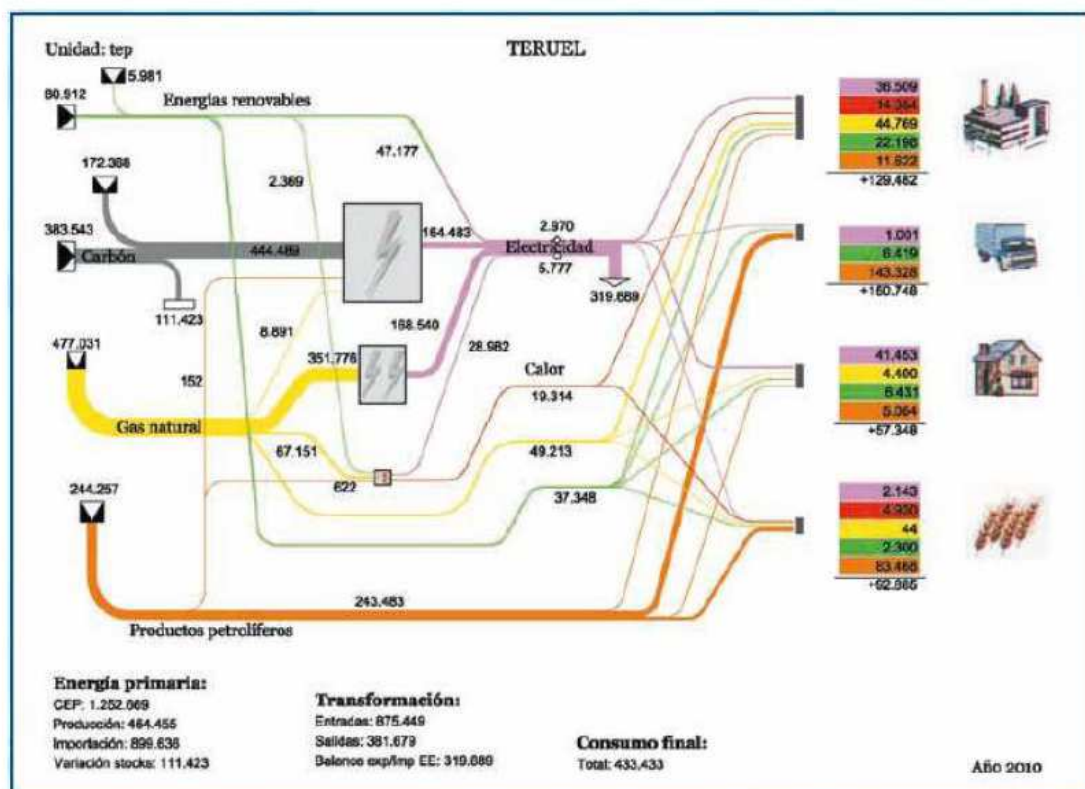


Figura 8.15. Balance energético en la provincia de Teruel para el año 2010

Para el caso particular de la procedencia de la energía eléctrica, observando la figura anterior, se obtiene:

Procedencia energía eléctrica	ktep salida
Energías renovables	47,18
Carbón	164,48
GN (Ciclo combinado)	168,54
GN (Cogeneración)	29,98

Tabla 8.7. Procedencia de la energía eléctrica por tipo de combustible

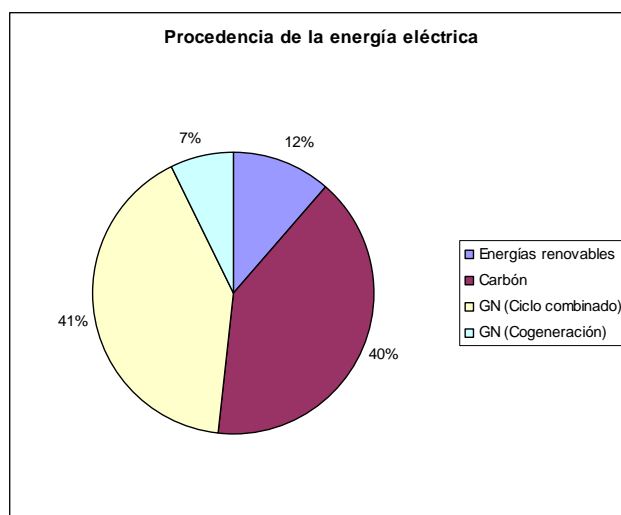


Figura 8.16. Procedencia de la energía eléctrica por tipo de combustible

Luego, las entradas de combustible para la generación de energía eléctrica, acumulan un total de 410182 toneladas equivalentes de petróleo. Casi la mitad del total proviene del gas natural mientras que las energías renovables apenas representan un 12 %.

Comparando las entradas de energía a las centrales y las salidas también pueden establecerse los rendimientos para la transformación de cada uno de los combustibles. Así, queda que para la producción de energía eléctrica:

Combustible	ktep entrada	ktep salida	rdto. Transform.
Energías renovables	47,18	47,18	100,00
Carbón	444,49	164,48	37,00
GN (Ciclo combinado)	351,78	168,54	47,91
GN (Cogeneración)	67,15	29,98	44,65
GN (Total)	418,93	198,52	47,39

Tabla 8.8. Rendimientos de las transformaciones

Una vez hallados los rendimientos de cada una de las transformaciones y establecidos los porcentajes de la figura 8.16, puede hallarse un rendimiento medio para la transformación de la energía eléctrica como:

$$\eta = 100 \cdot 0,12 + 37 \cdot 0,4 + 47,91 \cdot 0,41 + 44,65 \cdot 0,07 = 49,57\%$$

Observando las pérdidas de energía y el consumo final puede establecerse el rendimiento de transformación:

Pérdidas durante la transformación (ktep)	Total
2,970	5,777
	8,747

Tabla 8.9. Pérdidas de energía eléctrica

Salidas electricidad (ktep)					
exportación	industria	transportes	residencial/comercial	agricultura	total
319,689	36,509	1,001	41,453	2,143	400,795

Tabla 8.10. Consumo final de la energía eléctrica

Por lo tanto:

$$\eta = (400,795 / (400,795 + 8,747)) \cdot 100 = 97,9 \%$$

Así, se tiene que el rendimiento medio para la transformación eléctrica es:

$$\eta = 49,57 \cdot 0,979 = 48,53\%$$

Estos rendimientos calculados anteriormente se utilizan en el análisis energético para elegir los diferentes equipos de producción de potencia frigorífica y calorífica.

Una vez establecida la procedencia de la energía eléctrica, se pasa a determinar las emisiones de contaminante de cada tipo de combustible. Para ello el IDAE establece una serie de factores de emisión como puede comprobarse en la siguiente tabla:

ELECTRICIDAD									
TECNOLOGÍA	ENERGÍA FINAL		ENERGÍA PRIMARIA				FACTOR DE EMISIÓN		
			Bornas de central		En punto de consumo		En bornas de alternador (bruta)	En bornas de central (neta)	En punto de consumo
	MWh	tep	MWh	tep	MWh	tep	tCO ₂ /MWh	tCO ₂ /MWh	tCO ₂ /MWh
Hulla+ antracita	1	0,086	2,52	0,22	2,73	0,24	1,13	1,17	1,27
Lignito pardo	1	0,086	2,68	0,23	2,91	0,25	0,90	0,93	1,01
Lignito negro	1	0,086	2,68	0,23	2,91	0,25	0,97	1,00	1,09
Hulla importada	1	0,086	2,52	0,22	2,73	0,24	0,90	0,94	1,02
Nuclear	1	0,086	3,03	0,26	3,29	0,28	0	0	0
Ciclo Combinado	1	0,086	1,93	0,17	2,09	0,18	0,34	0,35	0,38
Hidroeléctrica	1	0,086	1,00	0,09	1,09	0,09	0	0	0
Cogeneración MCIA ⁽³⁾	1	0,086	1,67	0,14	1,74	0,15	0,37	0,38	0,42
Cogeneración TG ⁽⁴⁾	1	0,086	1,61	0,14	1,69	0,15	0,33	0,34	0,37
Cogeneración TV ⁽⁶⁾	1	0,086	1,72	0,15	1,80	0,16	0,41	0,42	0,46
Cogeneración CC ⁽⁶⁾	1	0,086	1,54	0,13	1,61	0,14	0,31	0,32	0,35
Eólica y fotovoltaica	1	0,086	1,00	0,09	1,09	0,09	0	0	0
Solar termoeléctrica	1	0,086	4,56	0,39	4,95	0,43	0	0	0
Biomasa eléctrica	1	0,086	4,88	0,42	5,29	0,46	0	0	0
Biogás	1	0,086	3,70	0,32	4,02	0,35	0	0	0
RSU	1	0,086	4,02	0,35	4,36	0,38	0,24	0,25	0,27
Centrales de fuelóleo	1	0,086	2,52	0,22	2,73	0,24	0,71	0,73	0,79
Gas siderúrgico	1	0,086	2,86	0,25	3,10	0,27	0,64	0,69	0,75

Tabla 8.11. Factores de emisión para el año 2010 publicados por el IDAE (ELECTRICIDAD)

Las centrales termoeléctricas convencionales de Teruel utilizan como combustible el lignito negro al que le corresponde un factor de emisión de 1,09 tCO₂/MWh.

En el caso de la cogeneración se estima un factor de emisiones medio de $(0,42+0,37+0,46+0,35)/4 = 0,40$ tCO₂/MWh.

Teniendo en cuenta los porcentajes obtenidos en la figura 8.16 y los datos de la tabla 8.11 se puede estimar un factor de emisión medio para la provincia de Teruel:

$$FE_{\text{MEDIO}} = 0,40 \cdot 1,09 + 0,12 \cdot 0,00 + 0,07 \cdot 0,40 + 0,41 \cdot 0,38 = 0,62 \text{ tCO}_2/\text{MWh}$$

De forma análoga se halla el factor de emisiones del gas natural, combustible utilizado en las calderas de gas de condensación. Para este caso el IDAE facilita la siguiente tabla:

COMBUSTIBLES					
FUENTE ENERGÉTICA	CONSUMO FINAL DIRECTO		ENERGÍA PRIMARIA ⁽¹⁾		FACTOR DE EMISIÓN ⁽²⁾
	tep	Volumen específico	tep	MWh	tCO ₂ /tep
Hulla	1	2,01 t	1,14	13,21	4,23
Lignito negro	1	3,14 t	1,14	13,21	4,16
Carbón para coque	1	1,45 t	1,14	13,26	4,40
Biomasa agrícola	1	3,34 t	1,25	14,53	neutro
Biomasa industria forestal	1	2,87 t	1,25	14,53	neutro
Coque de petróleo	1	1,29 t	1,42	16,49	4,12
Gas de coquerías	1	1,08 t	1,14	13,26	1,81
Gasóleo C	1	1.092 l	1,12	13,02	3,06
Fuelóleo	1	1.126 l	1,11	12,91	3,18
Gas Natural	1	910 Nm ³	1,07	12,44	2,34
Gases Licuados de Petróleo (GLP)	1	1.763 l	1,05	12,21	2,72
Butano	1	1.670 l	1,05	12,21	2,72
Propano	1	1.748 l	1,05	12,21	2,67
Gas de refinería	1	0,85 t	1,12	13,07	2,30

Tabla 8.12. Factores de emisión para el año 2010 publicados por el IDAE (COMBUSTIBLES)

A partir de esta tabla se obtiene que para el gas natural el factor de emisión sea de 2,34 tCO₂/tep. Teniendo en cuenta que 1 tCO₂ = 1000 kg CO₂ y que 1 tep = 910 Nm³, se obtiene que el factor de emisión del GN es de 2,57 kgCO₂/Nm³.

8.3.3. Análisis energético

Para la realización del análisis energético se parte de la **hipótesis de una hora con demanda máxima**. Del balance energético se obtienen una serie de parámetros que se muestran en las siguientes tablas:

- Para **calefacción**:

CALEFACCIÓN	
Necesidades de calefacción (kWh)	69,19
PCI gas natural (kJ/Nm ³)	39900
Rendimiento medio de la electricidad (%)	48,5
Emisiones de CO ₂ promedio en Teruel (kgCO ₂ /kWh)	0,62
Emisiones de CO ₂ gas natural (kgCO ₂ /Nm ³)	2,57

Tabla 8.13. Parámetros de calefacción

A partir de estos datos se obtiene:

Caldera de gas	Rdto. Est.	Q (kWh)	Weléc. (kWh)	Nm ³ GN	kg CO ₂	En. Pri. consumida (kWh)
	1,09	69	0,00	5,73	14,72	63,47

Bomba de calor aire - agua	SCOP	Q (kWh)	Weléc. (kWh)	Nm ³ GN	kg CO ₂	En. Pri. consumida (kWh)
	2,78	69	24,92	0,00	31,84	51,35

Tablas 8.14. Análisis energético invierno para una hora con demanda máxima

- Para **refrigeración**:

REFRIGERACIÓN	
Necesidades de refrigeración (kWh)	86,31
PCI gas natural (kJ/Nm ³)	39900
Rendimiento ciclo combinado y cogeneración (%)	48,5
Emisiones de CO ₂ promedio en Teruel (kgCO ₂ /kWh)	0,62
Emisiones de CO ₂ gas natural (kgCO ₂ /Nm ³)	2,57

Tabla 8.15. Parámetros de refrigeración

A partir de estos datos se obtiene:

Enfriadora	aire	SEER	Q (kWh)	Weléc. (kWh)	Nm ³ GN	kg CO ₂	En. Pri. consumida (kWh)
	agua	4,14	86	20,86	0,00	26,65	42,98

Bomba de calor	SEER	Q (kWh)	Weléc. (kWh)	Nm ³ GN	kg CO ₂	En. Pri. consumida (kWh)
aire - agua	3,14	86	27,50	0,00	35,13	56,66

Tablas 8.16. Análisis energético verano para una hora con demanda máxima

Para poder analizar los resultados con mayor rapidez y más claramente se ha desarrollado la siguiente gráfica a modo de resumen en la que se muestran los resultados para verano e invierno:

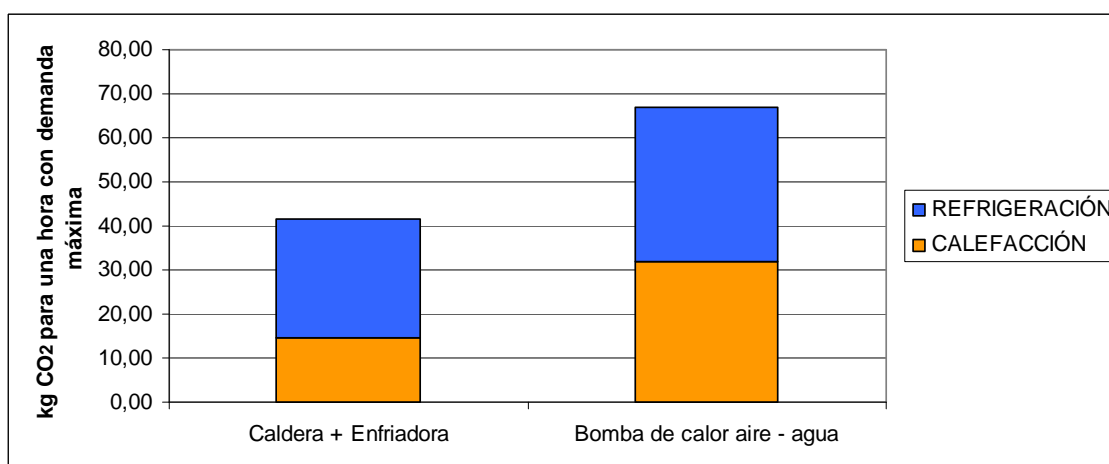


Figura 8.17. Comparación energética de los equipos para una hora con demanda máxima

9. Descripción de la selección

9.1. Solución adoptada

Para el **lazo primario**, tras analizar los resultados de los apartados anteriores se resuelve que la opción más adecuada es **caldera para calefacción y enfriadora aire – agua para refrigeración** ya que esta opción emite menos kg de CO₂ a la atmósfera. Además, esta opción permite seleccionar equipos que se ajusten mejor a las necesidades de calefacción y refrigeración ya que la bomba de calor hay que dimensionarla para el régimen de mayor carga pudiendo quedar sobredimensionada para el otro régimen.

