

# Guía técnica

## Instalaciones de climatización por agua





*Edificios*

# Guía técnica

## Instalaciones de climatización por agua

Ahorro y Eficiencia Energética en Climatización 18

## TÍTULO

Guía técnica de instalaciones de climatización por agua

## AUTOR

La presente guía ha sido redactada por la Asociación Técnica Española de Climatización y Refrigeración (ATECYR) para el Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía (IDAE), con el objetivo de promocionar la eficiencia en el uso final de la energía en los edificios.

## AGRADECIMIENTOS

Agradecemos a todas las personas que han participado en la elaboración de esta guía y en particular a D. Pedro Vicente Quiles y al Comité Técnico de ATECYR responsable de su revisión técnica.

.....

Esta publicación está incluida en el fondo editorial del IDAE, en la serie “Calificación de Eficiencia Energética de Edificios”.

Está permitida la reproducción, parcial o total, de la presente publicación, siempre que esté destinada al ejercicio profesional por los técnicos del sector. Por el contrario, debe contar con la aprobación por escrito del IDAE, cuando esté destinado a fines editoriales en cualquier soporte impreso o electrónico.

Depósito Legal: M-22210-2012

ISBN: 978-84-96680-62-3

.....

## **IDAE**

**Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía**

**c/ Madera, 8**

**E - 28004 - Madrid**

**comunicacion@idae.es**

**www.idae.es**

Madrid, junio de 2012

# ÍNDICE

<b>1 Exigencias de bienestar e higiene (IT 1.1)</b>	<b>5</b>
1.1 Exigencia de calidad térmica del ambiente (IT 1.1.4.1)	5
1.2 Exigencia de calidad del aire interior (IT 1.1.4.1)	6
1.3 Tipos de sistemas de climatización con agua	8
<b>2 Exigencias de eficiencia energética (IT 1.2)</b>	<b>19</b>
2.1 Bombas de calor/enfriadoras de agua	19
2.2 Aislamiento de las tuberías	21
2.3 Aislamiento de los conductos	25
2.4 Eficiencia energética en bombas y ventiladores	28
2.5 Control de las instalaciones de climatización	31
2.6 Recuperación de energía	33
2.7 Diseño energéticamente eficiente	34
<b>3 Exigencias de seguridad (IT 1.3)</b>	<b>37</b>
3.1 Red de tuberías	37
3.2 Accesibilidad	44
<b>4 Ejemplos de aplicación de sistemas</b>	<b>45</b>
4.1 Ejemplo de sistema en una vivienda	45
4.2 Ejemplo de local de oficinas	51
4.3 Restaurante de no fumadores con recuperador de calor	63
<b>Apéndice A: Eficiencia de la ventilación</b>	<b>73</b>
<b>Apéndice B: Selección del diámetro de las tuberías</b>	<b>75</b>
<b>Apéndice C: Selección del diámetro de los conductos</b>	<b>83</b>



# 1

## Exigencias de bienestar e higiene (IT 1.1)

### 1.1 EXIGENCIA DE CALIDAD TÉRMICA DEL AMBIENTE (IT 1.1.4.1)

En la guía de aplicación del RITE a sistemas de expansión directa se explican con detalle las exigencias de calidad térmica del ambiente. En esta guía se expondrán de forma resumida:

#### 1.1.1 Método prescriptivo (simplificado)

La Tabla 1 muestra los valores de la temperatura operativa y de la humedad relativa establecidos directamente por el RITE:

Estación	Temperatura operativa (°C)	Humedad relativa (%)
Verano	23...25	45...60
Invierno	21...23	40...50

Tabla 1: Condiciones interiores de diseño (Tabla 1.4.1.1 del RITE)

El ámbito de aplicación de la Tabla se limita a locales donde las personas tienen una tasa metabólica sedentaria de 1,2 met (aulas, oficinas, restaurantes, cines, etc.) y el grado de vestimenta de los usuarios es el convencional: 0,5 clo en verano y 1 clo en invierno.

La temperatura operativa es el parámetro empleado para caracterizar la temperatura del local y se puede calcular de forma aproximada como la media aritmética entre la temperatura seca del aire  $T_s$  y la temperatura radiante media  $T_r$  de los cerramientos del local,

$$T_o = (T_s + T_r)/2$$

Además, para evitar malestar térmico localizado, la velocidad del aire en la zona ocupada deberá ser baja. La Tabla 2 muestra de forma tabulada los valores máximos de velocidad del aire en la zona ocupada en función de la temperatura operativa del local.

Temperatura operativa	Velocidad media máxima (m/s)	
	Difusión por mezcla	Difusión por desplazamiento
21,0	0,14	0,11
22,0	0,15	0,12
23,0	0,16	0,13
24,0	0,17	0,14
25,0	0,18	0,15

Tabla 2: Limitación de la velocidad media del aire en la zona ocupada

#### 1.1.2 Método prestacional

Para valores diferentes de actividad metabólica o grado de vestimenta, es válido el cálculo de la temperatura operativa y la humedad relativa realizado por el procedimiento indicado en la norma UNE-EN ISO 7730. Es recomendable asimismo tener en cuenta los datos proporcionados en la norma ISO 8996, así como el informe del CEN CR1752.

La Tabla 3 muestra ejemplos concretos donde se han establecido los parámetros del ambiente térmico para distintas aplicaciones.

	Actividad Met	Calidad térmica	Temperatura operativa		Velocidad media (max)	
			Verano	Invierno	Verano	Invierno
Oficina	1,2	B	24,5±1,5	22±2,0	0,18	0,15
Sala de conferencias, auditorio	1,2	B	24,5±2,5	22±3,0	0,18	0,15
Cafetería, restaurante	1,2	B	24,5±2,5	22±3,0	0,18	0,15
Aula	1,2	B	24,5±1,5	22±2,0	0,18	0,15
Guardería	1,4	A	23,5±1,0	20±1,0	0,16	0,13
Comercio (clientes sentados)	1,4	B	23,5±2,5	20±3,5	0,16	0,13
Comercio (clientes de pie)	1,6	B	23,0±3,0	19±4,0	0,16	0,12
Grandes almacenes	1,6	B	23,0±3,0	19±4,0	0,16	0,12

**Tabla 3:** Ejemplos habituales de calidad del ambiente térmico en función de la actividad

El malestar térmico puede ser causado por un enfriamiento o calentamiento de una parte específica del cuerpo. Por ejemplo, la cabeza fría no nos produce especial malestar mientras que la sensación de calor en la cabeza nos produce mucho malestar.

En este sentido, aunque el RITE únicamente establece valores de velocidad media máxima en la zona ocupada, hay otros factores que se deben considerar para disminuir el número de personas insatisfechas.

La Tabla 4 muestra los valores límite de los factores que producen malestar térmico local. Estos valores dependen de la calidad térmica del ambiente que se pretende obtener.

Factores a considerar para limitar el % de personas insatisfechas	Calidad del ambiente térmico		
	A	B	C
Diferencia de temperatura vertical	< 2	< 3	< 4
Rango de temperatura del suelo aceptable	19 - 29	19 - 29	17 - 31
Asimetría de temperatura radiante aceptable:			
Techo caliente	< 5	< 5	< 7
Pared fría	< 10	< 10	< 13
Techo frío	< 14	< 14	< 18
Pared caliente	< 23	< 23	< 35

**Tabla 4:** Valores límite para evitar el malestar térmico local

## 1.2 EXIGENCIA DE CALIDAD DEL AIRE INTERIOR (IT 1.1.4.1)

Las exigencias impuestas por el RITE sobre calidad del aire interior proceden de la norma UNE-EN 13779 y del informe CR 1752 del CEN. Los edificios de viviendas quedan excluidos de estos requerimientos; para ellos son válidos los establecidos en el CTE, sección HS3.

Para el diseño de los sistemas de ventilación debe tenerse en cuenta:

- Todos los edificios dispondrán de un sistema de ventilación mecánica.

- El aire exterior de ventilación se introducirá debidamente filtrado al edificio.
- El aire podría introducirse sin tratamiento térmico siempre y cuando aseguremos que mantenemos las condiciones de bienestar en la zona ocupada.
- En muchos casos (caudal de aire extraído por medios mecánicos > 0,5 m<sup>3</sup>/s) se deberá disponer de recuperador de calor (Sección 3.5).



### 1.2.1 Ventilación de locales según RITE

El caudal de ventilación de los locales se establece en función de la calidad del aire interior (Tabla 5).

<b>IDA 1</b>	<b>Aire de óptima calidad:</b> hospitales, clínicas, laboratorios y guarderías.
<b>IDA 2</b>	<b>Aire de buena calidad:</b> 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.
<b>IDA 3</b>	<b>Aire de calidad media:</b> 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.
<b>IDA 4</b>	<b>Aire de calidad baja:</b> no se debe aplicar.

**Tabla 5:** Categorías del aire interior en función del uso de los edificios

El RITE establece 5 métodos para el cálculo del caudal de aire exterior de ventilación. De los cinco métodos, los métodos más habituales son los indirectos donde el caudal se determina por la ocupación o por la superficie de los locales.

#### Método indirecto de caudal de aire exterior por persona

Se empleará en locales donde las personas tengan una actividad metabólica de alrededor 1,2 met cuando la mayor parte de las emisiones contaminantes sean producidas por las personas.

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

**Tabla 6:** Caudales de aire exterior, l/s por persona (Tabla 1.4.2.1 del RITE)

En los locales donde se permita fumar, los caudales se duplicarán.

Si la tasa metabólica TM es diferente a 1,2, los caudales se multiplicarán por  $TM/1,2$ .

#### Método indirecto de caudal de aire por unidad de superficie

Para espacios no dedicados a ocupación humana permanente, se aplicarán los valores de la Tabla 7.

Categoría	l/s por m <sup>2</sup>
IDA 1	no aplicable
IDA 2	0,83
IDA 3	0,55
IDA 4	0,28

**Tabla 7:** Caudales de aire exterior por unidad de superficie de locales no dedicados a ocupación humana permanente, (Tabla 1.4.2.4 del RITE)

El caudal de aire de extracción de locales de servicio será como mínimo de 2 l/s por m<sup>2</sup> de superficie.

### 1.2.2 Filtración del aire exterior de ventilación

Los filtros y prefiltros a emplear dependen de la calidad del aire interior requerida y de la calidad del aire exterior del edificio. La calidad del aire exterior ODA se clasifica en función de los siguientes niveles:

<b>ODA 1</b>	Aire puro que puede contener partículas sólidas (por ejemplo, polen) de forma temporal.
<b>ODA 2</b>	Aire con altas concentraciones de partículas.
<b>ODA 3</b>	Aire con altas concentraciones de contaminantes gaseosos.
<b>ODA 4</b>	Aire con altas concentraciones de contaminantes gaseosos y partículas.
<b>ODA 5</b>	Aire con muy altas concentraciones de contaminantes gaseosos y partículas.

**Tabla 8:** Categorías de calidad del aire exterior

Se instalarán prefiltros en la entrada del aire exterior a la unidad de tratamiento, así como a la entrada del aire de retorno.

Las clases de filtración mínimas para prefiltros y filtros finales se muestran en la Tabla 9.

	Prefiltros / Filtros			
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 2	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 3	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 4	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 5	F6/GF(*) / F9	F6/GF(*) / F9	F6 / F7	G4 / F6

(\*) Se deberá prever la instalación de un filtro de gas o un filtro químico (GF) situado entre las dos etapas de filtración. El conjunto de filtración F6/GF/F9 se pondrá, preferentemente, en una unidad de pretratamiento de aire (UPA).

**Tabla 9:** Clases de filtración, (Tabla 1.4.2.5 del RITE corregida)

El RITE 2007 establece que a efectos del cumplimiento de la exigencia del aire exterior, se considera válido lo establecido en la norma UNE-EN 13779. Las exigencias del RITE son superiores a las clases de filtrado recomendadas en la norma UNE-EN 13779 (Tabla 10).

Prefiltros / Filtros				
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	___ / F9	___ / F8	___ / F7	___ / F6
ODA 2	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 3	F7 / F9	___ / F8	___ / F7	___ / F6
ODA 4	F7 / F9	F6 / F8	F6 / F7	G4 / F6
ODA 5	F6/GF(*) / F9	F6/GF(*) / F9	F6 / F7	G4 / F6

(\*) Se deberá prever la instalación de un filtro de gas o un filtro químico (GF) situado entre las dos etapas de filtración. El conjunto de filtración F6/GF/F9 se pondrá, preferentemente, en una unidad de pretratamiento de aire (UPA).

**Tabla 10:** Clases de filtración recomendadas en la Tabla A.1 de la UNE-EN 13779

Al margen de las recomendaciones, en el Apéndice A de la norma UNE-EN 13779, se establecen una serie de niveles de filtración mínima a realizar. Los niveles de filtración mínimos a realizar son los establecidos en la Tabla 11.

Prefiltros / Filtros				
	IDA 1	IDA 2	IDA 3	IDA 4
ODA 1	___ / F7	___ / F7	___ / F7	___ / F6
ODA 2	F5 / F7	F5 / F7	___ / F7	___ / F6
ODA 3	F5 / F7	___ / F7	___ / F7	___ / F6
ODA 4	F5 / F7	F5 / F7	___ / F7	___ / F6
ODA 5	F6/GF(*) / F9	F6/GF(*) / F9	F6 / F7	G4 / F6

(\*) Se deberá prever la instalación de un filtro de gas o un filtro químico (GF) situado entre las dos etapas de filtración. El conjunto de filtración F6/GF/F9 se pondrá, preferentemente, en una unidad de pretratamiento de aire (UPA).

(\*\*) Los sistemas de recuperación de calor deberían protegerse siempre con un filtro de clase F6 o superior.

**Tabla 11:** Clases de filtración mínima según Anexo A de la UNE-EN 13779

### 1.2.3 Descarga y recirculación del aire extraído

Las limitaciones en el uso que se le pueda hacer al aire extraído de los locales dependen principalmente de su nivel de contaminación. En la Tabla 12 se muestran las categorías del aire extraído en función de su nivel de contaminación.

AE 1	<b>Bajo nivel de contaminación:</b> aire que procede de los locales en los que las emisiones más importantes de contaminantes proceden de los materiales de construcción y decoración, además de las personas (está excluido el aire que procede de locales donde se permite fumar): oficinas, aulas, salas de reuniones, locales comerciales sin emisiones específicas, espacios de uso público, escaleras y pasillos.
AE 2	<b>Moderado nivel de contaminación:</b> aire de locales ocupado con más contaminantes que la categoría anterior, en los que, además, no está prohibido fumar: restaurantes, habitaciones de hoteles, vestuarios, bares, almacenes.
AE 3	<b>Alto nivel de contaminación:</b> aire que procede de locales con producción de productos químicos, humedad, etc.: aseos, saunas, cocinas, laboratorios químicos, imprentas, habitaciones destinadas a fumadores.
AE 4	<b>Muy alto nivel de contaminación:</b> aire que contiene sustancias olorosas y contaminantes perjudiciales para la salud en concentraciones mayores que las permitidas en el aire interior de la zona ocupada: extracción de campanas de humos, aparcamientos, locales para manejo de pinturas y solventes, locales donde se guarda lencería sucia, locales de almacenamiento de residuos de comida, locales de fumadores de uso continuo, laboratorios químicos.

**Tabla 12:** Categorías de calidad del aire extraído de los locales

Sólo el aire de extracción de categoría AE1 puede ser retornado a los locales. El aire de categoría AE2 puede ser empleado como aire de transferencia para ventilar locales de servicio, aseos y garajes. Sólo puede ser retornado si se extrae e impulsa al mismo local. El aire de categoría AE3 y AE4 no se puede ni recircular ni transferir.

## 1.3 TIPOS DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN CON AGUA

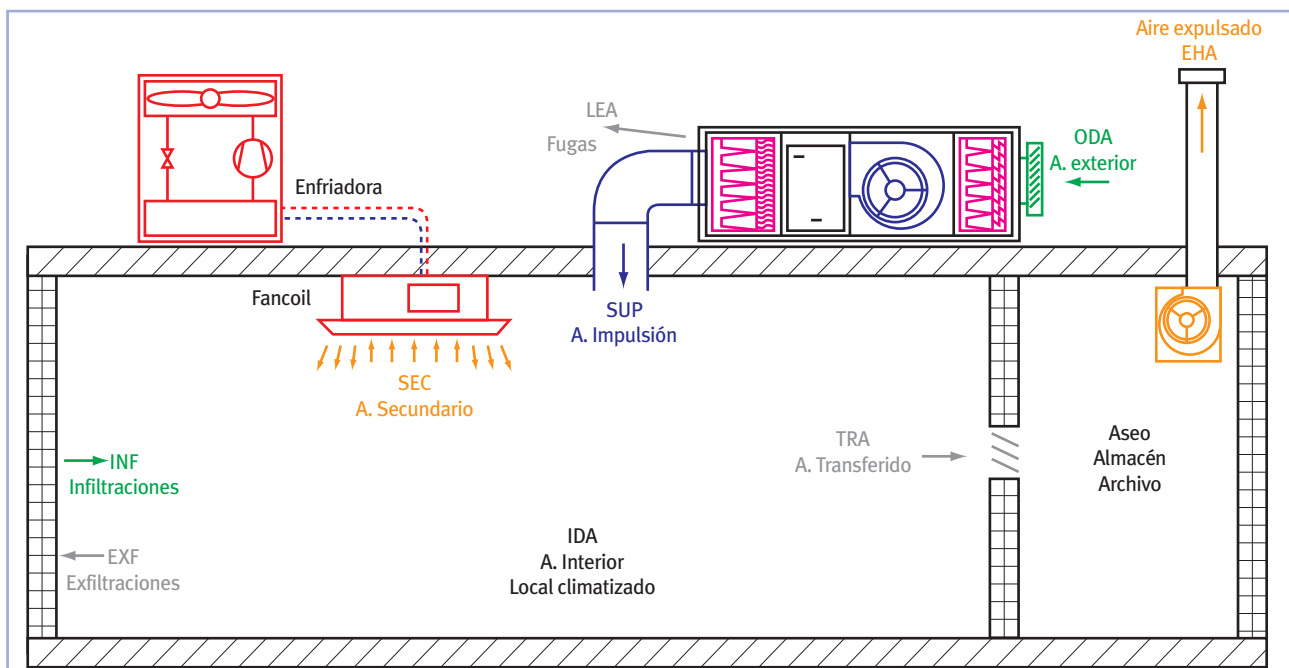
El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios 2007 impone condiciones de ventilación, filtrado del aire y recuperación de calor que definen los sistemas que pueden ser aplicados. En el caso de las instalaciones de climatización con agua descritas en esta guía, deberá diseñarse un sistema de tipo mixto o todo aire.

## Sistemas mixtos

Se trata de un sistema que incluye unidad de tratamiento de aire (UTA) y unidades terminales de agua (fancoils).

- En la UTA el aire se filtrará y se introducirá a los locales. En su caso, el aire podrá ser tratado térmicamente mediante baterías de frío y/o calor, mediante un recuperador de calor o mediante ambos.
- Las unidades terminales de agua (fancoils) son unidades de tipo cassette, pared, suelo, techo o conductos que se emplean para climatizar los locales.

La Figura 1 muestra un esquema de sistema de climatización mixto, donde la denominación de los tipos de aire, acrónimos y colores son los establecidos en la norma UNE EN 13779.



**Figura 1:** Tipos de aire en un sistema de climatización mixto. La denominación de los tipos de aire, acrónimos y colores son los establecidos en la norma UNE EN 13779.

En instalaciones de menos de 70 kW es habitual realizar la expulsión del aire de ventilación por exfiltraciones más o menos controladas o por las extracciones de aseos, almacenes, archivos, etc.

La instalación o no de recuperador de calor condiciona de forma importante la tipología del sistema a instalar. En el caso de instalar recuperador de calor, deberá realizarse asimismo red de conductos de expulsión.

El sistema descrito en la Figura 1 presenta dificultades importantes para conseguir mantener las condiciones de bienestar térmico en la zona ocupada cuando se impulse aire muy frío en invierno (en verano será menos problemático). En el caso de instalar recuperador de calor, el aire impulsado al local se precalienta en invierno. Cuando la temperatura exterior sea muy baja (unos 0°C) la temperatura de impulsión será de unos 10°C según el caso. En todo caso seguramente se deberá calentar el aire hasta

temperaturas próximas a la neutralidad térmica para no tener problemas de confort por corrientes frías de aire.

## Sistemas todo aire

En los sistemas todo aire, la unidad de tratamiento de aire (UTA) se encarga no sólo del aire de ventilación sino también de la climatización de los locales. La UTA podrá ser de 2 ó 4 tubos y en algunos casos deberá estar provista de recuperador de calor y enfriamiento adiabático. En instalaciones donde la carga sensible sea predominante, será posible (y puede que conveniente) sustituir el conjunto recuperador-enfriamiento adiabático por otro sistema alternativo como un recuperador entálpico, siempre que se justifique documentalmente que el ahorro obtenido es equivalente (Artículo 14).

La Figura 2 muestra un esquema de sistema de climatización todo aire, donde la denominación de los tipos de

aire, acrónimos y colores son los establecidos en la norma UNE EN 13779. En sistemas de menos de 70 kW es habitual no conducir la expulsión de aire hacia el exterior, realizándose la misma por exfiltraciones más o menos controladas.

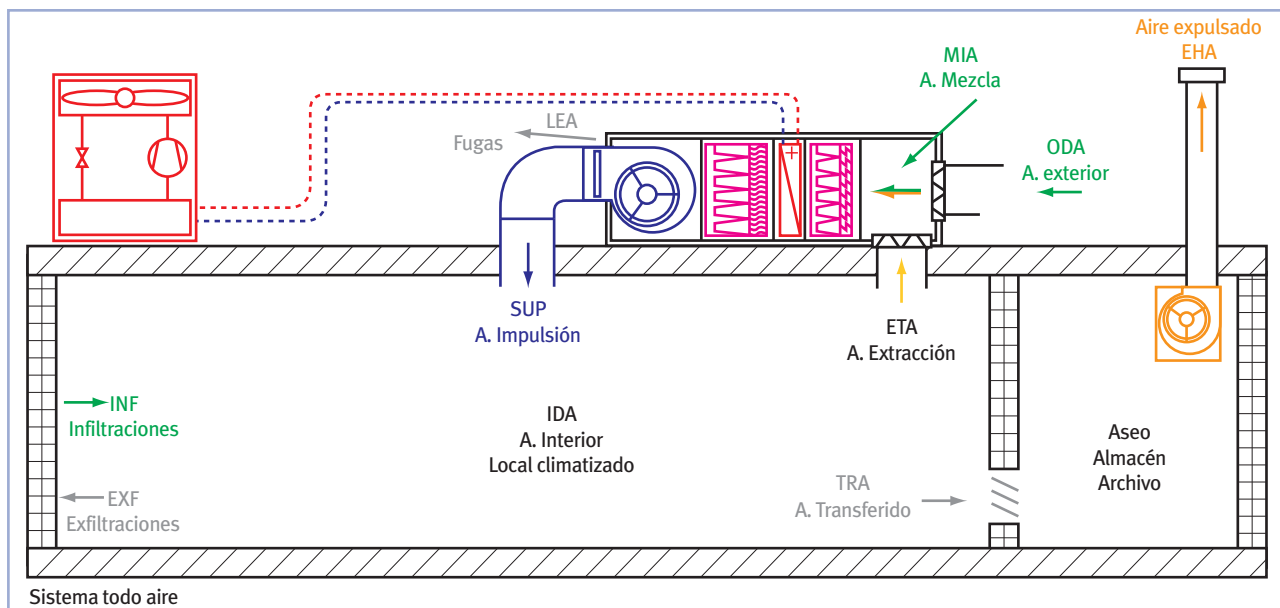


Figura 2: Tipos de aire en un sistema de climatización todo aire. La denominación de los tipos de aire, acrónimos y colores son los establecidos en la norma UNE EN 13779.

Si se quiere controlar la expulsión de aire, la máquina deberá contar con dos ventiladores y la configuración de la misma será similar a la mostrada en la Figura 3.

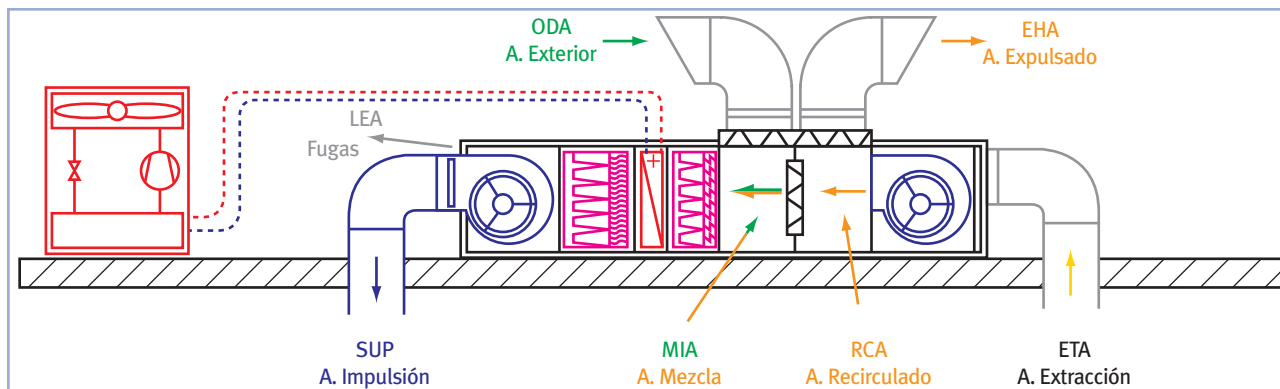


Figura 3: Sistema de climatización todo aire con aire expulsado controlado por la máquina

La configuración de la unidad de tratamiento de aire se complicará más en el caso de instalar recuperador de calor y enfriamiento evaporativo.

En viviendas podremos instalar sistemas de radiadores, suelo radiante, fancoils de pared, suelo o conductos, sin más consideraciones para el sistema de ventilación.

### 1.3.1 Sistemas de climatización para viviendas

En viviendas, podemos realizar el diseño del sistema de climatización sin tener en consideración la ventilación de la vivienda que deberá de haberse realizado según el Documento Básico HS3 “Calidad del aire interior” del Código Técnico de la Edificación. La ventilación deberá ser tenida en consideración a efecto del cálculo de cargas térmicas.

### 1.3.2 Sistemas de climatización sin recuperador de calor

En los sistemas de climatización cuya ventilación deba realizarse según el RITE 2007 (todo menos viviendas), se deberá realizar una ventilación forzada, impulsando el aire a los locales debidamente filtrado (filtro-prefiltro).

Las exigencias de filtrado llevan a pérdidas de presión típicas de 500-750 Pa, que son muy superiores a la presión proporcionada por los ventiladores de los fancoils de cassette o conductos (~50 Pa). Esto lleva a la instalación de sistemas “mixtos”, donde la unidad de tratamiento de aire se encarga del filtrado del aire y, en su caso, de su tratamiento térmico.

En el caso de los sistemas “todo aire” con unidad de tratamiento de aire, no hay ningún problema en la instalación de los filtros y prefiltros, así como seleccionar ventiladores de mayor presión. Las exigencias del nuevo reglamento llevarán a seleccionar equipos de mayor tamaño (más secciones).

El caudal de ventilación viene impuesto por exigencias de calidad del aire que se deberán cumplir con el mínimo consumo energético. En este sentido se deberá tener presente los siguientes aspectos:

- Funcionamiento de los ventiladores cuando los filtros están limpios. La selección de los ventiladores se realiza considerando el prefiltro semi-sucio y el filtro sucio. Cuando los dos filtros están limpios la unidad de ventilación impulsará más caudal del necesario. Soluciones:
  - Variador de frecuencia controlado con la presión a la salida.
  - Compuerta de regulación controlada con la presión a la salida. Esta solución tendrá un mayor consumo energético de los ventiladores.
- Control de la ventilación para no ventilar más de lo necesario: arranque y parada de la unidad de venti-

lación por sonda de CO<sub>2</sub>. En este caso, si la unidad de ventilación proporciona un caudal mayor del necesario, estará más tiempo parada. El consumo de energía no aumentará.

- Emplear la ventilación para hacer enfriamiento gratuito (free-cooling). El sistema de control debe conectar el sistema de ventilación si resulta beneficioso. Si la temperatura exterior es de 16 a 22°C, conviene ventilar antes de arrancar los equipos de frío.
- Realizar enfriamiento nocturno. Las horas del día donde la temperatura es más baja es de las 5 a 8 am. La ventilación nocturna bien realizada puede ahorrar una gran cantidad de energía.

En el caso de sistemas de climatización con agua, las opciones típicas que se pueden realizar son:

#### 1 Sistema mixto independiente:

- Ventilación sin tratamiento térmico.
- Ventilación con tratamiento térmico.

#### 2 Sistema mixto con ventilación conectada a fancoils.

#### 3 Sistema todo aire.

### Sistema mixto independiente

Se trata de un sistema de climatización por agua donde la impulsión de aire se realiza de forma independiente al aporte de la potencia necesaria para el vencimiento de las cargas del local: cerramientos, ventanas y cargas interiores por ocupación, iluminación, etc.

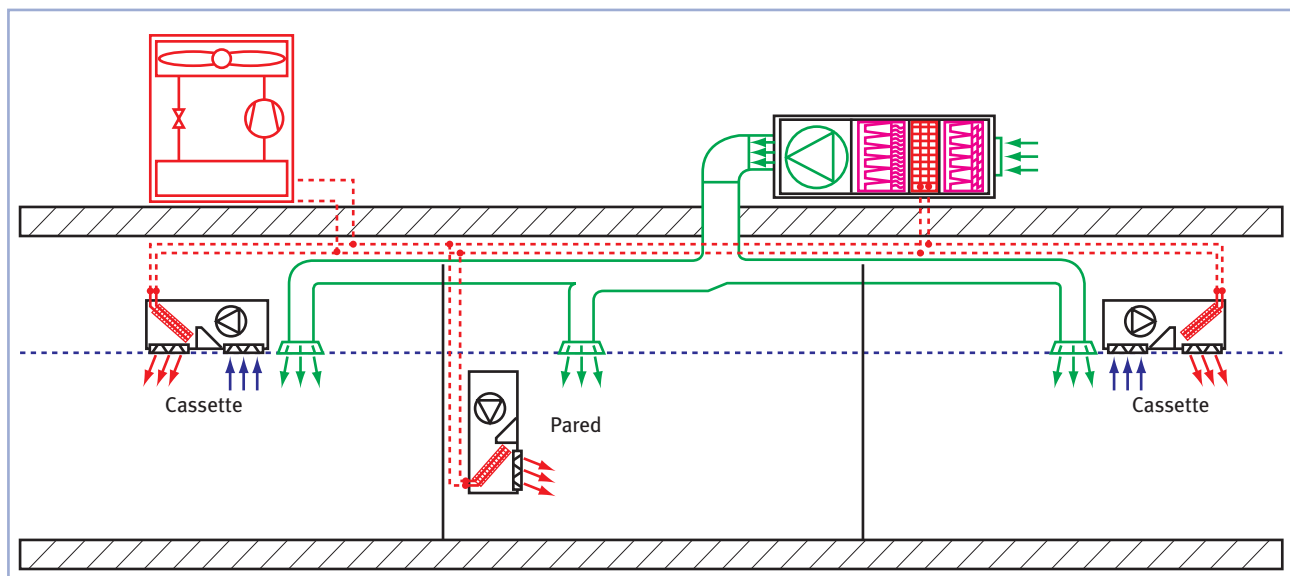


Figura 4: Sistema mixto. Ventilación y fancoils independientes

El funcionamiento del sistema puede ser:

- La unidad de tratamiento del aire impulsa el aire al local filtrado pero sin tratamiento térmico. Los fancoils se dimensionan para vencer todas las cargas térmicas del local (incluyendo la de ventilación). En este caso se debe asegurar que se mantengan las condiciones de bienestar en la zona ocupada aunque se impulse el aire de ventilación en las peores condiciones de frío y calor.
- La unidad de tratamiento del aire impulsa el aire al local filtrado y tratado térmicamente hasta las condiciones de bienestar. Los fancoils se dimensionan para vencer las cargas térmicas del local excluyendo la de ventilación.

- Solución intermedia. La climatizadora atempera el aire de impulsión a una temperatura más o menos próxima a la de bienestar y las unidades terminales de agua realizan la regulación de la temperatura hasta el valor de consigna.

**Sistema mixto con ventilación conectada a fancoils**

Una solución puede ser conectar el aire de ventilación a los fancoils y mezclar el aire de ventilación con el aire secundario del local antes de producir el tratamiento térmico.

En el caso de que los fancoils sean del tipo conductos con posibilidad de toma de aire exterior se puede plantear emplear el esquema de la Figura 5.

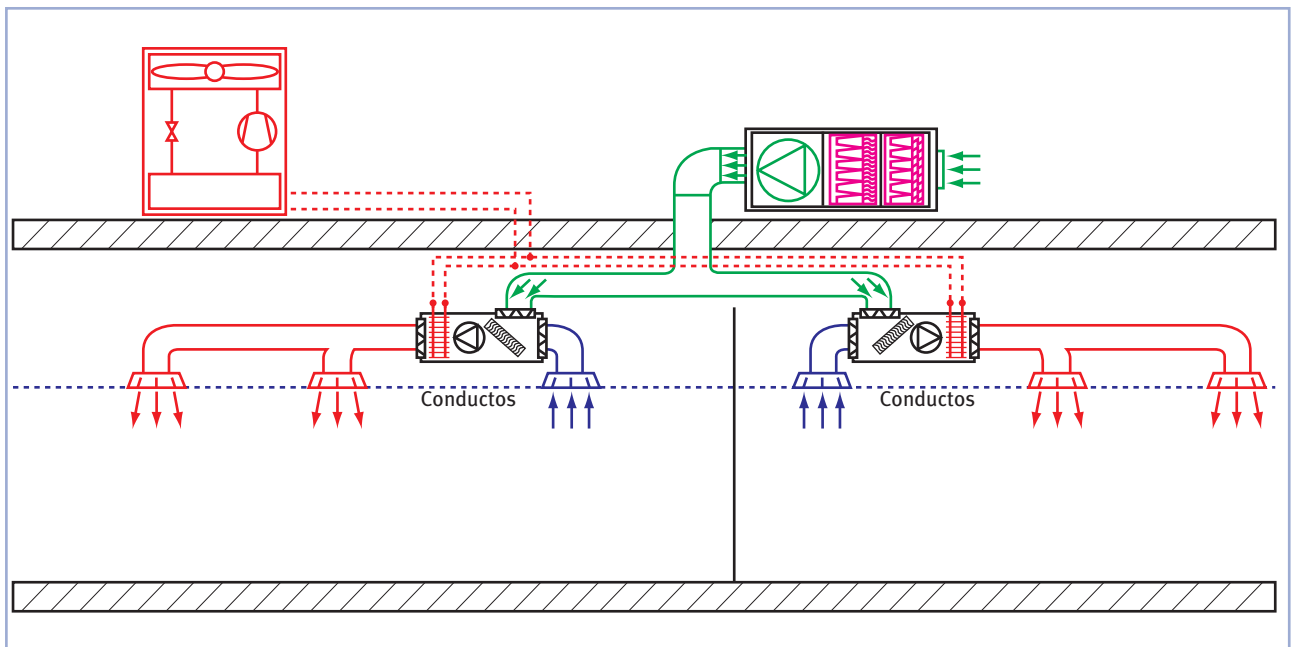


Figura 5: Sistema mixto. Ventilación conectada a unidades de conductos

Si los fancoils son capaces de proporcionar toda la carga térmica, tanto en invierno como en verano, la climatizadora no tendría que llevar baterías de frío y calor, convirtiéndose en una unidad de ventilación y filtrado de aire primario.

Este sistema existe en el mercado con la posibilidad de que se regule el caudal de ventilación actuando sobre la compuerta de admisión del aire exterior a partir de la medición del CO<sub>2</sub> en el aire de entrada del fancoil.

Para tener un sistema a caudal variable adecuado, habría que añadir un variador de frecuencia al ventilador de la UTA. El sistema resulta de interés cuando la ocupación del edificio sea incluso conocida y constante pero los ocupantes se muevan de unos locales a otros.

En el caso de que el retorno se realice por plenum, la conexión del aire de ventilación puede realizarse según la Figura 6.

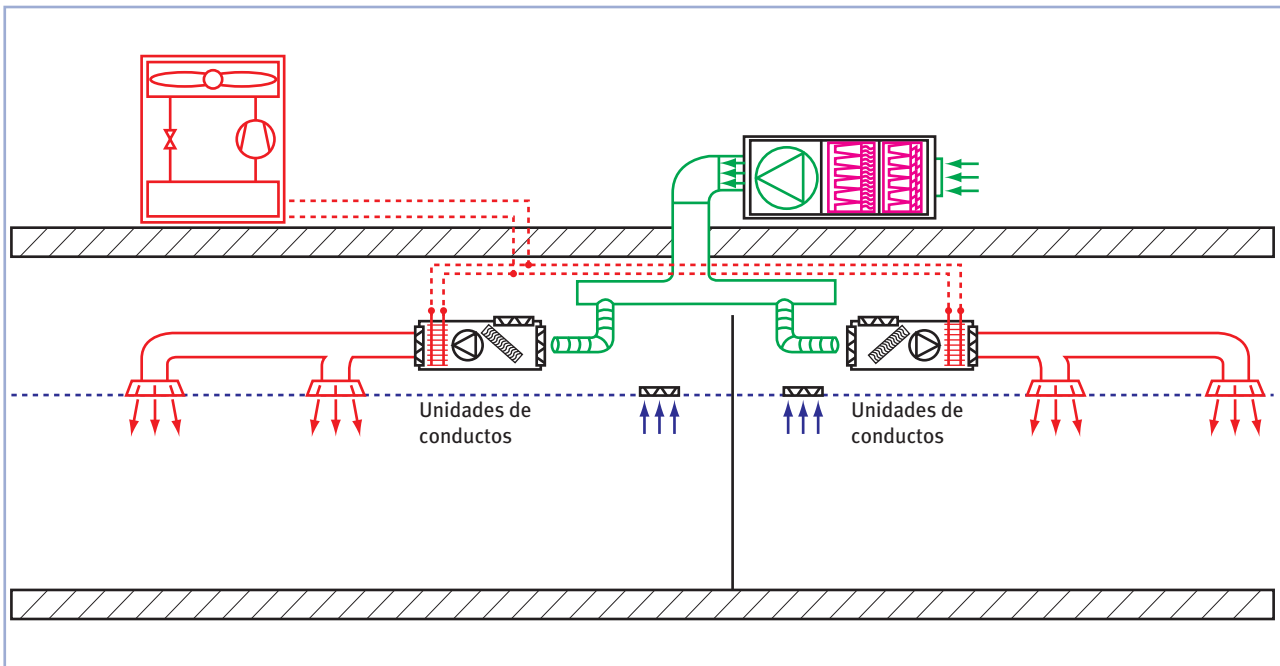


Figura 6: Sistema mixto. Ventilación a unidades de conductos mediante plenum

En el caso de unidades terminales de tipo cassette, pared o techo, la conexión del aire de ventilación puede realizarse de la siguiente forma:

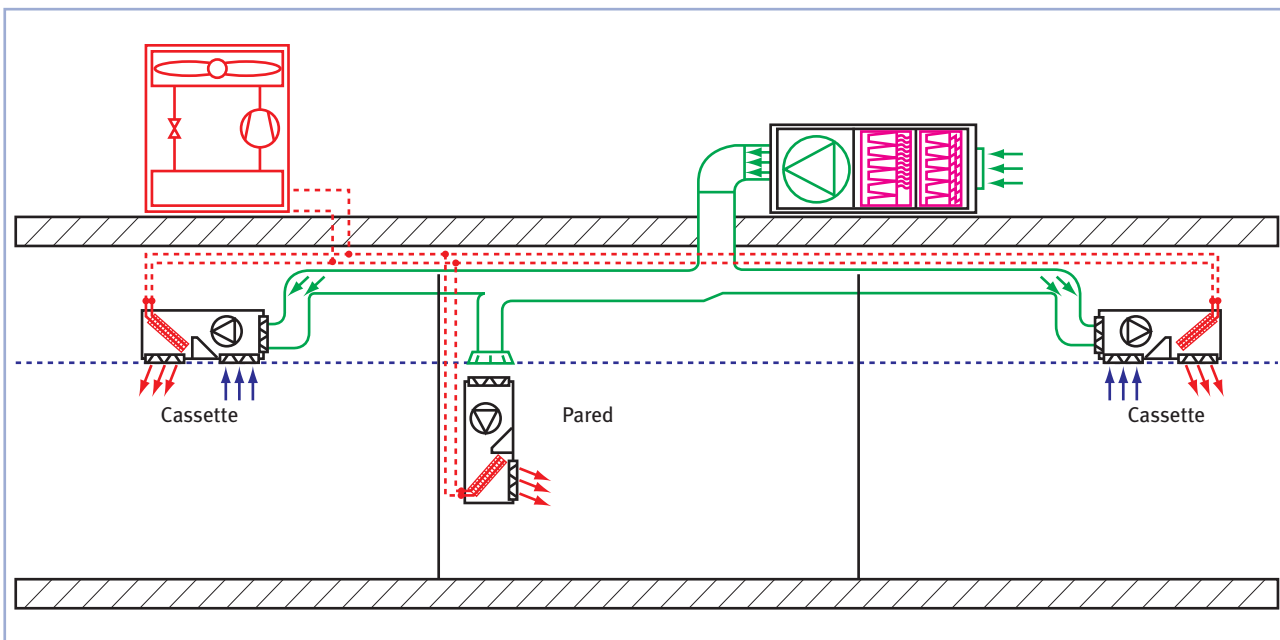


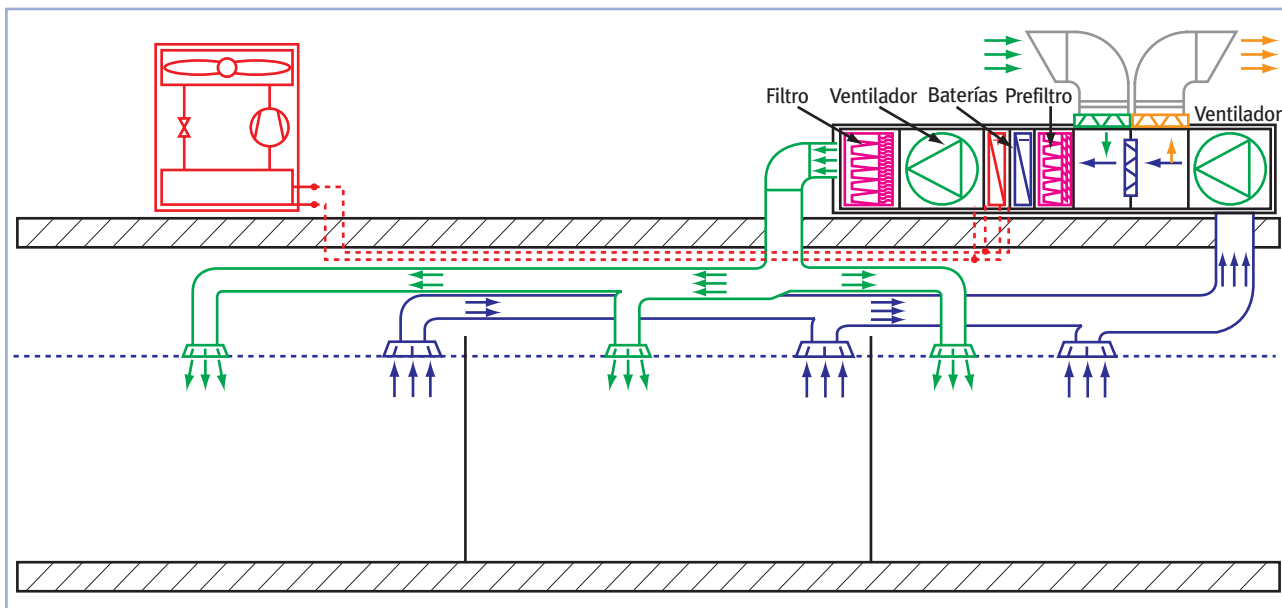
Figura 7: Sistema mixto. Ventilación a unidades de cassette y de pared

### Sistemas todo aire

En algunas aplicaciones puede ser interesante aplicar sistemas todo aire para climatizar los locales; por ejemplo: colegios, salas de exposiciones, cines, teatros, salas de conferencias, auditorios, etc.

