



Universidad de León



Escuela Superior y Técnica
de Ingenieros de Minas

GRADO EN INGENIERÍA DE LA ENERGÍA

TRABAJO FIN DE GRADO

ESTUDIO DE SUSTITUCIÓN DE LA INSTALACIÓN DE CLIMATIZACIÓN EN EL SUPERMERCADO FROIZ EN LEÓN

León, Julio de 2016

Autor: Sonia García Gesto

Tutor: Alberto González Martínez

El presente proyecto ha sido realizado por Dña. **Sonia García Gesto**, alumna de la **Escuela Superior y Técnica de Ingenieros de Minas de la Universidad de León** para la obtención del título de Grado en Ingeniería de la Energía.

La tutoría de este proyecto ha sido llevada a cabo por D. **Alberto González Martínez**, profesor del Grado en Ingeniería de la Energía.

Visto Bueno

Fdo.: Dña. **Sonia García Gesto**

El autor del Trabajo Fin de Grado

Fdo.: D. **Alberto González Martínez**

El Tutor del Trabajo Fin de Grado

AGRADECIMIENTOS

Es difícil emprender un camino cuando no sabes si pisas firme, pero cuando hay gente que apuesta por ti, y por la que merece la pena intentarlo, hasta el mínimo fracaso cobra sentido.

A los de insuperable permanencia.

Gracias a mis padres, por la confianza y libertad para construir mi futuro, a su regazo de consuelo, abrazos de victoria y manos a las que agarrarse en cada tropiezo.

A mis dos pequeñas terremotos, de corazones gigantes, sonrisas sinceras y palabras que paran el mundo a cada silbido.

A mi multitud, sobre todo a ella, quien siempre ha sido hogar y refugio en tantas horas de vida.

A las dos estrellas que más brillan ahí arriba, y que han dejado tanto aquí abajo.

A esa “familia que eliges”.

A los de tantos años, a quienes ya ha tocado echar de menos, y que han sido prueba y certeza de ese “poder irse sin decir adiós”.

A los que han conseguido hacer tanto en tan poco, que han sido rincón de celebraciones y fuente de consuelo tantas veces. Recordad, que aunque nuestro rumbo cambie, “el corazón va donde la voz no llega”.

Aquí ya habéis plantado un orgullo más de vuestra historia.

A Alberto e Isaac, por todo lo enseñado, tanto técnicamente como en cuanto a valores personales, demostrando que siempre queda tiempo para reírse de la vida.

Por todos esos especiales de vida, que levantan sonrisas y ánimos con cada mirada.

GRACIAS por creer en mí y crecer conmigo.

Esto, os lo debo.

RESUMEN

El presente documento se fundamenta en la descripción de la sustitución de la instalación de climatización del Supermercado Froiz, con emplazamiento en la Calle de La Posadera Aldonza, en León.

En él se tratan las diferentes posibilidades de actuación para solventar el problema existente en la unidad de la bomba de calor de las dependencias.

Para su análisis, se cuenta primeramente con un estudio de cargas, teniendo en cuenta las condiciones exteriores de la zona, así como las interiores del local, considerando las distintas variables según el uso del mismo. Con el resultado obtenido de las necesidades térmicas, se procede al estudio de los tipos de sistemas de climatización.

Para ello se establece una comparación entre las opciones disponibles, examinando los campos técnicos, normativos así como de viabilidad que supone su realización.

Se incluye además la posibilidad de instalación de un circuito de ventilación, con el cálculo correspondiente de caudal y el análisis de los elementos utilizados en el sistema, para el cual se propone el equipamiento con un recuperador de calor.

ABSTRACT

The following dissertation is based on the description of the Froiz's supermarket air conditioner replacement, situated on Calle de la Posadera Aldonza, in León.

It describes the different possibilities we have, because we are trying to solve the existing problema in the drive of the heat pump units.

First of all, for the we needed a study load, taking into account the external conditions of the area and the same with the store indoors, considering the different variables depending on the use. With the result of the termal needs, we proceed to the typess of air conditioning systems studies.

We have to compare between the available options, examining the technical regulatory and feasibility fields involved in their realization is established.