Otras razones son que debido a la gran variación de la climatología en la zona de ubicación del edificio, la bomba de calor no puede alcanzar un rendimiento óptimo en invierno.

La opción elegida del **lazo secundario** para la climatización del edificio ha sido **sistema agua – aire** principalmente por la mejor transferencia de calor del agua frente al aire y por las necesidades de ventilación (véase 7.7). Además estos sistemas presentan las siguientes ventajas [13]:

- Permite control individualizado de temperatura a bajo coste.

- El sistema de distribución requiere menos espacio que un sistema “todo aire”. El conducto de retorno de aire puede en algunos casos eliminarse o combinarse con el sistema de aire de retorno de otras zonas del edificio como las zonas interiores.
- Los procesos de deshumidificación, filtración y humidificación pueden realizarse en una unidad separada del edificio acondicionado.
- El local puede calentarse sin utilizar el sistema de aire mediante el circuito secundario de agua. En edificios no ocupados durante la noche se elimina el sistema de ventilación: así, si se necesita una calefacción de emergencia, su potencia es menor que en la mayoría de los sistemas todo aire.

9.2. Selección de los equipos de producción

Régimen de calefacción:

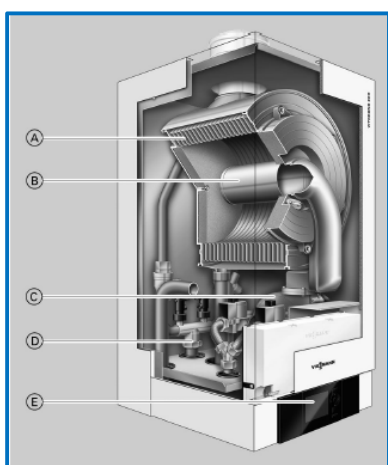


Figura 9.1. Caldera de condensación Vitodens de Viessman

Para la producción térmica se instala una caldera de condensación alimentada con gas natural y acompañada de chimenea de acero inoxidable de 100 mm de diámetro para la correcta evacuación de humos instalada según catálogo del fabricante.

La caldera seleccionada a de poseer al menos unos rendimientos del 98 % y del 109 % sobre el poder calorífico inferior y el poder calorífico superior respectivamente. Así mismo, ha de ser capaz de suministrar una potencia térmica nominal de 69,19 kW. Las dimensiones de ésta no suponen un problema pues se dispone de espacio suficiente en la sala de máquinas situada en la terraza de la segunda planta.

Tanto el modelo Vitodens 200-W a 90W de Viessmann como el modelo CGB 68/75 de Wolf utilizados en el anterior estudio de alternativas reúnen todas las características necesarias no siendo esto una restricción para la instalación equipos de otros fabricantes, siempre que estos posean unas características similares.

Régimen de refrigeración:



Figura 9.2. Enfriadora AquaSnap de Carrier

Para la producción de frío se instala una enfriadora por compresión condensada por aire que cubra las necesidades de 86,31 kW. Los compresores han de ser de tipo scroll para obtener un buen rendimiento de la instalación.

Un rendimiento estacional inferior a 4,14 no asegura que se cumplan los cálculos de emisiones de CO₂ realizados en el estudio de alternativas.

Para el correcto funcionamiento de la instalación se puede instalar el modelo Aquasnap 30RBS 140 de Carrier con el que se ha realizado el estudio de alternativas o un

equipo de otro fabricante con unas características similares.

La enfriadora se instala en la terraza de la planta segunda, fuera de la sala de máquinas (véase documento planos).

9.3. Conexión entre sistema primario y secundario

La conexión entre los sistemas de producción y distribución es posible realizarla mediante diferentes técnicas:

- Intercambiador de placas
- Botella rompe-presiones
- Conexión directa

La opción elegida en este caso es la de intercambiador de placas como técnica de conexión, ya que, aunque la eficacia en la transferencia de energía entre los dos sistemas es algo menor que con las otras técnicas, al ser los dos sistemas independientes, hay mayor seguridad en caso de avería de uno de ellos.

Se instalan intercambiadores de placas con un tamaño dependiente del caudal de agua circulante para el intercambio. Los fabricantes facilitan tablas para la selección del modelo en función del caudal máximo de agua.

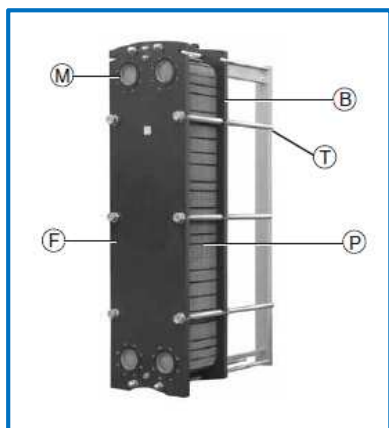


Figura 9.3. Intercambiador de placas ITEX de Ciat

En el apartado 11.1 se especifican los caudales de agua con los que funciona la instalación y la descripción del método utilizado para hallarlos.

Tomando como ejemplo el modelo ITEX de CIAT de la figura, para un caudal de $14,9 \text{ m}^3/\text{h}$ (véase apartado 11.1) bastaría con el modelo PBW 8 que admite un caudal máximo de $19 \text{ m}^3/\text{h}$.

Se puede instalar modelos de otros fabricantes siempre que estos cumplan con los requisitos citados.

Los intercambiadores se instalan dentro de la sala de máquinas, situada ésta en la segunda planta.

9.4. Selección de las unidades de tratamiento de aire

Para cumplir con el mínimo de ventilación exigido por el RITE (véase 7.7) se ha elegido la instalación de climatizadoras. Se denominan así a los aparatos que mueven el aire y lo tratan para conseguir adecuar sus características a las necesidades específicas de una instalación [13].

La elección de estos equipos se basa en las necesidades de aportar aire de ventilación así como en el buen rendimiento de estos equipos al trabajar junto con calderas de condensación

ya que la temperatura de trabajo es baja y esto permite aprovechar la condensación de los gases de escape.

En el presente proyecto las climatizadoras se denominarán indistintamente como climatizadoras, unidades de tratamiento de aire o UTAs.



Figura 9.4. Unidad de Tratamiento de Aire KS50 de Schako

La elección de diseño ha sido: colocar una UTA para cada zona, es decir, una para el teatro por poseer este un horario muy particular y otra unidad para el resto de los espacios.

Para la correcta selección de los equipos a de consultarse el catálogo de fabricante. A modo de ejemplo se ha seguido en este apartado el catálogo UTA KS50 de Schako no constituyendo esto una condición restrictiva para la instalación de equipos de otros fabricantes siempre que estos posean unas características similares.

La instalación se realiza en la zona libre de la terraza situada en la segunda planta, el acceso a dicha terraza se realiza desde la biblioteca. La distribución de estos equipos en el espacio puede consultarse en el documento planos.

La unidad básica consta de una sección de baterías de intercambio térmico, grupos motoventiladores, sección de filtrado y secciones de entrada y salida de aire. La carcasa del equipo está formada por un bastidor autoportante, esquinas, junta de estanquidad perimetral y paneles de cierre tipo sándwich. La unidad se completa con puertas, de la misma ejecución de los paneles, dotadas de bisagras y manetas de apertura rápida.

El tamaño de la climatizadora varía en función del caudal de aire a mover. En el apartado 10.1 se hallan los caudales de impulsión a mover por cada UTA. Según el diagrama facilitado por el fabricante a estos caudales de aire les corresponden los siguientes tamaños de climatizadora:

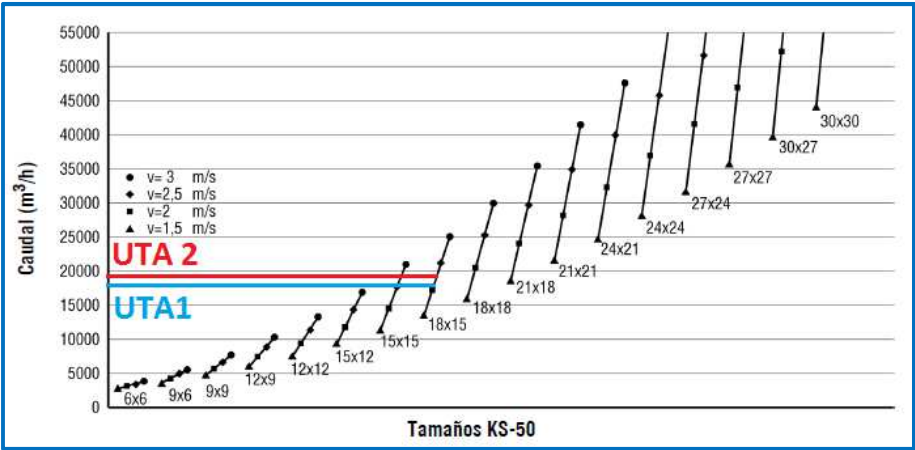


Figura 9.5. Diagrama de selección por caudal

Zona	Denominación	Caudal (m³/h)	Modelo UTA
Teatro	UTA 1	17984	18 x 15
Escaleras+Aseos+Salas+Despachos	UTA 2	19861	18 x 15

Tabla 9.1. Selección de las climatizadoras

La carga a vencer por cada climatizadora viene del cálculo de carga térmica de cada una de las zonas a las que cubre, como se aprecia en la anterior tabla. Haciendo esta división de la carga total (véase tabla 7.13) queda:

	REF (W)	CAL (W)
UTA 1	38662	-32914
UTA 2	47647	-36272

Tabla 9.2. Carga térmica a vencer por las UTAs

La composición de las UTAs y las partes que las integran son las siguientes:

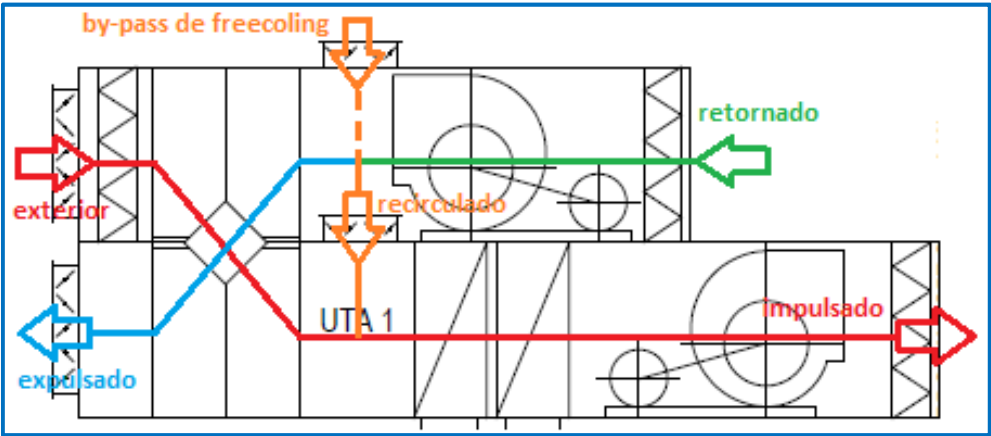


Figura 9.6. Composición de las UTAs

Para el dimensionado de las baterías se tiene en cuenta el salto entálpico del caudal de aire que las atraviesa para pasar de las condiciones de mezcla (exterior + recirculado) hasta las condiciones de impulsión. Los datos a utilizar son el caudal de aire que las atraviesa y las condiciones en los puntos previo y posterior de las baterías, denominados BF o BC según

corresponda a la batería de frío o la batería de calor y *MEZCLA* correspondiente al estado de mezcla de la corriente exterior y la corriente recirculada. Para hallar el punto de *MEZCLA* se realiza un balance de masa con los caudales máscicos de las corrientes que lo forman (apartado 10.1). Los resultados obtenidos son:

REFRIGERACIÓN				CALEFACCIÓN	
T _{sBF} (°C)	T _{sMEZ} (°C)	W _{BF} (kg/kgas)	W _{MEZ} (kg/kgas)	T _{sBC} (°C)	T _{sMEZ} (°C)
15,5	27,9	11,0	11,0	25,0	15,2
16,5	28,2	11,4	10,9	25,0	16,6

Tabla 9.3. Datos para el dimensionado de las baterías

Equipo	Q _{BF,SEN} (kW)	Q _{BF,LAT} (kW)	Q _{BF} (kW)	Q _{BC} (kW)
UTA 1	-44,77	0,00	-44,77	53,73
UTA 2	-54,17	2,32	-51,85	50,50

Tabla 9.4. Potencia de las baterías

La selección de los filtros viene marcada por la Instrucción Técnica 1.1.4.2.4. “Filtración del aire exterior mínimo de ventilación” del RITE en la que aparece la siguiente tabla:

FILTRACION DE PARTICULAS				
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
FILTROS PREVIOS				
ODA 1	F7	F6	F6	G4
ODA 2	F7	F6	F6	G4
ODA 3	F7	F6	F6	G4
ODA 4	F7	F6	F6	G4
ODA 5	F6/GF/F9 (*)	F6/GF/F9 (*)	F6	G4
FILTROS FINALES				
ODA 1	F9	F8	F7	F6
ODA 2	F9	F8	F7	F6
ODA 3	F9	F8	F7	F6
ODA 4	F9	F8	F7	F6
ODA 5	F9	F8	F7	F6

Tabla 9.5. Clases de filtración

En la tabla aparecen filtros previos y filtros finales. Los previos se emplean para mantener limpios los componentes de las unidades de ventilación y tratamiento de aire, así como alargar la vida útil de los filtros finales. Estos prefiltros se instalan en la entrada del aire exterior a la unidad de tratamiento, así como en la retirada del aire de retorno por lo que cada UTA cuenta con dos de estos filtros. Los filtros finales se instalan después de la sección de tratamiento y, cuando los locales servidos sean especialmente sensibles a la suciedad, después del ventilador de impulsión procurando que la distribución de aire sobre la sección de filtros sea uniforme. Cada UTA cuenta con uno de estos filtros.