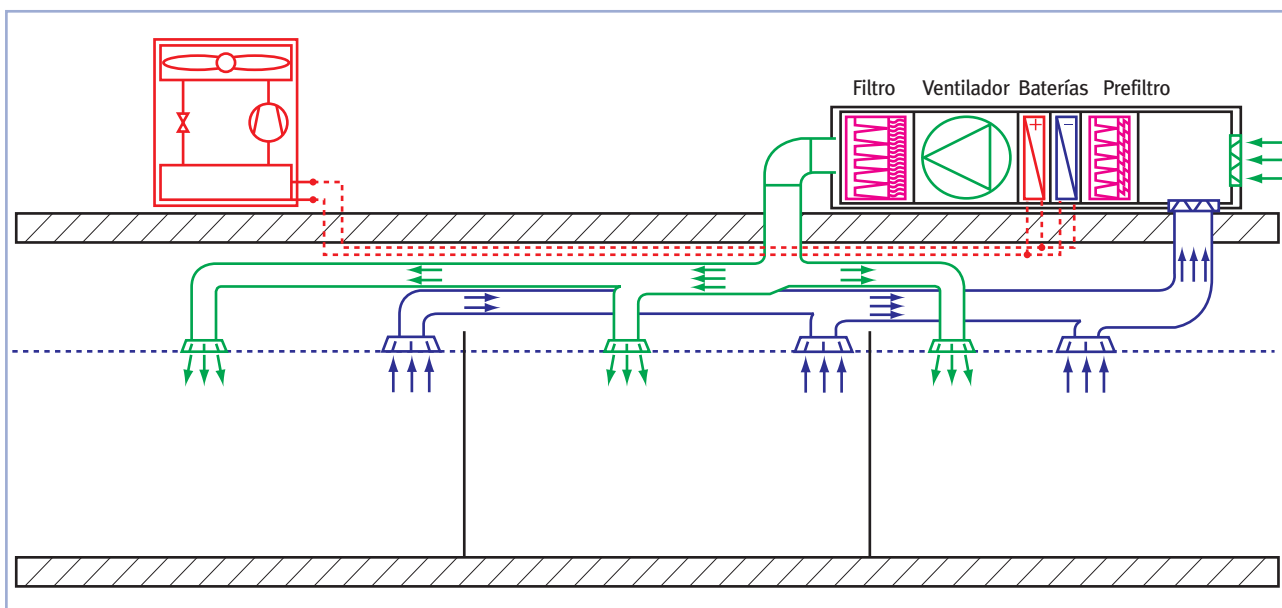
El sistema se puede aplicar en el caso de locales con calidad de aire extraído de calidad AE1 y AE2 en UTA donde el aire de retorno se impulse a un mismo local.

El esquema del sistema completo se corresponde con la Figura 8.



**Figura 8:** Sistema todo aire con unidad de tratamiento de aire. El equipo realiza la ventilación del local, la expulsión del aire y el tratamiento térmico del aire para vencer todas las cargas térmicas

En instalaciones de menos de 70 kW es habitual que la expulsión de aire se realice por exfiltraciones y por extracciones de aseos y almacenes. En ese caso, la configuración de la unidad de tratamiento de aire quedaría tal y como se muestra en la Figura 9.



**Figura 9:** Sistema todo aire con unidad de tratamiento de aire sin expulsión de aire. El equipo consta de un único ventilador. La expulsión de aire de ventilación se realizará por exfiltraciones y por las extracciones de aseos y almacenes



Si la carga térmica por ventilación es muy superior al resto de cargas térmicas, tal y como nos podemos encontrar en locales de alta ocupación, puede resultar interesante climatizar el local con el aire exterior.

El esquema del sistema sería el de la Figura 10:

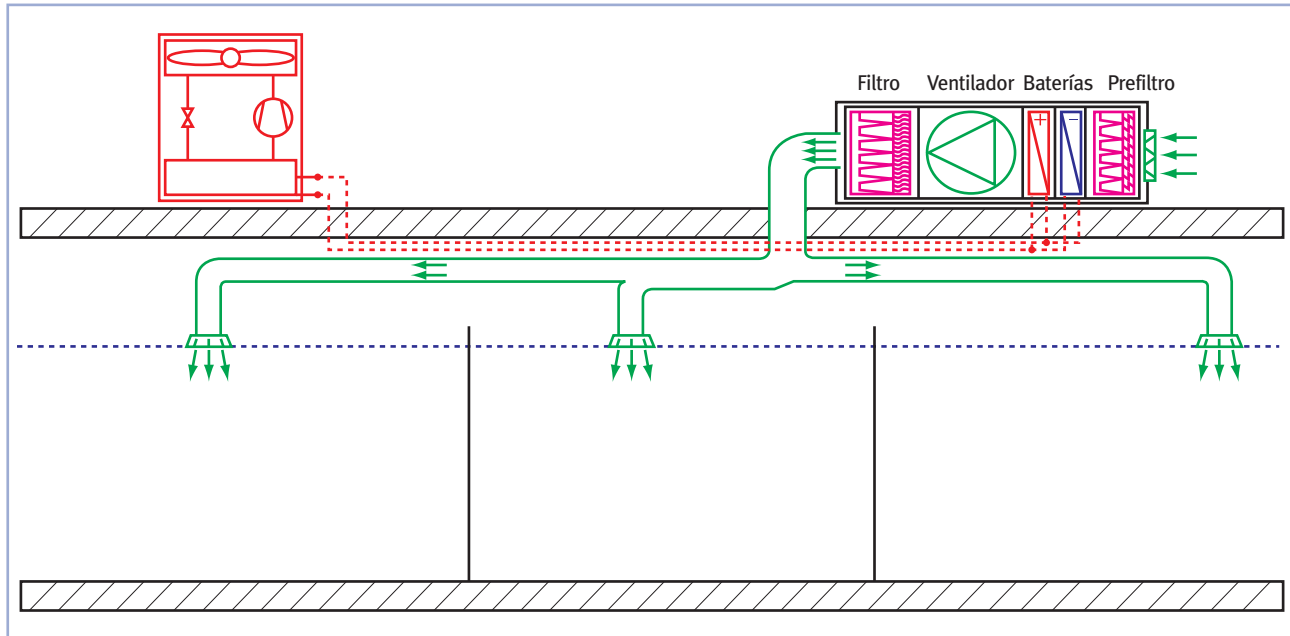


Figura 10: Sistema todo aire. Climatización sólo con aire exterior

Se trata de un sistema sencillo y económico. El problema del sistema radica en que la regulación del mismo se realiza en primer lugar por la temperatura del aire de impulsión y, en segundo lugar, por el caudal de impulsión que debe ser como mínimo el de ventilación. De ahí que sólo funcionará correctamente en los casos en que la carga térmica sea debida principalmente a la ventilación.

### 1.3.3 Sistemas de climatización con recuperador de calor

El RITE actual obliga a instalar recuperadores de calor cuando el caudal de aire expulsado por medios mecánicos sea superior a  $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$  (IT 1.2.4.5.2). En el caso de instalar recuperadores de calor deberá realizarse una red de conductos de extracción/expulsión del aire que permita recuperar la energía del aire expulsado.

Los sistemas expuestos anteriormente pueden emplearse de igual forma en el caso de emplear recuperación de calor. El cambio radica en la necesidad de realizar una red de conductos para la expulsión del aire de ventilación.

Los recuperadores de calor son equipos que se instalan con el objeto de ahorrar energía o de forma más correcta, reducir las emisiones de  $\text{CO}_2$  derivadas del

consumo de energía de la instalación (electricidad y combustibles).

Para que el recuperador de calor tenga una mayor eficiencia en verano, el RITE obliga a realizar un enfriamiento adiabático en el aire de expulsión previamente al recuperador de calor. En muchas instalaciones de menos de  $70 \text{ kW}$  la instalación de este equipo presenta dificultades prácticas, tanto en su instalación como en su mantenimiento, al tratarse de un equipo de riesgo de proliferación de la Legionella. Es posible emplear soluciones alternativas como un recuperador seco de mayor eficiencia, un recuperador entálpico o cualquier solución alternativa con el que se consigan ahorros equivalentes (Artículo 14). Las soluciones alternativas deberán justificarse documentalmente en términos de ahorros de emisiones de  $\text{CO}_2$  al año (o durante el tiempo de vida de la instalación).

En la instalación de los recuperadores debería tenerse en cuenta:

- Control de la ventilación para no ventilar más de lo necesario (arranque y parada de la unidad de ventilación por sonda de  $\text{CO}_2$  ambiente).
- Control del sistema para que el ahorro en emisiones de  $\text{CO}_2$  que produce el recuperador de calor

sea superior a las emisiones de CO<sub>2</sub> debidas al consumo eléctrico de los ventiladores.

- Posibilidad de realizar enfriamiento gratuito (free-cooling) realizando un by-pass al recuperador de calor. El RITE no obliga a realizar free-cooling en instalaciones de menos de 70 kW, pero es algo que debería contemplarse en cualquier caso.
- Posibilidad de realizar enfriamiento nocturno. El enfriamiento en horas nocturnas (al amanecer) permite obtener ahorros de energía importantes. El recuperador deberá tener la opción de by-pass para que el aire no circule por el mismo cuando se quiera realizar enfriamiento nocturno. También se puede contemplar la posibilidad de arrancar únicamente el ventilador de impulsión, realizándose la expulsión del aire por exfiltraciones.

En el caso de sistemas de climatización con agua, las opciones típicas que se pueden realizar son:

- 1 Sistema mixto independiente.
- 2 Sistema mixto con ventilación conectada a los fancoils.
- 3 Sistema todo aire.

### Sistema mixto independiente

Se trata del mismo sistema que el mostrado en la Figura 4 con la diferencia de que en este caso se ha incluido el recuperador de calor. El recuperador de calor precalienta el aire en invierno. De esta forma podría ser viable introducir el aire directamente a los locales sin tener que añadir baterías en la unidad de tratamiento del aire exterior.

En cualquier caso, debe tenerse en cuenta las dificultades de implementar este sistema en muchas aplicaciones prácticas. Si la temperatura exterior es de 0°C, el recuperador podría calentar el aire hasta 10-12°C. Resultará muy complicado poder impulsar el aire en invierno en estas condiciones sin producir malestar térmico en la zona ocupada.

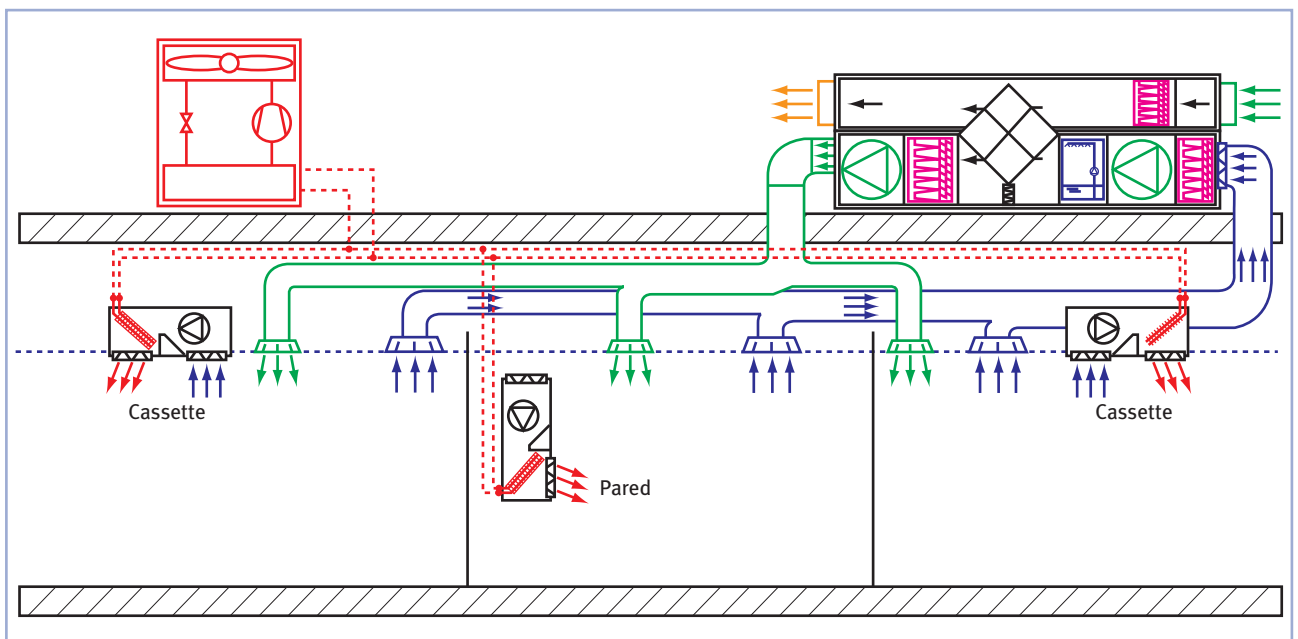
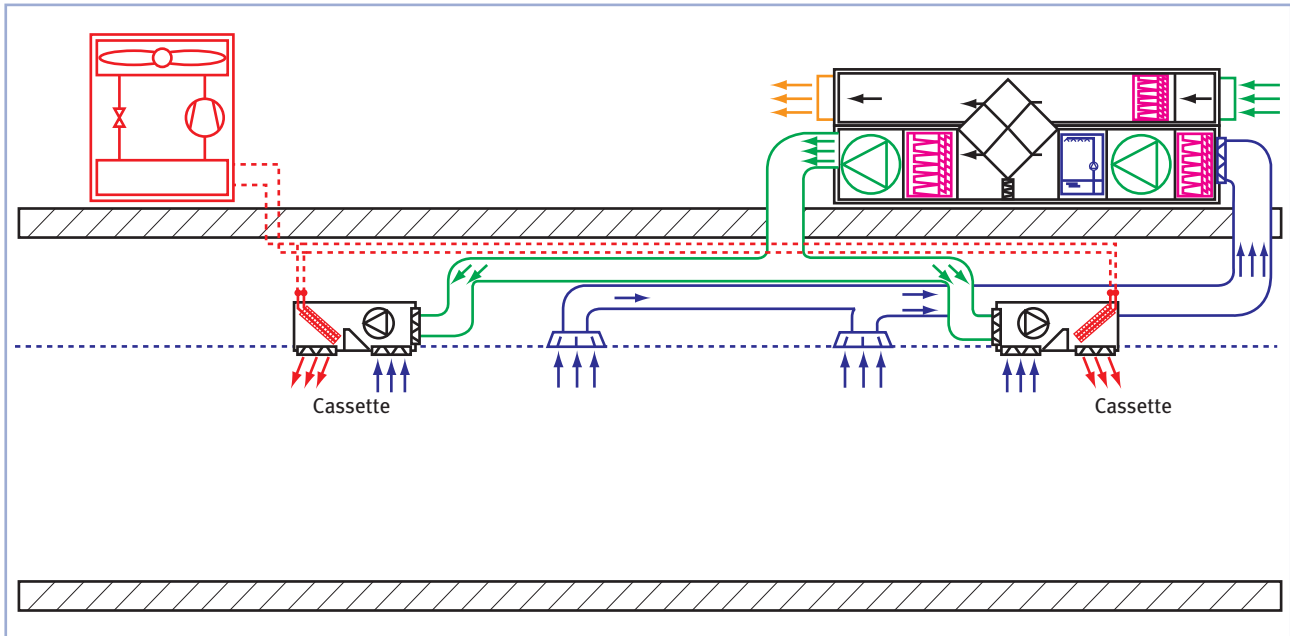


Figura 11: Sistema mixto con recuperador de calor. La ventilación y el aporte térmico son sistemas independientes

Los fancoils se dimensionan para vencer todas las cargas térmicas del local y la parte de la carga de ventilación que no se obtenga de forma “gratuita” en el recuperador de calor.

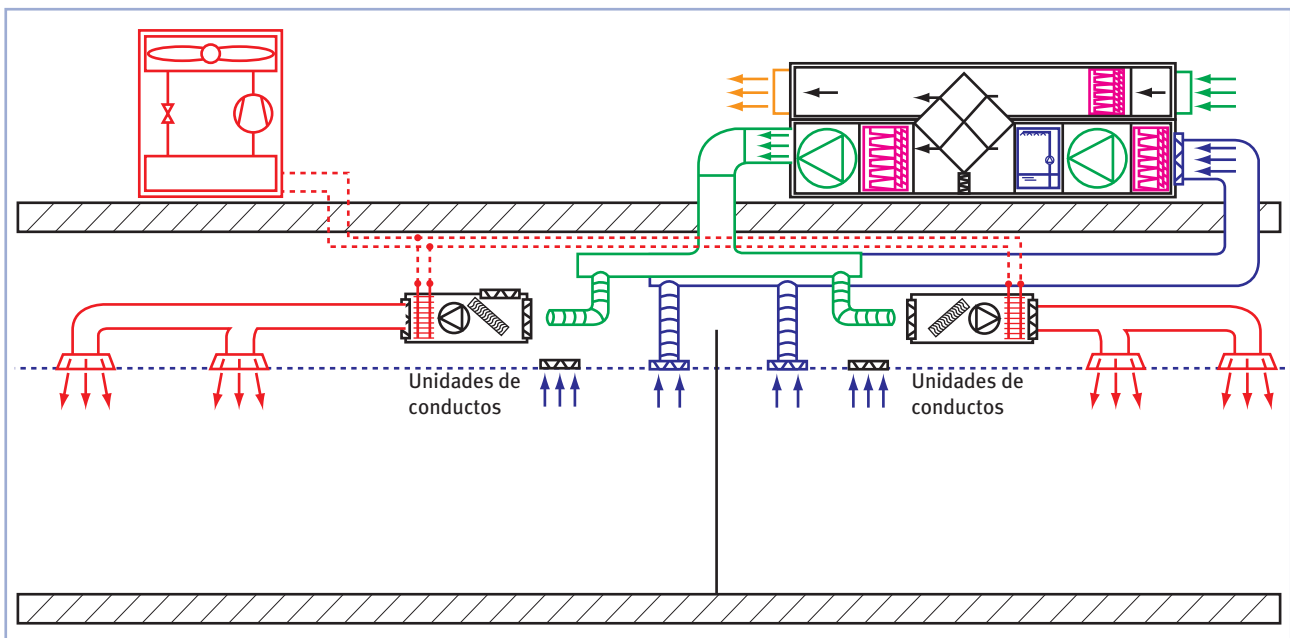
### Sistema mixto con ventilación conectada a fancoils

Se trata del mismo sistema que el mostrado en la Figura 5 con la diferencia del recuperador de calor y de la red de retorno.



**Figura 12:** Sistema mixto con recuperador de calor. La ventilación se introduce a la unidad de conductos por la toma existente o caja de mezcla

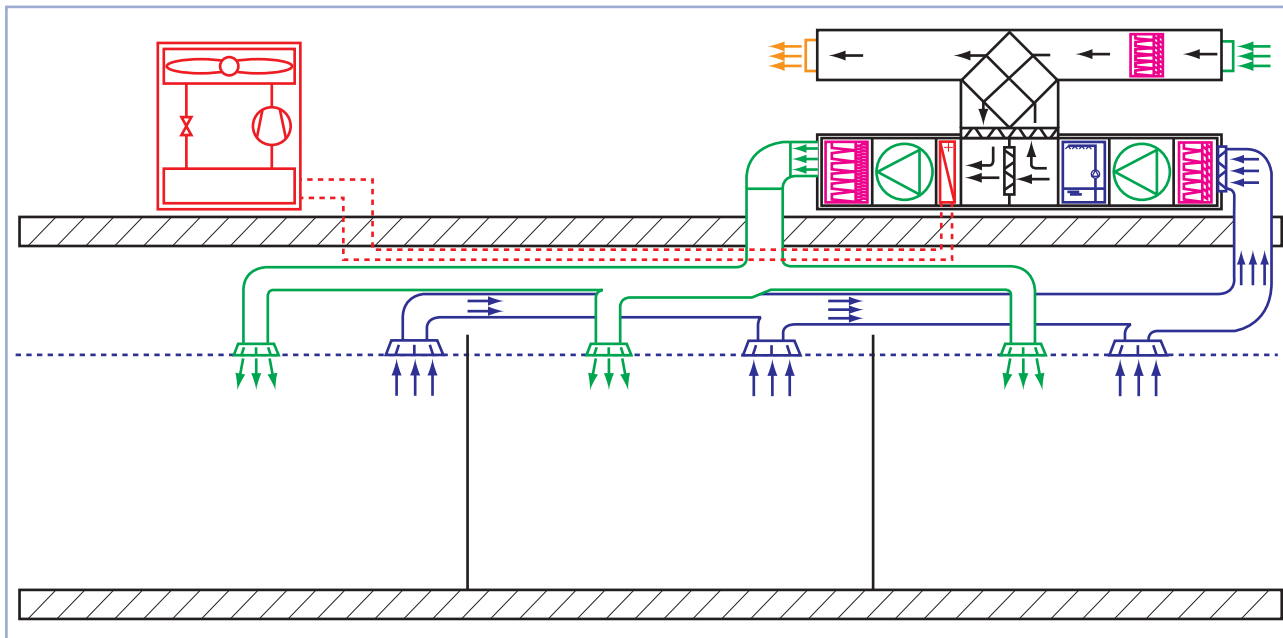
Si se emplea el falso techo del local como plenum de retorno, podría realizarse la conexión de la siguiente forma:



**Figura 13:** Sistema mixto con recuperador de calor. La ventilación se introduce a la unidad de conductos por el plenum del falso techo

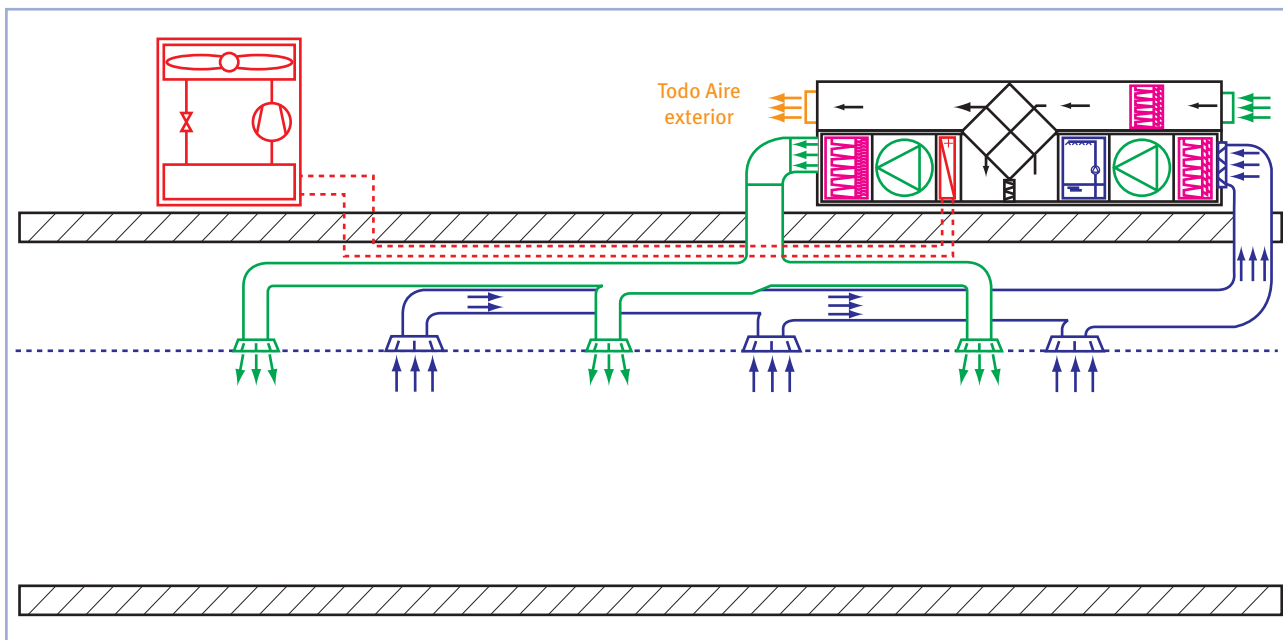
**Sistema todo aire**

En el caso de instalaciones con categoría de aire de extracción AE1 o de categoría AE2 donde el aire se extrae e impulsa del mismo local, se podría emplear el sistema de la Figura 14.



**Figura 14:** Sistema todo aire con recuperador de calor. Aire de ventilación y aire extraído del local de categoría AE1 o AE2 en UTA donde el aire de retorno se impulsa a un mismo local

En un sistema o subsistema donde la carga térmica por ventilación sea muy superior al resto de cargas térmicas, tal y como nos podemos encontrar en locales de muy alta ocupación, puede resultar interesante climatizar el local con sólo el aire exterior.



**Figura 15:** Sistema todo aire con recuperador de calor. Sólo aire de ventilación

En este caso el aporte térmico está totalmente ligado a la ventilación. Se trata de un sistema que puede resultar de interés en locales con categoría de aire extraído AE2, AE3 o AE4.

# 2

## Exigencias de eficiencia energética (IT 1.2)

En instalaciones de más de 70 kW, se deberá realizar una estimación del consumo de energía anual expresado en energía primaria así como de las emisiones de CO<sub>2</sub>. La estimación del consumo de energía deberá realizarse mediante un método que la buena práctica haya contrastado.

Actualmente no es posible considerar la existencia de un método contrastado para la estimación del consumo de energía. El dato más aproximado se podrá estimar de la calificación energética del edificio. Sin embargo, las hipótesis de cálculo realizadas para la calificación

energética no tienen por qué coincidir con las hipótesis razonables para la realización de un cálculo de cargas para la selección de los equipos. El cálculo de la demanda de energía de un edificio o de un local concreto puede realizarse asimismo mediante programas informáticos de simulación.

A partir del consumo de energía final de los equipos, se puede determinar el consumo de energía final y las emisiones de CO<sub>2</sub> aplicando los factores de paso utilizados en la Calificación Energética de los Edificios (Tabla 13).

		Energía primaria (kWh/kWh)	Emisiones de CO <sub>2</sub> (g CO <sub>2</sub> /kWh)
Energía térmica	Gas natural	1,010	204
	Gasóleo C	1,081	287
	GLP	1,081	244
	Carbón (doméstico)	1,000	347
	Biomasa	neutro (o)	neutro (o)
	Biocarburantes	neutro (o)	neutro (o)
	Solar térmica	0	0
Energía eléctrica	Convencional peninsular	2,603	649
	Convencional insular	3,347	981
	Solar fotovoltaica	0	0
	Horas valle peninsular	2,022	517
	Horas valle insular	3,347	981

Tabla 13: Factores de paso a consumo de energía final y a emisiones de CO<sub>2</sub>

### 2.1 BOMBAS DE CALOR/ENFRIADORAS DE AGUA

La potencia suministrada se ajustará a la carga máxima simultánea de las instalaciones servidas, considerando las ganancias o pérdidas de calor a través de las redes de tuberías de los fluidos portadores, así como el equivalente térmico de la potencia absorbida por los equipos de transporte de los fluidos.

En el procedimiento de análisis se estudiarán las distintas cargas al variar la hora del día y el mes del año, para hallar la carga máxima simultánea, así como las cargas parciales y la mínima, con el fin de facilitar la selección del tipo y número de generadores.

El caudal del fluido portador en los generadores se podrá seleccionar para adaptarse a la carga térmica instantánea, entre los límites mínimo y máximo establecidos por el fabricante, y una vez seleccionado el caudal del equipo o del lado primario del circuito, permanecerá constante. La temperatura del agua refrigerada a la salida de las plantas deberá ser mantenida constante al variar la carga, salvo excepciones que se justificarán o cuando sea aconsejable variar el punto de consigna del agua fría o caliente como método de ahorro energético en épocas intermedias.

El salto de temperatura será una función creciente de la potencia del generador o generadores, hasta el límite establecido por el fabricante, con el fin de ahorrar potencia de bombeo, salvo excepciones que se justificarán, aunque normalmente el salto térmico del agua fría/caliente se establecerá en 5°C.

### Escalonamiento de potencia

Si el límite inferior de la carga pudiese ser menor que el límite inferior de parcialización de una máquina, se deberá instalar un sistema diseñado para cubrir esa carga durante su tiempo de duración a lo largo de un día. El mismo sistema se empleará para limitar la punta de la carga máxima.

### Maquinaria frigorífica enfriada por aire

El RITE establece que los condensadores de las maquinarias frigoríficas enfriadas por aire se dimensionarán para una temperatura exterior igual a la del nivel percentil más exigente más 3°C. En el funcionamiento como bomba de calor, la temperatura mínima de diseño será la húmeda del nivel percentil más exigente menos 2°C.

Los equipos de menos de 70 kW vienen totalmente configurados y los técnicos que diseñan las instalaciones no pueden seleccionar el tamaño del condensador de las máquinas. Se trata de una exigencia dirigida a los fabricantes de los equipos de climatización.

El sobredimensionado de las enfriadoras de agua suele ser perjudicial desde el punto de la eficiencia energética de la instalación. La regulación de las enfriadoras y bombas de calor aire-agua suele realizarse por arranque y paro de la máquina. El sobredimensionamiento de las máquinas producirá un funcionamiento más intermitente y por tanto una menor eficiencia energética

estacional. No habrá problema en sobredimensionar las enfriadoras si éstas presentan un sistema de regulación continua a carga parcial.

### 2.1.1 Funcionamiento de las enfriadoras/ bombas de calor en distintas condiciones

El funcionamiento de las enfriadoras de agua depende de la temperatura seca exterior ( $T_{se}$ ) y de la temperatura de impulsión del agua ( $T_{imp}$ ). A modo de ejemplo práctico se han analizado las curvas de comportamiento dadas por un fabricante para una máquina de potencia nominal en frío PNF=54kW y en calor PNC=57kW.

La Figura 16 muestra la potencia frigorífica suministrada por la enfriadora de agua en función de  $T_{se}$  y de  $T_{imp}$ . Se observa que la potencia frigorífica suministrada disminuye con la temperatura exterior y que a mayor temperatura de impulsión, mayor es la potencia suministrada.

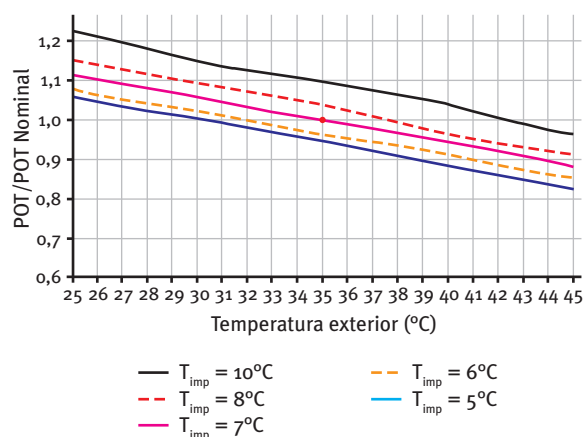


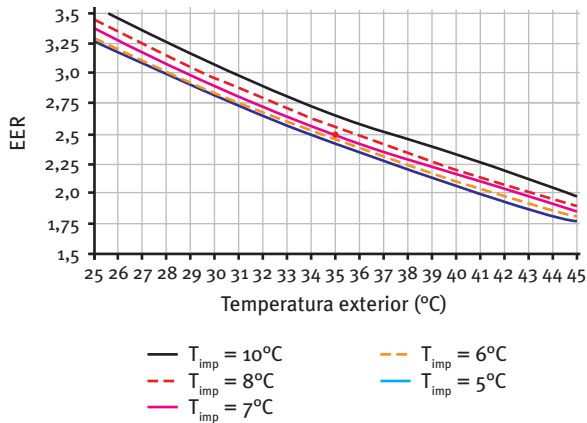
Figura 16: Potencia frigorífica/Potencia nominal en frío de una enfriadora de agua, en función de la temperatura exterior y de la temperatura de impulsión del agua

Las condiciones nominales de funcionamiento (PF/PNF=1) se corresponden con una temperatura exterior de  $T_{ext}=35^{\circ}\text{C}$  y una temperatura de impulsión de  $T_{imp}=7^{\circ}\text{C}$  (condiciones Eurovent).

La Figura 16 permite conocer la potencia frigorífica en otras condiciones de funcionamiento. Ejemplo: cuando la temperatura exterior es de 25°C, la potencia frigorífica es de 1,11 veces la potencia nominal si se mantiene la temperatura de impulsión en 7°C. Si la temperatura de impulsión se sube a 10°C, la potencia sube a 1,22 veces la nominal.

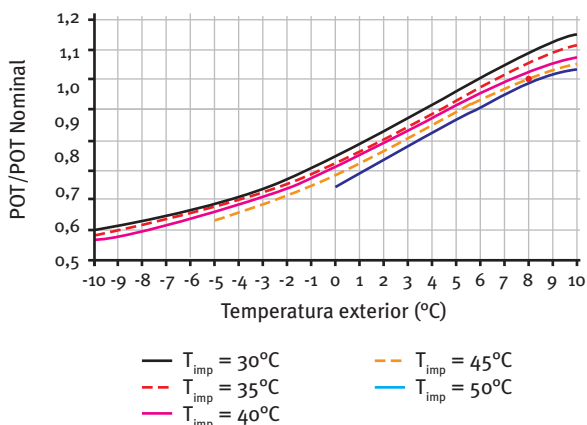
Otro aspecto de interés es conocer cómo cambia la Eficiencia Energética de Refrigeración, EER, con las condiciones exteriores y con la temperatura de impulsión del agua. La Figura 17 muestra el EER de la enfriadora de agua

analizada en esta sección, observándose un  $EER=2,5$  en las condiciones Eurovent nominales de funcionamiento ( $T_{ext}=35^{\circ}\text{C}$  y  $T_{agua}=7^{\circ}\text{C}$ ). Si la temperatura exterior es de  $30^{\circ}\text{C}$ , la EER sube a  $2,85$  y este valor puede llegar a  $3,1$  si la temperatura de impulsión del agua se sube a  $10^{\circ}\text{C}$ .



**Figura 17:** Eficiencia Energética de Refrigeración, EER, de una enfriadora de agua, en función de la temperatura exterior y de la temperatura de impulsión del agua

Al analizar el funcionamiento de la bomba de calor en invierno, debe tenerse en cuenta que las condiciones consideradas por los fabricantes como “nominales” se corresponden con una temperatura exterior de  $7^{\circ}\text{C}$  y una temperatura de impulsión del agua de  $45^{\circ}\text{C}$  (condiciones Eurovent). La Figura 18 muestra de forma gráfica la variación de la potencia calorífica en función de las condiciones de funcionamiento de la máquina:

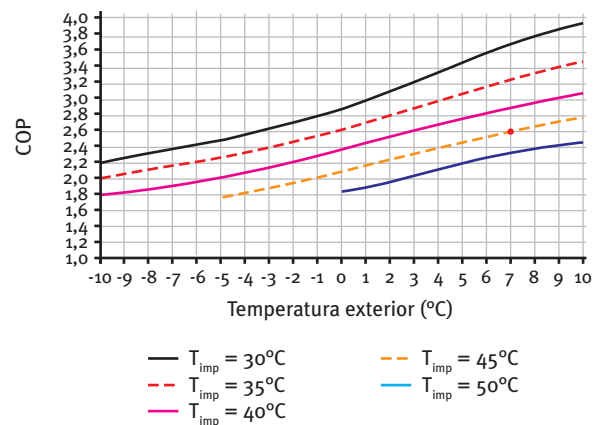


**Figura 18:** Potencia calorífica/Potencia nominal en calor de una enfriadora de agua funcionando como bomba de calor, en función de  $T_{ext}$  y de  $T_{imp}$

Se observa que si la temperatura exterior baja a  $0^{\circ}\text{C}$ , manteniendo constante la temperatura de impulsión del agua en  $45^{\circ}\text{C}$ , la potencia calorífica suministrada es el 75% de la nominal. Además, las curvas muestran que la máquina no podría funcionar a menos de  $-5^{\circ}\text{C}$  con temperatura de impulsión del agua de  $45^{\circ}\text{C}$ . Para que la

máquina pueda funcionar en condiciones extremas de invierno, se deberá bajar la temperatura de impulsión, sobredimensionando los fancoils de forma conveniente. Las enfriadoras de agua con sistemas de regulación de la velocidad del compresor (inverter) permiten la producción de agua a  $50^{\circ}\text{C}$  incluso a temperaturas exteriores de  $-10^{\circ}\text{C}$ , resolviendo este problema que se presenta en las enfriadoras convencionales.

El COP de la máquina depende también de las condiciones de funcionamiento de forma importante (Figura 19).



**Figura 19:** COP de una enfriadora de agua funcionando como bomba de calor, en función de  $T_{ext}$  y de  $T_{imp}$

La máquina seleccionada para este estudio tiene un COP nominal de  $2,6$ . El COP baja a  $2$  si la temperatura exterior baja a  $-2^{\circ}\text{C}$ . Si se disminuye la temperatura de impulsión del agua, se mejora el COP.

Para el cálculo de la potencia calorífica de la bomba de calor, debe tenerse en cuenta la denominada “potencia calorífica integrada” que tiene en cuenta la pérdida de potencia calorífica durante los periodos de desercarhe de las máquinas. Estos valores deben ser facilitados por los fabricantes de las bombas de calor aire-agua.

## 2.2 AISLAMIENTO DE LAS TUBERÍAS

Las redes de distribución de los circuitos de climatización con agua suelen trabajar en el siguiente rango de temperaturas:

- Invierno: Fluido caliente  $45/40^{\circ}\text{C}$
- Verano: Fluido frío  $7/12^{\circ}\text{C}$

El cálculo de los aislamientos de las tuberías puede realizarse por el método prescriptivo o simplificado o por el método prestacional.

### 2.2.1 Método prescriptivo (procedimiento simplificado, IT 1.2.4.2.1.2)

En este caso, el RITE establece los espesores de aislamiento mostrados a continuación:

Espesores mínimos de aislamiento (mm) de tuberías y accesorios								
Diámetro exterior tubería	$\lambda_{ref} = 0,040 \text{ (W/m}\cdot\text{K) a } 10^\circ\text{C}$				$\lambda = 0,035 \text{ (W/m}\cdot\text{K) a } 10^\circ\text{C}$			
	$T_{MAX \text{ DEL FLUIDO}}$		$T_{MIN \text{ DEL FLUIDO}}$		$T_{MAX \text{ DEL FLUIDO}}$		$T_{MIN \text{ DEL FLUIDO}}$	
	40 a 60 °C		> 0 a 10 °C		40 a 60 °C		> 0 a 10 °C	
	Interior	Exterior	Interior	Exterior	Interior	Exterior	Interior	Exterior
$D \leq 35$	25	35	20	40	20,5	28,3	16,6	32,1
$35 < D \leq 60$	30	40	30	50	25,0	33,0	25,0	40,8
$60 < D \leq 90$	30	40	30	50	25,4	33,5	25,4	41,5
$90 < D \leq 140$	30	40	40	60	25,6	34,0	34,0	50,3

Tabla 14: Espesores de los aislamientos de las tuberías según tablas RITE

Los espesores proporcionados se corresponden a la conductividad térmica de referencia  $\lambda_{ref} = 0,04 \text{ W/mK}$ , y a la conductividad térmica de  $\lambda = 0,035 \text{ W/mK}$ .

#### Ejemplo espesor de aislamiento por el procedimiento simplificado

En una instalación con una bomba de calor de 25 kW, hay 50 metros de tubería de 40 mm de diámetro exterior y 30 metros de tubería de 22 mm de diámetro exterior. Determina los espesores mínimos de aislamiento ( $\lambda=0,04 \text{ W/mK}$ ):

Funcionamiento sólo calor:

D = 22 mm; Interior e=25 mm, exterior e=35 mm

D = 40 mm; Interior e=30 mm, exterior e=40 mm

Funcionamiento sólo frío:

D = 22 mm; Interior e=20 mm, exterior e=40 mm

D = 40 mm; Interior e=30 mm, exterior e=50 mm

Funcionamiento frío y calor (el más desfavorable de los anteriores):

D = 22 mm; Interior e=25 mm, exterior e=40 mm

D = 40 mm; Interior e=30 mm, exterior e=50 mm

### 2.2.2 Método prestacional (procedimiento alternativo)

El espesor del aislamiento de las tuberías puede calcularse de forma que las pérdidas térmicas globales por el conjunto de conducciones no supere el 4% de la potencia máxima que transporta.

Empleando el programa AISLAM, se han elaborado las Tablas 15 y 16 que muestran las pérdidas energéticas en tuberías en W/m de tubería. Se trata de datos calculados para situaciones relativamente desfavorables.



Diámetro exterior tubería	Pérdidas energéticas en tuberías en W/m de tubería. Fluidos calientes, interior				
	Espesores de aislamiento (mm) de tuberías				
	10	15	20	25	30
16	10,1	8,4	7,4	6,7*	
18	10,9	9,0	7,9	7,1*	
20	11,7	9,6	8,3	7,5*	
22	12,5	10,2	8,8	7,9*	
25	13,7	11,1	9,5	8,5*	
28	14,9	11,9	10,2	9,1*	
30	15,6	12,5	10,7	9,5*	
32	16,4	13,1	11,2	9,9*	
35	17,6	14,0	11,8	10,4*	
40	19,5	15,4	13,0	11,4	10,3*
45	21,4	16,8	14,1	12,3	11,1*
50	23,3	18,2	15,2	13,3	11,9*
55	25,2	19,6	16,3	14,2	12,7*
60	27,1	21,0	17,4	15,1	13,5*

\* Espesor de aislamiento mínimo establecido en el RITE 2007.

La densidad de flujo lineal en W/m se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=50^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext}=10^\circ\text{C}$ ,  $\lambda_{ref}=0,040 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $10^\circ\text{C}$ . Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior  $h_{ext}=12 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

Diámetro exterior tubería	Pérdidas energéticas en tuberías en W/m de tubería. Fluidos calientes, exterior				
	Espesores de aislamiento (mm) de tuberías				
	10	15	20	25	30
16	17,3	13,7	11,7	10,4	9,5
18	18,8	14,7	12,5	11,1	10,1
20	20,2	15,7	13,3	11,8	10,7
22	21,6	16,7	14,1	12,4	11,3
25	23,7	18,2	15,3	13,4	12,1
28	25,8	19,7	16,4	14,1	12,9
30	27,2	20,7	17,2	15,0	13,4
32	28,6	21,6	17,9	15,6	14,0
35	30,6	23,1	19,1	16,5	14,8
40	34,1	25,5	20,9	18,1	16,1
45	37,5	27,9	22,8	19,6	17,4
50	40,9	30,3	24,6	21,1	18,6
55	44,3	32,6	26,4	22,6	19,9
60	47,7	35,0	28,3	24,1	21,2

La densidad de flujo lineal en W/m se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=50^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext}=-10^\circ\text{C}$ ,  $\lambda_{ref}=0,040 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $10^\circ\text{C}$ . Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior para coef. emisión=0,9 y veloc. aire 3 m/s.

**Tabla 15:** Pérdidas energéticas en tuberías en W/m de tubería cuando circulan fluidos a  $50^\circ\text{C}$ . Tabla superior: tubería por el interior; Tabla inferior: tubería por el exterior

Diámetro exterior tubería	Pérdidas energéticas en tuberías en W/m de tubería. Fluidos fríos, interior				
	Espesores de aislamiento (mm)				
	10	15	20	25	30
16	5,1	4,2	3,7	3,3*	
18	5,5	4,5	3,9	3,5*	
20	5,9	4,8	4,2	3,8*	
22	6,3	5,1	4,4	4,0*	
25	6,9	5,6	4,8	4,3*	
28	7,4	6,0	5,1	4,6*	
30	7,8	6,3	5,4	4,8*	
32	8,2	6,6	5,6	4,9*	
35	8,8	7,0	5,9	5,2*	
40	9,8	7,7	6,5	5,7	5,1*
45	10,7	8,4	7,1	6,2	5,5*
50	11,7	9,1	7,6	6,7	5,9*
55	12,6	9,8	8,2	7,1	6,4*
60	13,6	10,5	8,7	7,6	6,7*

\* Espesor de aislamiento mínimo establecido en el RITE 2007.

La densidad de flujo lineal en W/m se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext}=30^\circ\text{C}$ ,  $\lambda_{ref}=0,040 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $10^\circ\text{C}$ . Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior,  $h_{ext}=12 \text{ W/m}^2 \text{ K}$ .

Diámetro exterior tubería	Pérdidas energéticas en tuberías en W/m de tubería. Fluidos fríos, exterior				
	Espesores de aislamiento (mm)				
	10	15	20	25	30
16	17,5	13,8	11,7	10,4	9,5
18	18,9	14,8	12,5	11,1	10,1
20	20,4	15,8	13,3	11,8	10,7
22	21,8	16,8	14,1	12,4	11,3
25	23,9	18,3	15,3	13,4	12,1
28	26,0	19,8	16,4	14,1	12,9
30	27,4	20,8	17,2	15,0	13,4
32	28,8	21,8	17,9	15,6	14,0
35	30,9	23,2	19,1	16,5	14,8
40	34,4	25,7	21,0	18,1	16,1
45	37,8	28,1	22,9	19,7	17,4
50	41,3	30,5	24,7	21,2	18,7
55	44,7	32,8	26,6	22,7	20,0
60	48,1	35,2	28,4	24,2	21,3

La densidad de flujo lineal en W/m se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext}=70^\circ\text{C}$  (temperatura sol-aire),  $\lambda_{ref}=0,040 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  a  $10^\circ\text{C}$ . Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior para coef. emisión=0,9 y veloc. aire 3 m/s.

**Tabla 16:** Pérdidas energéticas en tuberías en W/m de tubería cuando circulan fluidos a  $10^\circ\text{C}$ . Tabla superior: tubería por el interior; Tabla inferior: tubería por el exterior

**Ejemplo espesor de aislamiento por el procedimiento alternativo**

En una instalación con una bomba de calor de 25 kW, hay 50 metros de tubería de 35 mm de diámetro exterior y 40 metros de tubería de 22 mm de diámetro exterior. Calcula si es posible aislar las tuberías con aislante de  $\lambda=0,04$  W/mK de 15 mm de espesor si la bomba de calor sólo funciona en invierno.

Suponiendo que la tubería es interior, las pérdidas serían de 14,0 W/m para el tubo de 35 mm y de 10,2 W/m para el tubo de 22 mm, resultando:

$$P = 50 \cdot 14,0 + 40 \cdot 10,8 = 1.110 \text{ W} = 1,11 \text{ kW}$$

$$P (\%) = 1,11 / 25 \cdot 100 = 4,43\% \text{ de pérdidas} \rightarrow \\ \rightarrow \text{no se puede emplear.}$$

Se prueba si es válido el espesor de 20 mm. En este caso las pérdidas serían de 11,8 W/m para el tubo de 35 mm y de 8,8 W/m para el tubo de 22 mm, resultando:

$$P = 50 \cdot 11,8 + 40 \cdot 8,8 = 940 \text{ W} = 0,94 \text{ kW}$$

$$P (\%) = 0,94 / 25 \cdot 100 = 3,77\% \rightarrow \\ \rightarrow \text{se puede emplear el espesor de 20 mm.}$$

**Ejemplo espesor de aislamiento por el procedimiento alternativo**

En una instalación con una enfriadora de agua de 30 kW, hay 20 metros de tubería de 42 mm en el exterior, 30 metros de tubería de 42 mm en el interior y 40 metros de tubería de 28 mm en el interior. Determina los espesores mínimos de aislamiento por los métodos simplificado y prestacional:

Método simplificado:

20 metros de tubería de 42 mm por el exterior:  
 $e_{\text{ais}} = 50 \text{ mm}$

30 metros de tubería de 42 mm por el interior:  
 $e_{\text{ais}} = 30 \text{ mm}$

40 metros de tubería de 28 mm por el interior:  
 $e_{\text{ais}} = 20 \text{ mm}$

Método alternativo. Se va a probar la opción siguiente:

20 metros de tubería de 42 mm por el exterior:  
 $e_{\text{ais}} = 20 \text{ mm}$  (22,9 W/m)

30 metros de tubería de 42 mm por el interior:  
 $e_{\text{ais}} = 15 \text{ mm}$  (8,4 W/m)

40 metros de tubería de 28 mm por el interior:  
 $e_{\text{ais}} = 15 \text{ mm}$  (6,0 W/m)

Los valores se han tomado de la Tabla 16, para  $D=42$  mm se han tomado los valores correspondientes a 45 mm.

Las pérdidas resultan:

$$P = 20 \cdot 22,9 + 30 \cdot 8,4 + 40 \cdot 6 = 950 \text{ W} = 0,95 \text{ kW}$$

$$P (\%) = 0,95 / 30 = 3,2\%$$

**Ejemplo espesor de aislamiento por el procedimiento alternativo**

Comprueba si los espesores de aislamiento seleccionados son válidos en el caso de bomba de calor reversible:

20 metros de tubería de 42 mm por el exterior:  
 $e_{\text{ais}} = 20 \text{ mm}$  (22,8 W/m)

30 metros de tubería de 42 mm por el interior:  
 $e_{\text{ais}} = 15 \text{ mm}$  (16,8 W/m)

40 metros de tubería de 28 mm por el interior:  
 $e_{\text{ais}} = 15 \text{ mm}$  (11,9 W/m)

Las pérdidas resultan:

$$P = 20 \cdot 22,8 + 30 \cdot 16,7 + 40 \cdot 11,9 = 1.440 \text{ W} = 1,44 \text{ kW}$$

$$P (\%) = 1,44 / 30 = 4,8\% \text{ (no son válidos)}$$

**2.3 AISLAMIENTO DE LOS CONDUCTOS**

Las redes de distribución de los circuitos de climatización con aire suelen trabajar en el siguiente rango de temperaturas:

- Invierno: Aire caliente: 32 a 37°C
- Verano: Fluido frío: 12 a 14°C

El cálculo de los aislamientos de los conductos puede realizarse por el método prescriptivo o simplificado o por el método prestacional.

**2.3.1 Método prescriptivo (procedimiento simplificado)**

En este caso, el RITE establece los espesores de aislamiento mostrados a continuación.

Espesor de aislamiento de conductos (mm)						
Fluido	Interior		Exterior		Exterior	
Aire caliente	20	30	17,5	26,3	15	22,5
Aire frío	30	50	26,3	43,8	22,5	37,5
	$\lambda_{ref} = 0,040 \text{ (W/m}\cdot\text{K)}$		$\lambda = 0,035 \text{ (W/m}\cdot\text{K)}$		$\lambda = 0,030 \text{ (W/m}\cdot\text{K)}$	

Tabla 17: Espesores de los aislamientos de los conductos según tablas RITE

### 2.3.2 Método prestacional (procedimiento alternativo)

El espesor del aislamiento de los conductos puede calcularse de forma que en la red de impulsión de aire la pérdida de calor sea inferior al 4% de la potencia máxima que transporta. Para potencias superiores a 70 kW sólo se contempla el cálculo del aislamiento por vía prestacional.

La Tabla 18 y la Tabla 19 muestran una estimación de las pérdidas energéticas en conductos que discurren por el interior y el exterior de los edificios en condiciones de invierno y verano. Se trata de una estimación realizada en condiciones muy desfavorables. El cálculo puede afinarse para condiciones conocidas obteniéndose pérdidas energéticas más reducidas que las estimadas en las tablas.

Diámetro exterior conducto	Pérdidas energéticas en conductos en W/m. Aire caliente, interior del edificio				
	Espesores de aislamiento (mm)				
	10	15	20	25	30
100	26,4	20,0	16,4	14,0	12,3
150	38,2	28,6	23,1	19,6	17,1
200	50,0	37,2	29,9	25,2	21,8
250	61,8	45,8	36,7	30,7	26,6
300	73,6	54,4	43,4	36,3	31,3
350	85,4	63,0	50,1	41,8	36,0
400	97,2	71,5	56,9	47,4	40,7
500	120,7	88,7	70,4	58,5	50,2
600	144,3	105,8	83,8	69,6	59,6
800	191,4	140,1	110,8	91,8	78,5

La densidad de flujo lineal en W/m se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=35^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext}=10^\circ\text{C}$ ,  $\lambda_{ref}=0,040 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ . Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior  $h_{ext}=12 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$ .

Diámetro exterior conducto	Pérdidas energéticas en conductos en W/m. Aire caliente, exterior del edificio				
	Espesores de aislamiento (mm)				
	10	15	20	25	30
100	55,9	40,3	32,0	26,8	23,3
150	81,0	57,7	45,3	37,7	32,5
200	105,9	75,0	58,6	48,5	41,6
250	130,8	92,3	71,9	59,2	50,6
300	155,6	109,6	85,1	70,0	59,7
350	180,4	126,8	98,3	80,7	68,7
400	205,1	144,0	111,5	91,4	77,7
500	254,4	178,3	137,9	112,8	95,7
600	303,6	212,7	164,2	134,1	113,7
800	401,8	281,1	216,8	176,8	149,6

La densidad de flujo lineal en W/m se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=35^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext}=-10^\circ\text{C}$ ,  $\lambda_{ref}=0,040 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ . Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior para coef. emisión=0,9 y veloc. aire 3 m/s.

Tabla 18: Pérdidas energéticas en conductos en W/m de conducto cuando circula aire a 35°C. Tabla superior: conducto por el interior del edificio; Tabla inferior: conducto por el exterior

**Ejemplo cálculo de las pérdidas de energía máximas en conductos**

Calcula la máxima pérdida de energía de un conducto de aire de 400 mm de diámetro exterior, con una longitud de 30 metros (20 m por el exterior y 10 m por un local no climatizado).

En la Tabla 18 (superior) se obtiene que las pérdidas máximas en el tramo interior son de 56,9 W/m. En la Tabla 18 (inferior) se obtiene que las pérdidas máximas en el tramo exterior son de 111,5 W/m. Las pérdidas resultan:

Conducto interior,  $L=20$  m,  $D=400$  mm,  $e_{\text{ais}}=20$  mm,  
 $P_{\text{int}} = 20 \cdot 56,9 = 1.138$  W

Conducto exterior,  $L=10$  m,  $D=400$  mm,  $e_{\text{ais}}=20$  mm,  
 $P_{\text{ext}} = 10 \cdot 111,5 = 1115$  W

Total conducto,  $P_{\text{tot}} = 1.138+1.115 = 2.253$  W

**Nota:** el cálculo se ha realizado en base a hipótesis de cálculo desfavorables empleadas para la elección de un espesor de aislamiento inferior al prescrito en el Reglamento.

Diámetro exterior conducto	Pérdidas energéticas en conductos en W/m. Aire frío, interior del edificio				
	Espesores de aislamiento (mm)				
	10	15	20	25	30
100	21,1	16,0	13,1	11,2	9,8
150	30,6	22,9	18,5	15,7	13,7
200	40,0	29,8	23,9	20,1	17,5
250	49,4	36,7	29,3	24,6	21,2
300	58,9	43,5	34,7	29,0	25,0
350	68,3	50,4	40,1	33,5	28,8
400	77,7	57,2	45,5	37,9	32,6
500	96,6	70,9	56,3	46,8	40,1
600	115,4	84,7	67,1	55,7	47,7
800	153,1	112,1	88,6	73,4	62,8

La densidad de flujo lineal en W/m se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{ext}}=70^\circ\text{C}$  (temperatura sol-aire),  $\lambda_{\text{ref}}=0,040$  W/m·K. Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior  $h_{\text{ext}}=12$  W/m<sup>2</sup>·K.

Diámetro exterior conducto	Pérdidas energéticas en conductos en W/m. Aire frío, exterior del edificio				
	Espesores de aislamiento (mm)				
	10	15	20	25	30
100	75,5	54,4	43,2	36,0	31,2
150	109,4	77,9	61,2	50,7	43,6
200	143,0	101,3	79,1	65,2	55,7
250	176,6	124,6	97,1	79,6	67,8
300	210,1	148,0	114,9	94,2	80,0
350	243,5	171,2	132,7	108,5	92,1
400	276,9	194,4	150,5	122,9	104,1
500	343,4	240,7	186,2	151,7	128,2
600	409,9	287,1	221,7	180,4	152,4
800	542,4	379,5	292,7	237,8	200,5

La densidad de flujo lineal en W/m se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=10^\circ\text{C}$ ,  $T_{\text{ext}}=70^\circ\text{C}$  (temperatura sol-aire),  $\lambda_{\text{ref}}=0,040$  W/m·K. Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior para coef. emisión=0,9 y veloc. aire 3 m/s.

**Tabla 19:** Pérdidas energéticas en conductos en W/m de conducto cuando circula aire a  $10^\circ\text{C}$ . Tabla superior: conducto por el interior del edificio; Tabla inferior: conducto por el exterior

**Ejemplo espesor de aislamiento por el procedimiento alternativo**

Una unidad de tratamiento de aire de 32 kW impulsa un caudal de 7.000 m<sup>3</sup>/h por un conducto de 600 mm de diámetro que circula 6 metros por el exterior del edificio. Determina el espesor de aislamiento mínimo.

Las pérdidas máximas serán del 4% de la potencia de la UTA, esto es,  $P_{max} = 0,04 \cdot 32.000 = 1.280$  W.

Para 6 metros de conducto, esto supone unas pérdidas máximas por metro lineal de  $1.280/6=213$  W/m.

En funcionamiento en frío (Tabla 19 inferior) para  $D=600$  mm, se obtiene que para  $e_{ais}=20$  mm,  $P=221$  W/m y para  $e_{ais}=25$  mm,  $P=180,4$  W/m. Por tanto, es posible realizar un aislamiento de 25 mm en lugar de los 50 mm que prescribe el Reglamento (Tabla 17).

**2.3.3 Aislamiento para evitar condensaciones**

En el caso de que los conductos circulen por el interior de locales climatizados, o en el caso de conductos de aire de ventilación, los conductos no deberán ser aislados por motivos de eficiencia energética. Sin embargo, cuando por el interior de los conductos circule aire frío, será necesario realizar un aislamiento mínimo para evitar condensaciones en la pared exterior del conducto.

La Tabla 20 muestra la temperatura superficial en el exterior del tubo para diferentes temperaturas del aire interior (-15 a +10°C) y temperatura exterior al conducto de 24°C.

Se considera como situación más desfavorable: temperatura seca: 24°C, humedad relativa: 55%, temperatura de rocío: 14,4°C.

Temperatura de la superficie exterior del conducto					
Temperatura del aire en el conducto	Espesores de aislamiento (mm)				
	3	5	7	10	15
-15	-0,33	4,58	7,86	11,14	14,43
-10	2,79	7,07	9,93	12,79	15,65
-5	5,91	9,56	12,00	14,44	16,88
0	9,03	12,05	14,07	16,09	18,11
5	12,15	14,54	16,14	17,74	19,34
10	15,27	17,03	18,21	19,38	20,56

La temperatura superficial se ha calculado con el programa AISLAM para las siguientes condiciones:  $T_i=-15$  a  $10^\circ\text{C}$ ,  $T_{ext}=24^\circ\text{C}$ ,  $\lambda_{ref}=0,040$  W/m·K. Se desprecia la resistividad térmica del tubo y la de película interior. Coeficiente de película exterior,  $h_{ext}=8$  W/m<sup>2</sup> K.

**Tabla 20:** Temperatura superficial del conducto con aislamiento cuando circula aire frío por su interior

**Ejemplo aislamiento conductos aire de ventilación**

Determina el aislamiento mínimo a realizar en un conducto de aire exterior si la temperatura mínima de la localidad es de -5°C.

Siguiendo la Tabla 20, el espesor de aislamiento mínimo será de 10 mm (temperatura superficial = 14,44; mayor que la de rocío, 14,4).

**2.4 EFICIENCIA ENERGÉTICA EN BOMBAS Y VENTILADORES**

**2.4.1 Eficiencia energética de bombas. Circuitos de agua**

El RITE no establece requisitos concretos de eficiencia energética en los circuitos hidráulicos. Sólo destaca la exigencia de que la selección de las bombas se realice para que en el punto de funcionamiento su rendimiento sea máximo. En circuitos de caudal variable, la selección deberá realizarse para las condiciones medias de funcionamiento.

Para cada circuito se calculará la potencia específica de bombeo SPP en W/(l/h), definida como la relación entre la potencia consumida y el caudal bombeado:

$$SPP = Pe/Q = P\Delta / \eta$$

Debe tenerse en cuenta que en circuitos cerrados la potencia de bombeo se emplea en vencer las pérdidas de presión del circuito hidráulico: si se disminuyen las pérdidas hidráulicas, se reducirá la presión de bombeo.

El RITE no establece criterios de diseño claros para que la potencia de bombeo de los circuitos de agua no sea mucho más elevada de lo necesario. El Reglamento establece la necesidad de realizar un equilibrado hidráulico de los circuitos de tuberías durante la fase de diseño empleando válvulas de equilibrado si fuera necesario.

Al margen de las exigencias de eficiencia energética de las Instrucciones Técnicas del RITE, el técnico que diseña las instalaciones de climatización deberá tener en cuenta la eficiencia energética de las mismas. Se considera como criterio de “buena práctica” dimensionar las tuberías para una pérdida de carga entre 20 y 40 mm c.a. por metro de tubería. El Apéndice B de este documento incluye varias tablas para la selección del diámetro de las tuberías en función del caudal para una pérdida de presión de 40 mm c.a.

En los circuitos hidráulicos debe reducirse al máximo la utilización de válvulas de equilibrado y no emplearlas en serie con la bomba en circuitos a caudal constante. Las válvulas son pérdidas energéticas que habrá que reducir al máximo. Los circuitos a caudal constante con fancoils regulados con válvulas de 3 vías tendrán un consumo de las bombas constante e independiente de la carga. Es preferible emplear circuitos a caudal

variable con fancoils regulados con válvulas de 2 vías y bombas con variador de frecuencia.

En determinados casos las bombas que suelen incorporar las enfriadoras pueden estar sobredimensionadas para las necesidades que generalmente se puedan requerir. Estas bombas suelen proporcionar presiones disponibles de 16 a 25 m c.a. cuando en muchas instalaciones podría ser suficiente una presión disponible de 5 a 10 m c.a. En estos casos las enfriadoras pueden incorporar válvulas de regulación de caudal, resolviendo el problema a nivel funcional pero dejando un elevado consumo energético.

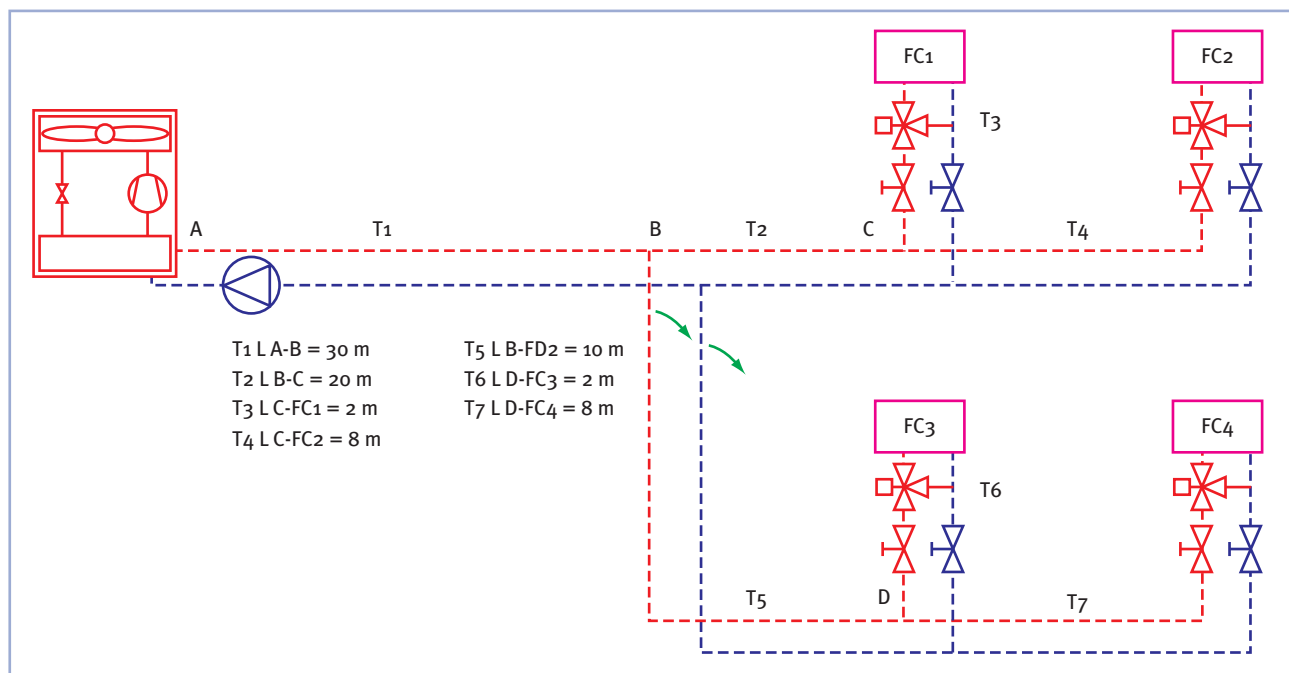
La solución por disponer de una bomba mayor de la necesaria no debería ser ni trasegar más caudal que el nominal ni instalar una válvula en serie para ajustar el caudal. La solución debería ser la sustitución de la bomba por otra de menor tamaño.

#### **Ejemplo de cálculo de potencia específica de bombeo**

Un circuito hidráulico consistente en una bomba de calor de 20 kW y 4 fancoils de 5 kW cada uno, trabaja entre 45/40°C en invierno y 7/12°C en verano. La selección del diámetro de tuberías se realiza con el criterio de que las pérdidas de carga por metro lineal sean inferiores a 40 mm c.a./m.

Se trata de un circuito a caudal constante donde la regulación del caudal por los fancoils se realiza con válvulas de 3 vías.

El esquema del circuito hidráulico sería el siguiente:



Siguiendo la Tabla del Apéndice B se seleccionan los caudales, diámetros de las tuberías y se determinan las pérdidas de presión en los tramos de las tuberías.

Tramo	Potencia (kW)	Caudal (litros/hora)	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Apresión unit (mm c.a./ml)	Apresión tramo (mm c.a.)
1 A - B	20	3.430	30	42X1,5	20,8	624
2 B - C	10	1.715	20	35X1,5	15,8	316
3 C - FC1	5	858	2	22X1,0	44,0	88
4 C - FC2	5	858	8	22X1,0	44,0	352
5 B - D	10	1.715	10	35X1,5	15,8	158
6 D - FC3	5	858	2	22X1,0	44,0	88
7 D - FC4	5	858	8	22X1,0	44,0	352

Elemento	Tramos	Elementos	ΔP elem. (mm c.a.)	ΔP tubos* (mm c.a.)	Apresión total (mm c.a.)	Desequilibrio (mm c.a.)
FC1	1 2 3	MAQ + FC1	1.500	2.673	4.173	686,40
FC2	1 2 4	MAQ + FC2	1.500	3.359	4.859	0,00
FC3	1 5 6	MAQ + FC3	1.500	2.262	3.762	1.097,20
FC4	1 5 7	MAQ + FC4	1.500	2.948	4.448	410,80

La pérdida de presión en los tubos es 2 veces (impulsión + retorno) de 1,3 la DP en los tramos (se considera 30% de pérdidas en accesorios).

El tramo más desfavorable es el correspondiente al fancoil 2 (FC2). Se deberá actuar sobre las válvulas de equilibrado de los otros fancoils, produciendo una pérdida de presión adicional ΔP para equilibrar el circuito. FC1, ΔP=686 mm c.a., FC3, ΔP=1.097 mm c.a., FC4, ΔP=410,8 mm c.a.

La bomba seleccionada produce un caudal de 3560 litros/hora, un aumento de presión de 5,35 metros y consume 0,174 kW. La potencia específica resulta:

$$P_{esp} = 1.740 / 3.560 = 0,49 \text{ W/(l/h)}$$

Energía consumida por la bomba. Considerando que funciona 3000 h al año:

$$E = 0,174 \cdot 3.000 = 522 \text{ kWh}$$

Emissiones de CO<sub>2</sub> de la bomba (península: 0,649 kg/kWh):

$$ECO_2 = 522 \cdot 0,649 = 339 \text{ kg CO}_2$$

### 2.4.2 Eficiencia energética de ventiladores. Redes de conductos

En las redes de conductos el RITE establece unas categorías de los sistemas de conductos teniendo en consideración tanto el ventilador de impulsión como el de retorno.

Categoría de los ventiladores				
Categoría	Potencia específica W/(m³·s)			
Sistemas de ventilación y extracción	SFP 1		$W_{esp} <$	500
	SFP 2	500	$< W_{esp} <$	750
Sistemas de climatización	SFP 3	750	$< W_{esp} <$	1.250
	SFP 4	1.250	$< W_{esp} <$	2.000
	SFP 5	2.000	$< W_{esp}$	

Tabla 21: Categorías de los sistemas de conductos según el RITE



La potencia específica de los ventiladores (*Specific Fan Power, SFP*) viene dada por la relación entre la potencia eléctrica y el caudal impulsado por el ventilador. La potencia consumida por los ventiladores viene dada por:

$$Pe = Q \cdot \Delta P / \eta$$

Donde Q es el caudal en m<sup>3</sup>/s, ΔP es el incremento de presión producido en Pa, y η es el rendimiento del ventilador.

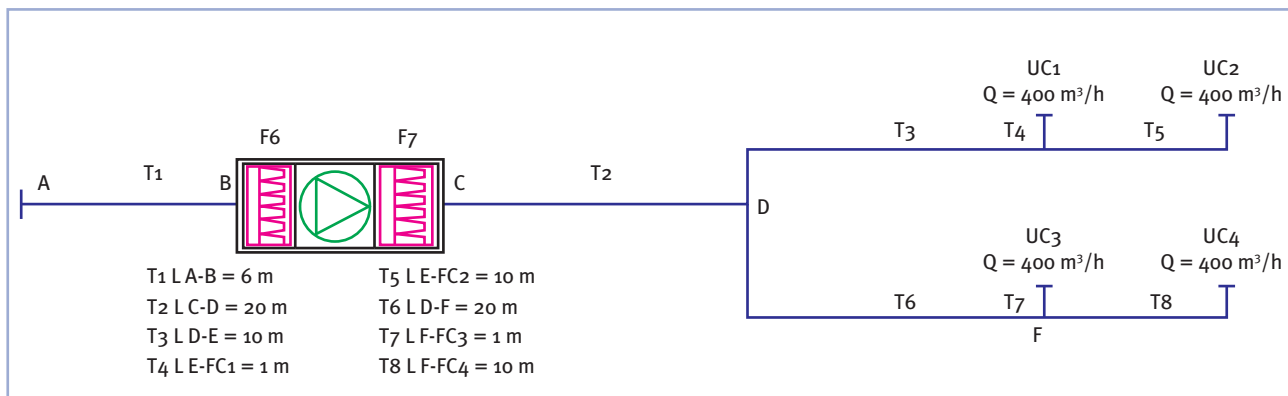
La potencia específica viene dada por:

$$SFP = Pe/Q = \Delta P / \eta$$

Es decir, por la presión a vencer en la red de conductos (Pa) entre el rendimiento del ventilador (adimensional).

### Ejemplo de cálculo de potencia específica en red de ventilación

La red de ventilación de una oficina impulsa el aire de ventilación a 4 fancoils de conductos. El caudal total traído es de 1.600 m<sup>3</sup>/h (400 m<sup>3</sup>/h por fancoil).



Para una oficina (IDA<sub>2</sub>), si se considera (ODA<sub>2</sub>) el RITE exige dos filtros de bolsas (F6 y F8). Las pérdidas de presión importantes están sobre todo en estos filtros, mientras que las pérdidas en los conductos son menos importantes.

En este caso, el punto más desfavorable es el FC<sub>4</sub>, resultando una longitud de trazado suma de los tramos 1, 2, 6 y 8 = 56 metros. El diseño de los conductos se suele realizar para una pérdida de presión entre 0,05 y 0,1 mm c.a. por metro de conducto (se tomará 0,07). Si además se considera un 30% de pérdidas de carga por accesorios, resulta:

Pérdida de carga en conductos:

$$\Delta P_{COND} = 1,3 \cdot 0,07 \cdot 56 = 5,1 \text{ mm c.a. (50 Pa).}$$

La pérdida de carga en los filtros resulta:

- Prefiltro F6:  $\Delta P_{INICIAL} = 50 \text{ Pa}$      $\Delta P_{FINAL} = 450 \text{ Pa}$
- Filtro F8:  $\Delta P_{INICIAL} = 150 \text{ Pa}$      $\Delta P_{FINAL} = 450 \text{ Pa}$

Se selecciona el ventilador para prefiltro semi-sucio y filtro sucio, esto es, para:

$$\Delta P_{FILTROS} = (450 + 50)/2 + 450 = 700 \text{ Pa}$$

La presión de diseño a vencer por el ventilador será de 750 Pa, sin embargo, se deberá tener en cuenta que cuando los filtros estén limpios, la pérdida de presión estática del circuito es de 250 Pa.

Si seleccionamos un ventilador con un 50% de rendimiento, la potencia consumida será de:

$$Pe = Q \cdot \Delta P / \eta = 1.600/3.600 \cdot 750/0,5 = 622 \text{ W}$$

Potencia específica:

$$SFP = Pe/Q = \Delta P / \eta = 750/0,5 = 1.500 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{s});$$

por tanto: SFP 4

## 2.5 CONTROL DE LAS INSTALACIONES DE CLIMATIZACIÓN

El control de la ventilación es fundamental en la eficiencia energética de la instalación. No se debe sobreventilar los locales cuando la ventilación suponga carga térmica y debe emplearse la sobreventilación para hacer enfriamiento gratuito (free-cooling). Además debe considerarse la posibilidad de realizar enfriamiento nocturno. La ventilación siempre será aconsejable para mantener el local ligeramente presurizado, evitando infiltraciones y manteniendo la calidad del aire interior.

Es recomendable ajustar la temperatura de consigna en verano en el rango superior de diseño (24-26°C) y la de invierno en el rango inferior (20-22°C). En los sistemas de agua es importante disponer de un volumen mínimo de agua del circuito que impida que se produzcan excesivos arranques y paradas del compresor (se recomienda seguir las especificaciones del fabricante del equipo). Desde el punto de vista energético es conveniente regular la temperatura de impulsión a cargas parciales y así aumentar el COP de las máquinas (ver Figura 16 a Figura 19). Es recomendable realizar un análisis del funcionamiento de las máquinas en condiciones distintas a las nominales y evidentemente seleccionar las máquinas que tengan la mejor calificación energética (o mejor, el mayor ESEER).

### 2.5.1 Control de las condiciones termo-higrométricas

De acuerdo con la capacidad del sistema de climatización, los sistemas de control de las condiciones termo-higrométricas de los locales se clasifican en las siguientes categorías:

Control de las condiciones higrotérmicas					
Categoría	Ventilación	Calentamiento	Refrigeración	Humidificación	Deshumectación
THM-C 0	X	-	-	-	-
THM-C 1	X	X	-	-	-
THM-C 2	X	X	-	X	-
THM-C 3	X	X	X	-	(X)
THM-C 4	X	X	X	X	(X)
THM-C 5	X	X	X	X	X

–: No controlado por el sistema.

X: Controlado por el sistema y garantizado en el local.

(X): Afectado por el sistema pero no controlado en el local.

En instalaciones de agua, generalmente se recurrirá a enfriadoras de agua que podrán trabajar como bombas de calor. El sistema de control más habitual será el THM-C2. Se deberá variar la temperatura de impulsión del agua a los fancoils en función de la temperatura exterior y/o deberá existir control de la temperatura del ambiente por zona térmica.

### 2.5.2 Control de la calidad del aire interior

Los métodos de control de la calidad del aire interior son los siguientes:

Control de la calidad del aire interior		
Categoría	Tipo	Funcionamiento del sistema de ventilación
IDA-C1	Sin control	Continuo
IDA-C2	Control manual	Manual, controlado por un interruptor
IDA-C3	Control por tiempo	De acuerdo a un determinado horario
IDA-C4	Control por presencia	Por una señal de presencia (encendido de luces, infrarrojo, etc.)
IDA-C5	Control por ocupación	Dependiendo del número de personas presentes
IDA-C6	Control directo	Controlado por sensores de calidad de aire interior (CO <sub>2</sub> o VOCs)

IDA-C1: Será el utilizado con carácter general.

IDA-C2, C3 y C4: Para locales SIN ocupación humana permanente.

IDA-C5 y C6: Para locales de GRAN ocupación (teatros, cines, salones de actos, recintos deportivo, etc.).

A pesar de que el RITE contempla la opción del control IDA-C1 como de carácter general, el técnico deberá evaluar la repercusión en consumo de energía que podría tener este sistema.

En una instalación donde la ocupación sea prácticamente continua y uniforme, es posible emplear el control IDA-C1, IDA-C2, IDA-C3 o IDA-C4 siempre y cuando se asegure que el caudal impulsado por el ventilador sea uniforme. En un sistema de ventilación con filtro y prefiltro, el ventilador irá modificando el caudal de aire en función del ensuciamiento de los mismos.

Para la mayoría de las aplicaciones prácticas será recomendable una ventilación con control IDA-C6, donde el sistema de ventilación arranque y pare en función de la calidad del aire medida mediante sonda de CO<sub>2</sub>. Se trata de sensores disponibles en el mercado a un coste razonable que se amortizará por el ahorro energético producido.

## 2.6 RECUPERACIÓN DE ENERGÍA

En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a 0,5 m<sup>3</sup>/s, se recuperará la energía del aire expulsado. Además, sobre el lado del aire de expulsión se instalará un aparato de enfriamiento adiabático. El RITE no indica la eficiencia mínima del enfriamiento adiabático. Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas son las siguientes:

Horas anuales funcionamiento	Caudal de aire exterior (m <sup>3</sup> /s)									
	> 0,5 a 1,5		> 1,5 a 3,0		> 3,0 a 6,0		> 6,0 a 12		> 12	
	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa	%	Pa
$H_{\text{año}} \leq 2.000$	40	100	44	120	47	140	55	160	60	180
$2.000 < H_{\text{año}} \leq 4.000$	44	140	47	160	52	180	58	200	64	220
$4.000 < H_{\text{año}} \leq 6.000$	47	160	50	180	55	200	64	220	70	240
$6.000 < H_{\text{año}}$	50	180	55	200	60	220	70	240	75	260

**Tabla 22:** Eficiencias mínimas de los recuperadores en calor sensible sobre el aire exterior

El aire expulsado por medios mecánicos a los que se refiere el RITE está relacionado con el aire de ventilación, que a su vez está relacionado con la ocupación y con la calidad del aire de la ventilación.

En este sentido, a falta de un cálculo detallado de difícil realización, se puede considerar que el aire expulsado es un 80% del aire de ventilación. Es decir, que si se realiza una ventilación de 5 m<sup>3</sup>/s, el aire expulsado será de 4 m<sup>3</sup>/s, mientras que 1 m<sup>3</sup>/s serán exfiltraciones necesarias para mantener el local ligeramente presurizado.

Ocupación para recuperador de calor*			
	Calidad IDA	Caudal l/s por persona	Ocupación para recuperador
Clínica	1	20	32
Guardería	1	20	32
Oficina	2	12,5	51
Aulario	2	12,5	51
Sala de conferencias, auditorio	3	8	79
Comercios, grandes almacenes	3	8	79
Cafeterías y restaurante, no fumadores	3	8	79
Cafeterías y restaurante, fumadores	3	16	40

\* Se considera que el aire expulsado por medios mecánicos es el 80% del caudal de ventilación.