Como se ha comentado anteriormente, al edificio en estudio le corresponde una ODA 2. Además en el edificio se cuenta con zonas con IDA 2 e IDA 3 (véase apartado 7.7) por lo que desde el punto de vista más desfavorable, los filtros a instalar son F6 como filtros previos y F8 como filtros finales. En el catálogo del fabricante aparecen una tabla con la pérdida de presión correspondiente a cada filtro en función del caudal de aire que lo atraviesa. Notar que hay un filtro previo al que le atraviesa el caudal de aire exterior, otro filtro previo al que le atraviesa el

caudal de aire de retorno y al filtro final le atraviesa el caudal de impulsión. Teniendo esto en cuenta queda:

Equipo	Filtro	Posición	Caudal (m ³ /h)
UTA 1	F6 compacto	Previo	6480
	F6 compacto	Previo	14387
	F8 compacto	Final	17984
UTA 2	F6 compacto	Previo	5389
	F6 compacto	Previo	15889
	F8 compacto	Final	19861

Tabla 9.6. Selección de los filtros

Para la recuperación de calor se selecciona un recuperador de placas estáticas aire – aire.

Estos recuperadores, a diferencia de los rotativos, no mezclan las corrientes de entrada y salida, por lo que son más seguros desde el punto de vista de la salubridad. Si bien es cierto que la eficiencia es menor que en los recuperadores rotativos, los estáticos, no requieren de energía eléctrica para hacerlos funcionar, así como menores costes de mantenimiento y menor inversión inicial.

La selección del recuperador de calor viene fijada por las restricciones establecidas por el RITE (véase apartado 7.8). El fabricante facilita tablas en las que se puede consultar la eficiencia y la pérdida de carga de los recuperadores de calor en función del caudal que las atraviesa. De estas tablas se obtienen los siguientes datos donde se comprueba que cumplen con el RITE:

REFRIGERACIÓN				
Equipo	expulsión		impulsión	
	ϵ (%)	ΔP (Pa)	ϵ (%)	ΔP (Pa)
UTA 1	51	101	52	99
UTA 2	57	88	58	100

CALEFACCIÓN				
Equipo	expulsión		impulsión	
	ϵ (%)	ΔP (Pa)	ϵ (%)	ΔP (Pa)
UTA 1	51	100	49	110
UTA 2	55	92	55	99

Tablas 9.7. Características del recuperador de calor

La selección de los ventiladores depende de la pérdida de carga producida en la instalación y se puede consultar en el apartado 10.3.

9.5. Selección de los elementos de distribución

Incluyen el conjunto de tuberías y conductos que distribuyen el agua o el aire respectivamente, fríos o calientes, a los distintos lugares donde se necesiten [8].

Se instala **conducto de chapa galvanizada** con aislamiento exterior, por ser más resistente y duradero que el de otros materiales. Además su limpieza es más sencilla, proporciona mejor

calidad del aire, tiene menores pérdidas de carga y es más seguro en cuanto a incendios se refiere.

Las desventajas más reseñables son el coste, la mayor dificultad de instalación y la mayor potencia sonora de este tipo de conductos. Esta última desventaja será atenuada con el correspondiente aislamiento acústico (véase apartado 10.4).

Para el transporte del agua de los equipos de producción a las baterías de las climatizadoras se instalan tubos de acero. Los tubos elegidos son **tubos de acero negro**, sin tratamiento superficial, ya que los aceros con tratamiento superficial, como el acero galvanizado, se suelen utilizar en conducción de agua caliente sanitaria y los aceros sin tratamiento superficial se utilizan para aplicaciones como calefacción.

9.6. Selección de los difusores

Para la impulsión del aire se ha elegido difusores rotacionales de techo en la sala multiusos y los despachos y rejillas de ventilación en el resto de los locales. Para el retorno del aire, se instalan rejillas de retorno.

Así pues, la impulsión de aire se realiza con **difusores rotacionales de techo** con placa frontal cuadrada, disposición circular de las lamas, con montaje mediante tornillos (-SM). La placa frontal es de acero lacado y las lamas están fabricadas en plástico. Los elementos de fabricación son de color blanco (RAL 9010).

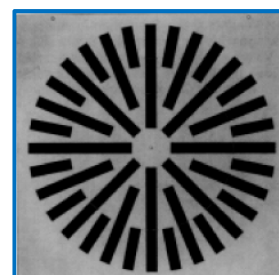


Figura 9.7. Difusor rotacional de techo DQJA-SR de Schako

Además, para la impulsión del resto de locales, se instalan **rejillas de ventilación** con placa frontal rectangular, lamas deflectoras horizontales y orientables en la cara frontal. Cuenta con marco y las lamas de aluminio anodizado en color natural. Piezas adosadas en chapa de acero galvanizado. Fijación estándar con montaje oculto. La fijación se realiza mediante tornillos (-SM)

Al igual que para la impulsión de los locales en los que se instalan rejillas, para el retorno de todo el edificio se instalan rejillas de ventilación con placa frontal rectangular, disposición horizontal de las lamas y orientables en la cara frontal. Al igual que para la impulsión, para el retorno cuenta con marco y las lamas de aluminio anodizado en color natural, piezas adosadas en chapa de acero galvanizado, fijación estándar con montaje oculto. La fijación se realiza mediante tornillos (-SM).

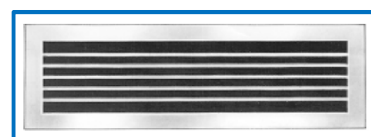


Figura 9.8. Rejillas de ventilación AL de Schako

Para la correcta distribución de estos elementos en los locales así como para la elección del número de elementos se consulta el catálogo del fabricante correspondiente. A partir del catálogo y en función de parámetros como el caudal que circula por cada elemento, el alcance de la vena de aire, la velocidad frontal del aire y la pérdida de carga y nivel sonoro admisible se selecciona el número de elementos y su tamaño. Se han tomado como ejemplo los modelos DQJA-SR de Schako como difusores rotacionales y AL 1 del mismo fabricante como rejillas de

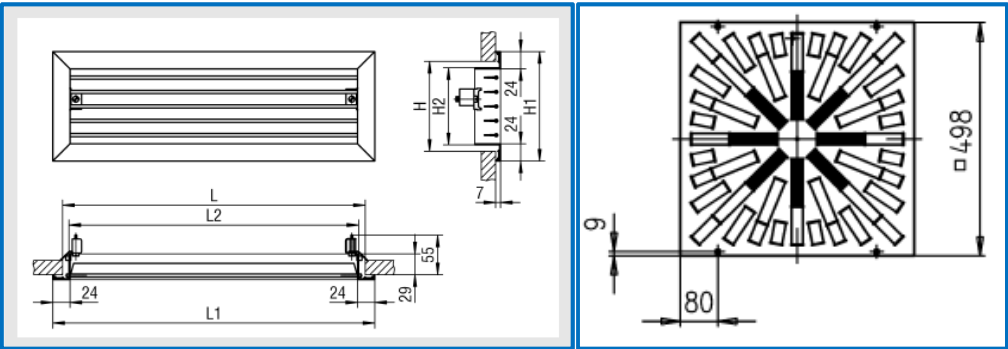
ventilación para realizar los cálculos. Se pueden instalar modelos de otros fabricantes siempre que cuenten con unas características similares, de otro modo, la instalación podría dar problemas de confort.

Los detalles de las unidades seleccionadas para realizar los cálculos pueden consultarse en el anexo E del presente proyecto y a modo de resumen pueden consultarse en la siguiente tabla:

Circuito	Planta	Unidad	Cantidad	Dim. (mm)	ΔP (Pa)	Nvl. sonoro (DB)
Imp. UTA 1	Semisótano	Rejilla AL	x11	625 x 225	9	30
	Baja	Rejilla AL	x4	525 x 225	6,5	26
Ret. UTA 1	Semisótano	Rejilla AL	x12	625 x 225	6,8	30
Imp. UTA 2	Semisótano	Rejilla AL	x6	325 x 125	6,5	26
	Baja	Rejilla AL	x8	425 x 75	7,5	27,5
	Primera	DQJA-SR-Z	x11	498 x 498	21	35
		Rejilla AL	x3	325 x 75	10,5	32
	Segunda	Rejilla AL	x7	1025 x 125	6,5	26
		Rejilla AL	x2	425 x 125	6,5	26
	Entrecubierta	Rejilla AL	x3	1025 x 125	8	28
Ret. UTA 2	Semisótano	Rejilla AL	x1	425 x 225	5,9	28
		Rejilla AL	x3	325 x 75	7,8	32
		Rejilla AL	x1	525 x 75	6,8	30
	Baja	Rejilla AL	x3	525 x 125	6,9	30,5
	Primera	Rejilla AL	x5	625 x 125	5,9	28
		Rejilla AL	x3	425 x 125	7	31
		Rejilla AL	x3	325 x 75	4	20
		Rejilla AL	x1	425 x 225	5,9	28
	Segunda	Rejilla AL	x7	525 x 225	7,8	32
		Rejilla AL	x2	425 x 125	7,8	32

Tabla 9.8. Unidades terminales

La columna “Dim. (mm)” hace referencia a las dimensiones L x H para las rejillas y a la dimensión del lado del difusor (véase figuras 9.9), todas ellas en milímetros.



Figuras 9.9. Dimensiones de las unidades terminales

La distribución de las unidades terminales puede consultarse en los planos del presente proyecto. Citar en este punto la importancia de respetar tanto las dimensiones de las unidades seleccionadas tanto la distribución de estas aunque el fabricante sea distinto al del ejemplo, pues de no ser así puede disminuir el confort.

9.7. Selección del equipo de regulación y control

La instalación del edificio debe regularse con el fin de que responda con eficacia a los cambios que se producen, tanto los naturales como los requeridos por el usuario.

El sistema de regulación automática está constituido por un mecanismo regulador, un órgano final de regulación (válvulas o compuertas motorizadas que regulan el caudal de fluido circulante) y una fuente de energía. El mecanismo regulador mide la magnitud regulada y compara con el punto de tarado (valor ajustado); si se produce una desviación manda un impulso al órgano final de regulación, que es el encargado de actuar sobre la instalación, haciendo que vuelvan a reinar las condiciones iniciales. Los mecanismos reguladores más importantes son los termostatos, humidostatos, presostatos y órganos finales de regulación [8].

La enfriadora ha de estar provista de un dispositivo de regulación capaz de supervisar constantemente todos los parámetros de la máquina y gestionar con precisión el funcionamiento de los compresores, ventiladores y bomba de agua del intercambiador de calor de agua para garantizar la máxima eficiencia energética.

Por ejemplo, el control Pro-Dialog de la enfriadora con la que se ha realizado el estudio de alternativas, cuenta con:

- Reloj interno de programación para siete días: permite el control de encendido/apagado de la unidad y su funcionamiento en un segundo punto de consigna
- Reinicialización de punto de consigna basada en la temperatura del aire exterior o en la temperatura del agua de retorno o en el valor de delta T del intercambiador de calor de agua
- Control maestro/esclavo de las dos unidades que funcionan en paralelo con ecualización del tiempo de funcionamiento y conmutación automática en caso de fallo de la unidad
- Cambio de Marcha/Paro basado en la temperatura del aire

La caldera debe estar equipada con un dispositivo de regulación capaz de regular en función de la temperatura exterior la temperatura de caldera.

Por ejemplo, la caldera seleccionada para el estudio de alternativas cuenta con el dispositivo Vitotronic 200 capaz de realizar las siguientes funciones:

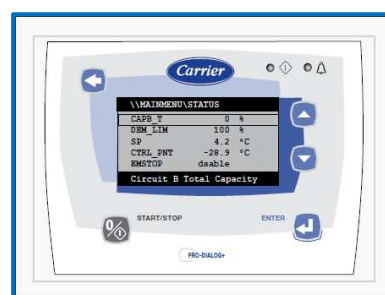


Figura 9.10. Interfaz del dispositivo Control Pro-Dialog+

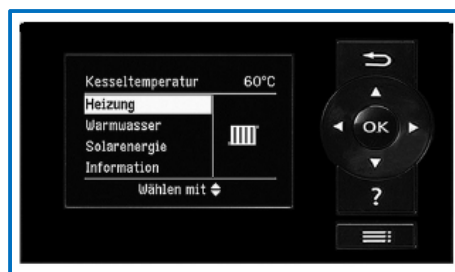


Figura 9.11. Interfaz del dispositivo Vitotronic 200

- Regulación en función de la temperatura exterior de la temperatura del agua de la caldera y/o de la temperatura de impulsión
- Limitación electrónica de la temperatura mínima y máxima
- Desconexión de la bomba del circuito de calefacción y del quemador en función de la demanda
- Ajuste de un límite de calentamiento variable
- Protección de bloqueo de las bombas
- Protección antihielo de la caldera
- Sistema de diagnóstico integrado
- Indicación de mantenimiento

9.8. Esquema de principio

Pasa a describirse el funcionamiento global de la instalación así como los componentes que la integran.

Para el **ciclo de refrigeración** se parte de la enfriadora aire – agua, situada en la terraza de la planta segunda. El condensador realiza un intercambio de calor con el aire exterior y el evaporador realiza otro intercambio de calor con el lazo secundario mediante un intercambiador de placas, situado en la sala de máquinas de la planta segunda. Partiendo de un colector de impulsión se reparte a la instalación el agua necesaria a las UTAs que se hallan en la terraza de la planta segunda igualmente. Otro colector de retorno recoge el agua una vez a intercambiado calor con las baterías y la devuelve para intercambiar calor con el evaporador para volver a comenzar el proceso.