**Tabla 23:** Ocupación para requerir recuperador de calor

El funcionamiento de un recuperador de calor en condiciones extremas de invierno y verano en Alicante es el siguiente:

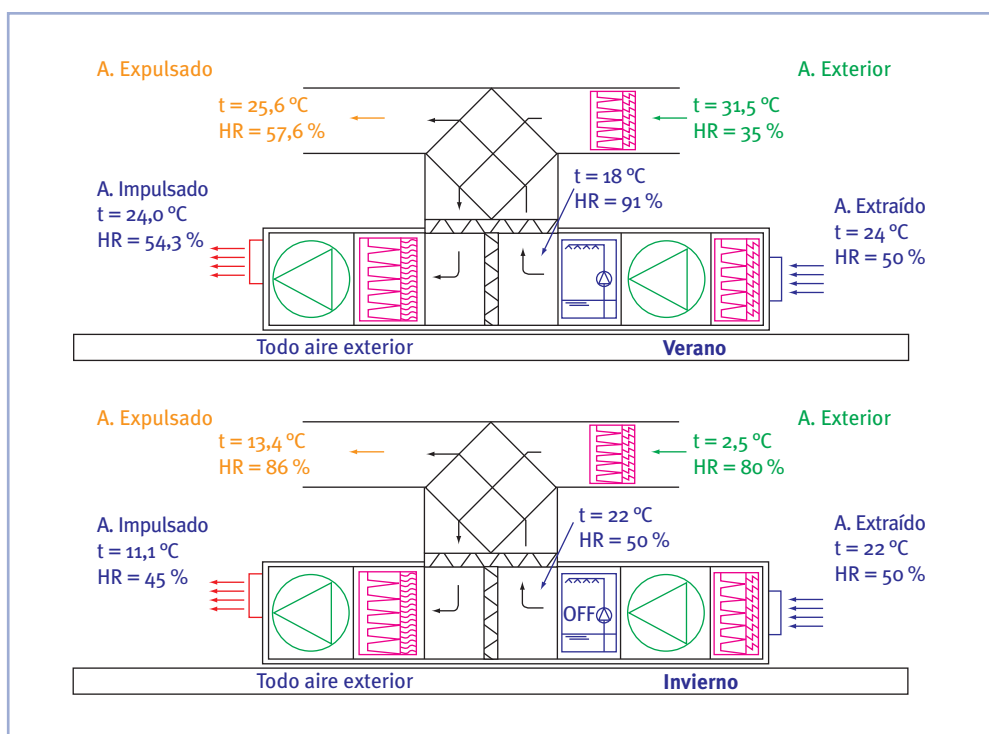


Figura 20: Funcionamiento de un recuperador de calor en condiciones de diseño de invierno y verano en Alicante. Eficiencia del enfriamiento adiabático: 86%, eficiencia del recuperador de calor: 57%; se considera el mismo caudal de ventilación y de expulsión

Debe tenerse en consideración que el funcionamiento del recuperador de calor incrementa la potencia consumida por los ventiladores y por tanto aumenta el consumo de energía eléctrica y las emisiones de CO<sub>2</sub>. En las condiciones extremas tanto de invierno como de verano, el equipo suele recuperar más energía que la que consume. Sin embargo, en otras condiciones menos extremas es posible que el funcionamiento del recuperador de calor sea contraproducente, esto es, que las emisiones de CO<sub>2</sub> ahorradas en la recuperación de calor no compensen el aumento de las emisiones de CO<sub>2</sub> producidas por un mayor consumo de energía eléctrica en ventilación.

El enfriamiento adiabático puede ser difícil de implementar en instalaciones pequeñas (por ejemplo, en falsos techos). El técnico tiene la posibilidad de emplear cualquier solución alternativa que lleve a unas emisiones de CO<sub>2</sub> equivalente.

## 2.7 DISEÑO ENERGÉTICAMENTE EFICIENTE

El Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios impone exigencias en materia de eficiencia energética que es preciso cumplir. Al margen de las exigencias propiamente dichas, debe tenerse en consideración el artículo 12 del RITE que establece que las instalaciones

deben diseñarse y calcularse, mantenerse y utilizarse de forma que se reduzca el consumo de energía convencional y por tanto las emisiones de CO<sub>2</sub> empleando sistemas eficientes energéticamente, y sistemas que aprovechen las energías renovables y residuales.

El artículo 14 establece que los técnicos pueden adoptar soluciones alternativas al cumplimiento estricto de las exigencias técnicas del RITE siempre que justifiquen documentalmente que la solución propuesta es equivalente. En materia de eficiencia energética esta comprobación se realizará en términos de equivalencia en emisiones de CO<sub>2</sub>.

Hay multitud de soluciones en materia de eficiencia energética que pueden ayudar a disminuir las emisiones de CO<sub>2</sub> de las instalaciones y que, aunque puedan resultar de sentido común, no vienen exigidas por reglamento.

En instalaciones de climatización con agua de potencia menor de 70 kW se pueden enumerar, a modo de ejemplo, las siguientes:

### Enfriamiento gratuito por aire exterior y ventilación nocturna

En instalaciones de menos de 70 kW el RITE no exige enfriamiento gratuito, pero una vez que existe la unidad de

impulsión y tratamiento del aire de ventilación, puede realizarse un control de la misma para hacer enfriamiento del local mediante el aire exterior.

La ventilación del edificio durante un tiempo por la noche puede producir ahorros importantes de energía de refrigeración.

### Control de temperatura limitado

El sistema de control no debería permitir temperaturas por debajo de 24°C en verano ni por encima de 22°C en invierno (a excepción de emplear energías que no emitan CO<sub>2</sub>). Esta limitación debería realizarse sobre todo en los casos donde la persona que fije la temperatura del termostato no pague el consumo de electricidad. El RD 1826/2009 ha añadido un nuevo apartado de mantenimiento en el Reglamento donde obliga a mantener la temperatura en determinados edificios de alta ocupación a 26°C o más en verano y a 21°C o menos en invierno.

### Limitación en la energía consumida por las bombas

La energía eléctrica consumida por las bombas se emplea para vencer las pérdidas hidráulicas en las tuberías, accesorios, baterías de fancoils y máquina enfriadora y válvulas de control.

Se recomienda seleccionar el diámetro de las tuberías para una pérdida de carga entre 20 y 40 mm c.a. por metro de tubería. El Apéndice B de este documento incluye varias tablas para la selección del diámetro de las tuberías en función del caudal para una pérdida de presión de 40 mm c.a.

Es recomendable realizar circuitos secundarios a caudal variable con fancoils regulados con válvulas de 2 vías y bombas con variador de frecuencia. En el caso de existir un único circuito, deberá realizarse un esquema a caudal constante con el fin de asegurar un caudal mínimo de circulación por la enfriadora. Deberá tenerse en consideración que los circuitos a caudal constante con fancoils regulados con válvulas de 3 vías tendrán un consumo de las bombas constante e independiente de la carga.

Por último, deberá asegurarse que la bomba instalada sea la necesaria. Si la bomba que incorpora de serie la enfriadora proporciona una presión disponible superior a la necesaria, deberá sustituirse la bomba por una bomba adecuada (previa consulta al fabricante). Debe tenerse en cuenta que la regulación de caudal por válvula en serie produce un consumo energético elevado, pero a veces y por desgracia es el único método de regulación disponible.

### Limitación en la energía consumida por los ventiladores

La energía eléctrica consumida por los ventiladores suele ser una parte importante de la energía consumida por la instalación de climatización. En general, hay que descartar los sistemas que funcionen muchas horas a caudal constante.

En los sistemas de ventilación, debe prestarse especial atención a la potencia eléctrica consumida por los equipos debida sobre todo a los filtros. En este sentido es recomendable:

- Instalar filtros de tamaño superior al correspondiente al caudal de ventilación. La velocidad del aire al pasar por el filtro será menor y la pérdida de carga también.
- La sustitución de los filtros debería producirse cuando la pérdida de carga sea de 300-350 Pa (en lugar de los 450 Pa que suelen fijar los fabricantes). De esta forma se seleccionarán ventiladores de menor potencia que consumirán menos energía.
- Control de la ventilación. Se recomienda emplear siempre sondas de calidad del aire para no ventilar más de lo necesario.

El consumo energético de los ventiladores de los fancoils es muy elevado si estos funcionan continuamente. Es aconsejable instalar termostatos que paren los ventiladores cuando se alcance la temperatura de consigna del local.



# 3

## Exigencias de seguridad (IT 1.3)

### 3.1 RED DE TUBERÍAS

#### Generalidades

Las conexiones entre las tuberías y las enfriadoras o bombas de calor aire-agua con motor eléctrico de potencia superior a 3 kW se realizarán mediante elementos flexibles. Suponiendo un EER de 2, esto supone enfriadoras de potencia nominal superior a 6 kW (aproximadamente).

#### 3.1.1 Llenado y vaciado de los circuitos: alimentación y purga

La alimentación de los circuitos cerrados se podrá realizar bien mediante la presión de la red o bien desde depósito de alimentación.

##### Llenado mediante la presión de red

La alimentación se deberá realizar mediante un desconector que evite el reflujo del agua de forma segura en caso de caída de presión en la red del edificio, creando una discontinuidad entre el circuito y la misma red.

Antes del desconector se dispondrá de una válvula de cierre, un filtro y un contador en el orden indicado. El llenado será manual.

El siguiente esquema muestra el sistema de llenado con desconector:

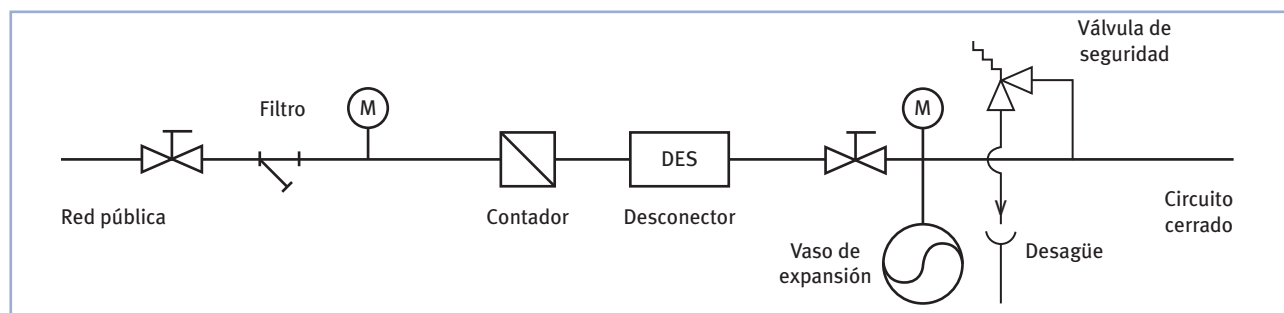


Figura 21: Esquema de llenado mediante la presión de red

##### Llenado mediante depósito

En el caso de que el fluido del circuito cerrado tenga anticongelante, la solución se elaborará en un tanque de preparación y se introducirá en el circuito mediante una bomba, de forma manual o automática. La siguiente figura muestra el esquema de instalación.

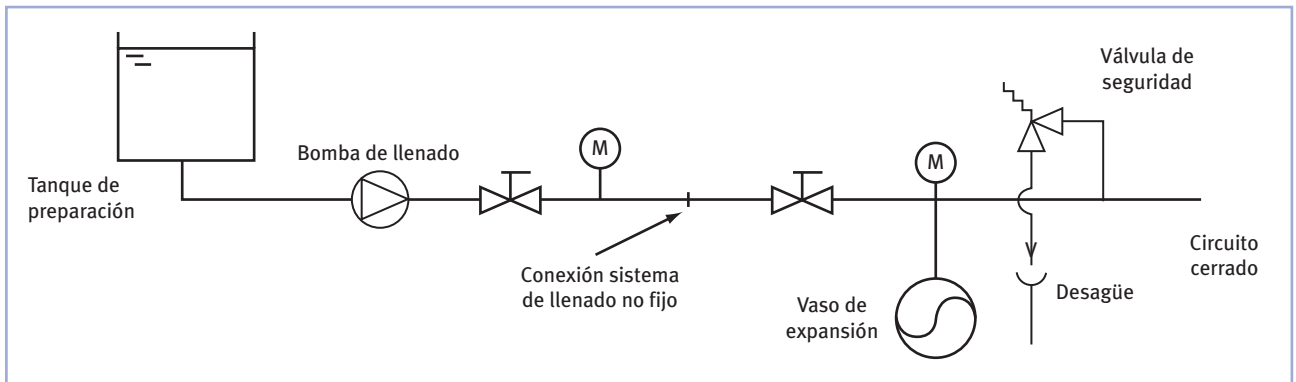


Figura 22: Esquema de llenado mediante depósito

### Válvula de alivio

En el tramo que conecta los circuitos cerrados al dispositivo de alimentación se instalará una válvula automática de alivio que tendrá un diámetro mínimo DN 20 y estará tarada a una presión igual a la máxima de servicio en el punto de conexión más 0,2 a 0,3 bar, siempre menor que la presión de prueba.

### Diámetro de la conexión

El diámetro mínimo de las conexiones en función de la potencia térmica nominal de la instalación se elegirá de acuerdo a lo indicado en la Tabla 24.

Potencia térmica nominal (kW)	Calor (DN)	Frío (DN)
$P \leq 70$	15	20
$70 < P \leq 150$	20	25
$150 < P \leq 400$	25	32
$400 < P$	32	40

Tabla 24: Diámetro de la conexión de alimentación

### Vaciado y purga

Los vaciados parciales se harán en puntos adecuados del circuito, a través de un elemento que tendrá un diámetro mínimo nominal de 20 mm.

El vaciado total se hará por el punto accesible más bajo de la instalación a través de una válvula cuyo diámetro mínimo, en función de la potencia térmica del circuito, se indica en la Tabla 25.

Potencia térmica nominal (kW)	Calor (DN)	Frío (DN)
$P \leq 70$	20	25
$70 < P \leq 150$	22	32
$150 < P \leq 400$	32	40
$400 < P$	40	50

Tabla 25: Diámetro de la conexión de vaciado

### Ejemplo cálculo de tuberías de llenado y vaciado de circuitos

Determina el diámetro de las tuberías de llenado y vaciado del circuito de distribución de una instalación de climatización con bomba de calor de 24 kW.

Tomaremos los diámetros de tuberías correspondientes a refrigeración por ser más desfavorables, resultando:

Tubería de llenado: DN20 (Tabla 24)

Tubería de vaciado total: DN25 (Tabla 25)

Las tuberías de vaciado parcial serán de 20 mm

### 3.1.2 Presiones a considerar en los circuitos: elementos de seguridad

Las presiones a considerar en la puesta en marcha y funcionamiento de la instalación son las siguientes:

- Altura de la instalación H: es la diferencia de cotas entre el vaso de expansión y el punto más elevado del circuito.
- Presión mínima  $P_m$ : la presión mínima o presión de llenado es la presión a la que se llena el circuito cerrado. Se fija de forma que se asegure una presión relativa de aproximadamente 1 bar en cualquier parte del circuito, con la bomba parada o en marcha.
- Presión inicial del vaso de expansión: la presión inicial de la cámara de aire del vaso de expansión  $P_i$  debe ser 0,2-0,3 bar inferior a la presión de llenado  $P_m$ .
- Presión máxima de servicio  $P_M$ : en un circuito cerrado de calefacción, es la presión del circuito hidráulico cuando el fluido se dilata al alcanzar su temperatura máxima.



- Presión de la válvula de alivio (válvula de seguridad): es la presión a la que abre la válvula de seguridad (válvula automática de alivio) situada en el tramo que conecta el circuito cerrado al dispositivo de alimentación. Esta presión debe ser 0,2 a 0,3 bar superior a la presión máxima de servicio.
- Presión nominal de los equipos, accesorios: es la presión a la que pueden estar trabajando los equipos con normalidad sin que se reduzca su vida útil. La presión nominal debe ser superior a la de tarado de las válvulas de seguridad.
- Presión de las válvulas de seguridad: además de la válvula de alivio, los circuitos cerrados dispondrán de una o más válvulas de seguridad. La presión de tarado, mayor que la presión máxima de ejercicio en el punto de instalación y menor que la de prueba, vendrá determinada por la norma específica del producto o, en su defecto, por la reglamentación de equipos y aparatos a presión.
- Presión de prueba: la presión de prueba de los circuitos cerrados para climatización será una vez y media la presión máxima efectiva de trabajo a la temperatura de servicio, con un mínimo de 6 bar.

#### **Ejemplo presiones en un circuito hidráulico de climatización mediante bomba de calor.**

Se instala una bomba de calor en la planta baja de un edificio de 2 plantas. Los fancoils del piso superior están 5 metros por encima de la máquina.

Llenaremos el circuito a una presión mínima (de llenado) de  $P_m=1,5$  bar (relativa) en la máquina, y por tanto

D interior (mm)	Volumen (litros/m)	D interior (mm)	Volumen (litros/m)
6	0,03	22	0,38
8	0,05	25	0,49
10	0,08	27	0,57
12	0,11	30	0,71
13	0,13	32	0,80
15	0,18	35	0,96
16	0,20	38	1,13
18	0,25	40	1,26
20	0,31	45	1,59

**Tabla 26:** Volumen de agua por metro de tubería en función del diámetro interior

El volumen útil del vaso de expansión  $V_u$  es el volumen del fluido expansionado y se calcula mediante:

$$V_u = C_e \cdot V$$

en el vaso de expansión. De esta forma los fancoils del piso superior estarán a 1 bar. La presión inicial del nitrógeno del vaso (antes de instalarlo) será de  $P_i=1,2$  bar.

La presión máxima de servicio del circuito se establece en  $P_M=2,5$  bar.

Se instalará una válvula de seguridad de  $P_{V_S}=3$  bar.

Todos los elementos que se instalen tendrán una presión nominal de  $P_N=4$  bar.

La presión de prueba del circuito será de:

$$P_B = 1,5 \cdot P_{V_S} = 4,5 \text{ bar}$$

#### **3.1.3 Expansión de los circuitos: vaso de expansión**

Los circuitos de distribución de agua o agua con anti-congelante que pertenezcan a sistemas de producción mediante bomba de calor reversible, tendrán un vaso de expansión de tipo cerrado que permita absorber el volumen de dilatación del fluido. Será de aplicación la UNE 100155 para dimensionar correctamente el vaso de expansión.

El volumen del circuito hidráulico se calculará teniendo en cuenta el volumen del depósito de inercia, en las baterías de frío y calor de los equipos generadores y de los elementos terminales y el volumen de agua en el circuito de distribución de calor. La siguiente tabla muestra el volumen de los tubos por metro lineal en función del diámetro interior del tubo:

Siendo V el volumen del circuito hidráulico y  $C_e$  el coeficiente de expansión del fluido dado por:

$$C_e = (3,24 \cdot T^2 + 102,13 \cdot T - 2.708,3) \cdot 10^6$$

En el caso de que el fluido del circuito tenga anticongelante, el coeficiente de expansión debe corregirse. La siguiente tabla muestra el coeficiente de expansión  $C_e$  en función de la temperatura del agua y del % de propilenglicol.

Temperatura	Agua	20% propil.	30% propil.	40% propil.	50% propil.
30	0,0033	0,0052	0,0070	0,0071	0,0082
35	0,0048	0,0074	0,0098	0,0099	0,0114
40	0,0066	0,0098	0,0127	0,0127	0,0147
45	0,0084	0,0122	0,0157	0,0156	0,0180
50	0,0105	0,0148	0,0188	0,0186	0,0213
55	0,0127	0,0175	0,0219	0,0215	0,0247
60	0,0151	0,0203	0,0252	0,0246	0,0282
65	0,0176	0,0232	0,0285	0,0277	0,0317
70	0,0203	0,0262	0,0319	0,0308	0,0353
75	0,0232	0,0293	0,0354	0,0340	0,0389
80	0,0262	0,0326	0,0390	0,0373	0,0426
85	0,0294	0,0359	0,0426	0,0406	0,0464
90	0,0327	0,0393	0,0464	0,0440	0,0502
95	0,0362	0,0429	0,0502	0,0474	0,0541
100	0,0399	0,0465	0,0541	0,0509	0,0580

**Tabla 27:** Coeficiente de expansión en función de la temperatura y del % de propilenglicol

El volumen total del vaso de expansión cerrado se calcula a partir de la presión inicial del vaso  $P_i$ , la presión mínima  $P_m$  (de llenado) y la presión máxima de funcionamiento mediante:

$$V_t = V_u \cdot \frac{1}{P_i / P_m - P_i / P_M}$$

Las distintas presiones se definen en la sección 3.1.5 de este documento.

### Ejemplo cálculo del vaso de expansión

Calcula el volumen del vaso de expansión para un circuito cerrado de climatización con bomba de calor con un volumen de agua en la instalación de 260 litros.

Coeficiente de expansión (agua, 50°C): 0,0105

Volumen útil: 2,7 litros

Presión inicial del vaso: 0,7 bar ( $P_i = 1,7$  bar abs)

Presión de llenado: 1 bar ( $P_m = 2$  bar abs)

Presión máxima: 2 bar ( $P_M = 3$  bar abs)

Volumen total:  $V_t = 2,7 \cdot 1 / (1,7 / 2 - 1,7 / 3) = 9,5$  litros

La mayoría de fabricantes incorporan en el sistema hidráulico de sus bombas de calor un vaso de expansión predimensionado, proporcionando el dato del volumen máximo del circuito hidráulico. La Tabla 28 muestra el volumen máximo del

circuito hidráulico en instalaciones con bombas de calor ( $T < 50^{\circ}\text{C}$ ), en función de las presiones inicial y final del circuito hidráulico y del volumen del vaso de expansión.

Presiones relativas		Volumen del vaso de expansión				
$P_m$ (bar)	$P_M$ (bar)	5	8	12	18	25
1	2	130	210	320	480	660
1,5	2,5	120	190	280	430	590
2	3	105	170	250	380	530

Presión inicial del vaso  $P_v$ , 0,3 bar inferior a la de llenado

**Tabla 28:** Volumen máximo del circuito hidráulico ( $T_{\text{max}} < 50^{\circ}\text{C}$ ) en función de la presión inicial, presión de llenado, presión final del circuito hidráulico y del volumen del vaso de expansión

### Ejemplo selección del vaso de expansión

Una bomba de calor lleva instalado un vaso de expansión de 8 litros. Determina el volumen máximo del circuito hidráulico que permite instalar sin necesidad de añadir un nuevo vaso de expansión (o ampliar el existente).

Suponemos que se trata del ejemplo de la sección anterior:

$P_m=1,5$  bar;  $P_i=1,2$  bar;  $P_M=1,5$  bar;  $P_{vs}=3$  bar;  
 $P_N=4$  bar;  $P_b=4,5$  bar

El volumen máximo del circuito hidráulico será de 210 litros (Tabla 28). Cuando este volumen de agua se calienta a  $50^{\circ}\text{C}$ , la presión aumentará de 1,5 a 2,5 bar.

### Dispositivos de seguridad

Los circuitos de agua a temperatura mayor que la ambiente llevarán los siguientes dispositivos de funcionamiento y seguridad en el siguiente orden creciente:

- Termostato de funcionamiento: sonda de temperatura asociada a un regulador que actúe sobre el suministro de calor de forma proporcional o todo-nada.
- Presostato o termostato de corte que corta el suministro de energía cuando se alcance un valor determinado de presión o temperatura.
- Válvula de seguridad. Descarga a la atmósfera del exceso de presión.
- Los circuitos cerrados llevarán un vaso de expansión con un manómetro.

### Válvulas de seguridad

Se instalará una válvula automática de alivio en el tramo que conecta el circuito cerrado al dispositivo de alimentación. El diámetro nominal de esta válvula de seguridad será de 20 mm como mínimo. La presión de tarado de esta válvula será de 0,2 a 0,3 bar superior a la presión máxima de servicio.

Además de la válvula de alivio, se instalarán una o más válvulas de seguridad. La presión de tarado será mayor que la presión máxima de ejercicio en el punto de instalación y menor que la de prueba.

La descarga de las válvulas de seguridad estará conducida a un lugar visible y estará visible.

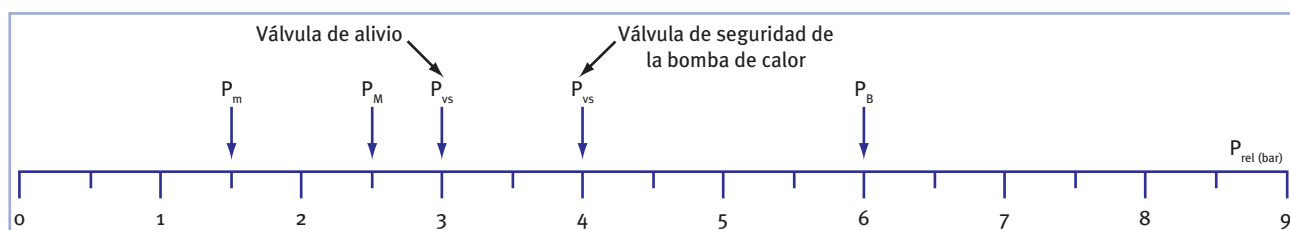
En el caso de generadores de calor, la válvula de seguridad estará dimensionada por el fabricante del generador.

Las válvulas de seguridad deben tener un dispositivo de accionamiento manual para pruebas de tipo leva que no modifique el tarado de la misma.

Se dispondrá de un sistema de seguridad que impida la puesta en marcha de la instalación si el sistema no tiene la presión de ejercicio de proyecto o memoria técnica.

### Ejemplo presiones en un circuito cerrado (caso A)

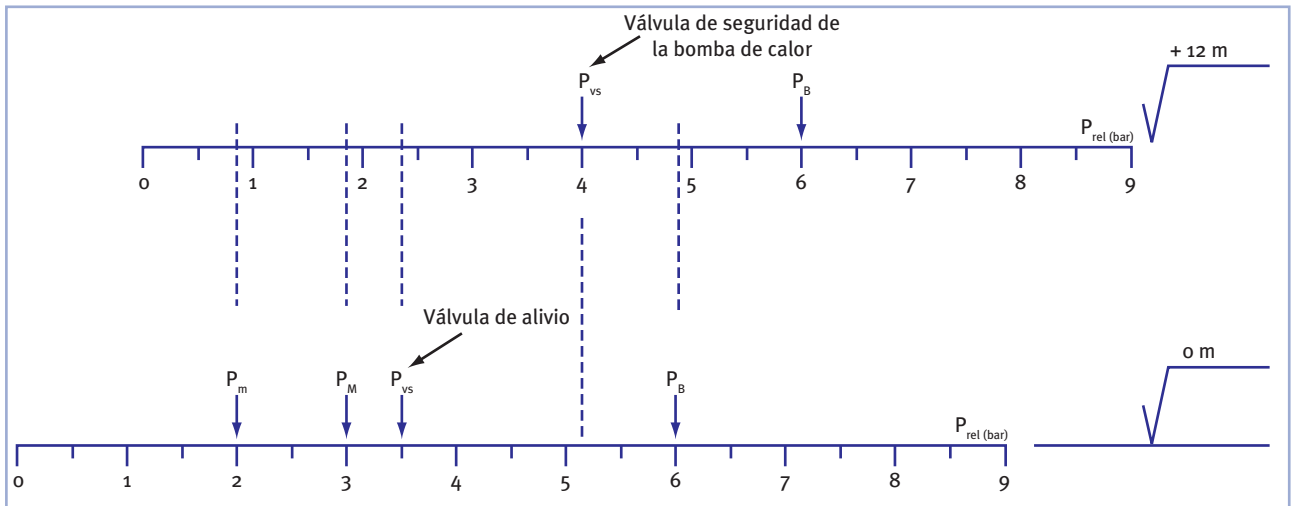
Caso de sistema de llenado y bomba de calor en la misma planta.



Se decide que la presión de llenado sea de  $P_m=1,5$  bar (rel), la presión máxima de servicio será de  $P_M=2,5$  bar (rel) y la presión de alivio de la válvula de seguridad de  $P_{vs}=3,0$  bar (rel). La presión de prueba será en este caso de  $P_B=6$  bar (rel). La bomba de calor lleva una válvula de seguridad de 4 bar que abrirá entre la presión de la válvula de alivio y la presión de prueba de prueba.

**Ejemplo presiones en un circuito cerrado (caso B)**

Caso de bomba de calor 4 plantas (12 metros) sobre el sistema de llenado.

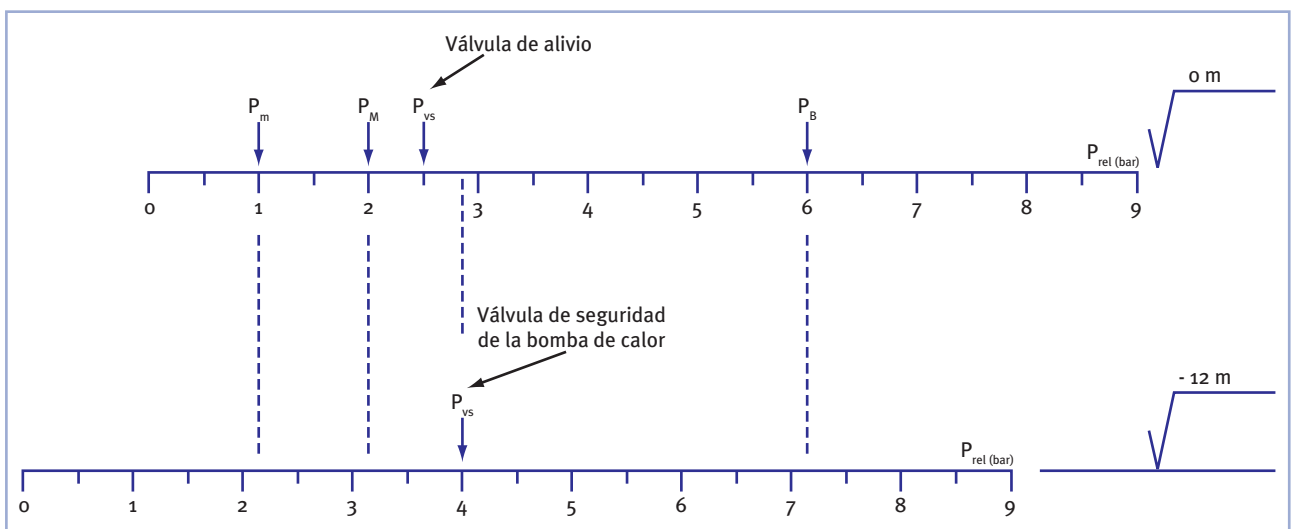


En la Figura se muestran las presiones a la altura del sistema de llenado ( $z=0$  m) y a la altura de la bomba de calor ( $z=+12$  m). La presión del agua en la bomba de calor es 1,2 bar inferior a la presión en el sistema de llenado.

La presión de llenado será de  $P_m=2,0$  bar (rel), para que la presión en la bomba de calor sea de 0,8 bar (rel). La presión máxima de servicio será de  $P_M=3,0$  bar (rel) y la presión de alivio de la válvula de seguridad de  $P_{vs}=3,5$  bar (rel). La presión de prueba será en este caso de  $P_B=6$  bar (rel). La bomba de calor lleva una válvula de seguridad de 4 bar, que se corresponde con 5,2 bar a la altura del sistema de llenado; es decir, que abrirá entre la presión de la válvula de alivio y la presión de prueba tal y como especifica el RITE.

**Ejemplo presiones en un circuito cerrado (caso C)**

Caso de bomba de calor 4 plantas (12 metros) por debajo del sistema de llenado.



En la Figura se muestran las presiones a la altura del sistema de llenado ( $z=0$  m) y a la altura de la bomba de calor ( $z=-12$  m). La presión del agua en la bomba de calor es 1,2 bar superior a la presión en el sistema de llenado.

La presión de llenado será de  $P_m=1,0$  bar (rel), siendo la presión en la bomba de calor de 2,2 bar (rel). La presión máxima de servicio será de  $P_M=2,0$  bar (rel) y la presión de alivio de la válvula de seguridad de  $P_{VS}=2,5$  bar (rel). La presión de prueba será en este caso de  $P_B=6$  bar (rel). La bomba de calor lleva una válvula de seguridad de 4 bar, que se corresponde con 2,8 bar a la altura del sistema de llenado; es decir, que abrirá entre la presión de la válvula de alivio y la presión de prueba tal y como especifica el RITE.

### 3.1.4 Dilataciones de las tuberías

Las variaciones de longitud a las que están sometidas las tuberías, debido a la variación de la temperatura del fluido que contienen, se deben compensar con el fin de evitar roturas en los puntos más débiles.

Los elementos de dilatación se diseñarán y calcularán según la norma UNE 100.156. El empleo de compensadores de dilatación térmica es actualmente la solución técnica más adecuada para evitar las tensiones en las tuberías por dilataciones. Además, se pueden realizar cambios de trazado en forma de L, Z o U.

En el caso de instalaciones de agua con bomba de calor, la temperatura mínima es de  $5^\circ\text{C}$  y la máxima puede ser de  $45^\circ\text{C}$ .

La dilatación del tubo en mm viene dada por:

$$L_d = C_d \times L \times \Delta T$$

Siendo:

$C_d$ : el coeficiente de dilatación del material en  $\text{mm/m } ^\circ\text{C}$ :  
acero: 0,012; acero inox: 0,024; aluminio: 0,024; cobre: 0,017; fundición de hierro: 0,011.

$L$ : longitud del tramo en m.

$\Delta T$ : el incremento máximo de temperaturas esperado.

#### Ejemplo cálculo de dilatación

En un tramo de 12 metros de tubo de cobre, si se produce una diferencia de temperaturas de  $40^\circ\text{C}$  se obtiene:  
 $L = 0,017 \cdot 12 \cdot 40 = 8,2$  mm.

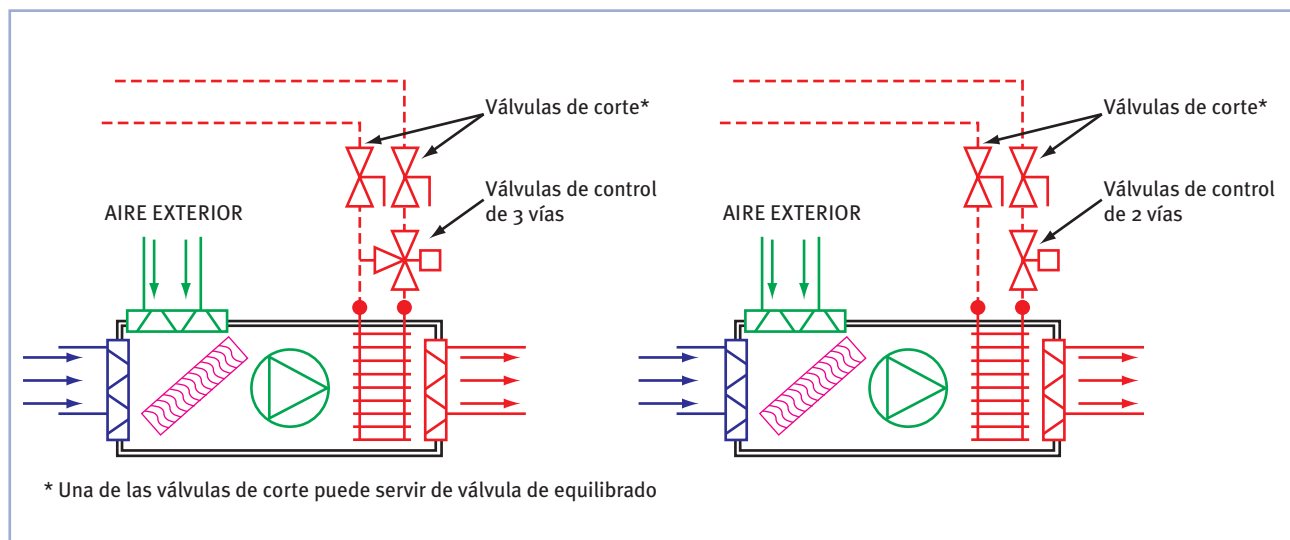
Empleando un compensador de dilataciones de tipo deslizante o de fuelle que permita una expansión de 10 mm evitaremos la aparición de tensiones en los tubos.

### 3.1.5 Conexión y desconexión de las unidades terminales

Los fancoils llevarán a la entrada y a la salida una válvula de cierre.

Asimismo contarán con un dispositivo manual o automático para poder modificar las aportaciones térmicas.

Una de las válvulas de corte será específicamente utilizada para el equilibrado hidráulico.



### 3.2 ACCESIBILIDAD

Los equipos y accesorios de la instalación deben estar situados de forma tal que se facilite su limpieza, mantenimiento y reparación.

#### 3.2.1 Accesibilidad a las enfriadoras

Los fabricantes suelen establecer distancias mínimas de separación para el correcto funcionamiento de las enfriadoras, que en algunos casos tienen en cuenta que exista un espacio mínimo para la realización de las operaciones de ejecución y mantenimiento.

Se recomienda una distancia libre de 0,6 metros para una correcta entrada de aire y distancia de trabajo para la realización de operaciones de mantenimiento. La distancia lateral mínima recomendada es de 0,2 m, incrementándose a 0,6 m si en el lateral se encuentran las conexiones eléctricas o de las tuberías de agua o alguna tapa de registro. Se trata de recomendaciones para el prediseño de la instalación, ya que las distancias concretas a respetar las dará cada fabricante para cada máquina en particular.

En el diseño de la instalación debe quedar claro cómo se va a realizar el acceso con seguridad a las enfriadoras tanto para la ejecución de la instalación como para las posteriores operaciones de mantenimiento. Si se instalan en lugares no transitables será necesario incluir las necesarias medidas de seguridad. La Figura 23 muestra, a modo de ejemplo, las medidas adoptadas para el acceso a una enfriadora situada sobre un cuarto de ascensores.

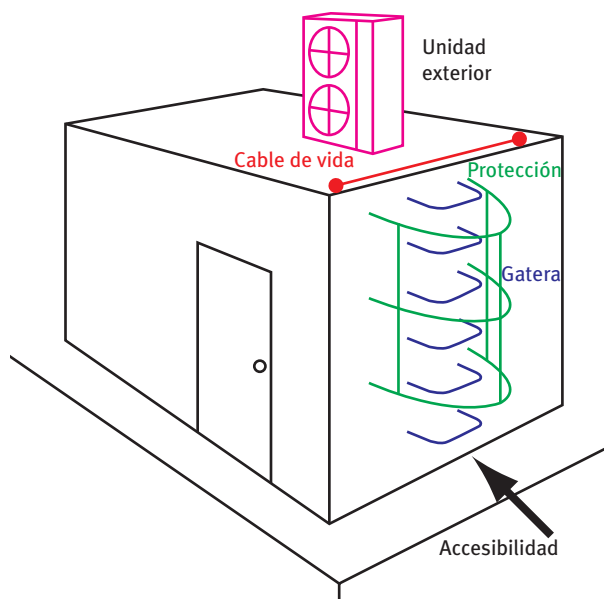


Figura 23: Accesibilidad a una unidad exterior situada en el techo de un cuarto de ascensores

Se ha realizado una gatera con un arco de protección para evitar caídas. Además se ha instalado un cable de vida donde el operario pueda sujetarse y realizar los trabajos en la máquina de forma segura.

El RITE establece que las unidades exteriores que se instalen en las fachadas deben integrarse en la misma, quedando ocultas a la vista exterior.

#### 3.2.2 Accesibilidad a fancoils

Es habitual instalar los fancoils en espacios muy reducidos. El Reglamento establece la obligación de realizar accesos adecuados cerca de cada aparato que puedan ser abiertos sin necesidad de herramientas.

Se considera que el tamaño mínimo de los accesos en falsos techos no desmontables deberá ser de 0,5x0,5 metros. Deberá prestarse atención a los requisitos establecidos por el fabricante. En cualquier caso se recomienda la instalación de los equipos en locales con falsos techos totalmente desmontables.

# 4

## Ejemplos de aplicación de sistemas

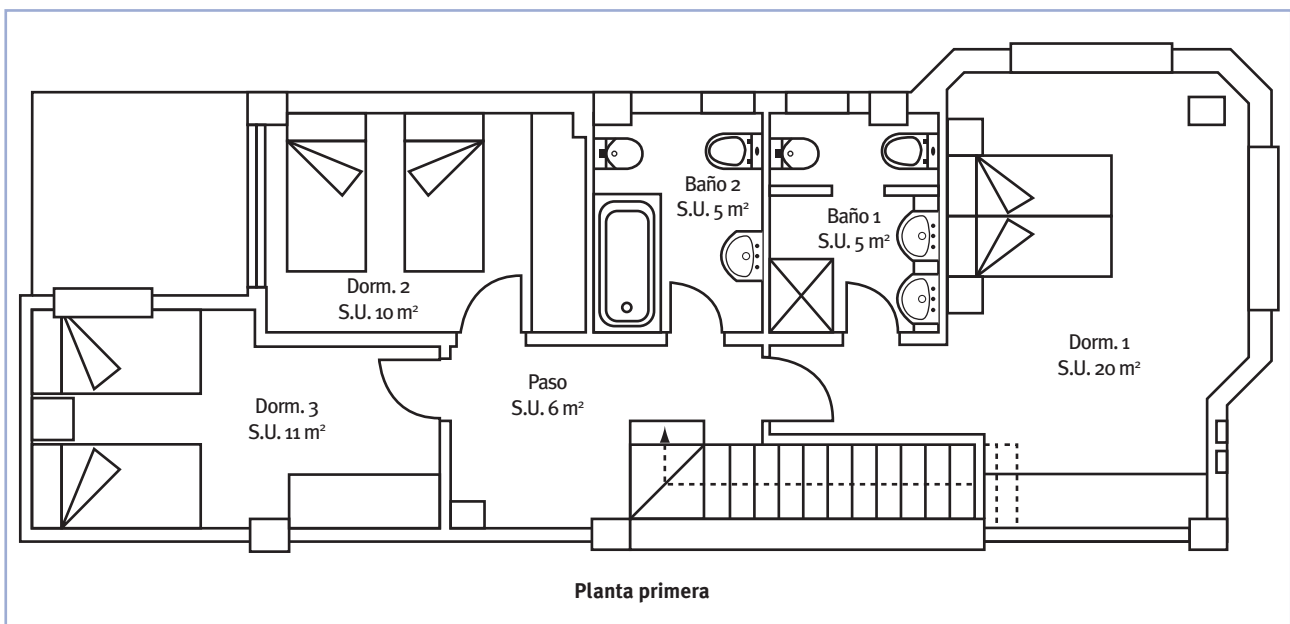
A continuación se van a realizar 3 casos prácticos de instalaciones de climatización de menos de 70 kW con sistemas de climatización con agua:

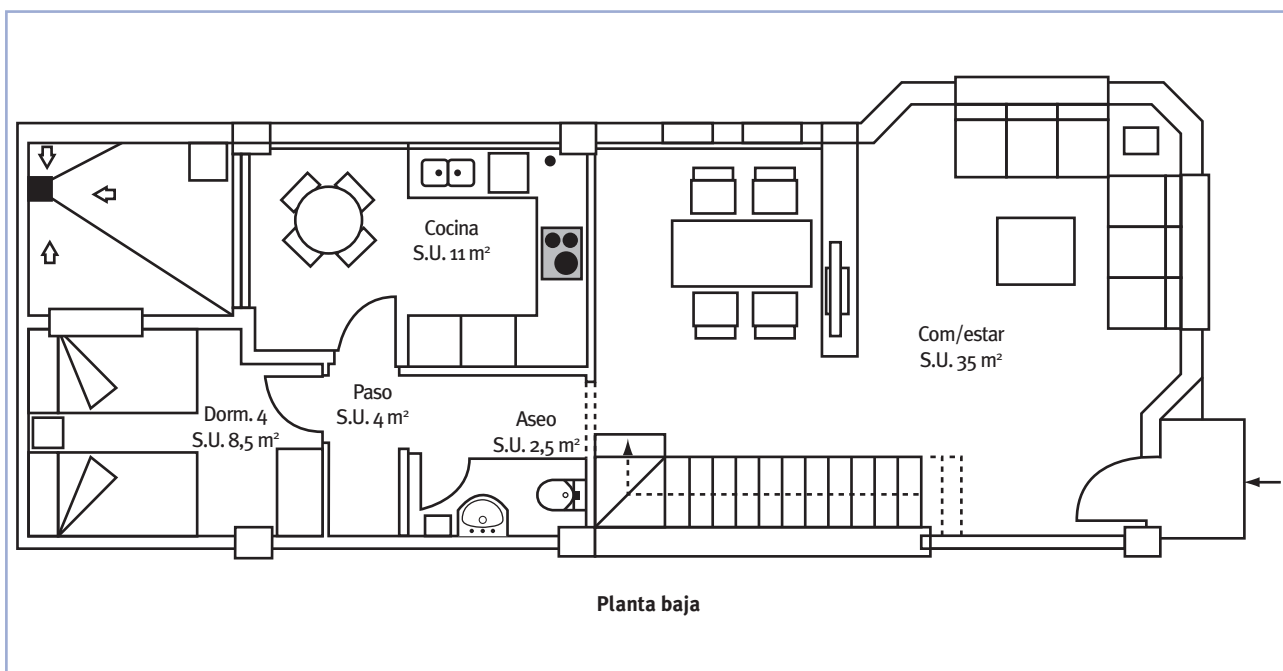
- Vivienda (2 alternativas).
- Oficina (3 alternativas).
- Restaurante (4 alternativas).

Algunos casos prácticos se resuelven de varias formas, todas ellas en cumplimiento del nuevo RITE. Evidentemente existen multitud de soluciones alternativas a las propuestas plenamente válidas y que cumplen igualmente toda la reglamentación actual.

### 4.1 EJEMPLO DE SISTEMA EN UNA VIVIENDA

Se va a realizar el sistema de climatización mediante agua de una vivienda de dos plantas. Se trata de un bungalow de 2 plantas de  $S=118 \text{ m}^2$  útiles.





La ventilación de la vivienda se realiza según el Documento HS3 del CTE, donde no es necesario introducir el aire filtrado a los locales a climatizar. Desde el punto de vista de la instalación de climatización, se deberá conocer el caudal de aire de ventilación para tenerlo en cuenta en el cálculo de cargas de la vivienda.

Para el ejemplo de nuestra vivienda (considerando cocina de gas) resulta:

Locales	nº	Caudal de ventilación mínimo exigido $q_v$ en l/s	
		Por ocupante	Total
Dormitorios dobles	4	8 ocupantes por 5 l/s	40 l/s Impulsión
Sala de estar-comedor	1	8 ocupantes por 3 l/s	24 l/s Impulsión
Aseos y cuartos de baño	3	15 por local	45 l/s Extracción
Cocinas	1	11·2 + 8 l/s	30 l/s Extracción

Resulta:

$Q_{impulsión} = 64 \text{ l/s (40+24)}$ ,  $Q_{extracción} = 75 \text{ l/s (45+30)}$ , siendo el caudal de ventilación el mayor de los dos ( $Q_v = 75 \text{ l/s} = 75/1.000 \cdot 3.600 = 270 \text{ m}^3/\text{h}$ ).

La superficie de la vivienda es de  $S=118 \text{ m}^2$  y su altura de  $H=3 \text{ m}$ , el volumen de la vivienda es de  $V=354 \text{ m}^3$ .

El caudal de ventilación en renovaciones hora es de:

$$Q_{ren,h} = 270 \text{ m}^3/\text{h} / 354 \text{ m}^3 = 0,76 \text{ renovaciones/hora}$$

Del cálculo de cargas de la vivienda en invierno y verano resulta:



Cálculo de cargas en la vivienda					
	Superficie m <sup>2</sup>	Carga refrigeración		Carga calefacción	
		Sensible	Latente	Sensible	Latente
Sala de estar	35	2.587	400	2.283	500
Aseo 1	2,5	–	–	–	–
Cocina	11	813	200	622	250
Habitación 4	9	665	200	509	250
Paso planta baja	6	443	–	391	–
<b>Suma cargas planta baja</b>	<b>63,5</b>	<b>4.509</b>	<b>800</b>	<b>3.804</b>	<b>1.000</b>
<b>Total planta baja simultánea</b>	<b>63.5</b>	<b>4.100</b>	<b>400</b>	<b>3.500</b>	<b>500</b>
Habitación 1	11	1.004	200	813	250
Habitación 2	20	1.826	200	1.652	250
Habitación 3	8,5	776	200	702	250
Aseo 2	5	–	–	–	–
Aseo 3	5	–	–	–	–
Paso planta primera	6	548	–	522	–
<b>Suma cargas planta primera</b>	<b>55,5</b>	<b>4.154</b>	<b>600</b>	<b>3.689</b>	<b>750</b>
<b>Total planta primera simultánea</b>	<b>55,5</b>	<b>3.800</b>	<b>400</b>	<b>3.300</b>	<b>500</b>

A partir del cálculo de cargas se selecciona la máquina comercial más próxima; en este caso se selecciona la máquina de las siguientes características:

Bomba de calor aire-agua		
Capacidad frigorífica nominal*	kW	9,6
Capacidad calorífica nominal**	kW	10,2
Intercambiador de calor refrigerante-agua		
Volumen neto de agua	litros	2,41
Presión máx. de funcionamiento del lado agua	kPa	300
Circuito hidráulico		
Presión disponible***	kPa	53
Volumen del vaso de expansión	litros	3
Caudal de agua nominal	l/h	1.660
Volumen de agua del sistema		
Mínimo****	litros	32
Máximo*****	litros	65

\* Basada en condiciones Eurovent: temperatura entrada/salida agua evaporador 12°C/7°C, una temperatura de entrada del aire en el condensador de 35°C.

\*\* Basada en condiciones Eurovent: temperatura de entrada/salida del agua en el condensador 40°C/45°C, una temperatura de entrada del aire en el evaporador de 7°C bs/6°C bh.

\*\*\* Para caudal nominal y alta velocidad de la bomba.

\*\*\*\* Si el contenido de agua está por debajo del valor indicado, debe agregarse un depósito regulador.

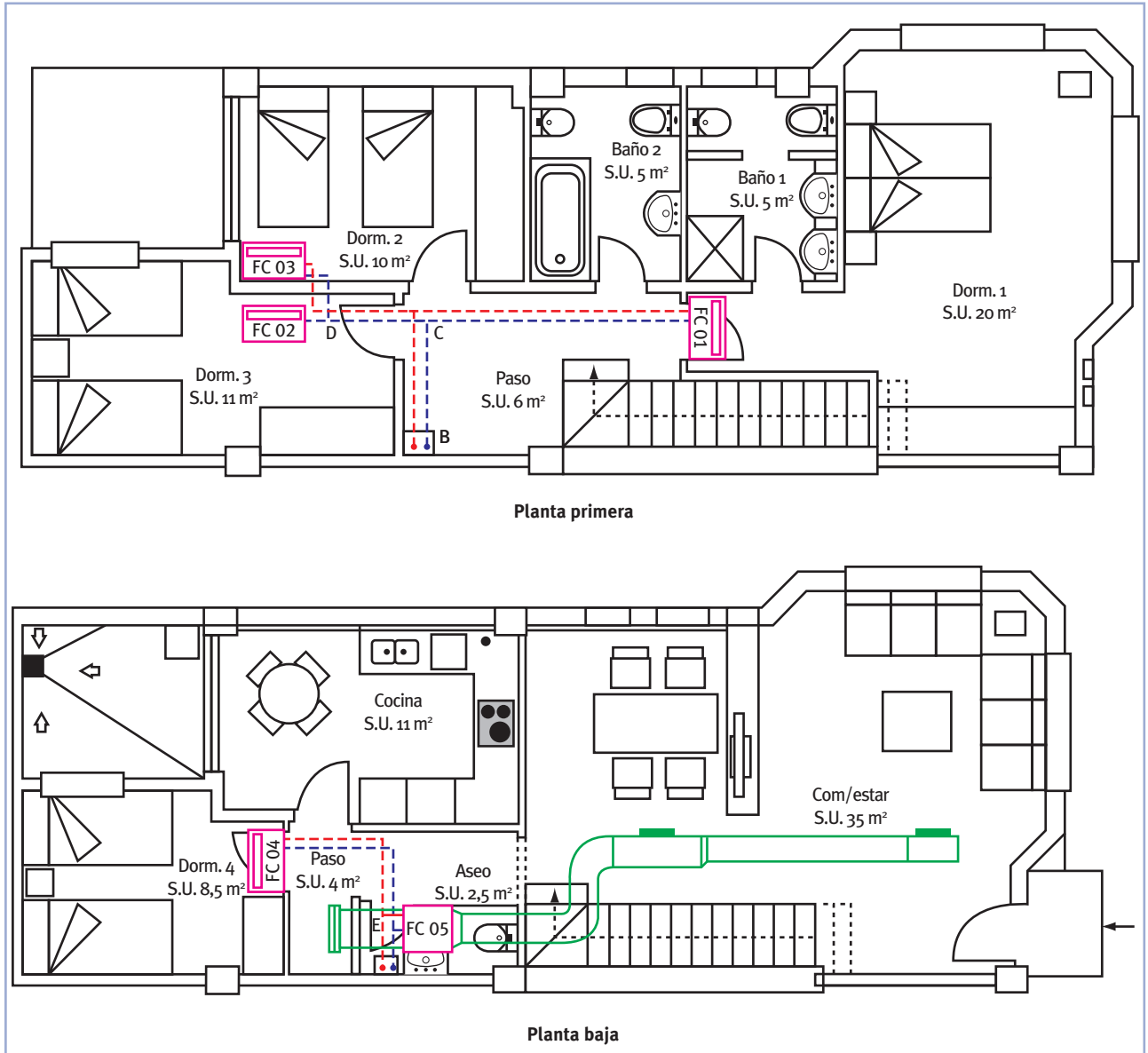
\*\*\*\*\* Si el contenido de agua está por encima del valor indicado, debe aumentarse el vaso de expansión.

Se realizan dos propuestas de sistema de climatización para la vivienda:

- 1 Fancoils en cada habitación.
- 2 Fancoils en cada planta.

### 4.1.1 Fancoils en cada habitación

Se instala 1 unidad de tipo pared, suelo o techo en cada habitación y una unidad de tipo conductos para el salón comedor.



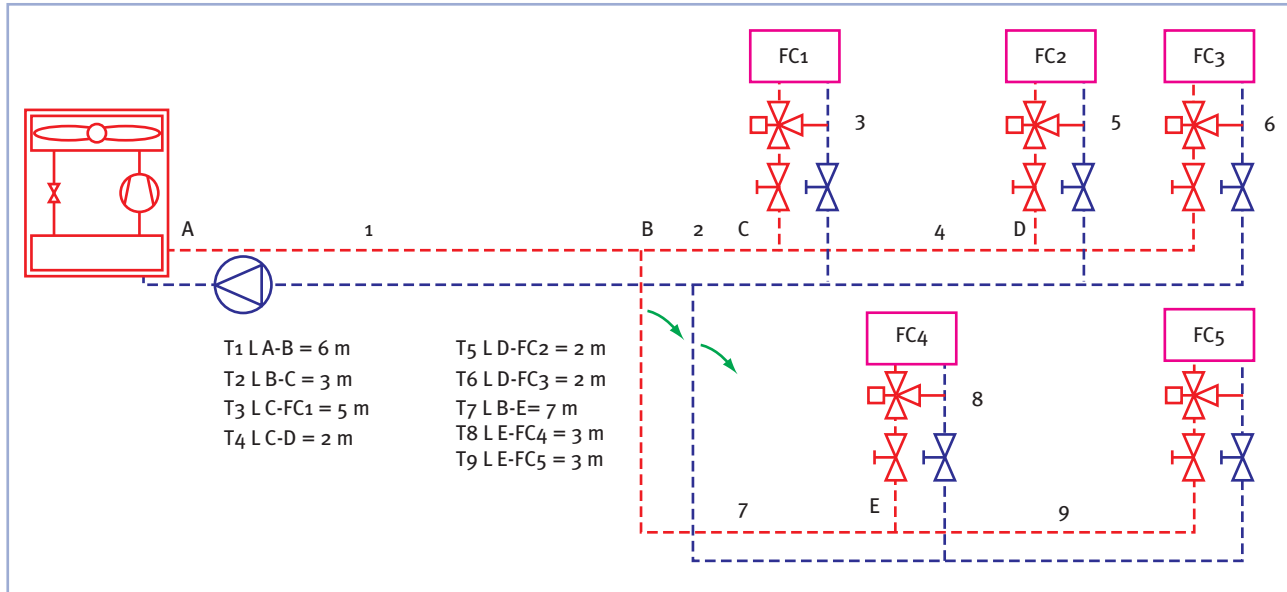
La tabla siguiente muestra las unidades de agua seleccionadas: tipo pared para las habitaciones y de conductos para el comedor:

Unidades terminales		Pared	Conductos
Capacidad nom. frío (*)	kW	2,43	3,79
Capacidad nom. sensible frío (*)	kW	1,75	2,52
Pérdida de carga frío	m c.a.	0,9	1,5
Capacidad nom. calor (**)	kW	3,31	4,25
Pérdida de carga calor	m c.a.	0,77	1,3
Caudal de agua nominal	litros/hora	430	690
Consumo nominal del ventilador	W	27	45

\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 27°C; temp. húmeda interior 19°C; temp. entrada de agua 7°C; velocidad máx. ventilador.

\*\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 20°C; temp. entrada de agua 50°C; velocidad máx. ventilador.

El esquema de la instalación queda de la siguiente forma:



A partir de los caudales nominales de las unidades terminales se establecen los caudales de diseño de cada tramo, excepto el tramo 1 (A-B) cuyo caudal nominal es el de la bomba de calor.

Tramo	Potencia (kW)	Caudal (litros/hora)	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Apresión unit. (mm c.a./ml)	Apresión tramo (mm c.a.)	
1	A - B	9,6	1.660	6	28x1,5	48,3	289,9
2	B - C	7,5	1.290	3	28x1,5	31,1	93,2
3	C - FC1	2,5	430	5	18x1,0	38,2	191,1
4	C - D	5	860	2	22x1,0	44,2	88,4
5	D - FC2	2,5	430	2	18x1,0	38,2	76,4
6	D - FC3	2,5	430	2	18x1,0	38,2	76,4
7	B - E	6,5	1.120	7	28x1,5	24,3	169,9
8	E - FC4	2,5	430	3	18x1,0	38,2	114,6
9	E - FC5	4	690	3	22x1,0	30,1	90,4

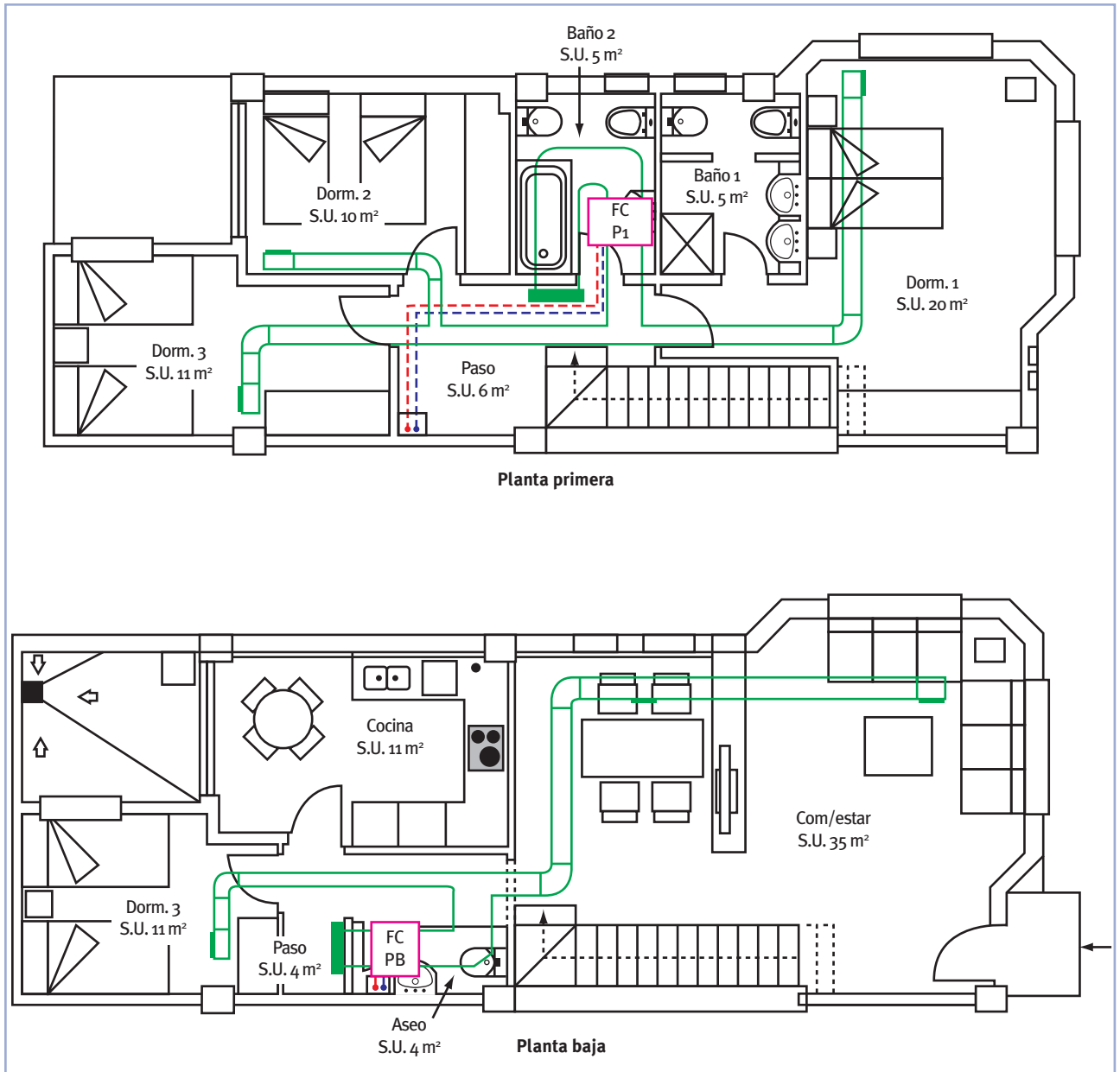
Elemento	Tramos	Elementos	$\Delta P$ elem. (mm c.a.)	$\Delta P$ tubos* (mm c.a.)	Apresión total (mm c.a.)	Desequilibrio (mm c.a.)
FC1	1 2 3	FC1	900	1.493	2.393	537,63
FC2	1 2 4 5	FC2	900	1.424	2.324	605,94
FC3	1 2 4 6	FC3	900	1.424	2.324	605,94
FC4	1 7 8	FC4	900	1.494	2.394	536,89
FC5	1 7 9	FC5	1.500	1.430	2.930	0,00

La pérdida de presión en los tubos es 2 veces (impulsión + retorno) de 1,3 la DP en los tramos (se considera 30% de pérdidas en accesorios).

La pérdida de presión en la red de tuberías sin contar la bomba de calor aire-agua es de 2,93 m c.a., que se corresponde con el fancoil de conductos (FC5). La bomba de la máquina proporciona el dato de presión disponible; esto es, incremento de presión sin contar el intercambiador de la enfriadora (suele ser de 1 a 2 m c.a.).

La presión disponible en la bomba de calor ( $53 \text{ kPa}/9,81 = 5,4 \text{ m c.a.}$ ) es superior a la pérdida de carga del circuito sin considerar la propia máquina (2,93 m c.a.) siendo la bomba válida, aunque podría ser conveniente ajustar su velocidad a una velocidad menor o sustituirla por una bomba más pequeña.

### 4.1.2 Fancoils de conductos en cada planta

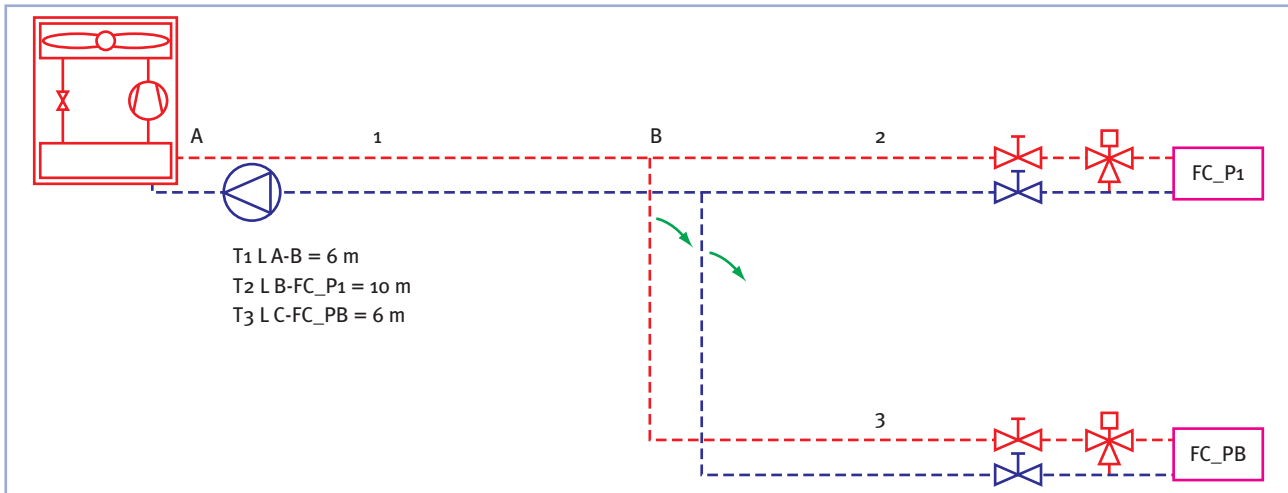


Equipos de conductos		
Capacidad nom. frío (*)	kW	5
Capacidad nom. sensible frío (*)	kW	4
Pérdida de carga frío	m c.a.	1,5
Capacidad nom. calor (**)	kW	6,5
Pérdida de carga calor	m c.a.	1
Caudal de agua nom.	litros/hora	870
Consumo nominal del ventilador	W	85
Conexiones de agua	Pulgadas	1/2"
Conexión desagüe	mm	16

\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 27°C; temp. húmeda interior 19°C; temp. entrada de agua 7°C; velocidad máx. ventilador.

\*\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 20°C; temp. entrada de agua 50°C; velocidad máx. ventilador.

El esquema hidráulico de la instalación es el siguiente:



El cálculo del circuito se realiza con ayuda de la tabla del Anexo B:

Tramo	Potencia (kW)	Caudal (litros/hora)	Longitud (m)	Diámetro (mm)	$\Delta$ Presión unit. (mm c.a./ml)	$\Delta$ Presión tramo (mm c.a.)
1 A - B	9,6	1.660	6	28x1,5	48,3	289,9
2 B - FC_P1	5	860	10	22x1,0	44,2	441,8
3 B - FC_PB	5	860	6	22x1,0	44,2	265,2

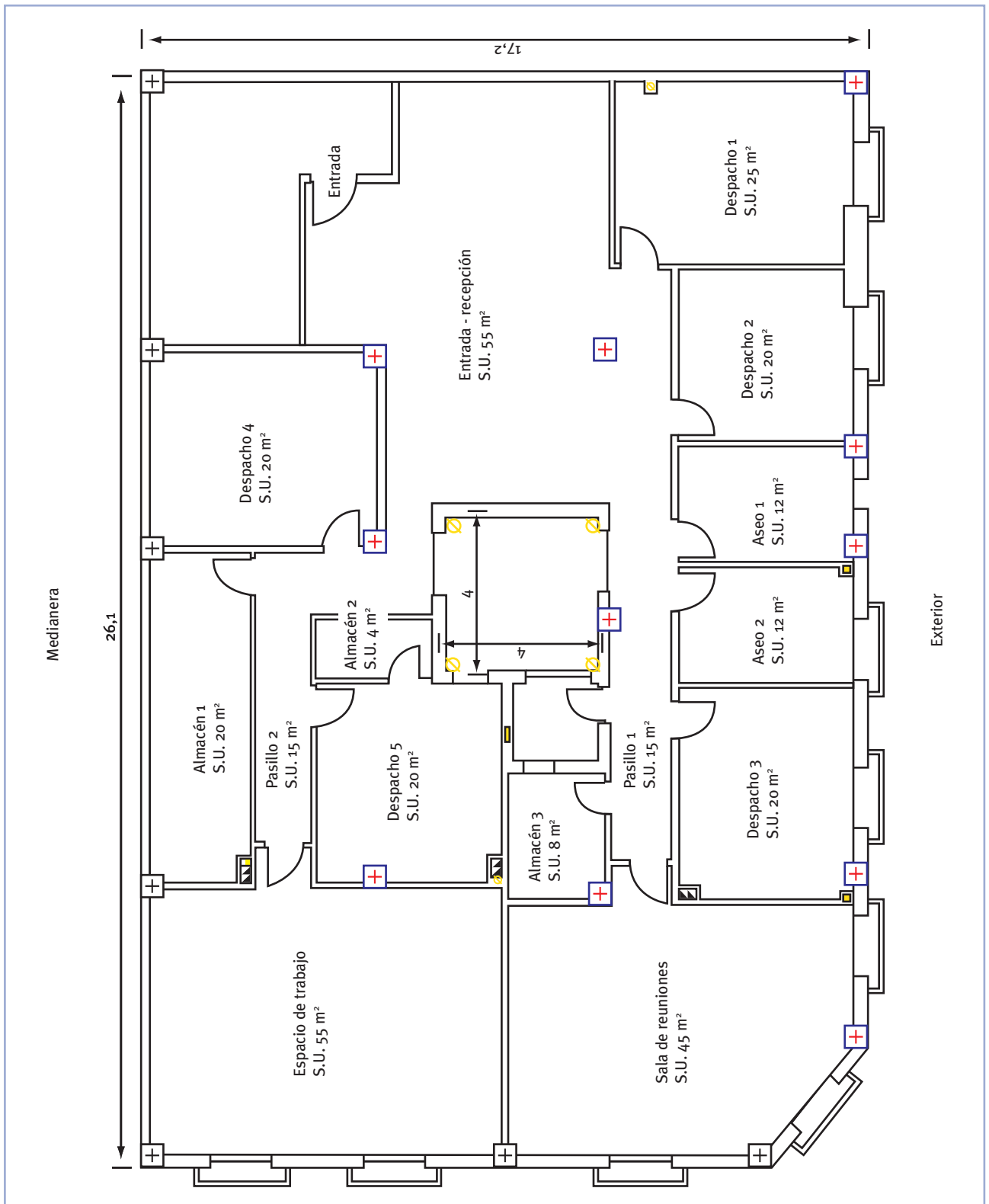
Elemento	Tramos	Elementos	$\Delta$ P elem. (mm c.a.)	$\Delta$ P tubos* (mm c.a.)	$\Delta$ Presión total (mm c.a.)	Desequilibrio (mm c.a.)
FC_P1	1 2	FC_P1	1.500	1.902	3.402	0,00
FC_PB	1 3	FC_PB	1.500	1.443	2.943	459,21

La pérdida de presión en los tubos es 2 veces (impulsión + retorno) de 1,3 la DP en los tramos (se considera 30% de pérdidas en accesorios).

La bomba de la enfriadora proporciona una presión disponible de 5,4 m c.a., superior a la pérdida de carga del circuito hidráulico (3,4 m c.a.), siendo válida para el circuito diseñado.

## 4.2 EJEMPLO DE LOCAL DE OFICINAS

Se propone climatizar con un sistema aire-agua unas oficinas de 290 m<sup>2</sup> acondicionados donde trabajan 30 personas. El plano del local es el siguiente:



Aplicando el método indirecto por persona para IDA 2, resulta  $Q_v = 30 \cdot 12,5 = 375 \text{ l/s} = 1.350 \text{ m}^3/\text{h}$ . Realizando un cálculo de cargas en los locales y en toda la oficina resulta:

## Refrigeración

	Superficie	Ocupación	Ventilación		Ocupación		Iluminación		Cerramient.		Total		
			Q <sub>L,VENT</sub>	Q <sub>S,VENT</sub>	Q <sub>L,OCUP</sub>	Q <sub>S,OCUP</sub>	Q <sub>L,ILUM</sub>	Q <sub>S,ILUM</sub>	Q <sub>L,CERR</sub>	Q <sub>S,CERR</sub>	Q <sub>L,TOT</sub>	Q <sub>S,TOT</sub>	Q <sub>TOT</sub>
Despacho 1	25	2	98	220	96	166		375		981	194	1.742	1.936
Despacho 2	20	2	98	220	96	166		300		753	194	1.439	1.663
Despacho 3	20	2	98	220	96	166		300		762	194	1.448	1.642
Despacho 4	20	2	98	220	96	166		300		797	194	1.483	1.677
Despacho 5	20	2	98	220	96	166		300		759	194	1.445	1.639
Recepción - pasillos	85	8	392	880	384	664		1.275		2.443	776	5.262	6.038
Zona de trabajo	55	10	490	1.100	480	830		825		2.357	970	5.112	6.082
Sala de reuniones	45	12	588	1.320	576	996		675		1.929	1.164	4.920	6.084
<b>Suma</b>	<b>290</b>	<b>40</b>	<b>1.960</b>	<b>4.400</b>	<b>1.920</b>	<b>3.320</b>		<b>4.350</b>		<b>10.783</b>	<b>3.880</b>	<b>22.853</b>	<b>26.733</b>
Coef. Simultaneidad		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75		1,00		0,94	0,75	0,89	0,87
<b>Total</b>	<b>290</b>	<b>30</b>	<b>1.470</b>	<b>3.300</b>	<b>1.440</b>	<b>2.490</b>		<b>4.350</b>		<b>10.100</b>	<b>2.910</b>	<b>20.240</b>	<b>23.150</b>

## Calefacción

	Superficie	Ocupación	Ventilación		Ocupación*		Iluminación*		Cerramient.		Total		
			Q <sub>L,VENT</sub>	Q <sub>S,VENT</sub>	Q <sub>L,OCUP</sub>	Q <sub>S,OCUP</sub>	Q <sub>L,ILUM</sub>	Q <sub>S,ILUM</sub>	Q <sub>L,CERR</sub>	Q <sub>S,CERR</sub>	Q <sub>L,TOT</sub>	Q <sub>S,TOT</sub>	Q <sub>TOT</sub>
Despacho 1	25	2	-250	-544	48	83		188		-919	-202	-1.193	-1.395
Despacho 2	20	2	-250	-544	48	83		150		-745	-202	-1.056	-1.258
Despacho 3	20	2	-250	-544	48	83		150		-735	-202	-1.046	-1.248
Despacho 4	20	2	-250	-544	48	83		150		-785	-202	-1.096	-1.298
Despacho 5	20	2	-250	-544	48	83		150		-755	-202	-1.066	-1.268
Recepción - pasillos	85	8	-1.000	-2.176	192	332		638		-2.525	-808	-3.732	-4.540
Zona de trabajo	55	10	-1.250	-2.720	240	415		413		-2.022	-1.010	-3.915	-4.925
Sala de reuniones	45	12	-1.500	-3.264	288	498		338		-1.655	-1.212	-4.083	-5.295
<b>Suma</b>	<b>290</b>	<b>40</b>	<b>-5.000</b>	<b>-10.880</b>	<b>960</b>	<b>1.660</b>		<b>2.175</b>		<b>-10.142</b>	<b>-4.040</b>	<b>-17.187</b>	<b>-21.227</b>
Coef. Simultaneidad		0,75	0,75	0,75	1,00	1,00		1,00		0,94	0,69	0,81	0,78
<b>Total</b>	<b>290</b>	<b>30</b>	<b>-3.750</b>	<b>-8.160</b>	<b>960</b>	<b>1.660</b>		<b>2.175</b>		<b>-9.520</b>	<b>-2.790</b>	<b>-13.845</b>	<b>-16.635</b>

\* Se ha tomado un 50% de la carga por ocupación y por iluminación.

En el cálculo de cargas se ha considerado un factor de simultaneidad para la ocupación de 0,75; en la oficina hay 30 personas, pero la suma de ocupación por zonas resulta 40 personas. Este factor de simultaneidad afecta también a la ventilación de la oficina. Además, el cálculo de cargas ha dado un factor de simultaneidad en las cargas por cerramientos (incluye ventanas).

A partir del cálculo de cargas y de forma independiente al esquema particular elegido, se selecciona la siguiente máquina:

Bomba de calor aire-agua		
Capacidad frigorífica nominal*	kW	26
Capacidad calorífica nominal**	kW	28,5
ERR*	kW	2,7
COP**	kW	2,6
Circuito hidráulico		
Presión disponible***	m c.a	16
Volumen del vaso de expansión	litros	8
Caudal de agua nominal	l/h	4.400
Volumen de agua del sistema		
Mínimo****	litros	90
Máximo*****	litros	250

\* Basada en condiciones Eurovent: temperatura entrada/salida agua evaporador 12°C/7°C, una temperatura de entrada del aire en el condensador de 35°C.

\*\* Basada en condiciones Eurovent: temperatura de entrada/salida del agua en el condensador 40°C/45°C, una temperatura de entrada del aire en el evaporador de 7°C bs/6°C bh.

\*\*\* Para caudal nominal en frío y alta velocidad de la bomba.

\*\*\*\* Si el contenido de agua está por debajo del valor indicado, debe agregarse un depósito regulador.

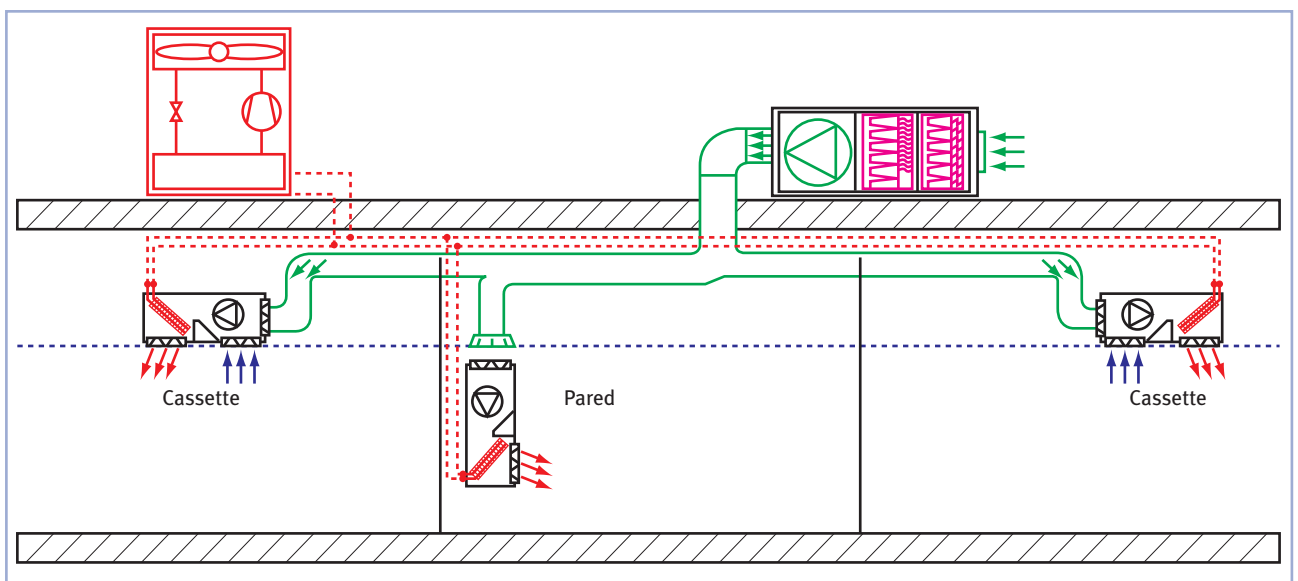
\*\*\*\*\* Si el contenido de agua está por encima del valor indicado, debe aumentarse el vaso de expansión.

A continuación se muestran 3 esquemas diferenciados aplicables para climatizar el edificio de oficinas mediante una bomba de calor aire-agua.

#### 4.2.1 Aire de ventilación en unidades terminales de cassette y pared

La solución propuesta consiste en que la unidad de tratamiento de aire únicamente filtra el aire de ventilación. Este aire de ventilación se impulsa a través de las unidades terminales tipo cassette, pared, techo o suelo. Las unidades tipo cassette y techo suelen tener potencias entre 4 y 12 kW y en oficinas se suelen emplear en las zonas de mayor superficie y ocupación. Las unidades de pared y suelo suelen tener potencias entre 1 y 8 kW y son muy adecuadas para despachos individuales. Debe tenerse en consideración que los fancoils de pared y suelo no suelen contar con toma de aire exterior.

El esquema de utilización es el siguiente:



En este esquema, cada espacio acondicionado cuenta con una unidad terminal con la que se regula su temperatura. La regulación puede realizarse mediante la velocidad del ventilador o mediante la temperatura de la batería de agua.