Para el **ciclo de calefacción** se parte de la caldera de condensación, situada en la sala de máquinas de la segunda planta, intercambiando calor a través de un intercambiador de placas entre el lazo primario y el lazo secundario. Un colector de impulsión alimenta a las UTAs para ceder el calor en las baterías de estas. Otro colector de retorno recoge el agua enfriada y la envía de nuevo al intercambiador de placas para volver a calentarla con el calor procedente del lazo primario.

Todos los circuitos están equipados con un filtro, purgadores de aire en los puntos más altos. Además disponen de válvulas a la entrada y salida, siendo una de ellas de equilibrado.

Todas las bombas son bombas dobles paralelas, que funcionan alternativamente para garantizar el funcionamiento de la instalación en caso de que una de ellas se averíe. A la entrada y salida de las bombas se instala una válvula antirretorno, así como válvulas de corte dispuestas entre un medidor de presión diferencial.

En el circuito primario se instalan depósitos de inercia a la salida de los equipos de producción para reducir la intermitencia producida por los arranques y las paradas de las máquinas.

Para absorber las variaciones de volumen fluido contenido en los circuitos cerrados de la instalación al variar la temperatura de estos se procede a la instalación de vasos de expansión

9.8.1. Selección de los depósitos de inercia y los vasos de expansión

Se instalan **depósitos de inercia** debido a que entre los equipos de producción y los intercambiadores hay muy poco recorrido de tuberías por lo que el volumen de agua contenido en estos circuitos puede resultar por debajo del requerido y esto puede provocar variaciones rápidas de temperatura del agua y causar continuas arrancadas y paradas de la unidad de producción, con el consiguiente desgaste de materiales, posibilidad de averías graves en los compresores además de un aumento de consumo eléctrico.

Se utilizan depósitos intercalados en las tuberías para completar el contenido de agua hasta los valores adecuados para el funcionamiento correcto de los equipos.

Según la referencia [14], para el cálculo del depósito de inercia en el circuito de la enfriadora se han de tener en cuenta dos limitaciones, tomándose como buena la que nos de un resultado más desfavorable, esto es, un mayor volumen del depósito.

La velocidad de descenso de temperatura del líquido, debe ser a lo sumo de 1,5°C por minuto, para que la rapidez de respuesta de los sensores del equipo pueda detectar las variaciones de temperatura que se producen en el circuito. Según lo descrito se llega a la siguiente limitación:

$$V = \left[\frac{K \times Q}{90} \right] - v$$

Ecuación 9.1.

Con:

- K es una constante, correspondiente a la inversa del producto entre el peso específico del fluido y su calor específico a presión constante (K = 1 en el caso del agua)
- Q es la potencia de la máquina (kcal/h)
- v es el volumen de agua contenido en el circuito (l)

La segunda limitación viene fijada por la necesidad de que los compresores, después de parados por temperatura, se mantengan fuera de servicio cinco minutos como mínimo. La solución pasa necesariamente por la existencia en la instalación, de la suficiente inercia térmica en forma de volumen líquido. Se llega a:

$$V = K \times \left[\frac{Q}{2400 \times N} \right] \times n - v$$

Ecuación 9.2.

Donde:

- K, Q y v corresponden a los mismos valores que los descritos en la ecuación 9.1.
- N es el número de compresores de los que se compone la máquina
- n es la parcialización de cada compresor en tanto por uno

Aplicando ambas limitaciones se obtienen los siguientes resultados, debiéndose elegir siempre, como se ha citado, el mayor valor.

Q (kcal/h)	v (l)	V (l) (ec. 9.1.)	V (l) (ec. 9.2.)
74212	371	454	402

Tabla 9.9. Dimensionado del depósito de inercia para la enfriadora

Una vez hallado el volumen mínimo se elige el depósito inmediatamente superior del catálogo del fabricante. Los depósitos comerciales suelen pasar de 300 l a 500 l, en este caso se seleccionaría uno de 500 litros.

Para el dimensionado del depósito de inercia de la caldera la experiencia dice que el depósito debe tener al menos un volumen de cinco litros por kilovatio de potencia. Con este cálculo se obtiene:

Potencia (W)	l/kW	Volumen (l)
69186	5	345,93

Tabla 9.10. Dimensionado del depósito de inercia para la caldera

Tras conocer el volumen mínimo se decide la instalación de un depósito con una capacidad efectiva de depósito de 500 l.

El agua al calentarse se dilata aumentando su volumen, lo que puede provocar una situación peligrosa para la instalación. Para solucionar este problema, las instalaciones deben ir dotadas de lo que se denomina vaso de expansión que absorbe el correspondiente aumento de volumen. Existen dos tipos de vasos de expansión: abiertos y cerrados.

Se decide la instalación de **vasos de expansión cerrados** por poseer las siguientes ventajas frente a los vasos de expansión abiertos:

- Fácil montaje
- No absorben oxígeno
- Elimina la necesidad de colocar conductos de seguridad
- Se eliminan las pérdidas de agua por evaporación

Los vasos de expansión cerrados, funcionan por compresión, de una cámara de gas (aire), contenida en el interior del mismo, separado del agua de la instalación, por una membrana flexible, de esta forma, el agua contenida en la instalación no tiene ningún punto de contacto con la atmósfera. Al aumentar el agua de la instalación por el efecto del aumento de la temperatura, se produce una sobrepresión en el circuito, que es absorbida, por el depósito o vaso de expansión. Al disminuir la temperatura, el volumen del agua se reduce y el depósito devuelve el agua a la instalación.

Para su cálculo se ha seguido el método de cálculo indicado en la norma UNE 100155-2004 "Climatización. Diseño y cálculo de sistemas de expansión" según la cual:

$$V_t = V \cdot C_e \cdot C_p$$

Ecuación 9.3.

Dónde:

- V_t es el volumen total del vaso de expansión
- V es el contenido total de agua en el circuito
- C_e es el coeficiente de dilatación del fluido
- C_p es el coeficiente de presión del gas

Para hallar el coeficiente de dilatación del fluido se aplica:

$$C_e = (3,24 t^2 + 102,13 t - 2708,3) 10^{-6}$$

Ecuación 9.3.

Donde:

- t es la temperatura media del circuito (°C)

Dando valores a la temperatura queda:

Temperatura (°C)	Ce	Ce (%)
30	0,00327	0,33
40	0,00656	0,66
50	0,01050	1,05
60	0,01508	1,51
70	0,02032	2,03
80	0,02620	2,62
90	0,03273	3,27
100	0,03990	3,99

Tabla 9.11. Valor del coeficiente de dilatación

Para hallar el cálculo del coeficiente de presión del gas:

$$C_p = \frac{P_M}{P_M - P_m}$$

Ecuación 9.4.

Con:

- P_M es la presión máxima, es decir, presión de tarado (fabricante) – presión atmosférica

- P_m es la presión mínima, esto es, presión estática, que a su vez es, presión manométrica + presión atmosférica

En los circuitos de enfriadora – intercambiador enf. e intercambiador enf. – UTAs, la variación de temperatura pequeña, además la temperatura es baja (de 7°C a 12°C) por lo que se decide que no es necesario instalar vasos de expansión en estos circuitos. Para los circuitos de agua caliente queda:

Circuito	Vcircuito (l)	T ^a med(°C)	Ce	Cp	Vt vaso (l)	Modelo
Caldera - Intercambiador cal.	297,45	40	0,00656	4	7,81	NG 8/6
Intercambiador cal. - UTAs	448	40	0,00656	4	11,76	NG 12/6

Tabla 9.12. Selección de los vasos de expansión

Tanto la instalación de los vasos de expansión como de los depósitos de inercia, se puede consultar en el documento planos del presente proyecto.

10. Cálculo de conductos

La red de conductos es la encargada de transportar el aire de ventilación y de extracción por el edificio con el objeto de que el aire presente unas propiedades adecuadas para crear un entorno confortable a los usuarios de los locales.

La velocidad del aire en el espacio ha de ser la adecuada para que no cree molestias a los ocupantes de la sala. Además, el nivel sonoro de los difusores ha de ser limitado para mantener el nivel de confort exigido (véase 7.4).

10.1. Condiciones de impulsión

El aire de impulsión experimenta una transformación desde las condiciones de impulsión (IMP) hasta las condiciones de retorno (RET), como se muestra en el ejemplo de la figura 10.1. La recta que une los puntos de impulsión y de retorno se denomina recta operativa del local o recta de maniobra.

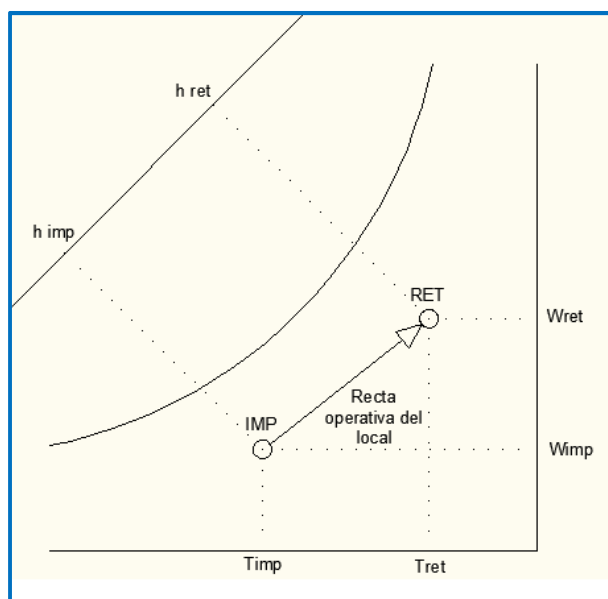


Figura 10.1. Proceso psicrométrico que tiene lugar en un local

La potencia térmica total puesta en juego en esta transformación viene dada por la diferencia de entalpías entre ambos estados:

$$Q_{TOT} = m_{AS\ IMP} \cdot (h_{IMP} - h_{RET})$$

La ecuación anterior puede descomponerse de manera aproximada en un término vinculado únicamente al cambio de temperatura (calor sensible) y otro vinculado únicamente al cambio en el contenido de humedad (calor latente), quedando:

$$Q_{TOT} = m_{AS\ IMP} \cdot C_p \cdot (T_{S\ IMP} - T_{S\ RET}) + m_{AS\ IMP} \cdot C_{LV} \cdot (W_{IMP} - W_{RET})$$

Se supone que el aire de la zona está bien mezclado, de manera que las condiciones de retorno serán las mismas que la de la zona:

$$T_{S\ ZON} = T_{S\ RET} \quad W_{ZON} = W_{RET}$$

Para mantener las condiciones deseadas en la zona la transformación no puede ser cualquiera. La combinación de caudal ($m_{AS\ IMP}$), temperatura ($T_{S\ IMP}$) y humedad específica (W_{IMP}) del aire de impulsión que recibe la zona debe ser la adecuada para combatir sus cargas sensible Q_{SEN} y latente Q_{LAT} .

$$Q_{SEN} = m_{AS\ IMP} \cdot C_p \cdot (T_{S\ IMP} - T_{S\ ZON})$$

$$Q_{LAT} = m_{AS\ IMP} \cdot C_{LV} \cdot (W_{IMP} - W_{ZON})$$

En las ecuaciones anteriores:

- C_p es el calor específico del aire húmedo = 1,024 (kJ/kgK)
- C_{LV} es el calor latente de cambio de fase del agua = 2501 (kJ/kg)
- h_{IMP} es la entalpía del aire de impulsión (kJ/kg)
- h_{RET} es la entalpía del aire de retorno (kJ/kg)
- $m_{AS\ IMP}$ es el caudal de impulsión (kg aire seco/s)

- Q_{LAT} es la potencia latente cedida o ganada por el aire de impulsión (kW)
- Q_{SEN} es la potencia sensible cedida o ganada por el aire de impulsión (kW)
- Q_{TOT} es la potencia total cedida o ganada por el aire de impulsión (kW)
- $T_{S\ IMP}$ es la temperatura seca del aire de impulsión (°C)
- $T_{S\ ZON}$ es la temperatura seca del aire de la zona (°C)
- $T_{S\ RET}$ es la temperatura seca del aire de retorno (°C)
- W_{IMP} es la humedad específica del aire de impulsión (kg agua/kg aire seco)
- W_{ZON} es la humedad específica del aire de la zona (kg agua/kg aire seco)
- W_{RET} es la humedad específica del aire de retorno (kg agua/kg aire seco)

Como se conocen las cargas y las temperaturas y humedad específica de la zona, en las ecuaciones anteriores hay tres variables y dos ecuaciones, de manera que queda un grado de libertad.

Para solucionar este problema se impone una temperatura de impulsión ($T_{S\ IMP}$) constante, y se varía el caudal en la cuantía necesaria para satisfacer las cargas:

En el caso de tener carga sensible y latente (refrigeración) queda:

$$T_{S\ IMP} = \text{constante} \rightarrow m_{AS\ IMP} = \frac{Q_{lat}}{(h_{imp} - h_{ret})}$$

En el caso de tener únicamente carga sensible (calefacción) queda:

$$T_{S\ IMP} = \text{constante} \rightarrow m_{AS\ IMP} = \frac{Q_{sen}}{C_p \cdot (T_{s\ imp} - T_{s\ zon})}$$

La regla de diseño habitual para aplicaciones de confort es tomar un diferencial de temperaturas entre 8 K y 12 K en sistemas de difusión por mezcla y de 4 K en sistemas de difusión por desplazamiento, para el funcionamiento en condiciones de refrigeración. En calefacción serían aceptables diferenciales del orden de 4 K [6].