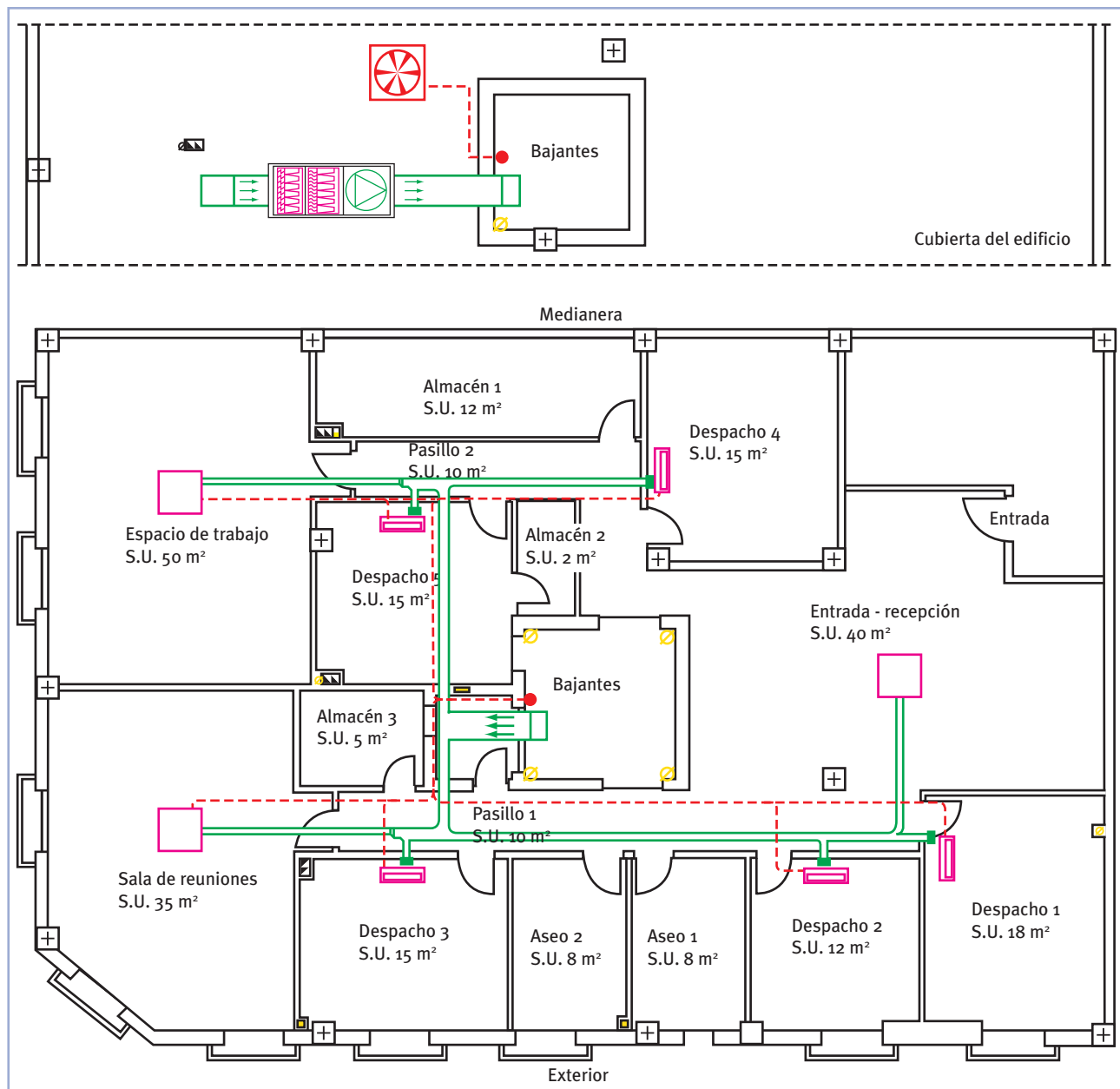
A partir del cálculo de cargas realizado, y por simplicidad, se decide instalar 5 fancoils de pared iguales para los despachos y 3 unidades tipo cassette iguales para los locales de mayor superficie. Las características de los fancoils seleccionados son los siguientes:

Unidades terminales		FC Panel	FC Caset
Capacidad nom. frío (*)	kW	2,1	8,3
Capacidad nom. sensible frío (*)	kW	1,95	5,8
Pérdida de carga frío	m c.a.	0,5	1,5
Capacidad nom. calor (**)	kW	3,2	9,7
Pérdida de carga calor	m c.a.	0,4	1,2
Caudal de agua nom.	litros/hora	360	1.440
Consumo nominal del ventilador	W	28	120

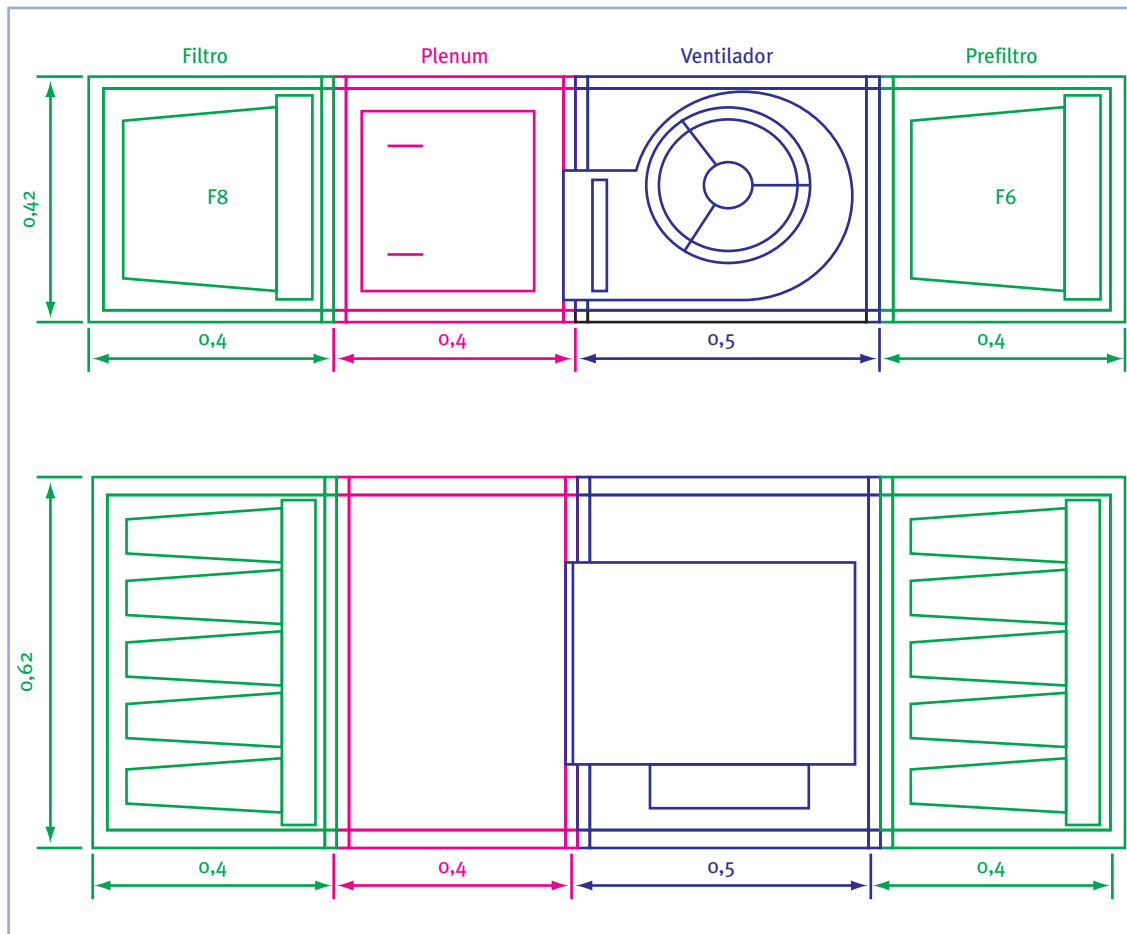
\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 27°C; temp. húmeda interior 19°C; temp. entrada de agua 7°C; velocidad máx. ventilador.

\*\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 20°C; temp. entrada de agua 50°C; velocidad máx. ventilador.

El esquema de la instalación es el mostrado en la siguiente figura:



La unidad de impulsión del aire de ventilación en cumplimiento del RITE es una unidad de tratamiento de aire (UTA) cuyas características y dimensiones determinadas a partir de un fabricante concreto serían las siguientes:



El ventilador deberá impulsar un caudal de aire de 1350 m<sup>3</sup>/h, venciendo una pérdida de presión nominal de 550 Pa (350 Pa del filtro F8 (sucio), 200 Pa del prefiltro F6 (algo sucio), y 50 Pa en la red de conductos y otros accesorios).

Si seleccionamos un ventilador con un 50% de rendimiento, la potencia consumida será de:

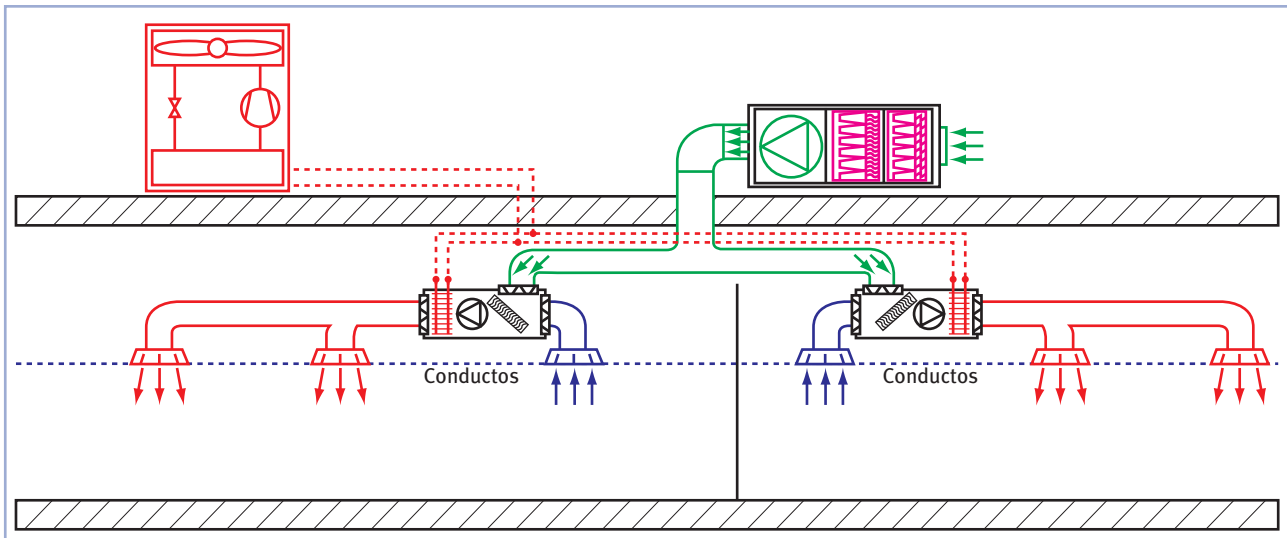
$$Pe = Q \cdot \Delta P / \eta = 1.350 / 3.600 \cdot 600 / 0,5 = 450 \text{ W}$$

Potencia específica:

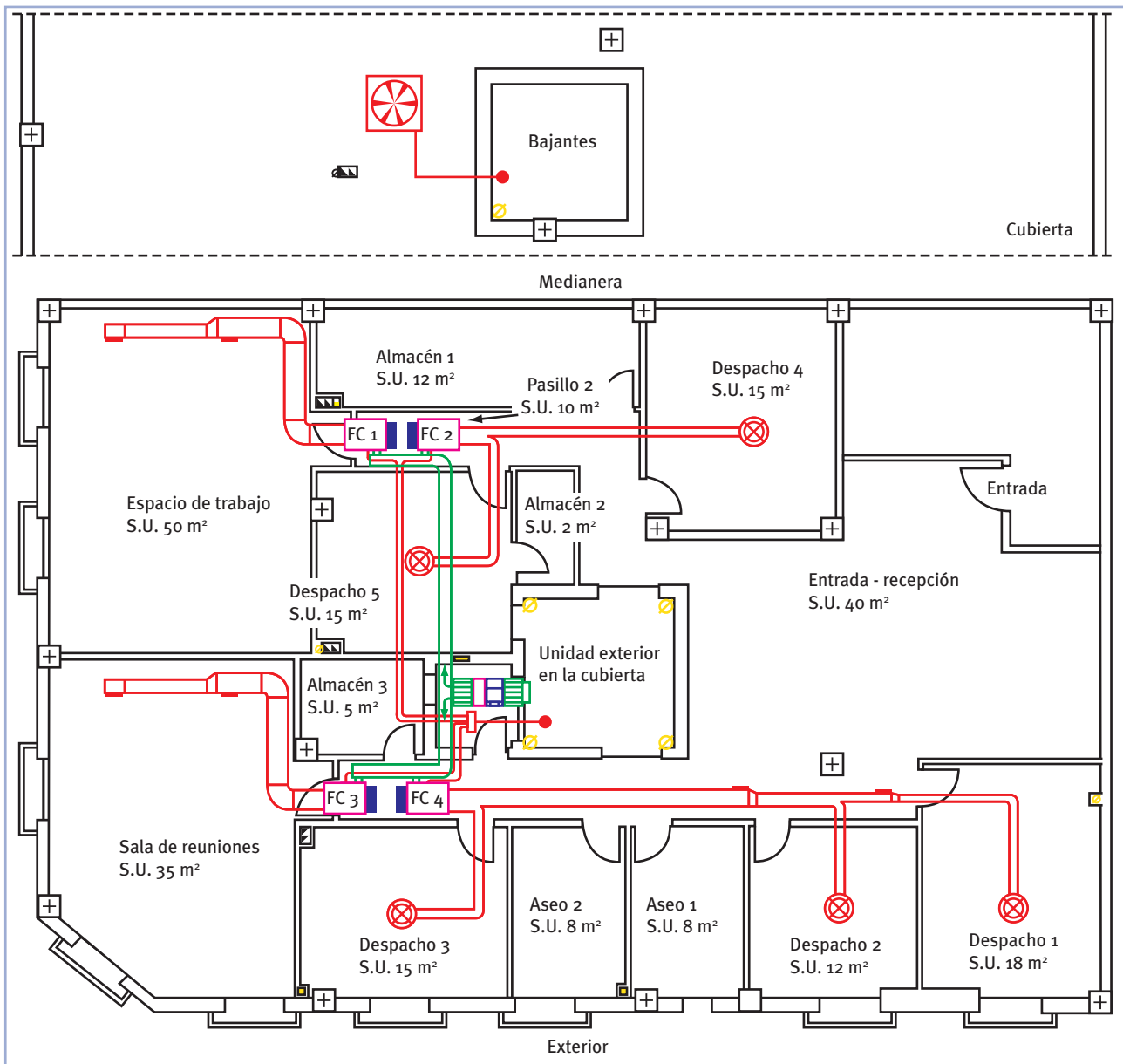
$$SFP = Pe / Q = \Delta P / \eta = 600 / 0,5 = 1.200 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{s}) \text{ (SFP 3)}$$

#### 4.2.2 Aire de ventilación en unidades terminales de conductos

Una solución alternativa a la anterior consiste en emplear unidad de conductos. En esta solución, la unidad de tratamiento de aire únicamente filtra el aire de ventilación. Los conductos de ventilación se reducen a pequeños tramos entre la UTA y las unidades de conductos.



Cuando el fancoil de conductos climatice varios locales, únicamente se garantizará la temperatura en el local donde se encuentre el termostato del fancoil. Es posible emplear compuertas de regulación y controlar la temperatura en cada local por volumen de aire variable.



Cada fancoil de conductos climatiza una zona, formada a su vez por uno o más locales. Agrupando las cargas de los locales en sus respectivas zonas resulta:

### Refrigeración

	Superficie	Ocupación	Ventilación		Ocupación		Iluminación		Cerramient.		Total		
			Q <sub>L,VENT</sub>	Q <sub>S,VENT</sub>	Q <sub>L,OCUP</sub>	Q <sub>S,OCUP</sub>	Q <sub>L,ILUM</sub>	Q <sub>S,ILUM</sub>	Q <sub>L,CERR</sub>	Q <sub>S,CERR</sub>	Q <sub>L,TOT</sub>	Q <sub>S,TOT</sub>	Q <sub>TOT</sub>
FC 1	55	10	490	1.100	480	830		825		2.357,4	970	5.112,4	6.082,4
FC 2	40	4	196	440	192	332		600		1.556,5	388	2.928,5	3.316,5
FC 3	45	12	588	1.320	576	996		675		1.928,8	1.164	4.919,8	6.083,8
FC 4	150	14	686	1.540	672	1.162		2.250		4940,1	1.358	9.892,1	11.250,1
<b>Suma</b>	<b>290</b>	<b>40</b>	<b>1.960</b>	<b>4.400</b>	<b>1.920</b>	<b>3.320</b>		<b>4.350</b>		<b>10.783</b>	<b>3.880</b>	<b>22.853</b>	<b>26.733</b>
Coef. simultaneidad		0,75	0,75	0,75	0,75	0,75		1,00		0,94	0,75	0,89	0,87
<b>Total</b>	<b>290</b>	<b>30</b>	<b>1.470</b>	<b>3.300</b>	<b>1.440</b>	<b>2.490</b>		<b>4.350</b>		<b>10.100</b>	<b>2.910</b>	<b>20.240</b>	<b>23.150</b>

### Calefacción

	Superficie	Ocupación	Ventilación		Ocupación		Iluminación		Cerramient.		Total		
			Q <sub>L,VENT</sub>	Q <sub>S,VENT</sub>	Q <sub>L,OCUP</sub>	Q <sub>S,OCUP</sub>	Q <sub>L,ILUM</sub>	Q <sub>S,ILUM</sub>	Q <sub>L,CERR</sub>	Q <sub>S,CERR</sub>	Q <sub>L,TOT</sub>	Q <sub>S,TOT</sub>	Q <sub>TOT</sub>
FC 1	55	10	-1250	-2.720	240	415		412,5		-2.022,2	-1.010	-3.914,7	-4.924,7
FC 2	40	4	-500	-1.088	96	166		300		-1.540,7	-404	-2.162,7	-2.566,7
FC 3	45	12	-1500	-3.264	288	498		337,5		-1.654,5	-1.212	-4.083	-5.295
FC 4	150	14	-1750	-3.808	336	581		1125		-4.925	-1.414	-7.027	-8.441
<b>Suma</b>	<b>290</b>	<b>40</b>	<b>-5.000</b>	<b>-10.880</b>	<b>960</b>	<b>1660</b>		<b>2.175</b>		<b>-10.142</b>	<b>-4.040</b>	<b>-1.7187</b>	<b>-21.227</b>
Coef. simultaneidad		0,75	0,75	0,75	1,00	1,00		1,00		0,94	0,69	0,81	0,78
<b>Total</b>	<b>290</b>	<b>30</b>	<b>-3.750</b>	<b>-8.160</b>	<b>960</b>	<b>1660</b>		<b>2.175</b>		<b>-9.520</b>	<b>-2.790</b>	<b>-13.845</b>	<b>-16.635</b>

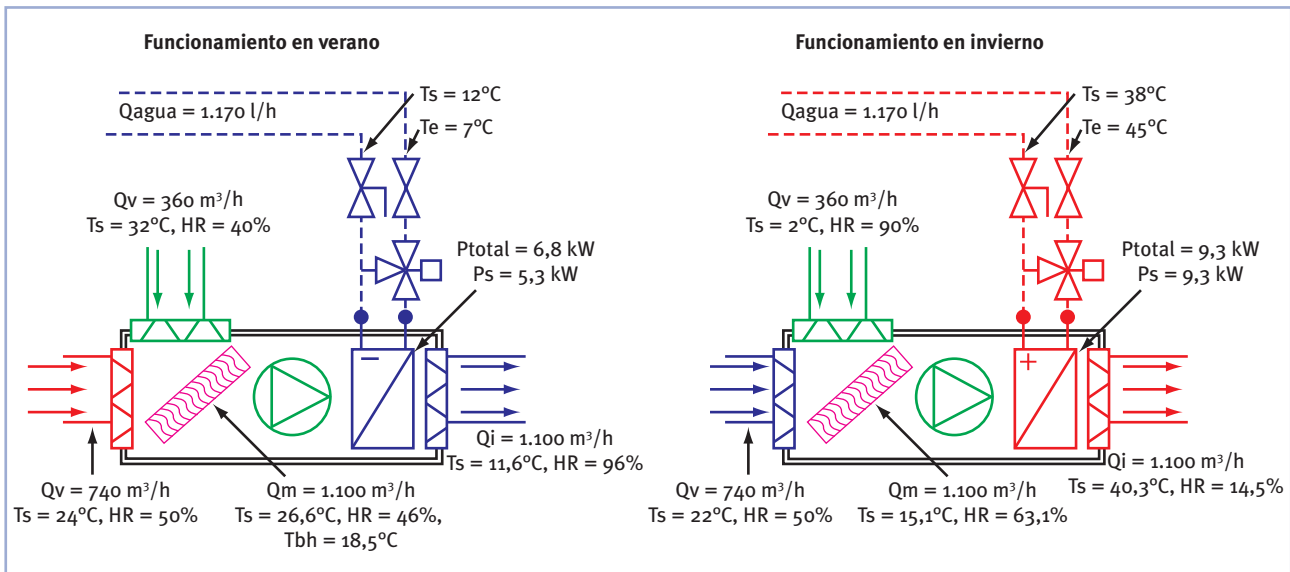
Cada fancoil de conductos climatiza una zona, formada a su vez por uno o más locales. Agrupando las cargas de los locales en sus respectivas zonas resulta:

Unidades terminales		FC1 Y FC3	FC2	FC4
Capacidad nom. frío (*)	kW	6,81	5,5	12,7
Capacidad nom. sensible frío (*)	kW	5,32	4,33	10
Pérdida de carga frío	kPa	21,5	21,1	49
Capacidad nom. calor (**)	kW	9,31	7,28	17,9
Pérdida de carga calor	kPa	21,5	21,1	49,4
Caudal de agua nominal	litros/s	0,33	0,26	0,61
Caudal de aire nominal	m <sup>3</sup> /h	1090	900	2359
Consumo nominal del ventilador	W	165	95	410

\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 27°C; temp. húmeda interior 19°C; temp. entrada de agua 7°C.

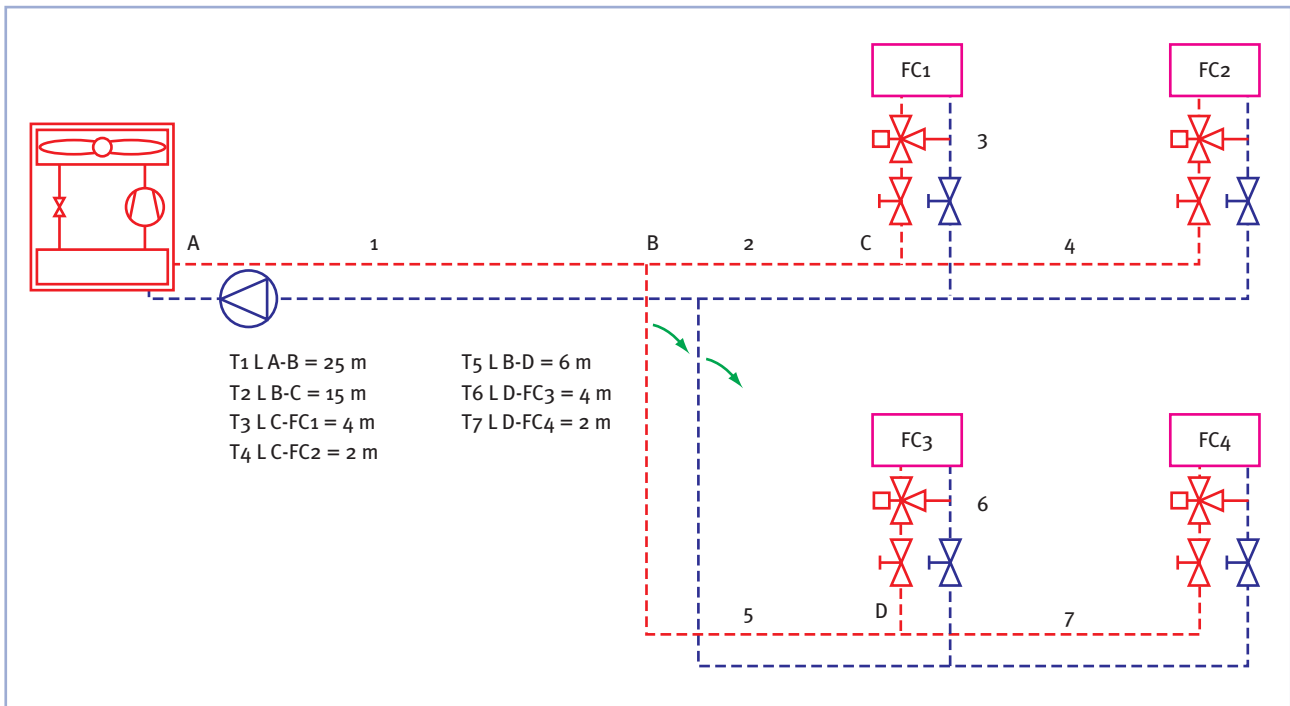
\*\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 20°C; temp. entrada de agua 50°C.

Si se analiza el funcionamiento del fancoil FC1 en las condiciones más extremas de invierno y verano se obtienen los siguientes resultados:



Los fancoils trabajan entre  $45/40^{\circ}\text{C}$  en invierno y  $7/12^{\circ}\text{C}$  en verano. La selección del diámetro de tuberías se realiza con el criterio de que las pérdidas de carga por metro lineal sean inferiores a  $40\text{ mm c.a./m}$ .

Se trata de un circuito a caudal constante donde la regulación del caudal por los fancoils se realiza con válvulas de 3 vías. Esquema del circuito hidráulico:



El caudal del tramo T1 se corresponde con el de la enfriadora, mientras que en el resto de los tramos se emplea el caudal nominal de las unidades terminales. Se seleccionan los diámetros de las tuberías y se determinan las pérdidas de presión en los tramos de las mismas.

Tramo	Potencia (kW)	Caudal (litros/hora)	Longitud (m)	Diámetro (mm)	Apresión unit. (mm c.a./ml)	Apresión tramo (mm c.a.)
1 A - B	25,8	4.500	25	42x1,5	33,6	841
2 B - C		2.124	15	35x1,5	23,0	345
3 C - FC1	6,8	1.188	4	28x1,5	26,9	108
4 C - FC2	5,5	936	2	28x1,5	17,8	36
5 B - D		3.384	6	35x1,5	52,2	313
6 D - FC3	6,8	1.188	4	28x1,5	26,9	108
7 D - FC4	12,7	2.196	2	35x1,5	24,4	49

Elemento	Tramos	Elementos	$\Delta P$ elem. (mm c.a.)	$\Delta P$ tubos* (mm c.a.)	Apresión total (mm c.a.)	Desequilibrio (mm c.a.)
FC1	1 2 3	MAQ + FC1	2.190	3.362	5.552	2.565
FC2	1 2 4	MAQ + FC2	2.150	3.175	5.325	2.793
FC3	1 5 6	MAQ + FC3	2.190	3.281	5.471	2.647
FC4	1 5 7	MAQ + FC4	4.990	3.128	8.118	0

La pérdida de presión en los tubos es 2 veces (impulsión + retorno) de 1,3 la DP en los tramos (se considera 30% de pérdidas en accesorios).

El tramo más desfavorable es el correspondiente al fancoil 4 (FC4). La bomba de la enfriadora deberá proporcionar una presión disponible de 8,12 m c.a. Los datos de la enfriadora indican que la presión disponible es de 16 m c.a., siendo por tanto suficiente. Por razones de eficiencia energética sería conveniente sustituir la bomba de la enfriadora por una bomba que proporcione menos presión.

Se deberá actuar sobre las válvulas de equilibrado de los fancoils FC1, FC2 y FC3, produciendo una pérdida de presión adicional  $\Delta P$  para equilibrar el circuito. No se debe actuar sobre la válvula de equilibrado del fancoil FC4 ni se debería instalar una válvula en serie con la bomba para regular el caudal.

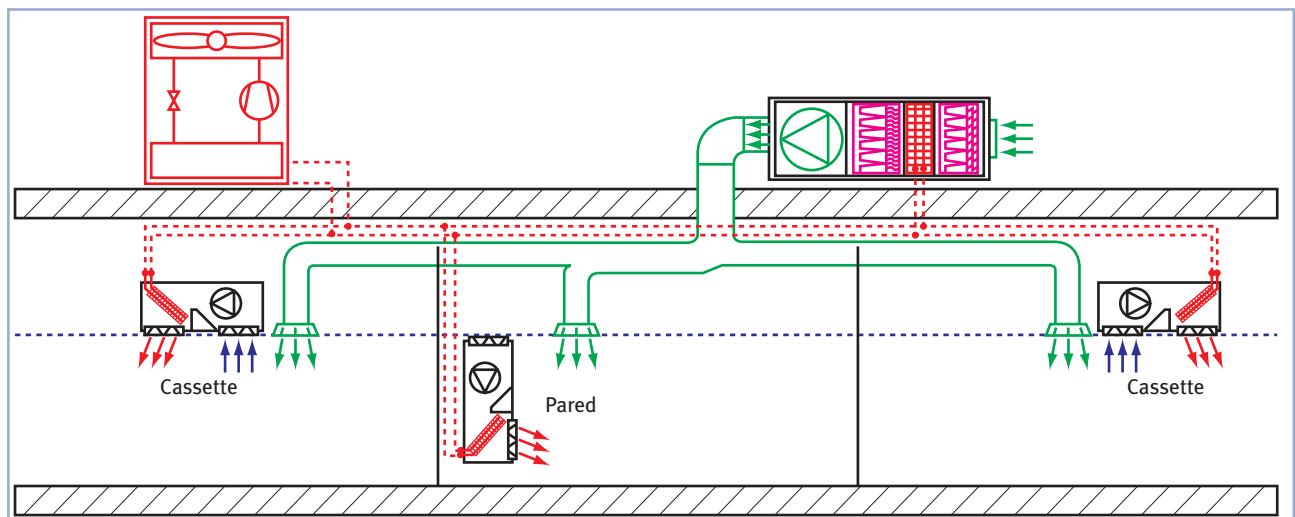
Sería conveniente analizar la posibilidad de realizar el control de los fancoils con válvulas de dos vías conectadas en serie, instalando además una bomba de velocidad variable.

### 4.2.3 Aire de ventilación independiente de las unidades terminales

En el caso de que los fancoils no cuenten con la toma de aire necesaria para la ventilación del local, se deberá recurrir a la solución de independizar el sistema de aporte de energía del sistema de ventilación.

Este sistema obligaría, en este caso, a instalar una batería en la unidad de tratamiento de aire. La batería atemperará el aire de ventilación a la temperatura del local, o al menos precalentará el aire de ventilación a una temperatura no inferior a 10 grados Celsius por debajo de la temperatura del local. En funcionamiento en frío, la batería podría no funcionar. Si la batería atempera el aire de ventilación a la temperatura del local, las unidades terminales necesarias serán más pequeñas. Sin embargo, esto no parece necesario, dado el tamaño de las unidades terminales comerciales.

El esquema en planta sobre el ejemplo de la oficina quedaría:



En este caso, la unidad de tratamiento de aire deberá tratar térmicamente el aire de ventilación y las unidades interiores de pared o de cassette deberán vencer el resto de cargas. El cálculo de cargas queda como sigue:

### Refrigeración

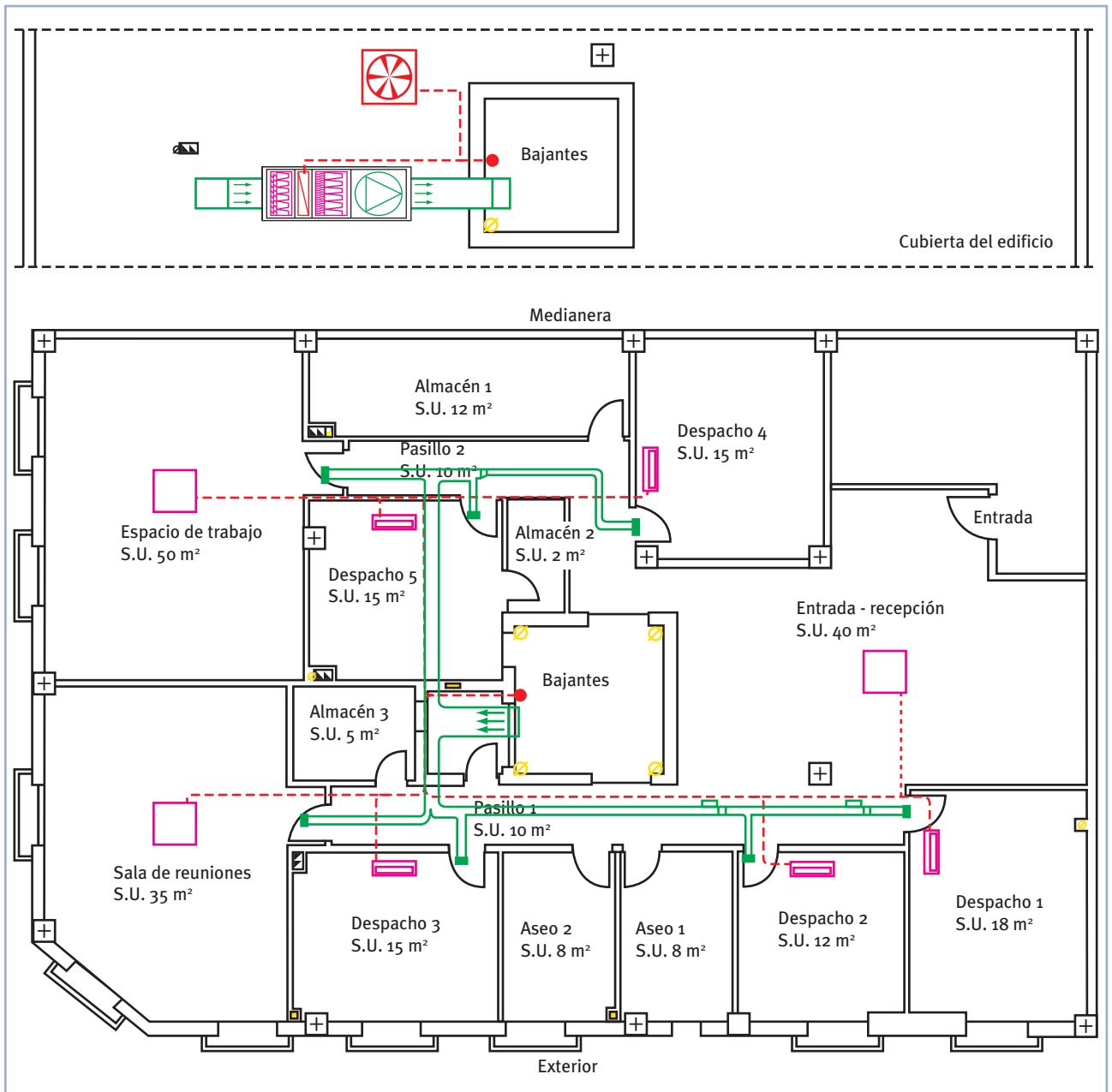
	Superficie	Ocupación	Ventilación		Ocupación		Iluminación		Cerramient.		Total		
			Q <sub>L,VENT</sub>	Q <sub>S,VENT</sub>	Q <sub>L,OCUP</sub>	Q <sub>S,OCUP</sub>	Q <sub>L,ILUM</sub>	Q <sub>S,ILUM</sub>	Q <sub>L,CERR</sub>	Q <sub>S,CERR</sub>	Q <sub>L,TOT</sub>	Q <sub>S,TOT</sub>	Q <sub>TOT</sub>
Despacho 1	25	2	0	0	96	166		375		981	96	1.522	1.618
Despacho 2	20	2	0	0	96	166		300		753	96	1.219	1.315
Despacho 3	20	2	0	0	96	166		300		762	96	1.228	1.324
Despacho 4	20	2	0	0	96	166		300		797	96	1.263	1.359
Despacho 5	20	2	0	0	96	166		300		759	96	1.225	1.321
Recepción - pasillos	85	8	0	0	384	664		1.275		2.443	384	4.382	4.766
Zona de trabajo	55	10	0	0	480	830		825		2.357	480	4.012	4.492
Sala de reuniones	45	12	0	0	576	996		675		1.929	576	3.600	4.176
<b>Suma</b>	<b>290</b>	<b>40</b>			<b>1.920</b>	<b>3.320</b>		<b>4.350</b>		<b>10.783</b>	<b>1.920</b>	<b>18.453</b>	<b>20.373</b>
Coef. Simultaneidad		0,75			0,75	0,75		1,00		0,94	0,75	0,92	0,90
<b>Total sin ventilación</b>	<b>290</b>	<b>30</b>			<b>1.440</b>	<b>2.490</b>		<b>4.350</b>		<b>10.100</b>	<b>1.440</b>	<b>16.940</b>	<b>18.380</b>
<b>Total con ventilación</b>	<b>290</b>	<b>30</b>	<b>1.470</b>	<b>3.300</b>	<b>1.440</b>	<b>2.490</b>		<b>4.350</b>		<b>10.100</b>	<b>2.910</b>	<b>20.240</b>	<b>23.150</b>

### Calefacción

	Superficie	Ocupación	Ventilación		Ocupación*		Iluminación*		Cerramient.		Total		
			Q <sub>L,VENT</sub>	Q <sub>S,VENT</sub>	Q <sub>L,OCUP</sub>	Q <sub>S,OCUP</sub>	Q <sub>L,ILUM</sub>	Q <sub>S,ILUM</sub>	Q <sub>L,CERR</sub>	Q <sub>S,CERR</sub>	Q <sub>L,TOT</sub>	Q <sub>S,TOT</sub>	Q <sub>TOT</sub>
Despacho 1	25	2	0	0	48	83		188		-919	48	-649	-601
Despacho 2	20	2	0	0	48	83		150		-745	48	-512	-464
Despacho 3	20	2	0	0	48	83		150		-735	48	-502	-454
Despacho 4	20	2	0	0	48	83		150		-785	48	-552	-504
Despacho 5	20	2	0	0	48	83		150		-755	48	-522	-474
Recepción - pasillos	85	8	0	0	192	332		638		-2.525	192	-1.556	-1.364
Zona de trabajo	55	10	0	0	240	415		413		-2.022	240	-1.195	-955
Sala de reuniones	45	12	0	0	288	498		338		-1.655	288	-819	-531
<b>Suma</b>	<b>290</b>	<b>40</b>			<b>960</b>	<b>1.660</b>		<b>2.175</b>		<b>-10.142</b>	<b>960</b>	<b>-6.307</b>	<b>-5.347</b>
Coef. Simultaneidad		0,75			1,00	1,00		1,00		0,94	1,00	0,90	0,88
<b>Total</b>	<b>290</b>	<b>30</b>			<b>960</b>	<b>1.660</b>		<b>2.175</b>		<b>-9.520</b>	<b>960</b>	<b>-5.685</b>	<b>-4.725</b>
<b>Total</b>	<b>290</b>	<b>30</b>	<b>-3.750</b>	<b>-8.160</b>	<b>960</b>	<b>1.660</b>		<b>2.175</b>		<b>-9.520</b>	<b>-2.790</b>	<b>-13.845</b>	<b>-16.635</b>

\* Se ha tomado un 50% de la carga por ocupación y por iluminación.

Esquema en planta de la instalación de climatización



Las características de las unidades terminales son las siguientes:

Unidades terminales		FC Panel	FC Caset
Capacidad nom. frío (*)	kW	2,1	8,3
Capacidad nom. sensible frío (*)	kW	1,95	5,8
Pérdida de carga frío	m c.a.	0,5	1,5
Capacidad nom. calor (**)	kW	3,2	9,7
Pérdida de carga calor	m c.a.	0,4	1,2
Caudal de agua nom.	litros/hora	360	1.440
Consumo nominal del ventilador	W	28	120

\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 27°C; temp. húmeda interior 19°C; temp. entrada de agua 7°C.

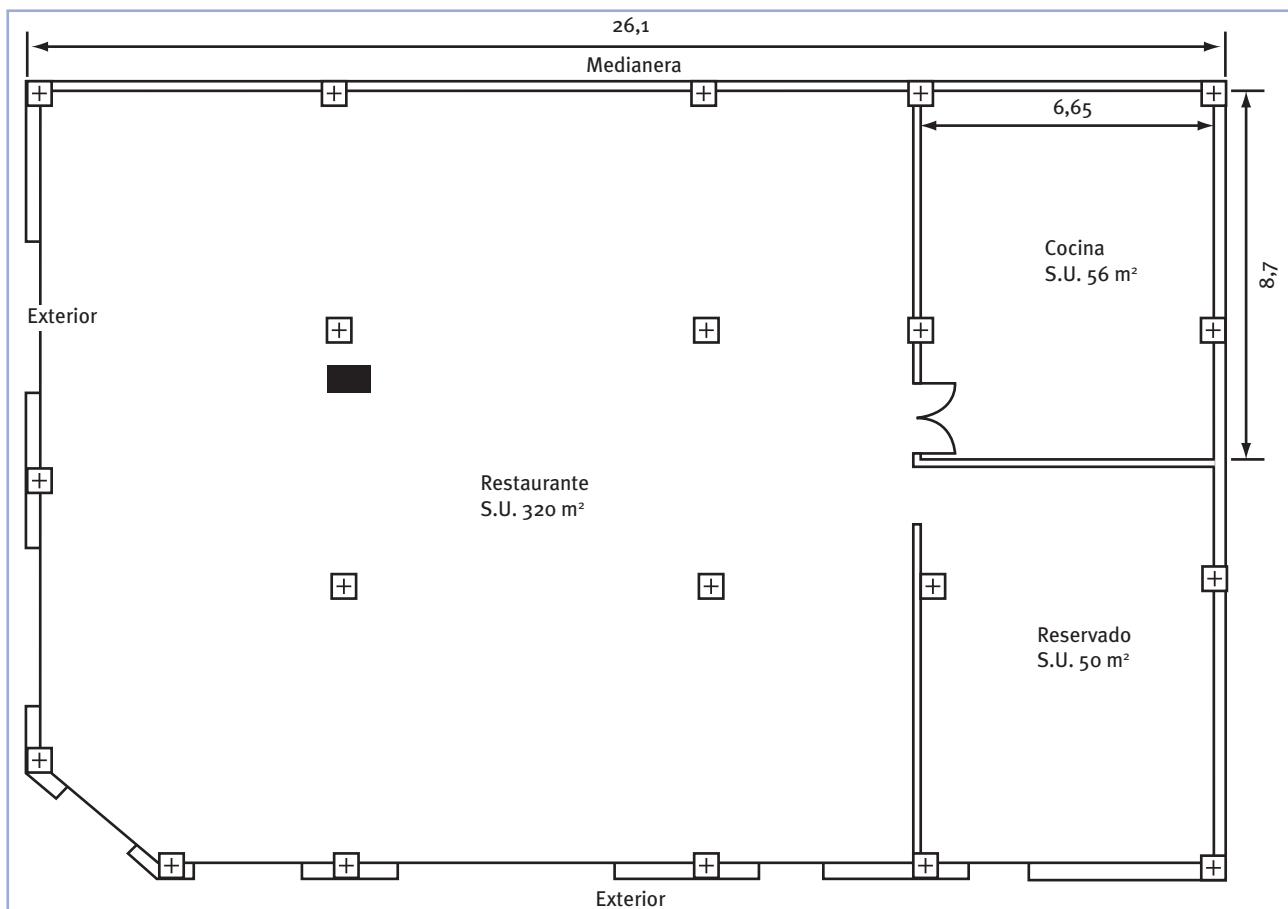
\*\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 20°C; temp. entrada de agua 50°C; velocidad máx. ventilador.



### 4.3 RESTAURANTE DE NO FUMADORES CON RECUPERADOR DE CALOR

Se propone climatizar un restaurante de no fumadores de 370 m<sup>2</sup> de superficie útil, 4 metros de altura y capacidad para 200 personas. Para el cálculo de la instalación de climatización se consideran los siguientes datos:

- Verano: 31,5°C, HR=40%.
- Invierno: 2,5°C, HR=80%.
- Horario: de 12:00 a 17:00 y de 20:00 a 1:00 de martes a domingo.
- Ocupación: 200 personas incluido personal propio.
- Cargas internas: 3,7 kW de potencia en iluminación.