En el caso de refrigeración, al tener carga sensible y latente, hay que hallar la entalpía de impulsión, para ello, a partir de la estimación de la demanda, se halla el factor de calor sensible. Uniendo el polo del diagrama psicrométrico con la escala del factor sensible se halla la recta de acción o recta de maniobra del local. Fijando las condiciones interiores y trazando una paralela a la recta de maniobra que corte a la temperatura de impulsión se hallan las condiciones de impulsión. Para cada una de las unidades de tratamiento de aire del edificio queda:

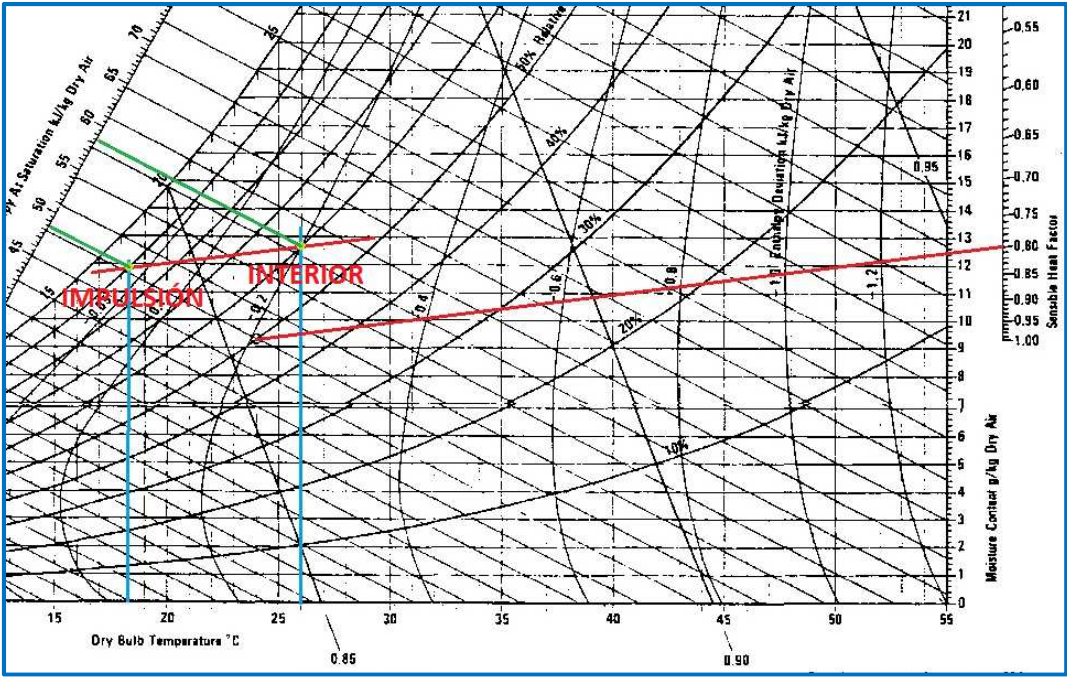


Figura 10.2. Condiciones de impulsión de la UTA 1

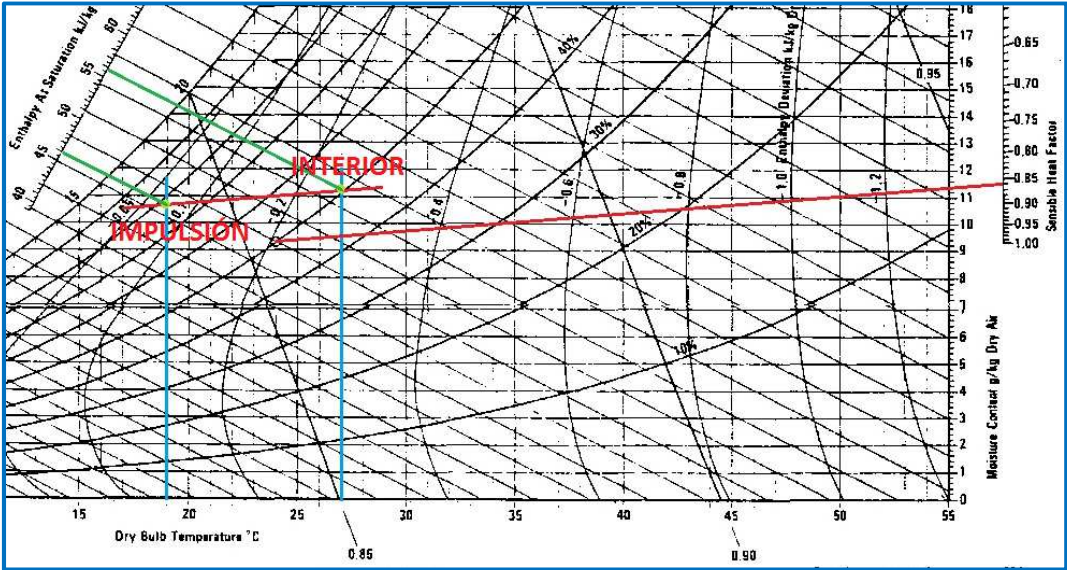


Figura 10.3. Condiciones de impulsión de la UTA 2

Los datos extraídos de los diagramas psicrométricos y de las ecuaciones anteriores para refrigeración y calefacción respectivamente son:

ZONA	FCS	Ts,int (°C)	HRint (%)	h,int (kJ/kg)	Ts,imp (°C)	HRimp (%)	h,imp (kJ/kg)
Teatro - UTA1	0,74	26	60	58	18	89	47
Resto - UTA 2	0,79	27	55	58,5	19	82	48

Tabla 10.1. Variables de cálculo del régimen de refrigeración

ZONA	FCS	Ts,int (°C)	HRint (%)	h,int (kJ/kg)	Ts,imp (°C)	HRimp (%)	h,imp (kJ/kg)
Teatro - UTA1	1	20	40	34	26	28	41,5
Resto - UTA 2	1	20	50	36,5	26	34	45

Tabla 10.2. Variables de cálculo del régimen de calefacción

Con estos datos y aplicando las ecuaciones para refrigeración y calefacción respectivamente se obtiene:

ZONA	Δh (kJ/kg)	Q_{TOT} (kW)	m_{imp} (kgas/s)
Teatro - UTA1	11	38,66	3,51
Resto - UTA 2	10,5	47,65	4,54

Tabla 10.3. Caudal de impulsión para el régimen de refrigeración

ZONA	ΔT (°C)	Q_{TOT} (kW)	m_{imp} (kgas/s)
Teatro - UTA1	6	32,91	5,36
Resto - UTA 2	6	36,27	5,90

Tabla 10.4. Caudal de impulsión para el régimen de calefacción

La carga total empleada para el cálculo es la que corresponde a cada UTA (véase tabla 9.2).

Lógicamente, para el dimensionado de los conductos, **los resultados relevantes son los de calefacción** ya que son valores mayores que los de refrigeración. En el caso de dimensionar con los resultados de refrigeración, la red de conductos quedaría pequeña para el régimen de invierno.

Como se ha comentado en apartados anteriores, para evitar infiltraciones, se obliga a retornar un 20% menos de aire que el impulsado creando así un estado de sobrepresión en el edificio. Teniendo esto en cuenta además de los caudales mínimos de ventilación exigidos por el RITE (véase apartado 7.7) y aplicando balances de materia entre los puntos correspondientes se haya el resto de caudales. La nomenclatura utilizada se puede consultar en la siguiente figura:

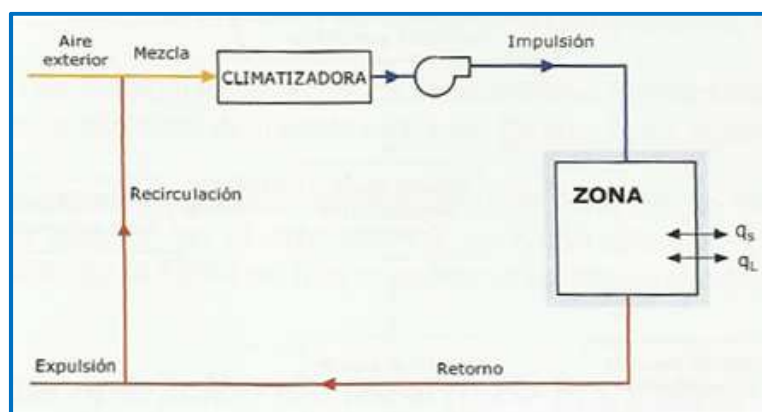


Figura 10.4. Nomenclatura de los caudales de aire

ZONA	$ve,aire$ (m ³ /kgas)	m_{imp} (m ³ /s)	m_{ext} (m ³ /s)	m_{ret} (m ³ /s)	m_{rec} (m ³ /s)	m_{exp} (m ³ /s)
Teatro - UTA1	0,9325	5,00	1,80	4,00	3,20	0,80
Resto - UTA 2	0,9345	5,52	1,50	4,41	4,02	0,39

Tabla 10.5. Caudales de aire de las UTAs

10.2. Dimensionado y cálculo de la pérdida de carga

Se realiza el cálculo de conductos de la instalación de climatización atendiendo al Documento Técnico de Instalaciones en la Edificación "DTIE 5.01 Cálculo de conductos" [11].

Se utiliza el método de pérdida de carga constante, por lo que será necesario equilibrar la instalación. Se ha elegido este método debido a que la experiencia demuestra que es el más adecuado para el cálculo de conductos de impulsión de baja velocidad, retorno y ventilación.

El método se basa en fijar para cualquier tramo de la red de conductos una pérdida de carga constante por metro, normalmente en torno a 1 Pa/m ($>>0,1$ mm.c.a./m)

A partir de esta definición, y mediante la siguiente ecuación, se tiene el diámetro en circular que debe tener el conducto en cada tramo, (ya que se conoce el caudal que se desea que circule por cada tramo, a la vista del que debe salir por cada boca y la estructura de la red de conductos).

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

Ecuación 10.1.

Con:

- α : valor que depende del material utilizado
- $(P_A - P_B)/L$: pérdida de presión por metro en cualquier tramo (Pa/m)
- Q_i : caudal circulante en el tramo i (m^3/s)
- D_i : diámetro del conducto en el tramo i (m)

El valor de α se obtiene de la siguiente tabla [11]:

Material	Rugosidad absoluta (λ_a en mm)	Valor medio de α (adimen.)
Acero inoxidable	0,05	0,835
Chapa galvanizada	0,14	0,9
Desarrollo de gráficos	0,31	1
Fibra de vidrio	0,58	1,125
Ladrillo enfoscado cemento	3,25	1,8

Tabla 10.6. Valor de rugosidad absoluta y α para distintos materiales

En caso de utilizar conductos rectangulares se obtienen sus dimensiones mediante la siguiente expresión:

$$D_i = 1,30 \frac{(a_i b_i)^{0,6255}}{(a_i + b_i)^{0,251}}$$

Ecuación 10.2.

Donde a y b son:

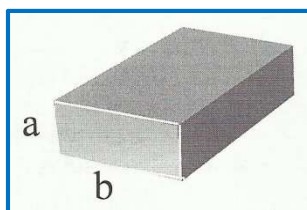


Figura 10.5. Dimensiones conductos rectangulares

Y sus velocidades se obtienen si más que realizar el siguiente cociente entre el caudal y la sección del conducto rectangular:

$$v_i = \frac{Q_i}{a_i b_i}$$

Ecuación 10.3.

Para las instalaciones que nos ocupan (climatización), se puede emplear la siguiente expresión para la determinación de las pérdidas de presión en conductos circulares:

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

Ecuación 10.4.

Donde:

- $P_A - P_B$: pérdida de presión por rozamiento (Pa)
- α : valor que depende del material utilizado
- L : longitud real del tramo (m)
- v : velocidad del tramo (m/s)
- D_H : diámetro hidráulico del tramo (m)

La pérdida de carga en singularidades se calcula mediante los coeficientes de pérdida dinámica (C) de los diferentes tramos. Dicho coeficiente se obtiene de las tablas correspondientes del DTIE 5.01 y se pueden consultar en el anexo F del presente proyecto. Una vez sabidos todos los coeficientes de todos los accesorios se realiza el sumatorio de coeficientes para cada tramo. Con este sumatorio se halla una longitud equivalente del siguiente modo:

$$L_{\text{equivalente}} = 60 \cdot C_{\text{tramo}} \cdot D_H^{1,22}$$

Sumando esta longitud equivalente a la longitud del conducto se obtiene la longitud total, que multiplicada por la pérdida de presión por metro, da como resultado la variación de presión total.

La pérdida de carga total obtenida en los ramales se puede consultar en las siguientes tablas:

IMPULSIÓN UTA 1					
Planta	Rama	$\Delta P_{\text{cond,horiz}}$	$\Delta P_{\text{cond,vert}}$	$\Delta P_{\text{distribución}}$	$\Delta P_{\text{TOTAL (Pa)}}$
Semisótano	H - N	55	8	45	108
	H - T	55	8	54	117
Baja	J - M	24	5	13	42
	J - O	24	5	13	42

RETORNO UTA 1					
Planta	Rama	$\Delta P_{\text{cond,horiz}}$	$\Delta P_{\text{cond,vert}}$	$\Delta P_{\text{distribución}}$	$\Delta P_{\text{TOTAL (Pa)}}$
Semisótano	G - K	46	11	27	84
	G - S	49	11	54	114
Baja	E - F	25	6	0	31

IMPULSIÓN UTA 2					
Planta	Rama	$\Delta P_{\text{cond,horiz}}$	$\Delta P_{\text{cond,vert}}$	$\Delta P_{\text{distribución}}$	$\Delta P_{\text{TOTAL (Pa)}}$
Semisótano	A - G	100	9	39	148
Baja	A - I	83	5	60	148
Primera	A - K	41	2	32	74
	A - 9	70	2	40	111
	A - 11	49	2	20	71
Segunda	A - J	128	0	46	173
	A - L	95	0	13	108
Entrecubierta	A - D	44	3	24	71

RETORNO UTA 2					
Planta	Rama	$\Delta P_{\text{cond,horiz}}$	$\Delta P_{\text{cond,vert}}$	$\Delta P_{\text{distribución}}$	$\Delta P_{\text{TOTAL (Pa)}}$
Semisótano	A - F	151	10	32	194
Baja	A - D	132	8	21	161
Primera	A - G	99	1	30	130
	A - O	89	1	39	128
Segunda	A - J	71	0	70	141

Tablas 10.7. Pérdidas de carga totales en los conductos

Además de estas pérdidas producidas en el recorrido del aire también se producen pérdidas al atravesar las climatizadoras. La pérdida de carga producida al atravesar cada componente de la UTA se puede consultar en el catálogo del fabricante. Por ejemplo, para los modelos de Schako, se obtiene:

Al atravesar las baterías:

Equipo	Filas	BF	BC
		ΔP (Pa)	ΔP (Pa)
UTA 1	3	93	52
UTA 2	3	93	52

Tabla 10.8. Pérdida de carga en las baterías

Al atravesar los filtros:

Equipo	Filtro	Posición	Caudal (m ³ /h)	ΔP (Pa)
UTA 1	F6 compacto	Previo	6480	40,3
	F6 compacto	Previo	14387	55,0
	F8 compacto	Final	17984	100,0
UTA 2	F6 compacto	Previo	5389	40,3
	F6 compacto	Previo	15889	55,0
	F8 compacto	Final	19861	100,0

Tabla10.9. Pérdida de carga en los filtros

Al atravesar los recuperadores de calor sensibles:

	REFRIGERACIÓN		CALEFACCIÓN	
	exp.	imp.	exp.	imp.
Equipo	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)	ΔP (Pa)
UTA 1	101	99	100	110
UTA 2	88	100	92	99

Tabla10.10. Pérdida de carga en los recuperadores

En el anexo F pueden observarse los distintos resultados de cálculo. La distribución de la red de conductos así como la posición de los difusores y las rejillas puede consultarse en el documento planos del presente proyecto.

10.3. Selección del grupo motoventilador y equilibrado del sistema

Una vez conocidas la pérdida de carga tanto de los circuitos de impulsión y de retorno como de los equipos, pasan a elegirse los ventiladores y a equilibrar el sistema.

Una vez dimensionada la red, para que por ella circule el caudal total propuesto, se ha de cumplir que el ventilador posea una presión total igual a la mayor pérdida de presión total de todas las ramas de impulsión y lo mismo para el retorno. Además ha de cumplirse que por todos los difusores salgan los caudales deseados para que el sistema quede equilibrado, para ello, la presión total requerida por todas las ramas de impulsión ha de ser la misma. De no ser así se deberán añadir diafragmas, rejillas, o compuertas de regulación en cada uno de los tramos que dan a difusores.

Sumando las máximas pérdidas de los circuitos de impulsión y retorno (véase tablas 10.7) y las pérdidas ocasionadas por los componentes de las climatizadoras (véase apartado 10.2) queda:

Equipo	Ventilador	ΔP conductos (Pa)	ΔP componentes (Pa)	Caudal (m ³ /h)	ΔP TOTAL (Pa)
UTA 1	Impulsión	117	276,15	17984	393
	Retorno	114	276,15	14387	390
UTA 2	Impulsión	173	265,65	19861	439
	Retorno	194	265,65	15889	459

Tabla 10.12. Selección de los ventiladores

10.4. Selección de los aislamientos

Siguiendo la Instrucción Técnica 1.2.4.2.2 perteneciente al RITE para el aislamiento de conductos.

Para el aislamiento de los conductos se utiliza un aislamiento a base de **mantas de lana de vidrio** para colocar en el lado exterior del conducto, estas mantas incorporan un revestimiento de aluminio que actúa como barrera de vapor.

El espesor de los aislamientos de los conductos viene definido por la tabla 1.2.4.2.5. “Espesores de aislamiento de conductos” perteneciente a la IT 1.2.4.2.2 del RITE y puede verse a continuación:

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

Tabla 10.13. Espesor del aislamiento de los conductos

Dado que por los mismos conductos circula tanto aire frío como aire caliente en función del régimen, se seleccionan los espesores correspondientes al aire frío ya que son mayores que los de aire caliente. La red de conductos así como la diferenciación entre conductos interiores y conductos exteriores puede consultarse en el documento planos del presente proyecto.

El aislamiento, además de reducir las pérdidas y ganancias de calor, reduce el nivel sonoro de los fluidos transportados por los elementos de distribución contribuyendo de este modo al alcance de un mayor confort en los locales.

11. Cálculo de tuberías

La red de tuberías permite el transporte del fluido caloportador desde la central de producción (caldera o enfriadora) hasta los elementos terminales (UTAs).

11.1. Cálculo de los caudales de agua

Las baterías de las unidades de tratamiento de aire necesitan un caudal de agua tal que al atravesar el aire por ellas cambie su temperatura desde las condiciones de mezcla hasta las condiciones de impulsión.

Para hallar dicho caudal se han de conocer las potencias en las baterías (véase apartado 9.4) y el salto de temperatura que sufre el agua. Una vez conocidos estos datos se despeja el caudal necesario de la siguiente ecuación:

$$Q = m \cdot C_p \cdot \Delta T$$

Con C_p del agua igual a 4,18 kJ/(kg°C).

Los caudales obtenidos para los equipos de producción y las unidades terminales son:

Equipo	Q (kW)	ΔT^a (°C)	Caudal (kg/s)
Enfriadora	86,31	5,0	4,13
Caldera	69,19	20,0	0,83

Tabla 11.1. Caudal de agua en los equipos de producción

Equipo	REFRIGERACIÓN			CALEFACCIÓN		
	QBF (kW)	ΔT^a (°C)	Caudal (kg/s)	QBC (kW)	ΔT^a (°C)	Caudal (kg/s)
UTA 1	44,77	5,0	2,14	53,73	5,0	2,57
UTA 2	51,85	5,0	2,48	50,50	5,0	2,42

Tabla 11.2. Caudal de agua en las unidades terminales

11.2. Dimensionado y cálculo de la pérdida de carga

Se ha seguido el procedimiento descrito en la DTIE 4.01 “Tuberías, cálculo de las pérdidas de presión y criterios de diseño” y además se ha obtenido ayuda puntual del libro “Fundamentos de climatización” de ATECYR.

Según esta DTIE, en el dimensionado de redes hay que tener en cuenta tres conceptos:

- a) Que la velocidad del agua en las tuberías no alcance valores que puedan provocar ruidos.
- b) Que se cumpla lo indicado en la Reglamentación vigente (RITE), que afecta a dos aspectos:
 - Que la diferencia entre los valores extremos de las presiones diferenciales en las acometidas de las distintas unidades terminales, no sea mayor del 15% del valor medio.
 - Que en instalaciones con potencia térmica transportada superior a 500 kW, el factor de transporte (relación entre la potencia térmica transportada y la potencia de bombeo) no sea inferior a unos determinados valores.
- c) Que la red esté equilibrada.

La velocidad del agua en las tuberías para que no provoquen ruidos, es diferente según los diámetros de las canalizaciones; cuanto menor es el diámetro, tanto menor es la velocidad recomendable

El límite de velocidad para que no se produzcan ruidos, entraña la ausencia de otros fenómenos muy ligados a la velocidad, tales como el despegue de las venas de agua o la cavitación. En general, un **límite de 1,2 m/s** en tuberías metálicas de diámetro igual o inferior a 50 mm, es aceptable si en la red no existen alteraciones bruscas y no tiene aire (cuya presencia afecta definitivamente a la emisión de ruido).

Es normal, para el diseño de tuberías de calefacción y refrigeración, proyectar con una velocidad que produzca una **caída de presión de 250 Pa/m**. En realidad, para pequeños diámetros, este valor está muy lejos del límite para que no se produzcan ruidos, pero para valores de velocidad mayores, se pueden producir unas pérdidas de carga con las que va a ser más difícil cumplir el requisito del 15% marcado por el RITE. Por otra parte, el aumento del diámetro en dimensiones pequeñas es económicamente más rentable si se tiene en cuenta la disminución de la pérdida de carga que se produce.

Para que una instalación funcione correctamente, cada elemento emisor o absorbente de calor debe recibir la cantidad de agua adecuada, con objeto de que cada local o cada zona reciban la energía necesaria para que se mantenga a la temperatura prevista. En este caso se dice que el circuito está equilibrado.

El equilibrado se consigue cuando en una red ramificada circulando en cada tramo el caudal adecuado, las pérdidas de carga de los distintos ramales que concurren en cada nudo de la red son iguales. Para ello se disponen válvulas de equilibrado, salvando con ellas las diferencias que si no existiesen aparecerían.

Las propiedades del agua tomadas son:

- $c_p = 4,18 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C})$
- $\rho = 1 \text{ kg/l}$

Se considera flujo turbulento, en el que las pérdidas de carga lineales vienen definidas por:

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

Ecuaciones 11.1.

La rugosidad según el tipo de material se obtiene de la siguiente tabla obtenida de la DTIE 4.01:

MATERIAL	ε (mm)
Vidrio, bronce, plásticos	0,0015
Fundición nueva, no revestida	0,25 - 0,1
Fundición asfaltada, nueva	0,125
Fundición con incrustaciones	1,5 - 3
Fundición oxidada	1 - 1,5
Fundición centrífuga	0,03 - 0,122
Fundición con revestimiento de mortero de cemento centrífuga	0,03
Acero comercial (nuevo)	0,03
Acero comercial soldado	0,05
Acero estirado sin soldadura	0,00153
Acero galvanizado	0,15
Tubos de acero ligeramente oxidados	1,0 - 3,0
Tubos de acero fuertemente oxidados	0,4 - 0,6
Hierro forjado (nuevo)	0,05
Hierro forjado	0,15
Fibrocemento	0,0125 - 0,1
Hormigón liso	0,3 - 3
Hormigón rugoso	3 - 20
Hormigón pretensado	0,25
PVC, PE	0,007

Tabla 11.3. Valores de la rugosidad absoluta ε de tuberías comerciales

Una vez establecidos estos parámetros y calculado el caudal necesario (véase 11.1) se procede a calcular los diámetros que satisfacen las condiciones, aplicando:

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

Ecuación 11.2.

Una vez estimado el diámetro hay que elegir un diámetro comercial inmediatamente superior al hallado, comprobar que no se exceden los límites de velocidad y caída de presión fijados y calcular la caída de presión.

El diámetro comercial se puede seleccionar de la siguiente tabla extraída de la DTIE 4.01:

Diámetro nominal		Diámetro interior (mm)	Diámetro exterior (mm)			Espesor de pared (mm)	Masa kg/m	
Pulgadas	mm		Teórico	Máximo	Mínimo		Tubo negro	Tubo galvanizado
3/8	10	12,6	17,2	17,5	16,7	2,3	0,84	0,89
1/2	15	16,1	21,3	21,8	21,0	2,6	1,21	1,26
3/4	20	21,7	26,9	27,3	26,5	2,6	1,56	1,63
1	25	27,3	33,7	34,2	33,3	3,2	2,41	2,50
1 1/4	32	36,0	42,4	42,9	42,0	3,2	3,10	3,23
1 1/2	40	41,9	48,3	48,8	47,9	3,2	3,56	3,75
2	50	53,1	60,3	60,8	59,7	3,6	5,03	5,26
2 1/2	65	68,9	76,1	76,6	75,3	3,6	6,42	6,76
3	80	80,9	88,9	89,5	88,0	4,0	8,36	8,79
4	100	105,3	114,3	115,0	113,1	4,5	12,20	12,90
5	125	129,7	137,7	140,8	138,5	5,0	16,60	17,00
6	150	155,1	165,1	166,5	163,9	5,0	19,80	20,80

Tabla 11.4. Dimensiones y masa de tubos de acero (serie normal) y acero galvanizado

Además se tienen en cuenta las pérdidas de carga producidas en la instalación por los elementos que en ella se instalan, tales como: las propias producidas por las tuberías, valvulería, colectores etc. y que se calculan como:

$$\Delta p_s = \zeta \cdot \frac{v^2 \cdot \rho}{2}$$

Ecuación 11.3.

Los valores del coeficiente ζ se obtienen de la siguiente tabla [10]:

Tipo de accesorio		Coeficiente ζ	Tipo de accesorio		Coeficiente ζ
T divergente		1,3	Válvulas de asiento oblicuas	DN 15	3,5
T concurrente		0,9		DN 20	2,5
T directa con derivación		0,3		DN 25 a DN 50	2,0
T a contracorriente con salida en derivación		3,0		DN 65	0,7
T a contracorriente con entrada en derivación		1,5	Válvulas de compuerta	DN 10 a DN 15	1,0
T con curva divergente		0,9	Válvulas de pistón	DN 20 a DN 25	0,5
T con curva en rama convergente		0,4	Válvulas de bola	DN 32 a DN 150	0,3
T directa, con curva en rama divergente		0,3	Válvulas de diafragma	DN 15	10,0
T directa, con curva en rama convergente		0,2		DN 20	8,5
Salida de colector		0,5		DN 25	7,0
Salida de tanque o cisterna		0,5		DN 32	6,0
Entrada a colector		1,0	Válvulas de escuadra	DN 40 a DN 100	5,0
Entrada a tanque o cisterna		1,0		DN 10	7,0
Cambio de dirección con curva o codo		0,7		DN 15	4,0
Reducción		0,4		DN 20	2,0
Lira de dilatación		1,0	Válvula de retención sencilla	DN 15 a DN 20	7,7
Dilatador de fuente		2,0		DN 25 a DN 40	4,3
				DN 50	3,8
				DN 65 a DN 100	2,5
Válvulas de cierre y válvulas de asiento rectas	DN 15	1,0	Válvulas en línea con retención	DN 20	6,0
	DN 20	8,5		DN 25 a DN 50	5,0
	DN 25	7,0	Toma en carga	DN 25 A DN 80	5,0
	DN 32	6,0	Válvula reductora de presión totalmente abierta		30,0
	DN 40 a DN 100	5,0			

Tabla 11.5. Factores de pérdida para accesorios

Introduciendo las ecuaciones anteriores en una hoja de cálculo y con los datos de caudal previamente calculados se obtienen los siguientes resultados:

Rama	Acción	Caudal (l/h)	Dnormal (mm)	Dinterior (mm)	Sección (m ²)	$\Delta P/m$ (Pa/m)	v (m/s)	L (m)	$\Sigma \zeta$	ΔP_{sing} (Pa)	ΔP_{lineal} (Pa)	ΔP_{total} (Pa)
AC	Impulsión	14867	80	80,9	0,0051	62	0,80	2,86	1,2	387	178	566
CA	Retorno	14867	80	80,9	0,0051	62	0,80	2,86	0,6	194	178	372
BD	Impulsión	2979	50	53,1	0,0022	23	0,37	0,67	1,2	84	15	99
DB	Retorno	2979	50	53,1	0,0022	23	0,37	0,67	0,6	42	15	57
CE	Impulsión	7712	50	53,1	0,0022	151	0,97	6,38	3,3	1544	964	2508
EC	Retorno	7712	50	53,1	0,0022	151	0,97	6,38	2,7	1263	964	2228
DE	Impulsión	9255	65	68,9	0,0037	56	0,69	5,78	3,3	784	323	1107
ED	Retorno	9255	65	68,9	0,0037	56	0,69	5,78	2,7	642	323	964
CF	Impulsión	8931	65	68,9	0,0037	52	0,67	2,13	1,9	421	111	531
FC	Retorno	8931	65	68,9	0,0037	52	0,67	2,13	1,3	288	111	398
DF	Impulsión	8699	65	68,9	0,0037	49	0,65	1,49	1,9	399	73	472
FD	Retorno	8699	65	68,9	0,0037	49	0,65	1,49	1,3	273	73	346

Tabla 11.6. Pérdidas de carga en las tuberías

La distribución de la red de tuberías puede consultarse en el documento planos del presente proyecto.