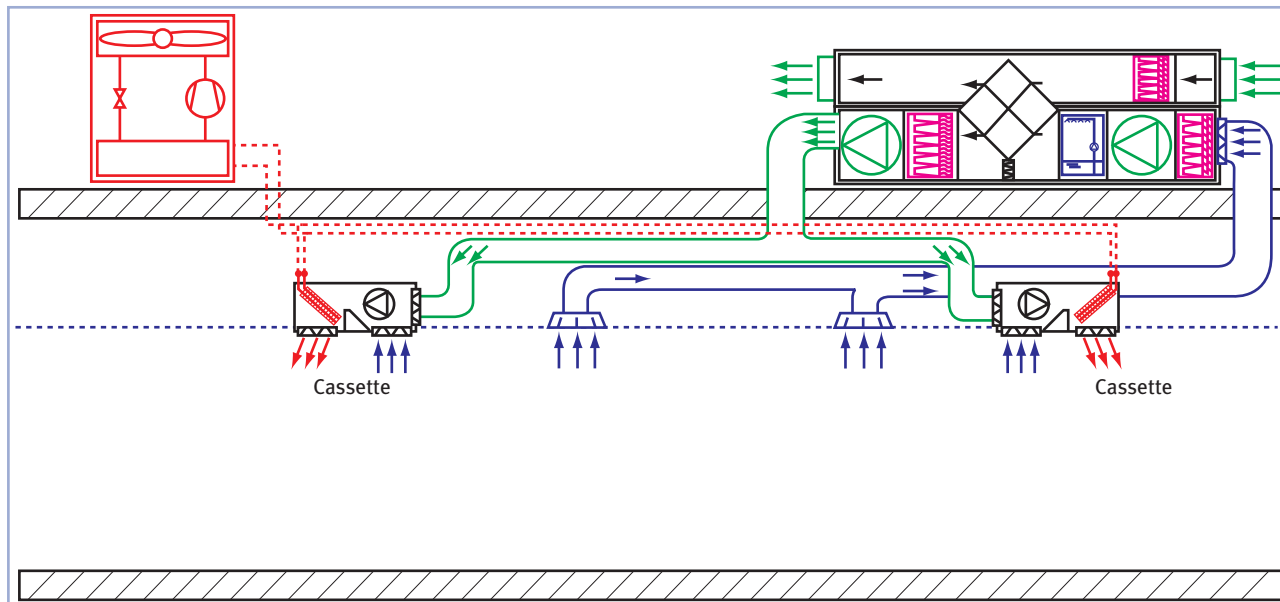


Del cálculo de cargas realizado en una zona que incluye el reservado, se obtiene:

Tipo de carga	Cargas refrigeración			Cargas calefacción		
	$Q_{S,REF}$	$Q_{L,REF}$	$Q_{TOT,REF}$	$Q_{S,CAL}$	$Q_{L,CAL}$	$Q_{TOT,CAL}$
Cerramientos	1.669	0	1.669	-6.990	0	-6.990
Ventanas	4.092	0	4.092	-1.760	0	-1.760
Iluminación	3.164	0	3.164	0	0	0
Ocupantes	16.977	9.600	26.577	0	0	0
Ventilación (5.760 m <sup>3</sup> /h)	10.185	6.486	16.671	-21.814	-16.001	-37.815
<b>Total (W)</b>	<b>36.087</b>	<b>16.086</b>	<b>52.173</b>	<b>-30.564</b>	<b>-16.001</b>	<b>-46.565</b>
<b>Total (W/m<sup>2</sup>)</b>	<b>97,5</b>	<b>43,5</b>	<b>141,0</b>	<b>-82,6</b>	<b>-43,2</b>	<b>-125,9</b>

### 4.3.1 Aire de ventilación en unidades terminales tipo cassette

En este caso, la unidad de tratamiento de aire filtra el aire de ventilación y lo trata térmicamente mediante el recuperador de calor. El esquema de la instalación es el siguiente:



El caudal de aire de ventilación se calcula para IDA3 (8 l/s por persona) y una ocupación de 200 personas, resultando  $1.600 \text{ l/s} = 5.760 \text{ m}^3/\text{h}$

La solución propuesta consiste en instalar 9 unidades de tipo cassette de las siguientes características:

Unidad de cassette		
Capacidad nom. frío (*)	kW	5
Capacidad nom. sensible frío (*)	kW	4
Pérdida de carga frío	m c.a.	2
Capacidad nom. calor (**)	kW	6,5
Pérdida de carga calor	m c.a.	1
Caudal de agua nom.	litros/hora	800
Caudal de aire nom.	m <sup>3</sup> /h	850
Consumo nominal del ventilador	W	95
Conexiones de agua	Pulgadas	1/2"
Conexión desagüe	mm	16

\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 27°C; temp. húmeda interior 19°C; temp. entrada de agua 7°C; velocidad máx. ventilador.

\*\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 20°C; temp. entrada de agua 50°C; velocidad máx. ventilador.

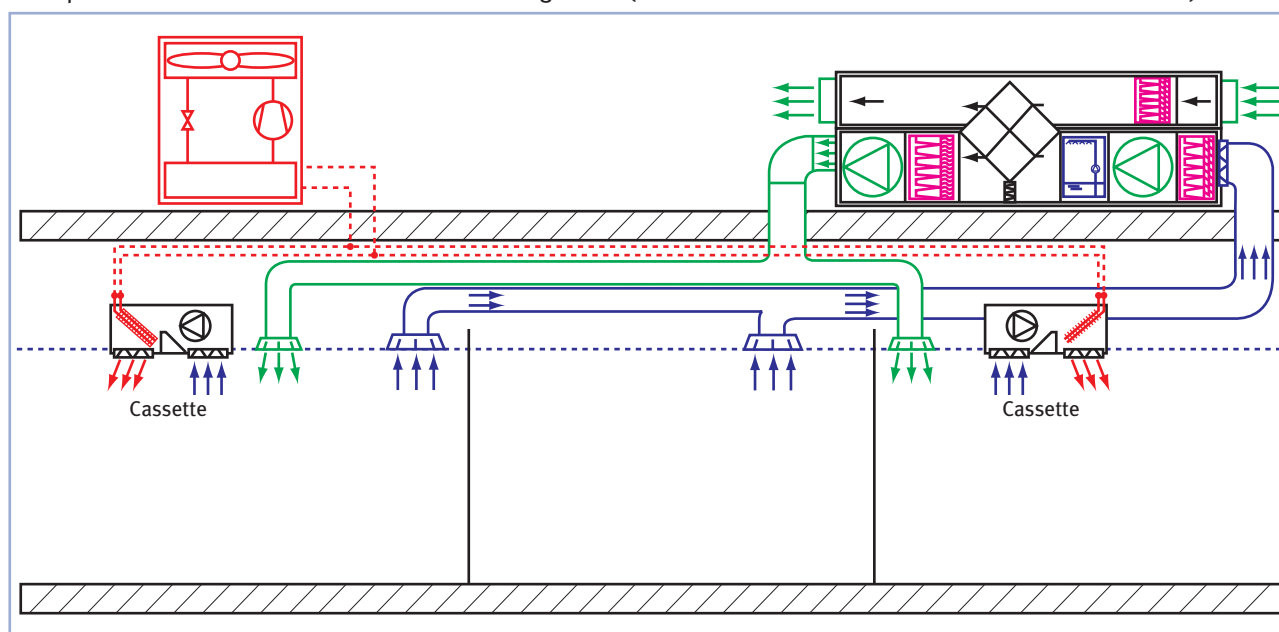
Por cada unidad de cassette debe introducirse un caudal de aire de ventilación de  $5.760/9 = 640 \text{ m}^3/\text{h}$ . Este valor supone un  $690/850 = 75\%$  del caudal de aire que trasiega por la batería. Se trata de un caudal de ventilación que está por encima del valor máximo que permite el fabricante. El esquema propuesto NO SE PUEDE REALIZAR para esta aplicación.

### 4.3.2 Aire de ventilación independiente de las unidades terminales

Dado que los fancoils de tipo cassette no cuentan con la toma de aire necesaria para la ventilación del local, se recurre a la solución de independizar el sistema de aporte de energía del de ventilación.

El recuperador de calor facilita el funcionamiento del sistema ya que acerca la temperatura del aire de ventilación a la temperatura del local. De esta forma será viable mantener las condiciones de bienestar en la zona ocupada del local (a 1,8 metros de altura). En todo caso, en muchas aplicaciones resultará conveniente instalar una batería en la unidad de tratamiento de aire para impulsar el aire de ventilación a la temperatura del local.

El esquema de funcionamiento sin batería es el siguiente (se insiste en la conveniencia de instalar una batería):



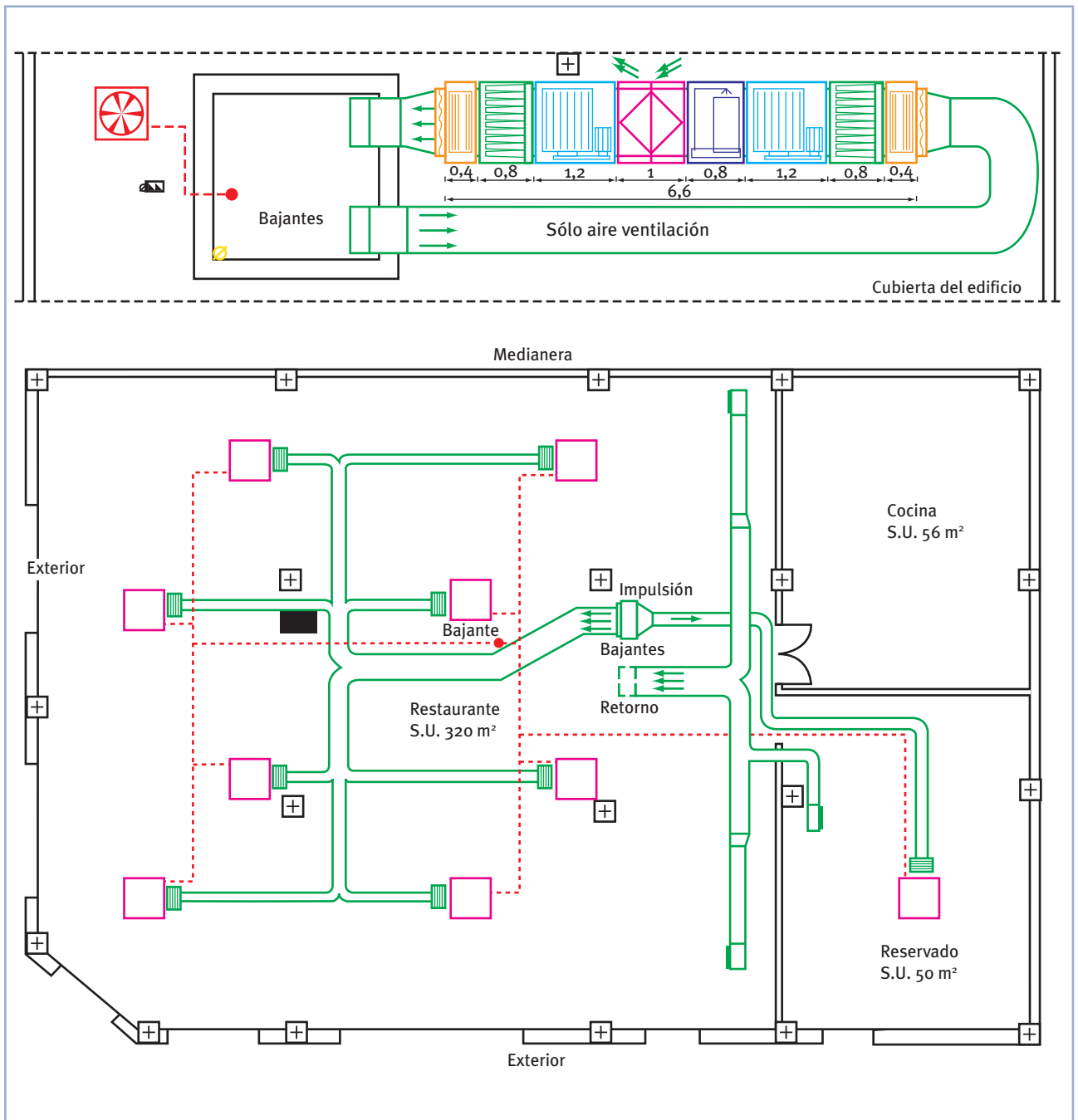
En este caso, las unidades terminales funcionan circulando directamente el aire en las condiciones del local (23°C y 50% de humedad relativa). Estas condiciones de funcionamiento son muy distintas a las condiciones nominales de funcionamiento a las que los fabricantes proporcionan sus datos (27°C y 50% de humedad relativa). En la siguiente figura se muestran los datos de funcionamiento de dos modelos de fancoil de tipo cassette en condiciones de verano.

Unidad de cassette	Unidades	Modelo A		Modelo B	
		Ts = 27 Tbh = 19°C	Ts = 23 Tbh = 17°C	Ts = 27 Tbh = 19°C	Ts = 23 Tbh = 17°C
Capacidad nom. frío (*)	kW	5,2	3,4	8,3	5,8
Capacidad nom. sensible frío (*)	kW	4,3	3,1	6,3	4,7
Pérdida de carga frío	m c.a.	2,0	0,9	4,9	4,7
Caudal de agua nom.	litros/hora	890	600	1.400	1.000
Caudal de aire nom.	m <sup>3</sup> /h	860	630	1.250	940
Consumo nominal del ventilador	W	95	70	138	104

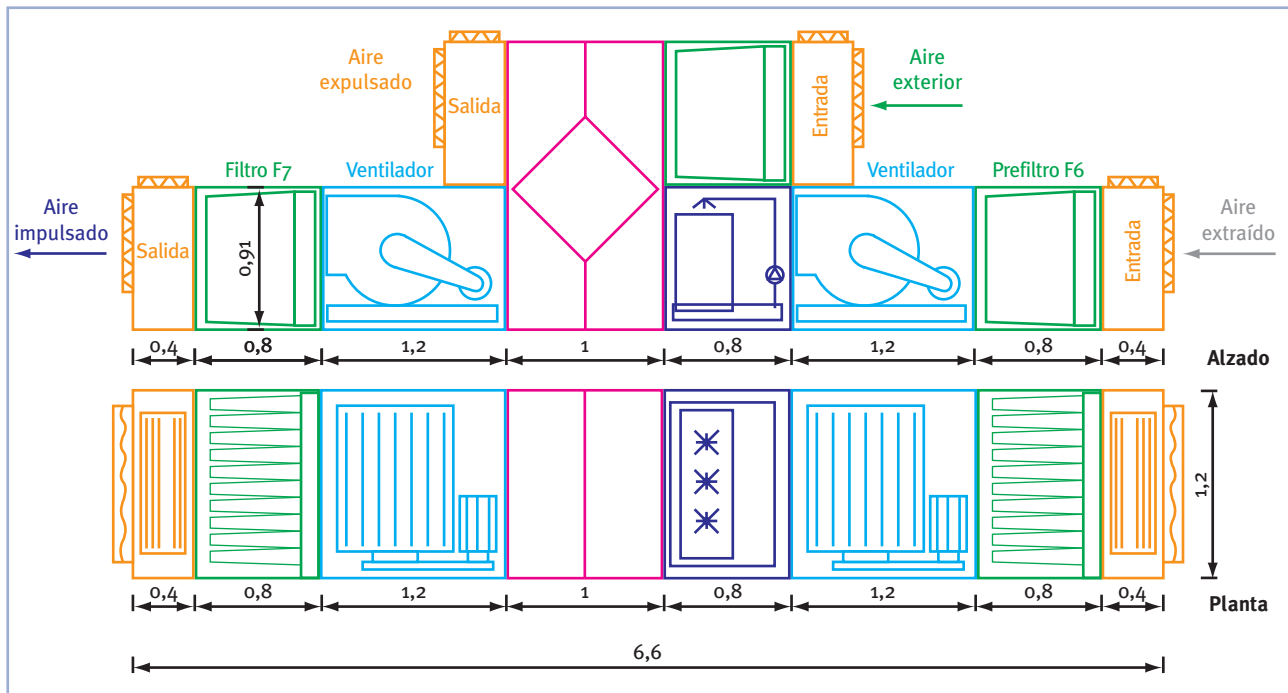
\*Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 27°C; temp. húmeda interior 19°C; agua: Tentrada 7°C, Tsalida 12°C.

Se observa que la potencia de intercambio ha disminuido un 30% aproximadamente. El salto de temperaturas es de 5°C, y se ha mantenido constante en todos los casos.

El esquema en planta de la instalación es el siguiente:



La unidad de impulsión del aire de ventilación en cumplimiento del RITE es una unidad de tratamiento de aire (UTA) con recuperación de calor, enfriamiento adiabático del aire de expulsión y prefiltros y filtros adecuados. Las características y dimensiones determinadas a partir de un fabricante concreto serían las siguientes:



Los ventiladores deberán impulsar un caudal de  $5.760 \text{ m}^3/\text{h}$ . El ventilador de impulsión se selecciona para vencer una pérdida de carga de  $850 \text{ Pa}$  ( $450 \text{ Pa}$  del filtro F7 (sucio),  $250 \text{ Pa}$  del prefiltro F6 (algo sucio),  $100 \text{ Pa}$  del recuperador de calor y  $50 \text{ Pa}$  en la red de conductos y otros accesorios). El ventilador de retorno deberá vencer una pérdida de presión de  $600 \text{ Pa}$  ( $450 \text{ Pa}$  del prefiltro F6 (sucio),  $100 \text{ Pa}$  del recuperador de calor y  $50 \text{ Pa}$  en la red de conductos y otros accesorios).

Si seleccionamos un ventilador con un 50% de rendimiento, la potencia consumida y específica de las redes de conductos será de:

Impulsión:

$$\text{Potencia: } P_e = Q \cdot \Delta P / \eta = 5.760 / 3.600.000 \cdot 850 / 0,5 = 2,72 \text{ kW}$$

$$\text{Potencia específica: } \text{SFP} = P_e / Q = \Delta P / \eta = 850 / 0,5 = 1.700 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{s})$$

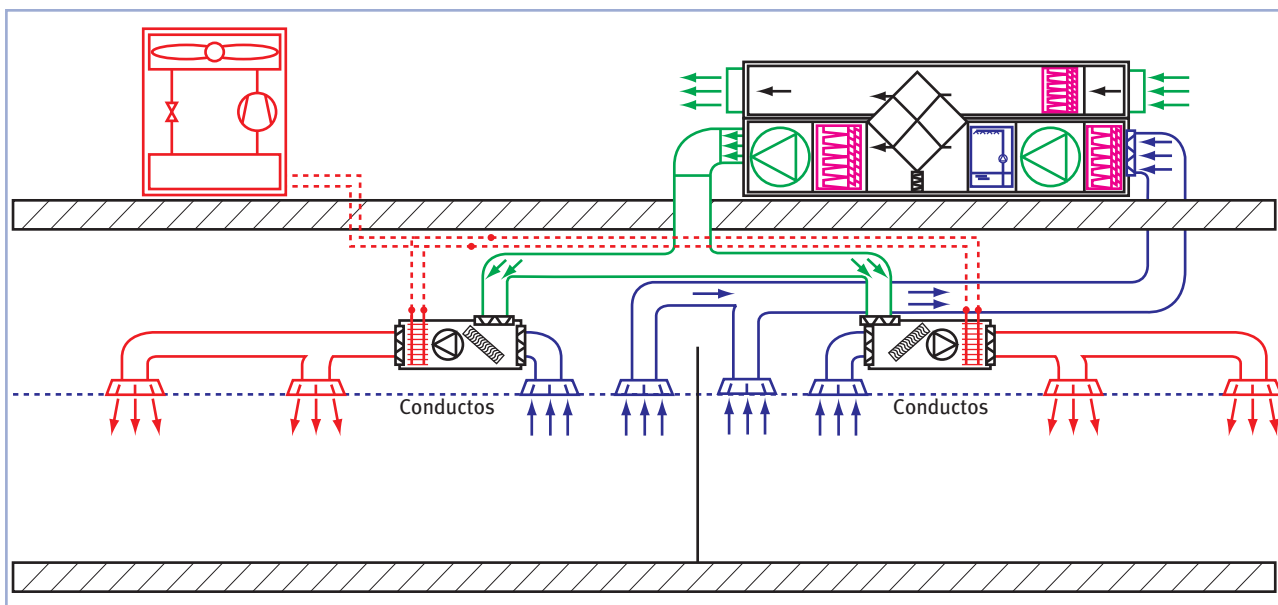
Retorno:

$$\text{Potencia: } P_e = Q \cdot \Delta P / \eta = 5.760 / 3.600.000 \cdot 600 / 0,5 = 1,92 \text{ kW}$$

$$\text{Potencia específica: } \text{SFP} = P_e / Q = \Delta P / \eta = 600 / 0,5 = 1.200 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{s})$$

### 4.3.3 Aire de ventilación en unidades terminales de conductos

Una solución alternativa a la anterior consiste en emplear unidades de conductos. En esta solución la unidad de tratamiento de aire es la misma que en el caso anterior, realizando el filtrado del aire de ventilación y la recuperación de energía del aire extraído.



La solución propuesta consiste en instalar 5 unidades de tipo conducto. La selección se realiza para compensar la carga sensible de refrigeración (36 kW); es decir, que cada unidad deberá tener al menos una capacidad nominal en frío de 7,2 kW.

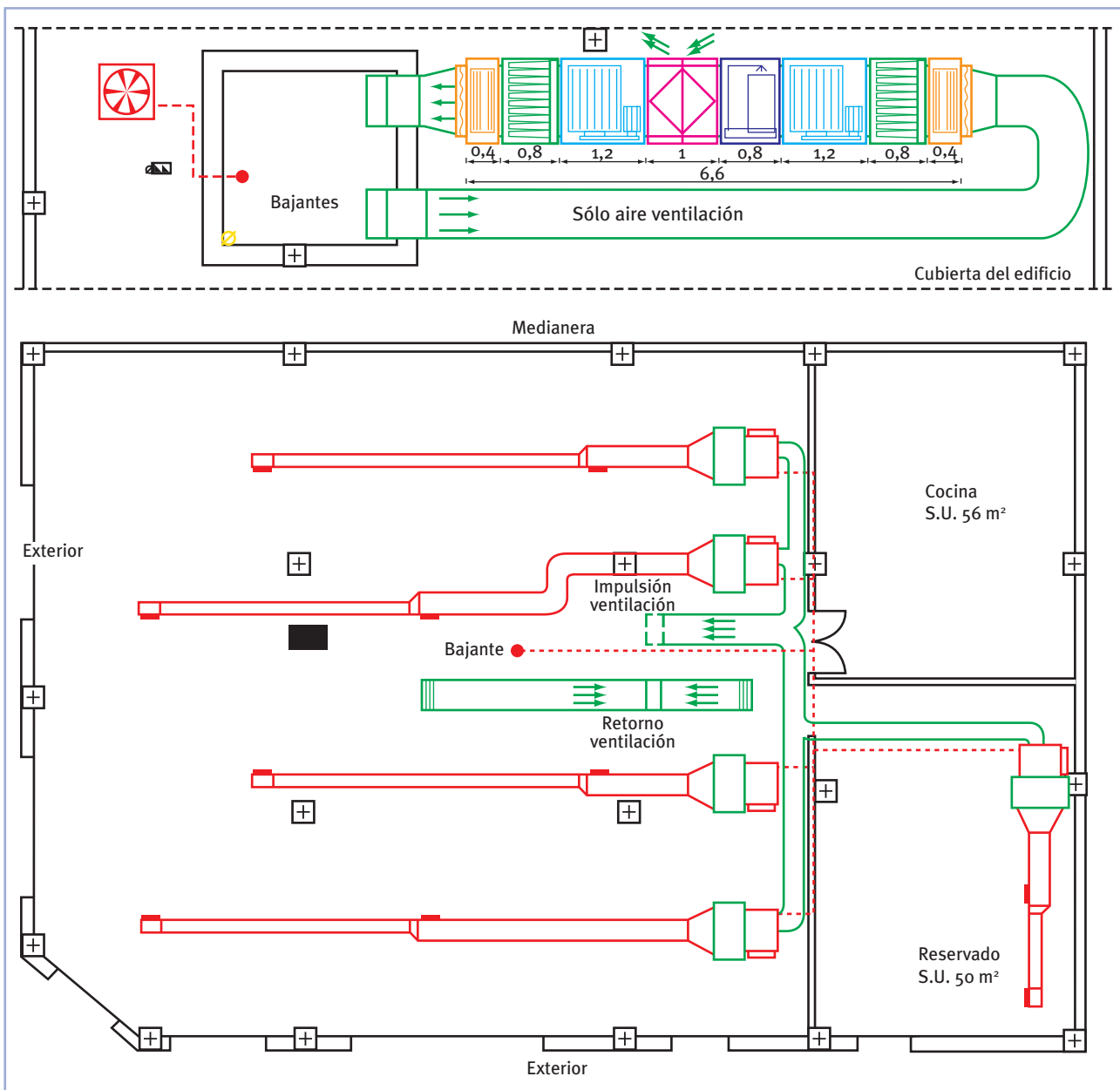
Unidad de conductos		Ts = 27 Tbh = 19°C	Ts = 25 Tbh = 19°C
Capacidad nom. frío (*)	kW	10,4	9,8
Capacidad nom. sensible frío (*)	kW	8,5	7,1
Pérdida de carga frío	m c.a.	4,5	4,5
Capacidad nom. calor (**)	kW	11	11
Pérdida de carga calor	m c.a.	3	3
Caudal de agua nom.	litros/hora	1.850	1.850
Caudal de aire nom.	m³/h	2.050	2.050
Consumo nominal del ventilador	W	310	310

\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 27°C y 25°C; Tbh = 19°C; agua: temp. entrada 7°C; temp. salida 12°C.

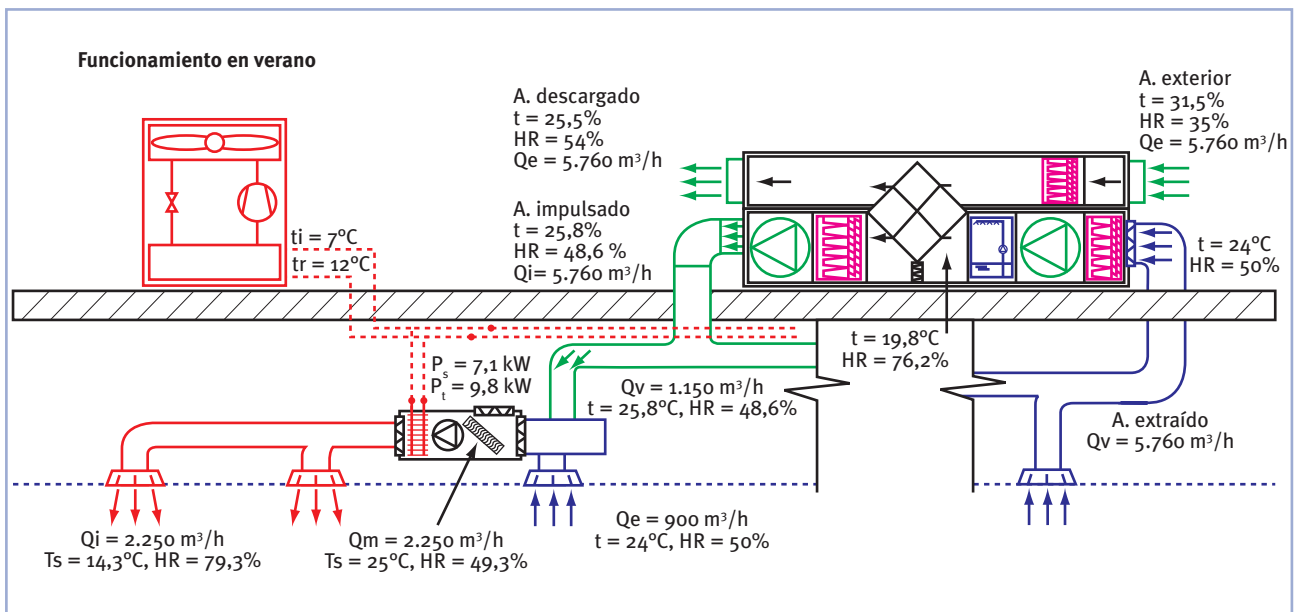
\*\* Condiciones de funcionamiento: temp. seca interior 20°C; temp. entrada de agua 50°C; velocidad máx. ventilador.

Por cada unidad de conductos debe introducirse un caudal de aire de ventilación de  $5.760/5 = 1.150 \text{ m}^3/\text{h}$ . Este valor supone un  $1.150/2.050 = 56\%$  del caudal de aire que trasiega por la batería. El aire de ventilación puede introducirse en la aspiración de la unidad, bien por la toma de aire exterior o bien realizando un plenum a la entrada de la unidad.

El esquema de la instalación es el siguiente:

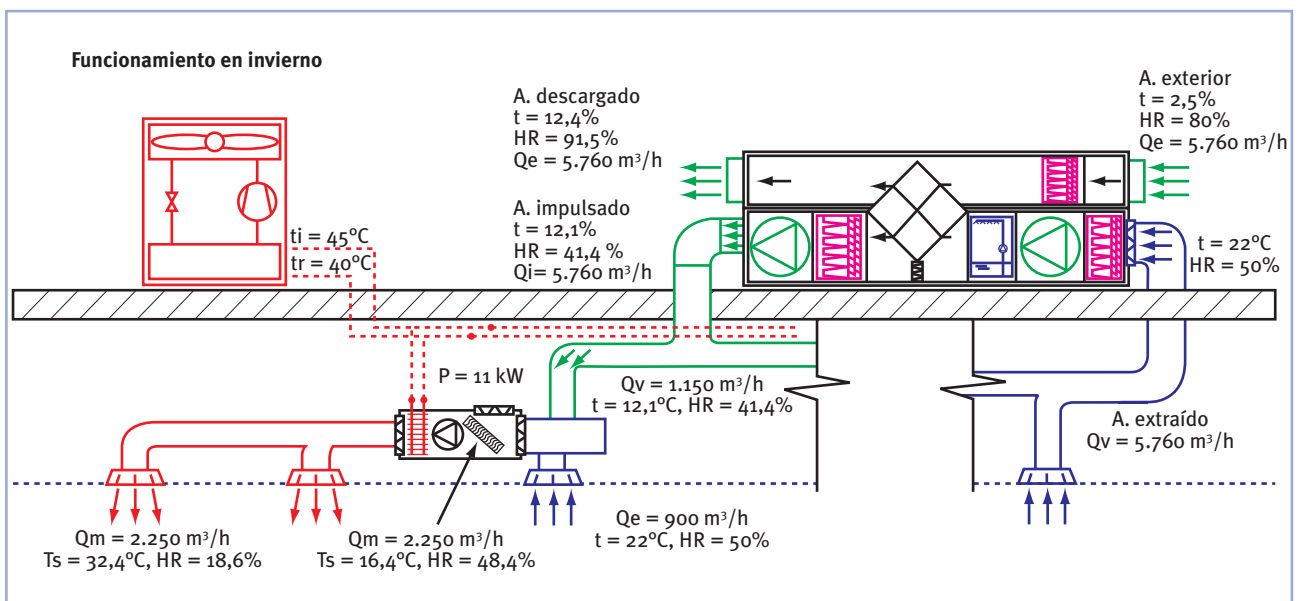


Si se analiza el funcionamiento de una de las unidades terminales en las condiciones más extremas de verano para una localidad costera, se obtienen los siguientes resultados:



Las condiciones del aire a la entrada de la batería son muy similares a las condiciones de entrada de ( $T_s=25^\circ\text{C}$  y  $T_{bh}=19^\circ\text{C}$ ) de la tabla superior. El calor sensible transferido será de 7,1 kW, considerándose aceptable la selección de las unidades de conductos.

El comportamiento de la instalación en las condiciones más extremas de invierno consideradas es el siguiente:

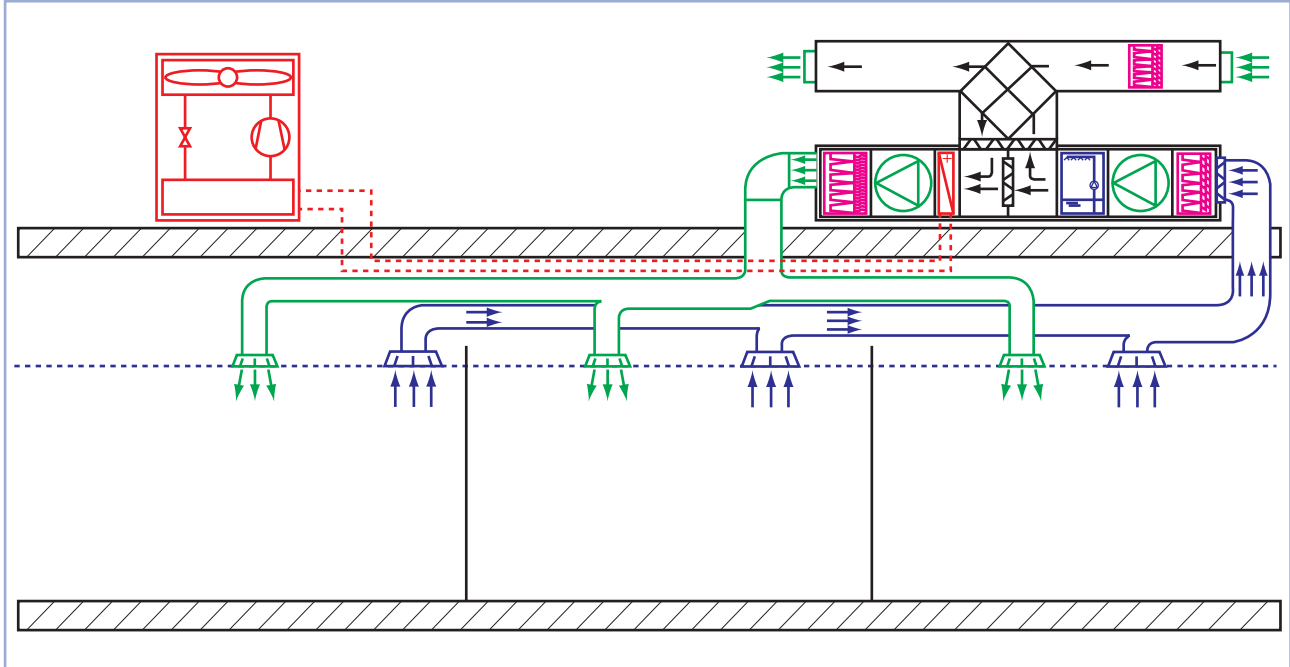


La temperatura del aire a la entrada de la batería del fancoil es de unos  $16,4^\circ\text{C}$  mientras que el agua entra a  $45^\circ\text{C}$ . El salto de temperaturas en la batería es muy similar a las nominales del fancoil (aire a  $20^\circ\text{C}$  y agua a  $50^\circ\text{C}$ ). Por tanto, el calor transferido será similar al nominal (11 kW).

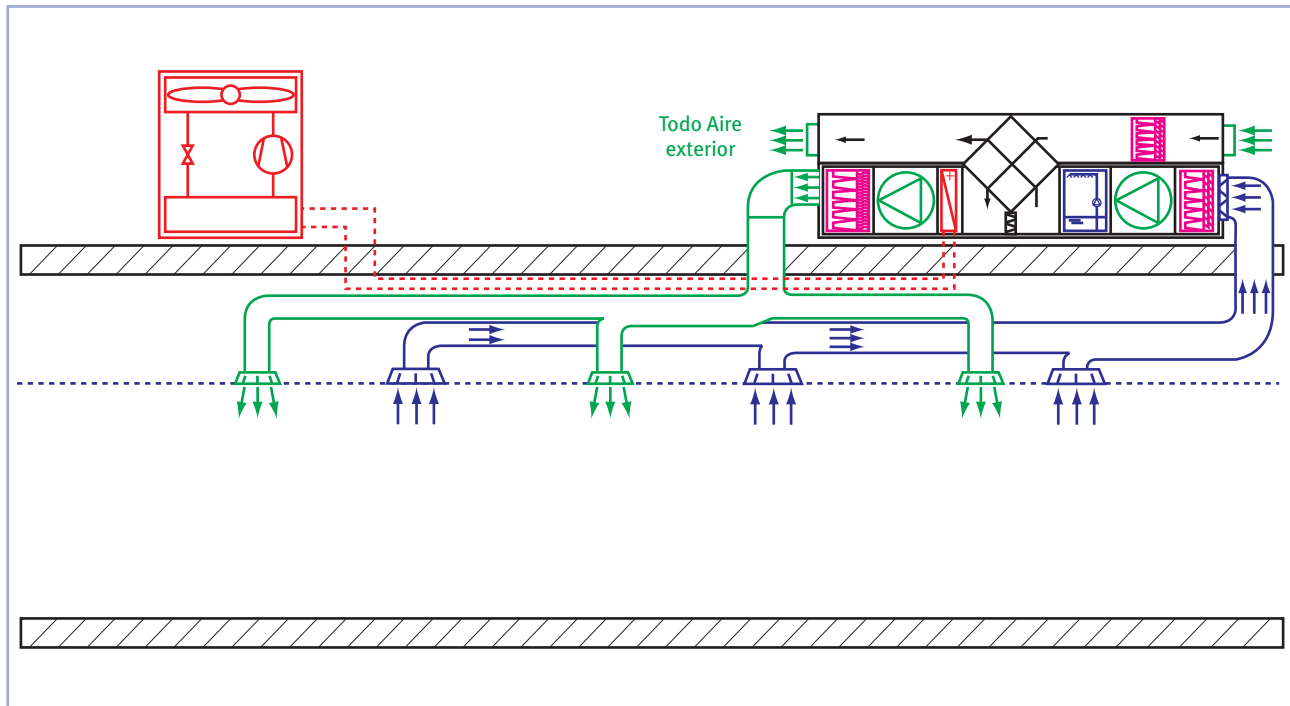


#### 4.3.4 Climatización del restaurante con una UTA

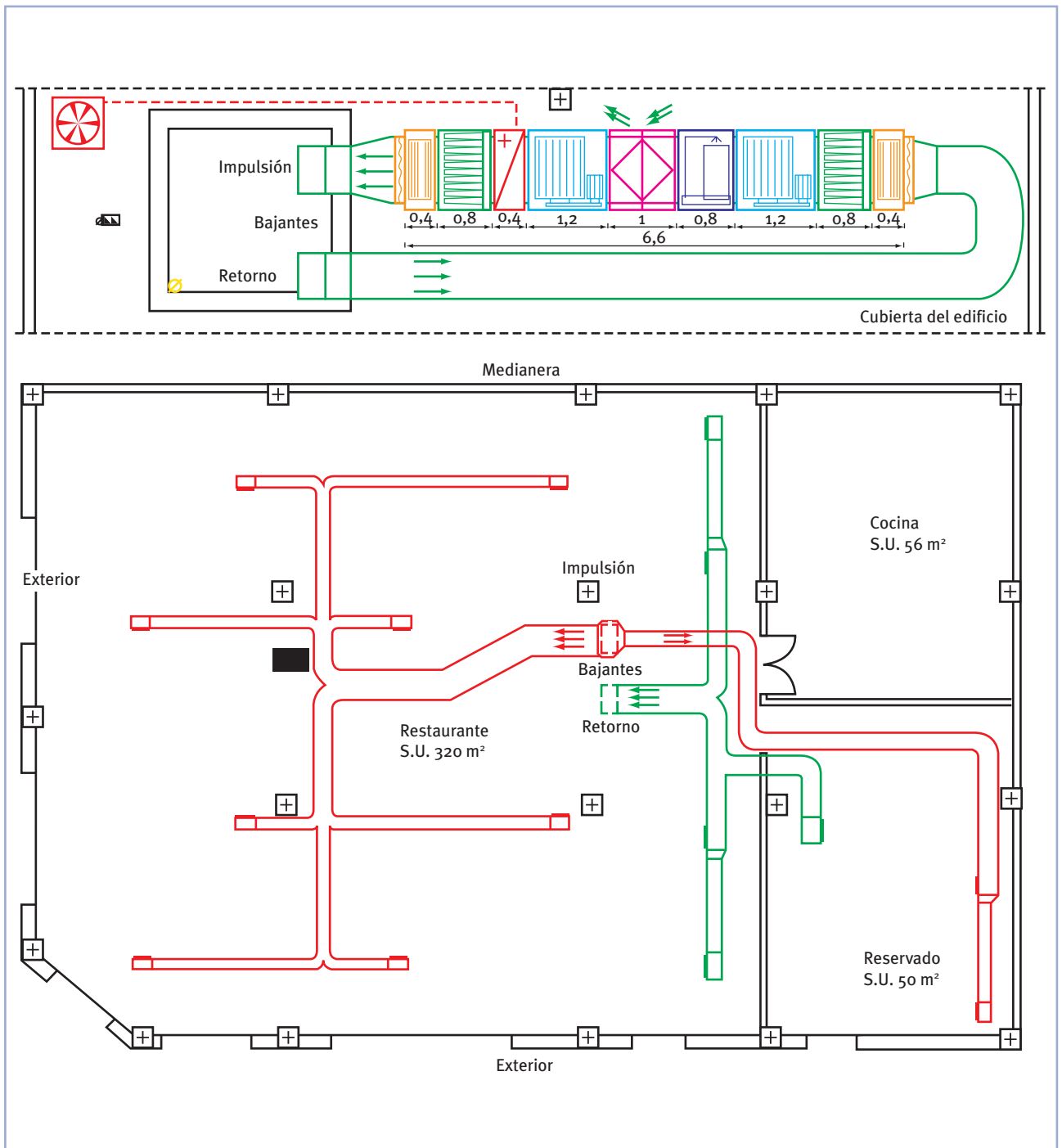
En el caso de climatización de una única zona, puede ser interesante emplear la unidad de tratamiento de aire como sistema de climatización. Este sistema sólo es posible si el aire de extracción es de categoría AE1.



En caso de un restaurante donde se permita fumar el sistema planteado en esta sección no sería de aplicación. En locales con mucho caudal de aire de ventilación y categoría de aire de extracción AE2, AE3 y AE4 (por ejemplo, este restaurante si fuera de fumadores) sería interesante emplear un sistema como el siguiente:



El esquema de la instalación, considerando la posibilidad de aire recirculado, sería el siguiente:



En este caso el caudal de aire trasegado sería superior al de los ejemplos anteriores.



## Apéndice A: Eficiencia de la ventilación

La eficiencia de la ventilación depende del sistema de difusión elegido. Además, es muy importante atender a la correcta disposición de los difusores en relación con la trayectoria del aire de ventilación desde que se impulsa al local hasta que se extrae.

La siguiente tabla muestra los intervalos típicos de ventilación recogidos en la UNE EN 13779-2008. Para más detalles, puede consultarse la guía REVHA nº 2.