Para hallar la pérdida de carga total y seleccionar las bombas correspondientes a cada circuito hay que tener en cuenta las pérdidas de las ramas de tuberías, incluyendo accesorios, y las producidas en los equipos de producción así como en las baterías de las climatizadoras. El total resulta:

Recorrido		ΔP (Pa)	Total (kPa)
Enfriadora - Intercambiador Enf.	Pérdidas rama	937	63,14
	Pérdidas enfriadora	62200	
Caldera - Intercambiador Cal.	Pérdidas rama	156	39,16
	Pérdidas caldera	39000	
Intercambiador Enf. - UTA 1	Pérdidas rama	4736	23,74
	Pérdidas batería frío	19000	
Intercambiador Enf. - UTA 2	Pérdidas rama	930	19,93
	Pérdidas batería frío	19000	
Intercambiador Cal. - UTA 1	Pérdidas rama	2071	36,07
	Pérdidas baterías calor	34000	
Intercambiador Cal. - UTA 2	Pérdidas rama	819	34,82
	Pérdidas baterías calor	34000	

Tabla 11.7. Pérdida de carga a vencer por las bombas

11.3. Selección de las bombas

Las bombas empleadas en las instalaciones de climatización son de tipo centrífugo y se suelen clasificar en bombas de rotor húmedo y bombas de rotor seco [6].

Las bombas elegidas son bombas de alta eficiencia dobles de rotor húmedo y con variador de frecuencia. Son bombas circuladoras de pequeño tamaño, de baja potencia, inferiores a 1 kW, y presiones inferiores a 15 m c.a. Como su nombre indica, el agua circula por el cuerpo de la bomba y de hecho refrigera su motor. Las bombas son muy silenciosas por no tener ventilador y prácticamente no necesitan mantenimiento.

Una vez conocida la presión a vencer, se seleccionan los modelos de bomba consultando los catálogos de los fabricantes. A modo de ejemplo se ha consultado el catálogo de Sedical, para este fabricante, los modelos a instalar serían:

Recorrido	Caudal (m ³ /h)	ΔP_{total} (mca)	Bomba
Enfriadora - Intercambiador Enf.	14,87	6,44	ADR 50/12-B
Caldera - Intercambiador Cal.	2,98	3,99	ADR 50/6-B
Intercambiador Enf. - UTA 1	7,71	2,42	ADR 40/11-B
Intercambiador Enf. - UTA 2	8,93	2,03	ADR 40/11-B
Intercambiador Cal. - UTA 1	9,25	3,68	ADR 50/6-B
Intercambiador Cal. - UTA 2	8,70	3,55	ADR 50/6-B

Tabla 11.8. Selección de las bombas

En el anexo G pueden consultarse las gráficas facilitadas por el fabricante y el método utilizado para la selección de los equipos.

11.4. Selección de los aislamientos

En vista de la Instrucción Técnica 1.2.4.2.1.1 para tuberías perteneciente al RITE, se instala aislamiento térmico en tuberías. Además los accesorios, equipos, aparatos y depósitos de las instalaciones térmicas han de aislarse igualmente.

Para el aislamiento de las tuberías se utiliza un aislamiento térmico flexible resistente a la difusión del vapor de agua, de baja conductividad térmica (0,039 W/mK) y con buenas

propiedades de atenuación acústica (hasta 30 dB), fabricado con espuma elastomérica a base de caucho sintético; el aislante instalado es **ARMAFLEX AC o similar**.

El espesor correspondiente a cada tramo de tubería viene definido por las tablas pertenecientes a la IT 1.2.4.2.1.2. "Procedimiento simplificado" del RITE que pueden consultarse en el anexo G del presente proyecto. A partir de estas tablas, se obtiene:

Rama*	Frío/Caliente	Ext/Int	Dext (mm)	Tª máx (°C)	e aislam. (mm)
AC	Frío	Interior	80	>10	30
CA	Frío	Interior	80	>10	30
BD	Caliente	Interior	50	40...60	30
DB	Caliente	Interior	50	40...60	30
CE	Frío	Exterior	65	>10	50
EC	Frío	Exterior	65	>10	50
DE	Caliente	Exterior	65	40...60	40
ED	Caliente	Exterior	65	40...60	40
CF	Frío	Exterior	65	>10	50
FC	Frío	Exterior	65	>10	50
DF	Caliente	Exterior	65	40...60	40
FD	Caliente	Exterior	65	40...60	40

Tabla 11.9. Espesor del aislamiento de las tuberías

*La distribución de las ramas puede consultarse en el documento planos del presente proyecto.

12. Medidas de ahorro de energía

Ahorrar energía ha dejado de ser ya una opción para convertirse en una necesidad. La producción y el consumo de energía son una de las causas principales de la contaminación atmosférica y utilizarla eficazmente es, en muchos casos, la alternativa más efectiva y económica para la protección medio ambiental [12].

El elevado coste actual de la energía y su impacto en el medio ambiente, es ya, en sí mismo, un motivo suficiente para que se trate de reducir el consumo energético de las instalaciones existentes en los edificios no industriales, empleado, por ejemplo, para climatización [12].

Así en el año 2002 en la Unión Europea aparece publicada la Directiva 2002/91/CE de Eficiencia Energética de los edificios, cuyo objetivo es fomentar la eficiencia energética en los edificios de la Comunidad. De la transposición de esta directiva en España resulta el Código Técnico de la Edificación (CTE) y Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) [6].

Los sistemas de climatización sostenibles en edificios según el RITE tienen que diseñarse y funcionar para alcanzar un balance adecuado en términos de confort, calidad del ambiente interior (I.E.Q.), bajo consumo energético e impacto medioambiental, siendo uno de los aspectos destacables la eficiencia energética [6].

En los apartados 12.1 y 12.2 pasan a describirse las posibles opciones para ahorrar energía tanto en la demanda como en los sistemas de climatización. En el apartado 12.3 se establecen las medidas adoptadas de las previamente descritas.

12.1. Ahorro de energía de la demanda

Para llegar a reducir la energía demandada por el edificio se pueden llevar a cabo una serie de medidas. Una parte importante de la energía que se puede ahorrar viene de la parte correspondiente al estudio arquitectónico, mediante la correcta elección de la forma del edificio, orientación y distribución interior para el aprovechamiento de la luz natural, etc. La parte arquitectónica está fuera del alcance de este proyecto, luego estas medidas quedan descartadas para reducir la demanda.

Lo que sí está al alcance del presente estudio son medidas como la mejora de los cerramientos mediante el aislamiento de superficies en contacto con el suelo, de cubiertas y de fachadas. Otra medida importante para reducir la demanda es la instalación de elementos de sombra en los cerramientos semitransparentes.

En el apartado 12.3 se describen las medidas estudiadas y las medidas adoptadas para ahorrar energía en la demanda.

12.2. Ahorro de energía en los sistemas de climatización

Las medidas de ahorro aquí incluidas se centran en sustituir los procesos de generación de calor y frío tradicionales por otros más eficaces, minimizar las pérdidas por distribución en tuberías y conductos optimizando los consumos energéticos de los sistemas de impulsión y finalmente, aprovechar las oportunidades que ofrecen algunos sistemas que reducen el consumo de energía convencional.

12.2.1. Ahorro en generación de calor y frío

En cuanto al ahorro en generación de calor y frío, como se ha visto en el estudio de alternativas, la elección de una **caldera de condensación frente a calderas convencionales o de baja temperatura** es una medida de ahorro ya que en estas calderas el rendimiento estacional es más elevado por recuperar parte del calor de la combustión con el calor latente del vapor de agua contenido en los humos de escape. Se aprovecha por tanto el poder calorífico superior del combustible por lo que al calcular el rendimiento respecto al PCI como en el resto de calderas se obtienen rendimientos superiores al 100%.

12.2.2. Ahorro en distribución

En lo referente al ahorro en distribución. La energía generada en el lazo primario debe ser llevada mediante tuberías para el agua y conductos para el aire hasta los locales a acondicionar. Las medidas a tomar en distribución son minimizar el consumo de los sistemas de impulsión y retorno, es decir, hacer funcionar a las bombas y los ventiladores en un punto de funcionamiento dentro de la zona de rendimiento óptimo y minimizar las pérdidas energéticas por aislamiento (tuberías y conductos).

La principal y más obvia medida de ahorro en este punto es el **correcto dimensionamiento y adecuada elección de materiales en el sistema de distribución**. Otra medida importante es el **aislamiento del sistema de distribución** para reducir las pérdidas por conducción.

Para reducir el consumo de energía eléctrica en bombas y ventiladores, uno de los sistemas más eficaces es la **regulación por variación de frecuencia**. Variando la frecuencia de la alimentación a los motores se ajusta el flujo de impulsión necesario que depende a su vez de las cargas térmicas a vencer en los locales.

12.2.3. Ahorro en sistemas de climatización

Dentro de este apartado se encuentra el sistema de **enfriamiento gratuito por aire exterior o “free – cooling”**. Consiste en utilizar el aire exterior, solo filtrado, en vez de recircular aire procedente del retorno, por tener el aire unas características energéticas que le hacen más eficiente. Además de reducir el consumo energético, mejora la calidad del aire en el interior de los locales. Para poder variar la proporción de aire recirculado en la mezcla se instalan compuertas motorizadas y un automatismo que las controla.

En el edificio en estudio las UTAs están diseñadas para permitir el enfriamiento gratuito sensible. Con estos equipos se pueden dar cuatro casos en función de la temperatura seca exterior [6]:

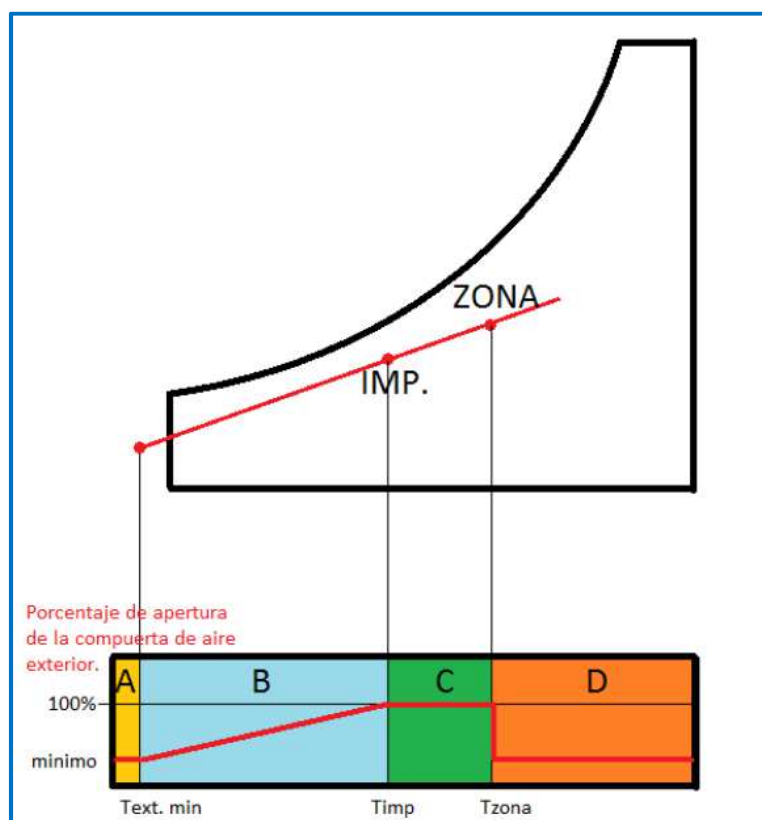


Figura 12.1. Enfriamiento sensible gratuito

- 1) Cuando el aire exterior está demasiado caliente (zona D), interesa recircular la máxima cantidad de aire del local. El caudal exterior se limita al mínimo prescrito por la normativa (véase apartado 7.7).
- 2) Cuando la temperatura del aire exterior queda por debajo de la zona y por encima de la impulsión (zona C), desde el punto de vista energético no tiene sentido recircular, de manera que todo el aire de impulsión es aire exterior. Se consigue así la menor temperatura posible a la entrada de la batería de frío (se sigue utilizando la batería de frío).
- 3) Cuando la temperatura del aire exterior es menor que la temperatura de impulsión necesaria para combatir las cargas del local (zona B), las compuertas modulan la mezcla aire exterior/aire recirculado para alcanzar la temperatura de impulsión.
- 4) Cuando el aire exterior está demasiado frío (zona A), interesa recircular la máxima cantidad de aire del local. El caudal exterior se limita al mínimo higiénico prescrito por la normativa. En la zona A la climatizadora debe funcionar en modo calefacción.

Para comparar las temperaturas secas se utiliza una sonda de temperatura. La sonda mide la temperatura del aire exterior y la temperatura del aire de retorno y actúa en función de si la temperatura exterior es mayor o menor que la de retorno enviando una señal al actuador del servomotor de las compuertas.

Otra medida de ahorro importante en este apartado es la **recuperación de energía del aire de expulsión**. Se entiende por recuperador de energía a aquel dispositivo que permite la reutilización del calor residual de un sistema y cuyo objetivo final es alcanzar la eficiencia máxima de la instalación [12].

El empleo de recuperadores de calor en instalaciones de climatización permite utilizar el calor sensible y latente residual del propio proceso. En el caso del edificio en estudio se ha decidido instalar recuperadores de calor de placas estáticas aire/aire en las climatizadoras (véase 9.4). El intercambiador está compuesto por un cubo de material metálico de aluminio con dos caras ciegas y cuatro caras acanaladas por las que pasan, a modo de flujos cruzados, ambas corrientes de aire (extracción e impulsión).