### Boquilla caliente (funcionamiento en invierno)

Difusión de aire	Velocidad real (m/s)	Eficiencia ventilación
Boquilla de mezcla horizontal	> 1,5 m/s	0,9 - 1,1
	< 0,5 m/s	0,7 - 0,9
Boquilla de mezcla vertical	Todos los difusores	0,9 - 1,1
Ventilación por desplazamiento		1,0 - 2,0

### Boquilla fría (funcionamiento en verano)

Difusión de aire	DT (impulsión - interior)	Eficiencia ventilación	
		Techo bajo	Techo alto
Boquilla de mezcla horizontal	< 10°C	0,8 - 1,0	No recomendada
	> 15°C o 20°C	0,4 - 0,8	No recomendada
Boquilla de mezcla vertical	< 10°C	0,6 - 0,8	0,8 - 1,0
	> 15°C	0,4 - 0,8	0,8 - 1,0
Ventilación por desplazamiento		0,2 - 0,7	No recomendada





## Apéndice B: Selección del diámetro de las tuberías

El caudal a trasegar por la red de tuberías viene dado por la potencia a transportar y por el salto de temperaturas:

$$P = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta T$$

donde el gasto másico  $\dot{m}$  en kg/s coincide con el caudal en litros/s,  $c_p$  es el calor específico del agua (4,18 kJ/kg K) y  $\Delta T$  es el salto de temperaturas. Los sistemas de climatización por agua se suelen diseñar para un salto de temperaturas de 5°C para la potencia nominal de refrigeración.

El caudal a circular por un fancoil de 5 kW de potencia nominal de refrigeración será:

$$Q = \dot{m} = P/(c_p \cdot \Delta T) = 5/(4,18 \cdot 5) = 0,238 \text{ l/s} = 860 \text{ l/h}$$

La selección del diámetro de las tuberías debería realizarse para una pérdida de presión máxima de 40 mm c.a. por metro lineal de tubería.

Para evitar ruidos es recomendable que la velocidad del agua en las tuberías sea inferior a 1,2 m/s.

Para la selección de los diámetros de las tuberías y cálculo de las pérdidas de carga, se han elaborado las 4 Tablas de este apéndice:

- Tubo de cobre y temperatura del agua de 10°C.
- Tubo de cobre y temperatura del agua de 40°C.
- Tubo de material termoplástico y temperatura del agua de 10°C.
- Tubo de material termoplástico y temperatura del agua de 40°C.

### *Ejemplo de cálculo de tuberías*

Cálculo de la tubería de alimentación a fancoil de 5 kW de potencia nominal.

Si el equipo trabaja en verano o invierno y verano, se aplicará la tabla correspondiente a 10°C por tener una mayor pérdida de carga. Opciones:

Tubo de cobre de 22x1;  $v=0,76$  m/s,  $\Delta P=44$  mm c.a.

Tubo de cobre de 25x1,5;  $v=0,63$  m/s,  $\Delta P=28$  mm c.a.

En este caso podría ser adecuado seleccionar la tubería de 22x1. Si se trata de un tramo muy largo y perteneciente al tramo más desfavorable del circuito, podría seleccionarse la tubería de 25x1,5 mm.

**TUBO DE COBRE (UNE-EN 1057)**  
**AGUA A 10°C, PÉRDIDA DE PRESIÓN DE 40 mm c.a./m**

Potencia (kW)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/h)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/s)	Diámetro nominal	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)
1	172	0,048	12 X 1,0 15 X 1,0	0,61 0,36	72,4 21,0
1,5	257	0,071	15 X 1,0 18 X 1,0	0,54 0,36	42,1 15,8
2	343	0,095	15 X 1,0 18 X 1,0	0,72 0,47	69,1 25,9
2,5	429	0,119	15 X 1,0 18 X 1,0	0,90 0,59	101,7 38,0
3	515	0,143	18 X 1,0 22 X 1,0	0,71 0,45	52,1 18,1
4	686	0,191	18 X 1,0 22 X 1,0	0,95 0,61	86,0 29,8
5	858	0,238	22 X 1,0 25 X 1,5	0,76 0,63	44,0 28,0
6	1.029	0,286	22 X 1,0 25 X 1,5	0,91 0,75	60,4 38,4
7	1.201	0,333	25 X 1,5 28 X 1,5	0,88 0,68	50,3 27,4
8	1.372	0,381	25 X 1,5 28 X 1,5	1,00 0,78	63,6 34,6
9	1.544	0,429	28 X 1,5 35 X 1,5	0,87 0,53	42,5 13,2
10	1.715	0,476	28 X 1,5 35 X 1,5	0,97 0,59	51,2 15,8
12	2.058	0,572	28 X 1,5 35 X 1,5	1,16 0,71	70,5 21,8
14	2.401	0,667	28 X 1,5 35 X 1,5	1,36 0,83	92,6 28,5
16	2.744	0,762	28 X 1,5 35 X 1,5	1,55 0,95	117,2 36,1
18	3.087	0,858	35 X 1,5 42 X 1,5	1,07 0,72	44,4 17,3
20	3.430	0,953	35 X 1,5 42 X 1,5	1,18 0,80	53,5 20,8
22,5	3.859	1,072	35 X 1,5 42 X 1,5	1,33 0,90	65,9 25,6
25	4.288	1,191	35 X 1,5 42 X 1,5	1,48 1,00	79,5 30,9
27,5	4.717	1,310	35 X 1,5 42 X 1,5	1,63 1,10	94,1 36,5
30	5.145	1,429	42 X 1,5 54 X 2,0	1,20 0,73	42,6 13,0

(continuación)

Potencia (kW)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/h)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/s)	Diámetro nominal	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)
35	6.003	1,667	42 X 1,5 54 X 2,0	1,40 0,85	56,1 17,1
40	6.860	1,906	42 X 1,5 54 X 2,0	1,60 0,97	71,1 21,7
45	7.718	2,144	42 X 1,5 54 X 2,0	1,79 1,09	87,7 26,7
50	8.576	2,382	42 X 1,5 54 X 2,0	1,99 1,21	105,9 32,2
55	9.433	2,620	42 X 1,5 54 X 2,0	2,19 1,33	125,6 38,2
60	10.291	2,859	42 X 1,5 54 X 2,0	2,39 1,46	146,8 44,6

Tubo de cobre de rugosidad  $k = 0,002$  mm.

**TUBO DE COBRE (UNE-EN 1057)**  
**AGUA A  $40^{\circ}\text{C}$ , PÉRDIDA DE PRESIÓN DE 40 mm c.a./m**

Potencia (kW)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/h)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/s)	Diámetro nominal	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)
1	172	0,048	12 X 1,0 15 X 1,0	0,61 0,36	59,6 17,2
1,5	258	0,072	12 X 1,0 15 X 1,0	0,91 0,54	121,1 34,7
2	344	0,096	15 X 1,0 18 X 1,0	0,72 0,48	57,4 21,4
2,5	430	0,119	15 X 1,0 18 X 1,0	0,90 0,59	85,0 31,6
3	516	0,143	18 X 1,0 22 X 1,0	0,71 0,46	43,5 15,0
4	688	0,191	18 X 1,0 22 X 1,0	0,95 0,61	72,3 24,9
5	860	0,239	18 X 1,0 22 X 1,0	1,19 0,76	107,3 36,9
6	1.032	0,287	22 X 1,0 25 X 1,5	0,91 0,75	51,0 32,3
7	1.203	0,334	25 X 1,5 28 X 1,5	0,88 0,68	42,5 23,0
8	1.375	0,382	25 X 1,5 28 X 1,5	1,01 0,78	53,8 29,2
9	1.547	0,430	28 X 1,5 35 X 1,5	0,88 0,53	36,0 11,1
10	1.719	0,478	28 X 1,5 35 X 1,5	0,97 0,59	43,4 13,3
12	2.063	0,573	28 X 1,5 35 X 1,5	1,17 0,71	60,0 18,4

(continuación)

Potencia (kW)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/h)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/s)	Diámetro nominal	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)
14	2.407	0,669	28 x 1,5 35 x 1,5	1,36 0,83	79,0 24,2
16	2.751	0,764	28 x 1,5 35 x 1,5	1,56 0,95	100,4 30,7
18	3.095	0,860	28 x 1,5 35 x 1,5	1,75 1,07	124,0 37,9
20	3.438	0,955	35 x 1,5 42 x 1,5	1,19 0,80	45,7 17,7
22,5	3.868	1,074	35 x 1,5 42 x 1,5	1,34 0,90	56,5 21,8
25	4.298	1,194	35 x 1,5 42 x 1,5	1,48 1,00	68,2 26,4
27,5	4.728	1,313	35 x 1,5 42 x 1,5	1,63 1,10	81,0 31,3
30	5.158	1,433	35 x 1,5 42 x 1,5	1,78 1,20	94,7 36,6
35	6.017	1,671	42 x 1,5 54 x 2,0	1,40 0,85	48,2 14,6
40	6.877	1,910	42 x 1,5 54 x 2,0	1,60 0,97	61,3 18,6
45	7.736	2,149	42 x 1,5 54 x 2,0	1,80 1,09	75,8 22,9
50	8.596	2,388	42 x 1,5 54 x 2,0	2,00 1,22	91,7 27,7
55	9.456	2,627	42 x 1,5 54 x 2,0	2,20 1,34	109,0 32,9
60	10.315	2,865	42 x 1,5 54 x 2,0	2,40 1,46	127,6 38,5

Tubo de cobre de rugosidad  $k=0,002$  mm.

**TUBO DE MATERIAL TERMOPLÁSTICO**  
**AGUA A  $10^{\circ}\text{C}$ , PÉRDIDA DE PRESIÓN DE 40 mm c.a./m**

Potencia (kW)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/h)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/s)	Diámetro nominal	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)
1	172	0,048	12 x 0,7 16 x 0,9	0,54 0,30	55,6 14,0
1,5	257	0,071	12 x 0,7 16 x 0,9	0,81 0,45	111,9 28,0
2	343	0,095	16 x 0,9 20 x 1,2	0,60 0,39	46,0 16,6
2,5	429	0,119	16 x 0,9 20 x 1,2	0,75 0,49	67,7 24,4
3	515	0,143	16 x 0,9 20 x 1,2	0,90 0,59	93,0 33,5



(continuación)

Potencia (kW)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/h)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/s)	Diámetro nominal	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)
4	686	0,191	20 x 1,2 25 x 1,5	0,78 0,50	55,3 19,1
5	858	0,238	20 x 1,2 25 x 1,5	0,98 0,63	81,8 28,2
6	1.029	0,286	20 x 1,2 25 x 1,5	1,17 0,75	112,7 38,8
7	1.201	0,333	25 x 1,5 32 x 1,9	0,88 0,53	50,9 15,6
8	1.372	0,381	25 x 1,5 32 x 1,9	1,00 0,61	64,4 19,7
9	1.544	0,429	25 x 1,5 32 x 1,9	1,13 0,69	79,3 24,2
10	1.715	0,476	25 x 1,5 32 x 1,9	1,25 0,76	95,5 29,1
12	2.058	0,572	25 x 1,5 32 x 1,9	1,50 0,92	132,1 40,2
14	2.401	0,667	32 x 1,9 40 x 2,4	1,07 0,69	52,8 18,3
16	2.744	0,762	32 x 1,9 40 x 2,4	1,22 0,78	66,9 23,1
18	3.087	0,858	32 x 1,9 40 x 2,4	1,37 0,88	82,5 28,5
20	3.430	0,953	32 x 1,9 40 x 2,4	1,53 0,98	99,5 34,3
22,5	3.859	1,072	40 x 2,4 50 x 2,9	1,10 0,70	42,3 14,2
25	4.288	1,191	40 x 2,4 50 x 2,9	1,22 0,78	51,1 17,1
27,5	4.717	1,310	40 x 2,4 50 x 2,9	1,35 0,85	60,5 20,3
30	5.145	1,429	40 x 2,4 50 x 2,9	1,47 0,93	70,7 23,7
35	6.003	1,667	40 x 2,4 50 x 2,9	1,71 1,09	93,2 31,2
40	6.860	1,906	40 x 2,4 50 x 2,9	1,96 1,24	118,5 39,6
45	7.718	2,144	50 x 2,9 63 x 3,7	1,40 0,88	48,9 16,2
50	8.576	2,382	50 x 2,9 63 x 3,7	1,55 0,98	59,0 19,6
55	9.433	2,620	50 x 2,9 63 x 3,7	1,71 1,08	70,0 23,2
60	10.291	2,859	50 x 2,9 63 x 3,7	1,86 1,18	81,9 27,1

Tubo termoplástico de rugosidad  $k=0,006$  mm.

**TUBO DE MATERIAL TERMOPLÁSTICO**  
**AGUA A 40°C, PÉRDIDA DE PRESIÓN DE 40 mm c.a./m**

Potencia (kW)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/h)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/s)	Diámetro nominal	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)
1	172	0,048	12 X 0,7 16 X 0,9	0,54 0,30	46,0 11,4
1,5	258	0,072	12 X 0,7 16 X 0,9	0,81 0,45	93,7 23,2
2	344	0,096	12 X 0,7 16 X 0,9	1,08 0,60	156,2 38,4
2,5	430	0,119	16 X 0,9 20 X 1,2	0,75 0,49	56,9 20,4
3	516	0,143	16 X 0,9 20 X 1,2	0,90 0,59	78,6 28,1
4	688	0,191	20 X 1,2 25 X 1,5	0,79 0,50	46,7 16,0
5	860	0,239	20 X 1,2 25 X 1,5	0,98 0,63	69,5 23,8
6	1.032	0,287	20 X 1,2 25 X 1,5	1,18 0,75	96,4 32,9
7	1.203	0,334	25 X 1,5 32 X 1,9	0,88 0,54	43,3 13,1
8	1.375	0,382	25 X 1,5 32 X 1,9	1,01 0,61	55,0 16,7
9	1.547	0,430	25 X 1,5 32 X 1,9	1,13 0,69	67,9 20,5
10	1.719	0,478	25 X 1,5 32 X 1,9	1,26 0,76	82,1 24,8
12	2.063	0,573	25 X 1,5 32 X 1,9	1,51 0,92	114,1 34,3
14	2.407	0,669	32 X 1,9 40 X 2,4	1,07 0,69	45,3 15,6
16	2.751	0,764	32 X 1,9 40 X 2,4	1,22 0,79	57,6 19,8
18	3.095	0,860	32 X 1,9 40 X 2,4	1,38 0,88	71,3 24,4
20	3.438	0,955	32 X 1,9 40 X 2,4	1,53 0,98	86,3 29,5
22,5	3.868	1,074	32 X 1,9 40 X 2,4	1,72 1,10	106,9 36,5
25	4.298	1,194	40 X 2,4 50 X 2,9	1,23 0,78	44,1 14,7
27,5	4.728	1,313	40 X 2,4 50 X 2,9	1,35 0,86	52,4 17,4
30	5.158	1,433	40 X 2,4 50 X 2,9	1,47 0,93	61,4 20,4

(continuación)

Potencia (kW)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/h)	Caudal ( $\Delta t=5^{\circ}\text{C}$ ) (l/s)	Diámetro nominal	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)
35	6.017	1,671	40 x 2,4 50 x 2,9	1,72 1,09	81,3 26,9
40	6.877	1,910	40 x 2,4 50 x 2,9	1,96 1,24	103,7 34,3
45	7.736	2,149	50 x 2,9 63 x 3,7	1,40 0,89	42,5 14,0
50	8.596	2,388	50 x 2,9 63 x 3,7	1,56 0,98	51,5 16,9
55	9.456	2,627	50 x 2,9 63 x 3,7	1,71 1,08	61,2 20,1
60	10.315	2,865	50 x 2,9 63 x 3,7	1,87 1,18	71,8 23,6

Tubo termoplástico de rugosidad  $k=0,006$  mm.





## Apéndice C: Selección del diámetro de los conductos

La selección del diámetro de los conductos o de su equivalente en sección rectangular debe realizarse en base a criterios de pérdida de carga y de velocidad del aire máxima para evitar ruidos.

Cuando se seleccionan los conductos para una pérdida de presión máxima de 0,05 mm c.a. por metro lineal de conducto, la velocidad del aire por los mismos no resulta elevada y resulta un diseño de bajo ruido. En redes de conductos donde el ruido no sea un factor importante, puede aumentarse a 0,07 mm c.a. por metro lineal de conducto.

Para evitar ruidos es recomendable que la velocidad del aire en los conductos sea inferior a 6 m/s.

Para la selección de los diámetros de los conductos o su equivalente rectangular y cálculo de las pérdidas de carga, se han elaborado las 2 Tablas de este apéndice:

- Tabla para pérdida de presión máxima de 0,05 mm c.a./ml.
- Tabla para pérdida de presión máxima de 0,07 mm c.a./ml.

### ***Ejemplo de cálculo de conductos***

Cálculo de los conductos de salida de un fancoil de conductos de 2.000 m<sup>3</sup>/h de caudal con dos difusores de salida. Pérdida de presión máxima de 0,05 mm c.a./ml.

Tramo fancoil difusor 1:

Caudal: 2.000 m<sup>3</sup>/h: conducto de 41 cm de diámetro o sección de 26x56.

Tramo difusor 1 a difusor 2:

Caudal: 1.000 m<sup>3</sup>/h: conducto de 32 cm de diámetro o sección de 26x34.

**DIMENSIONADO DE CONDUCTOS. DP=0,05 mm c.a./ml**

Caudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
140	2,20	0,050	15					
	1,93	0,037	16					
170	2,35	0,052	16					
	2,08	0,039	17					
200	2,45	0,052	17					
	2,18	0,039	18					
230	2,51	0,051	18					
	2,25	0,039	19					
270	2,65	0,052	19					
	2,39	0,041	20					
310	2,74	0,052	20					
	2,49	0,041	21					
350	2,81	0,051	21					
	2,56	0,041	22	20 x 20				
400	2,92	0,052	22	20 x 20				
	2,67	0,042	23	20 x 22				
450	3,01	0,052	23	20 x 22				
	2,76	0,042	24	20 x 24	22 x 22			
500	3,07	0,051	24	20 x 24	22 x 22			
	2,83	0,042	25	20 x 26	22 x 24			
560	3,17	0,051	25	20 x 26	22 x 24			
	2,93	0,042	26	20 x 28	22 x 26	24 x 24		
620	3,24	0,051	26	20 x 28	22 x 26	24 x 24		
	3,01	0,042	27	20 x 30	22 x 28	24 x 26		
680	3,30	0,050	27	20 x 30	22 x 28	24 x 26		
	3,07	0,042	28	20 x 32	22 x 30	24 x 28	26 x 26	
750	3,38	0,050	28	20 x 32	22 x 30	24 x 28	26 x 26	
	3,15	0,042	29	20 x 36	22 x 32	24 x 30	26 x 28	
830	3,49	0,051	29	20 x 36	22 x 32	24 x 30	26 x 28	
	3,26	0,043	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28	
910	3,58	0,051	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28	
	3,35	0,043	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	
990	3,64	0,050	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	
	3,42	0,043	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
1.080	3,73	0,051	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
	3,51	0,044	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	30 x 30
1.170	3,80	0,050	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	30 x 30
	3,58	0,044	34	20 x 50	22 x 44	24 x 40	26 x 38	30 x 32
1.270	3,89	0,051	34	20 x 50	22 x 44	24 x 40	26 x 38	30 x 32
	3,67	0,044	35	20 x 54	22 x 48	24 x 44	26 x 40	30 x 34
1.370	3,96	0,050	35	20 x 54	22 x 48	24 x 44	26 x 40	30 x 34
	3,74	0,044	36	20 x 56	22 x 50	24 x 46	26 x 42	30 x 36

(continuación)

Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
1.470	4,01	0,050	36	20 x 56	22 x 50	24 x 46	26 x 42	30 x 36
	3,80	0,044	37	20 x 60	22 x 54	24 x 48	26 x 44	30 x 38
1.580	4,08	0,050	37	20 x 60	22 x 54	24 x 48	26 x 44	30 x 38
	3,87	0,044	38		22 x 58	24 x 52	26 x 48	30 x 40
1.700	4,16	0,050	38		22 x 58	24 x 52	26 x 48	30 x 40
	3,95	0,044	39		22 x 60	24 x 54	26 x 50	30 x 42
1.820	4,23	0,050	39		22 x 60	24 x 54	26 x 50	30 x 42
	4,02	0,044	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	30 x 44
1.950	4,31	0,050	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	30 x 44
	4,10	0,044	41	24 x 62		26 x 56	30 x 48	
2.080	4,38	0,050	41			24 x 62	26 x 56	30 x 48
	4,17	0,044	42			24 x 66	26 x 58	30 x 50
2.220	4,45	0,050	42	26 x 58	30 x 50	34 x 44		
	4,25	0,045	43	26 x 62	30 x 52	34 x 46		
2.360	4,51	0,050	43	26 x 62	30 x 52	34 x 46		
	4,31	0,045	44	26 x 64	30 x 54	34 x 48	40 x 40	
2.510	4,59	0,050	44	26 x 64	30 x 54	34 x 48	40 x 40	
	4,38	0,045	45	26 x 68	30 x 58	34 x 50	40 x 42	
2.670	4,66	0,050	45	26 x 68	30 x 58	34 x 50	40 x 42	
	4,46	0,045	46	26 x 72	30 x 60	34 x 52	40 x 44	
2.830	4,73	0,050	46	26 x 72	30 x 60	34 x 52	40 x 44	
	4,53	0,045	47	26 x 76	30 x 62	34 x 54	40 x 46	
3.000	4,80	0,050	47	26 x 76	30 x 62	34 x 54	40 x 46	
	4,61	0,045	48	26 x 78	30 x 66	34 x 58	40 x 48	44 x 44
3.170	4,87	0,050	48	26 x 78	30 x 66	34 x 58	40 x 48	44 x 44
	4,67	0,045	49		30 x 70	34 x 60	40 x 50	44 x 46
3.350	4,93	0,050	49		30 x 70	34 x 60	40 x 50	44 x 46
	4,74	0,045	50		30 x 72	34 x 62	40 x 52	44 x 48
3.530	4,99	0,050	50		30 x 72	34 x 62	40 x 52	44 x 48
	4,80	0,045	51		30 x 76	34 x 66	40 x 54	44 x 50
3.720	5,06	0,050	51		30 x 76	34 x 66	40 x 54	44 x 50
	4,87	0,045	52		30 x 78	34 x 68	40 x 56	44 x 52
3.920	5,13	0,050	52		30 x 78	34 x 68	40 x 56	44 x 52
	4,94	0,046	53		30 x 82	34 x 70	40 x 60	44 x 54
4.120	5,19	0,050	53		30 x 82	34 x 70	40 x 60	44 x 54
	5,00	0,046	54		30 x 86	34 x 74	40 x 62	44 x 56
4.300	5,22	0,049	54		30 x 86	34 x 74	40 x 62	44 x 56
	5,03	0,045	55		30 x 90	34 x 76	40 x 64	44 x 58
4.550	5,32	0,050	55		30 x 90	34 x 76	40 x 64	44 x 58
	5,13	0,046	56	34 x 80		40 x 66	44 x 60	
4.780	5,39	0,050	56			34 x 80	40 x 66	44 x 60
	5,20	0,046	57			34 x 84	40 x 70	44 x 62

(continuación)

Caudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
5.000	5,44	0,050	57			34 x 84	40 x 70	44 x 62
	5,26	0,046	58			34 x 86	40 x 72	44 x 64
5.250	5,52	0,050	58			34 x 86	40 x 72	44 x 64
	5,33	0,046	59			34 x 90	40 x 74	44 x 66
5.500	5,59	0,050	59			34 x 90	40 x 74	44 x 66
	5,40	0,046	60			34 x 94	40 x 76	44 x 70
5.750	5,65	0,050	60			34 x 94	40 x 76	44 x 70
	5,47	0,046	61				40 x 80	44 x 72
6.000	5,70	0,050	61				40 x 80	44 x 72
	5,52	0,046	62				40 x 82	44 x 74
6.270	5,77	0,050	62				40 x 82	44 x 74
	5,59	0,046	63				40 x 86	44 x 76
6.540	5,83	0,050	63				40 x 86	44 x 76
	5,65	0,046	64				40 x 88	44 x 80
6.820	5,89	0,050	64				40 x 88	44 x 80
	5,71	0,046	65				40 x 92	44 x 82
7.100	5,94	0,050	65				40 x 92	44 x 82
	5,76	0,046	66				40 x 96	44 x 84
7.400	6,01	0,050	66				40 x 96	44 x 84
	5,83	0,047	67					44 x 88
7.700	6,07	0,050	67					44 x 88
	5,89	0,047	68					44 x 90
8.000	6,12	0,050	68					44 x 90
	5,94	0,047	69					44 x 92

**DIMENSIONADO DE CONDUCTOS. DP=0,07 mm c.a./ml**

Caudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
170	2,67	0,071	15					
	2,35	0,052	16					
200	2,76	0,069	16					
	2,45	0,052	17					
230	2,81	0,066	17					
	2,51	0,051	18					
270	2,95	0,067	18					
	2,65	0,052	19					
320	3,14	0,070	19					
	2,83	0,055	20					
370	3,27	0,071	20					
	2,97	0,056	21					
420	3,37	0,070	21					
	3,07	0,056	22	20 x 20				
470	3,43	0,069	22	20 x 20				
	3,14	0,056	23	20 x 22				



(continuación)

Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
530	3,54	0,069	23	20 x 22				
	3,25	0,056	24	20 x 24	22 x 22			
600	3,68	0,070	24	20 x 24	22 x 22			
	3,40	0,058	25	20 x 26	22 x 24			
670	3,79	0,070	25	20 x 26	22 x 24			
	3,51	0,058	26	20 x 28	22 x 26	24 x 24		
740	3,87	0,070	26	20 x 28	22 x 26	24 x 24		
	3,59	0,058	27	20 x 30	22 x 28	24 x 26		
820	3,98	0,070	27	20 x 30	22 x 28	24 x 26		
	3,70	0,059	28	20 x 32	22 x 30	24 x 28	26 x 26	
900	4,06	0,069	28	20 x 32	22 x 30	24 x 28	26 x 26	
	3,78	0,059	29	20 x 36	22 x 32	24 x 30	26 x 28	
990	4,16	0,069	29	20 x 36	22 x 32	24 x 30	26 x 28	
	3,89	0,059	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28	
1.090	4,28	0,070	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28	
	4,01	0,060	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	
1.190	4,38	0,070	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	
	4,11	0,060	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
1.290	4,46	0,070	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
	4,19	0,060	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	30 x 30
1.400	4,55	0,070	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	30 x 30
	4,28	0,060	34	20 x 50	22 x 44	24 x 40	26 x 38	30 x 32
1.520	4,65	0,070	34	20 x 50	22 x 44	24 x 40	26 x 38	30 x 32
	4,39	0,061	35	20 x 54	22 x 48	24 x 44	26 x 40	30 x 34
1.650	4,76	0,070	35	20 x 54	22 x 48	24 x 44	26 x 40	30 x 34
	4,50	0,062	36	20 x 56	22 x 50	24 x 46	26 x 42	30 x 36
1.770	4,83	0,070	36	20 x 56	22 x 50	24 x 46	26 x 42	30 x 36
	4,57	0,061	37	20 x 60	22 x 54	24 x 48	26 x 44	30 x 38
1.900	4,91	0,070	37	20 x 60	22 x 54	24 x 48	26 x 44	30 x 38
	4,65	0,061	38		22 x 58	24 x 52	26 x 48	30 x 40
2.050	5,02	0,070	38		22 x 58	24 x 52	26 x 48	30 x 40
	4,77	0,062	39		22 x 60	24 x 54	26 x 50	30 x 42
2.200	5,12	0,070	39		22 x 60	24 x 54	26 x 50	30 x 42
	4,86	0,062	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	30 x 44
2.350	5,19	0,070	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	30 x 44
	4,94	0,062	41			24 x 62	26 x 56	30 x 48
2.500	5,26	0,070	41			24 x 62	26 x 56	30 x 48
	5,01	0,062	42			24 x 66	26 x 58	30 x 50
2.670	5,35	0,070	42	26 x 58	30 x 50	34 x 44		
	5,11	0,062	43	26 x 62	30 x 52	34 x 46		
2.840	5,43	0,070	43	26 x 62	30 x 52	34 x 46		
	5,19	0,062	44	26 x 64	30 x 54	34 x 48	40 x 40	
3.020	5,52	0,070	44	26 x 64	30 x 54	34 x 48	40 x 40	
	5,27	0,063	45	26 x 68	30 x 58	34 x 50	40 x 42	

(continuación)

Caudal (m³/h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
3.210	5,61	0,070	45	26 x 68	30 x 58	34 x 50	40 x 42	
	5,37	0,063	46	26 x 72	30 x 60	34 x 52	40 x 44	
3.400	5,68	0,070	46	26 x 72	30 x 60	34 x 52	40 x 44	
	5,44	0,063	47	26 x 76	30 x 62	34 x 54	40 x 46	
3.600	5,76	0,070	47	26 x 76	30 x 62	34 x 54	40 x 46	
	5,53	0,063	48	26 x 78	30 x 66	34 x 58	40 x 48	44 x 44
3.810	5,85	0,070	48	26 x 78	30 x 66	34 x 58	40 x 48	44 x 44
	5,61	0,063	49		30 x 70	34 x 60	40 x 50	44 x 46
4.030	5,94	0,070	49		30 x 70	34 x 60	40 x 50	44 x 46
	5,70	0,063	50		30 x 72	34 x 62	40 x 52	44 x 48
4.250	6,01	0,070	50		30 x 72	34 x 62	40 x 52	44 x 48
	5,78	0,063	51		30 x 76	34 x 66	40 x 54	44 x 50
4.480	6,09	0,070	51		30 x 76	34 x 66	40 x 54	44 x 50
	5,86	0,064	52		30 x 78	34 x 68	40 x 56	44 x 52
4.720	6,17	0,070	52		30 x 78	34 x 68	40 x 56	44 x 52
	5,94	0,064	53		30 x 82	34 x 70	40 x 60	44 x 54
4.960	6,25	0,070	53		30 x 82	34 x 70	40 x 60	44 x 54
	6,02	0,064	54		30 x 86	34 x 74	40 x 62	44 x 56
5.220	6,33	0,070	54		30 x 86	34 x 74	40 x 62	44 x 56
	6,10	0,064	55		30 x 90	34 x 76	40 x 64	44 x 58
5.480	6,41	0,070	55		30 x 90	34 x 76	40 x 64	44 x 58
	6,18	0,064	56			34 x 80	40 x 66	44 x 60
5.750	6,48	0,070	56			34 x 80	40 x 66	44 x 60
	6,26	0,064	57			34 x 84	40 x 70	44 x 62
6.030	6,56	0,070	57			34 x 84	40 x 70	44 x 62
	6,34	0,064	58			34 x 86	40 x 72	44 x 64
6.300	6,62	0,070	58			34 x 86	40 x 72	44 x 64
	6,40	0,064	59			34 x 90	40 x 74	44 x 66
6.600	6,71	0,070	59			34 x 90	40 x 74	44 x 66
	6,48	0,064	60			34 x 94	40 x 76	44 x 70
6.900	6,78	0,070	60			34 x 94	40 x 76	44 x 70
	6,56	0,064	61				40 x 80	44 x 72
7.200	6,84	0,070	61				40 x 80	44 x 72
	6,62	0,064	62				40 x 82	44 x 74
7.550	6,95	0,070	62				40 x 82	44 x 74
	6,73	0,065	63				40 x 86	44 x 76
7.850	7,00	0,070	63				40 x 86	44 x 76
	6,78	0,065	64				40 x 88	44 x 80
8.200	7,08	0,070	64				40 x 88	44 x 80
	6,86	0,065	65				40 x 92	44 x 82
8.550	7,16	0,070	65				40 x 92	44 x 82
	6,94	0,065	66				40 x 96	44 x 84

(continuación)

Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
8.900	7,23	0,070	66				40 x 96	44 x 84
	7,01	0,065	67					44 x 88
9.250	7,29	0,070	67					44 x 88
	7,08	0,065	68					44 x 90
9.600	7,34	0,070	68					44 x 90
	7,13	0,065	69					44 x 92

**DIMENSIONADO DE CONDUCTOS. DP=0,09 mm c.a./ml**

Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
195	3,07	0,090	15					
	2,69	0,066	16					
230	3,18	0,089	16					
	2,81	0,066	17					
275	3,37	0,091	17					
	3,00	0,069	18					
320	3,49	0,091	18					
	3,14	0,070	19					
370	3,62	0,091	19					
	3,27	0,071	20					
420	3,71	0,089	20					
	3,37	0,070	21					
480	3,85	0,089	21					
	3,51	0,072	22	20 x 20				
550	4,02	0,091	22	20 x 20				
	3,68	0,074	23	20 x 22				
610	4,08	0,089	23	20 x 22				
	3,75	0,072	24	20 x 24	22 x 22			
690	4,24	0,090	24	20 x 24	22 x 22			
	3,90	0,074	25	20 x 26	22 x 24			
770	4,36	0,090	25	20 x 26	22 x 24			
	4,03	0,075	26	20 x 28	22 x 26	24 x 24		
850	4,45	0,089	26	20 x 28	22 x 26	24 x 24		
	4,12	0,074	27	20 x 30	22 x 28	24 x 26		
950	4,61	0,091	27	20 x 30	22 x 28	24 x 26		
	4,29	0,076	28	20 x 32	22 x 30	24 x 28	26 x 26	
1.040	4,69	0,090	28	20 x 32	22 x 30	24 x 28		
	4,37	0,076	29	20 x 36	22 x 32	24 x 30	26 x 26	
1.140	4,79	0,089	29	20 x 36	22 x 32	24 x 30	26 x 28	
	4,48	0,076	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28	
1.250	4,91	0,090	30	20 x 38	22 x 34	24 x 32	26 x 28	
	4,60	0,077	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	

(continuación)

Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
1.370	5,04	0,090	31	20 x 40	22 x 36	24 x 34	26 x 30	
	4,73	0,078	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	
1.490	5,15	0,090	32	20 x 44	22 x 40	24 x 36	26 x 34	30 x 30
	4,84	0,078	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	
1.620	5,26	0,090	33	20 x 46	22 x 42	24 x 38	26 x 36	30 x 30
	4,96	0,078	34	20 x 50	22 x 44	24 x 40	26 x 38	
1.750	5,35	0,090	34	20 x 50	22 x 44	24 x 40	26 x 38	30 x 32
	5,05	0,078	35	20 x 54	22 x 48	24 x 44	26 x 40	
1.890	5,46	0,090	35	20 x 54	22 x 48	24 x 44	26 x 40	30 x 34
	5,16	0,079	36	20 x 56	22 x 50	24 x 46	26 x 42	
2.040	5,57	0,090	36	20 x 56	22 x 50	24 x 46	26 x 42	30 x 36
	5,27	0,079	37	20 x 60	22 x 54	24 x 48	26 x 44	
2.190	5,66	0,090	37	20 x 60	22 x 54	24 x 48	26 x 44	30 x 38
	5,36	0,079	38		22 x 58	24 x 52	26 x 48	
2.350	5,76	0,090	38		22 x 58	24 x 52	26 x 48	30 x 40
	5,46	0,079	39		22 x 60	24 x 54	26 x 50	
2.520	5,86	0,090	39		22 x 60	24 x 54	26 x 50	30 x 42
	5,57	0,080	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	
2.700	5,97	0,090	40		22 x 64	24 x 60	26 x 52	30 x 44
	5,68	0,080	41			24 x 62	26 x 56	
2.880	6,06	0,090	41			24 x 62	26 x 56	30 x 48
	5,77	0,080	42			24 x 66	26 x 58	
3.070	6,16	0,090	42	26 x 58	30 x 50	34 x 44		
	5,87	0,080	43	26 x 62	30 x 52	34 x 46		
3.270	6,25	0,090	43	26 x 62	30 x 52	34 x 46		
	5,97	0,080	44	26 x 64	30 x 54	34 x 48	40 x 40	
3.480	6,36	0,090	44	26 x 64	30 x 54	34 x 48	40 x 40	
	6,08	0,081	45	26 x 68	30 x 58	34 x 50	40 x 42	
3.690	6,44	0,090	45	26 x 68	30 x 58	34 x 50	40 x 42	
	6,17	0,081	46	26 x 72	30 x 60	34 x 52	40 x 44	
3.920	6,55	0,090	46	26 x 72	30 x 60	34 x 52	40 x 44	
	6,28	0,081	47	26 x 76	30 x 62	34 x 54	40 x 46	
4.150	6,64	0,090	47	26 x 76	30 x 62	34 x 54	40 x 46	44 x 44
	6,37	0,081	48	26 x 78	30 x 66	34 x 58	40 x 48	
4.380	6,72	0,090	48	26 x 78	30 x 66	34 x 58	40 x 48	44 x 44
	6,45	0,081	49		30 x 70	34 x 60	40 x 50	
4.630	6,82	0,090	49		30 x 70	34 x 60	40 x 50	44 x 46
	6,55	0,082	50		30 x 72	34 x 62	40 x 52	

(continuación)

Caudal (m <sup>3</sup> /h)	Velocidad (m/s)	DP (mm c.a./m)	D (cm)	Sección rectangular alto (cm) x ancho (cm)				
4.880	6,90	0,090	50		30 x 72	34 x 62	40 x 52	44 x 48
	6,64	0,082	51		30 x 76	34 x 66	40 x 54	44 x 50
5.150	7,00	0,090	51		30 x 76	34 x 66	40 x 54	44 x 50
	6,74	0,082	52		30 x 78	34 x 68	40 x 56	44 x 52
5.420	7,09	0,090	52		30 x 78	34 x 68	40 x 56	44 x 52
	6,82	0,082	53		30 x 82	34 x 70	40 x 60	44 x 54
5.700	7,18	0,090	53		30 x 82	34 x 70	40 x 60	44 x 54
	6,91	0,082	54		30 x 86	34 x 74	40 x 62	44 x 56
6.000	7,28	0,090	54		30 x 86	34 x 74	40 x 62	44 x 56
	7,02	0,082	55		30 x 90	34 x 76	40 x 64	44 x 58
6300	7,37	0,090	55		30 x 90	34 x 76	40 x 64	44 x 58
	7,11	0,083	56			34 x 80	40 x 66	44 x 60
6.600	7,44	0,090	56			34 x 80	40 x 66	44 x 60
	7,18	0,083	57			34 x 84	40 x 70	44 x 62
6.920	7,53	0,090	57			34 x 84	40 x 70	44 x 62
	7,28	0,083	58			34 x 86	40 x 72	44 x 64
7.250	7,62	0,090	58			34 x 86	40 x 72	44 x 64
	7,37	0,083	59			34 x 90	40 x 74	44 x 66
7.600	7,72	0,090	59			34 x 90	40 x 74	44 x 66
	7,47	0,083	60			34 x 94	40 x 76	44 x 70
7.930	7,79	0,090	60			34 x 94	40 x 76	44 x 70
	7,54	0,083	61				40 x 80	44 x 72
8.300	7,89	0,090	61				40 x 80	44 x 72
	7,64	0,083	62				40 x 82	44 x 74
8.650	7,96	0,090	62				40 x 82	44 x 74
	7,71	0,083	63				40 x 86	44 x 76
9.030	8,05	0,090	63				40 x 86	44 x 76
	7,80	0,083	64				40 x 88	44 x 80
9.410	8,13	0,090	64				40 x 88	44 x 80
	7,88	0,083	65				40 x 92	44 x 82
9.810	8,21	0,090	65				40 x 92	44 x 82
	7,97	0,084	66				40 x 96	44 x 84
10.220	8,30	0,090	66				40 x 96	44 x 84
	8,05	0,084	67					44 x 88
10.630	8,38	0,090	67					44 x 88
	8,13	0,084	68					44 x 90
11.050	8,45	0,090	68					44 x 90
	8,21	0,084	69					44 x 92

**Guía nº 1:**  
Guía técnica.  
Mantenimiento de instalaciones térmicas

**Guía nº 2:**  
Guía técnica.  
Procedimientos para la determinación del rendimiento energético de plantas enfriadoras de agua y equipos autónomos de tratamiento de aire

**Guía nº 3:**  
Guía técnica.  
Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos.  
Incluye CD-ROM con programa AISLAM

**Guía nº 4:**  
Guía técnica.  
Torres de refrigeración

**Guía nº 5:**  
Guía técnica.  
Procedimiento de inspección periódica de eficiencia energética para calderas

**Guía nº 6:**  
Guía técnica.  
Contabilización de consumos

**Guía nº 7:**  
Comentarios al Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios. RITE - 2007

**Guía nº 8:**  
Guía técnica.  
Agua caliente sanitaria central

**Guía nº 9:**  
Guía técnica.  
Ahorro y recuperación de energía en instalaciones de climatización

**Guía nº 10:**  
Guía técnica.  
Selección de equipos de transporte de fluidos

**Guía nº 11:**  
Guía técnica.  
Diseño de centrales de calor eficientes

**Guía nº 12:**  
Guía técnica.  
Condiciones climáticas exteriores de proyecto

**Guía nº 13:**  
Guía técnica.  
Procedimientos y aspectos de la simulación de instalaciones térmicas en edificios

**Guía nº 14:**  
Guía técnica.  
Diseño de sistemas de intercambio geotérmico de circuito cerrado

---

**Guía nº 15:**  
Guía técnica.  
Cogeneración en el sector residencial

**Guía nº 16:**  
Guía técnica.  
Instalaciones de calefacción individual

**Guía nº 17:**  
Guía técnica.  
Instalaciones de climatización con  
equipos autónomos

**Guía nº 18:**  
Guía técnica.  
Instalaciones de climatización  
por agua













c/ Madera, 8 - 28004 Madrid  
Tel.: 91 456 49 00. Fax: 91 523 04 14  
comunicacion@idae.es  
www.idae.es



P.V.P.: 20 € (IVA incluido)