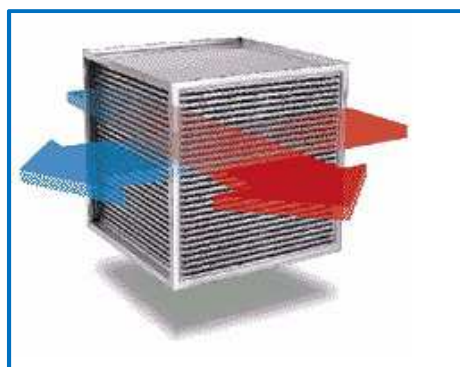


Figura 12.2. Recuperador de placas de flujo cruzado

12.3. Resumen de las medidas adoptadas

Las medidas de ahorro adoptadas más importantes han sido las aplicadas a las climatizadoras. Tanto el free-cooling como los recuperadores de calor sensibles tienen gran influencia en la demanda. En las siguientes figuras pueden verse comparadas las cargas para calefacción y refrigeración con recuperadores y sin ellos:

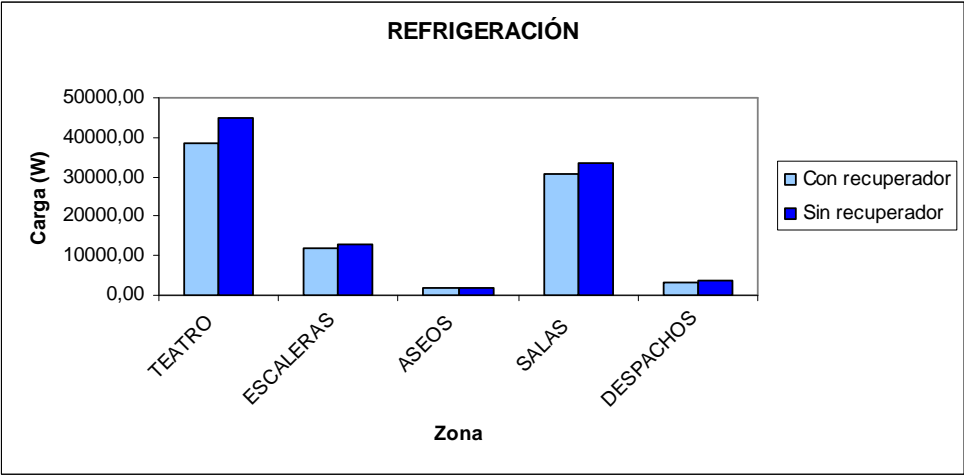


Figura 12.3. Comparación de la demanda con y sin recuperadores en refrigeración

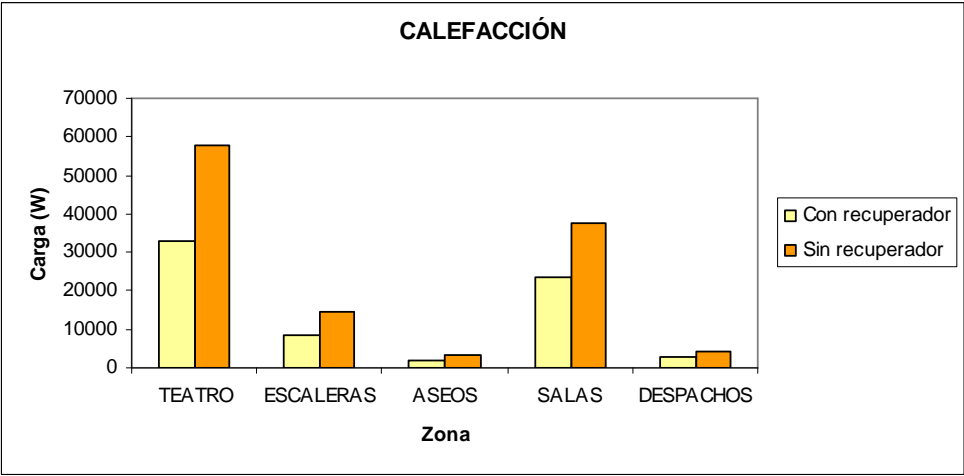


Figura 12.4. Comparación de la demanda con y sin recuperadores en calefacción

Como se puede apreciar en las gráficas y en la tabla siguiente, en refrigeración se produce algo de ahorro pero en calefacción este ahorro es más que apreciable, por lo que se deduce que la instalación de recuperadores en las unidades de tratamiento de aire a la larga se acabará por amortizar económicamente y además se reducirá las emisiones de gases contaminantes a la atmósfera.

REFRIGERACIÓN		11,0%	CALEFACCIÓN		41,0%
Q sin recup	Q con recup	Ahorro	Q sin recup	Q con recup	Ahorro
96953	86309	10644	-117248	-69186	-48062

Tabla 12.1. Carga total recuperada

Para reducir la carga por la propia instalación los equipos vienen equipados con variadores de frecuencia que regulen los motores al flujo de impulsión necesario. Las bombas, además de venir equipadas con estos dispositivos de regulación, son bombas de alta eficiencia energética (clase A), por lo que su consumo puede llegar a ser un 80% menor al de las bombas convencionales.

Otra medida de ahorro que puede parecer a priori importante es la mejora de los cerramientos. Se ha realizado un estudio en el que se ha comparado la demanda con el espesor del aislante de la fachada y se ha obtenido el siguiente gráfico:

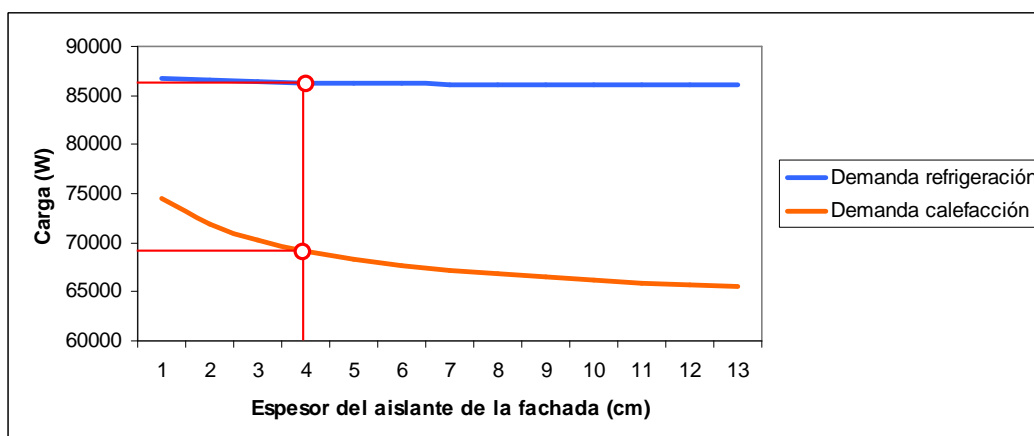


Figura 12.5. Evolución de la carga con el espesor de aislante de la fachada

En la siguiente tabla se pueden observar estos resultados con más detalle:

Espesor aislante	Ahorro (W)	
	REF.	CAL.
+ 1cm	69	831
+ 2cm	122	1468
+ 3cm	164	1971
+ 4cm	197	2378
+ 5cm	225	2715
+ 6cm	249	2998
+ 7cm	269	3239
+ 8cm	286	3448
+ 9cm	301	3629

Tabla 12.2. Ahorro producido por el aumento de espesor de material aislante

Se deduce que el aumento de espesor apenas tiene influencia en régimen de refrigeración. En cuanto al régimen de calefacción sí que hay una fuerte dependencia, pero solo con los primeros centímetros. Así que se decide no aumentar más el espesor de aislante ya que a partir de 4 cm no se considera que la inversión valga la pena. Se considera por lo tanto que los cerramientos son eficaces tal y como se han diseñado primeramente no siendo necesario aumentar ni reducir el espesor de ninguna de sus capas.

Con respecto a los cerramientos semitransparentes se decide la instalación de persianas y cortinas en todas las ventanas para que el usuario pueda modificar el factor de sombra cuando lo crea necesario y así reducir las ganancias por radiación en verano y aprovecharlas en

invierno. Además para las ventanas se ha decidido instalar marcos de madera y acristalamiento doble con cámara de aire por poseer buenas propiedades aislantes.

Citar también la instalación de dispositivos de control como termostatos para regular la temperatura interior en las zonas así como variar la potencia de las máquinas en función de la temperatura exterior. En lo referente a la temperatura interior, se ha realizado un estudio de la variación de la demanda respecto a la variación de la temperatura interior para ver con claridad la importancia de mantenerla en las condiciones que dicta el RITE. Los resultados obtenidos son los que se muestran a continuación:

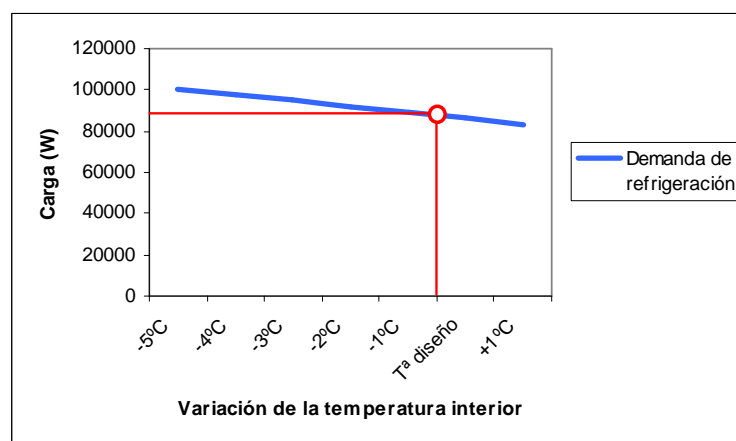


Figura 12.6. Variación de la demanda con la temperatura interior en verano

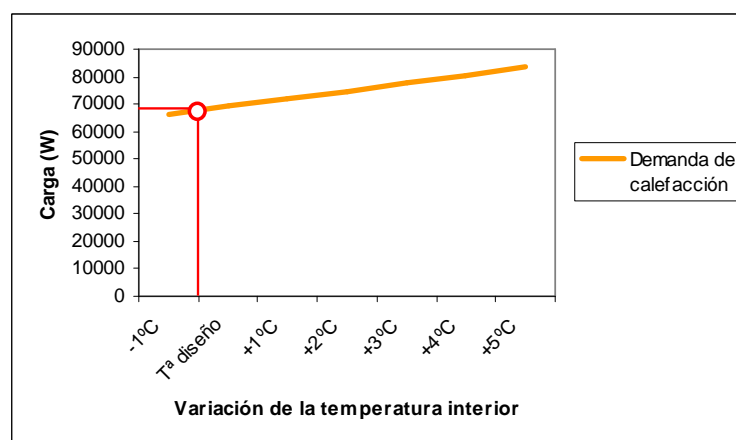


Figura 12.7. Variación de la demanda con la temperatura interior en invierno

De los datos de estas tablas se obtiene que la demanda aumenta un 3,3% por grado de temperatura en verano y un 4,1% en invierno.

Otras medidas de ahorro no tan evidentes pero no menos importantes que se pueden citar en este apartado son tanto el correcto dimensionado de tuberías y conductos como un buen estudio de alternativas que permita elegir los equipos que mejor se amolden al edificio en estudio. Por ejemplo, la instalación de la caldera de condensación en lugar de una caldera convencional también produce un ahorro de energía en la generación de calor en este caso en concreto. Además estas calderas al trabajar con equipos como las UTAs, que trabajan con bajo nivel de temperatura, permiten aprovechar la condensación de los gases en mayor medida.

A modo de resumen pasan a listarse las medidas adoptadas:

1. Recuperadores de calor sensibles
2. Secciones de free-cooling en las unidades de tratamiento de aire
3. La recirculación de aire en las UTAs, en la medida que permite el RITE, no deja de ser un ahorro de energía, pues el aire recirculado ya viene tratado por lo que no se ha de volver a tratar
4. Estudio de alternativas para la elección de los equipos de mayor rendimiento
5. Selección de caldera de condensación que actúa sinérgicamente con las UTAs al trabajar estas a baja temperatura
6. Instalación de dispositivos de control para el funcionamiento de los equipos en función de la temperatura exterior
7. Instalación de dispositivos de regulación para mantener las temperaturas de diseño
8. Selección de bombas de alta eficiencia y equipos con variadores de frecuencia
9. Selección de ventanas con acristalamiento doble y marcos de madera así como instalación de elementos de sombra en los huecos del edificio
10. Correcto dimensionado de redes de distribución de agua y aire así como de su aislamiento
11. Zonificación del edificio

13. Referencias bibliográficas y bibliografía

Referencias:

- [1]. RITE 2007. Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios
- [2]. CTE. Código técnico de la Edificación
- [3]. Guía técnica. Condiciones climáticas exteriores de proyecto. IDAE
- [4]. www.aemet.es. Agencia Estatal de Meteorología
- [5]. BOE. Boletín Oficial del Estado
- [6]. Fundamentos de climatización. ATECYR
- [7]. Manual de climatización. Tomo II. Cargas térmicas. J. Manuel Pinazo Ojier. Universidad Politécnica de Valencia
- [8]. Técnicas de climatización. Ángel Luis Miranda. Marcombo ediciones técnicas.
- [9]. Apuntes de la asignatura "Climatización y frío industrial". Belén Zalba y Ana Lázaro. Universidad de Zaragoza
- [10]. DTIE 4.01. Tuberías, cálculo de las pérdidas de presión y criterios de diseño. ATECYR
- [11]. DTIE 5.01. Cálculo de conductos. ATECYR
- [12]. DTIE 8.01. Recuperación de energía en sistemas de climatización. ATECYR
- [13]. DTIE 9.01. Sistemas de climatización. ATECYR
- [14]. Boletines técnicos. HITOP
- [15]. PFC. Proyecto de climatización del pabellón polideportivo de La Puebla de Híjar (Teruel). Miguel Repullés Lambea. Universidad de Zaragoza
- [16]. PFC. Análisis de la información técnica en equipos de climatización. Inmaculada Martínez Jiménez. Universidad de Sevilla
- [17]. Tecnología de la refrigeración y aire acondicionado tomo IV. Aparatos domésticos y sistemas especiales. William C. Whitman, William M. Johnson

Bibliografía:

1. DTIE 3.01. Psicrometría. ATECYR
2. DTIE 7.01. Cálculo de carga y demanda térmica. ATECYR
3. DTIE 11.02. Regulación y control de instalaciones de climatización. ATECYR
4. DTIE 17.03. Contenidos de proyecto y memoria técnica de las instalaciones térmicas. ATECYR
5. Manual de climatización. Tomo I. Transformaciones psicrométricas. J. Manuel Pinazo Ojier. Universidad Politécnica de Valencia
6. Plan de Acción Nacional de Energías Renovables de España (PANER) 2011 – 2020. IDEA
7. DIRECTIVA 2009/28/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 23 de abril de 2009. Diario Oficial de la Unión Europea
8. relativa al fomento del uso de energía procedente de fuentes renovables y por la que se modifican y se derogan las Directivas 2001/77/CE y 2003/30/CE
9. Guía Técnica. Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire. IDAE
10. Guía Técnica. Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización. IDAE
11. www.viessman.es
12. www.grupociat.es

13. www.caloryfrio.com
14. www.schako.com
15. www.carrier.es
16. www.idae.es
17. PFC. Proyecto de climatización del Centro de Estudios Medioambientales y residencia de estudiantes ITACA ZARAGOZA. Carlos Mallor Turón. Universidad de Zaragoza
18. PFC. Proyecto de climatización de un albergue juvenil. Rubén Marzo Limeres. Universidad de Zaragoza
19. PFC. Climatización de Instalaciones Deportivas en Tarazona. Luis Jarque Catalán. Universidad de Zaragoza