It also includes the possibility of installing a ventilation circuit, with the corresponding flow calculation and analysis of the elements used in that systems, for which the equipament is proposed with a heat recovery.

ÍNDICE

1	LA BOMBA DE CALOR	1
1.1	BOMBA DE CALOR COMO TECNOLOGÍA RENOVABLE	2
1.2	ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES. FLUIDOS REFRIGERANTES	4
1.3	CICLO TERMODINÁMICO.....	6
1.4	DIAGRAMA DE MOLLIER	7
1.5	COMPONENTES DE UNA BOMBA DE CALOR	9
2	OBJETO, REGLAMENTACIÓN Y DISPOSICIONES	10
2.1	OBJETO	10
2.2	EMPLAZAMIENTO DEL EDIFICIO.....	10
2.3	NORMATIVA Y REGLAMENTACIÓN APLICADA.....	11
2.4	ANTECEDENTES	12
2.5	POSIBILIDADES DE ACTUACIÓN	13
3	DESCRIPCIÓN ARQUITECTÓNICA.....	14
4	DESCRIPCIÓN DEL CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA.....	16
4.1	DATOS DE PARTIDA	17
4.1.1	CONDICIONES EXTERIORES.....	17
4.1.2	CONDICIONES INTERIORES	18
4.1.3	HORARIOS DE FUNCIONAMIENTO.....	19
4.1.4	CALIDAD DEL AIRE.....	19
4.1.5	AFORO	19
4.1.6	NECESIDADES DE VENTILACIÓN.....	19
4.2	DESCRIPCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA	24
4.2.1	CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA SENSIBLE	24
4.2.2	CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA LATENTE.....	27
5	CARGAS TÉRMICAS	28
5.1	DESCRIPCIÓN DE LA ENVOLVENTE.....	28
5.2	CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN Y REFRIGERACIÓN	31
5.2.1	RESUMEN DE CARGAS TÉRMICAS.....	39
6	DESCRIPCIÓN SITUACIÓN ACTUAL	40
6.1	UNIDAD EXTERIOR E INTERIORES	40
6.2	RED DE CONEXIÓN	43

7	DESCRIPCIÓN DE ACTUACIONES	44
7.1	EXPANSIÓN INDIRECTA	44
7.1.1	UNIDADES SELECCIONADAS	46
7.1.2	TECNOLOGÍA EMPLEADA	47
7.1.3	NIVELES DE RUIDO	48
7.1.4	DESESCARCHE	51
7.1.5	LÍNEAS FRIGORÍFICAS.....	52
7.2	EXPANSIÓN DIRECTA.....	53
7.3	TECNOLOGÍA INVERTER	54
7.3.1	MULTISPLIT	56
7.3.2	RED DE CONEXIÓN	59
7.3.3	OTROS MATERIALES.....	59
7.3.4	CONTROL DE LA INSTALACIÓN	60
7.4	VRV (Volumen de Refrigerante Variable)	61
7.4.1	UNIDAD EXTERIOR Y TERMINALES.....	61
7.4.2	RED DE CONEXIÓN	62
7.4.3	OTROS MATERIALES.....	62
7.4.4	CONTROL.....	63
7.5	REFRIGERANTE 410A.....	64
8	COMPARATIVA DE ACTUACIONES.....	67
8.1	COMPARACIÓN ENERGÉTICA Y ECONÓMICA	67
8.1.1	VALORACIÓN ENERGÉTICA	67
8.1.2	VALORACIÓN ECONÓMICA.....	68
8.1.3	ESTUDIO AHORRO ENERGÉTICO-ECONÓMICO ANUAL	69
8.2	COMPARATIVA MEDIOAMBIENTAL	72
9	SOLUCIÓN PROPUESTA	73
10	VENTILACIÓN.....	75
10.1	AIRE DE EXTRACCIÓN E IMPULSIÓN	75
10.2	RECUPERACIÓN DE CALOR	75
10.2.1	CUMPLIMIENTO CON LA NORMATIVA	75
10.2.2	UNIDAD RECUPERADORA	76
10.2.3	FILTROS Y PREFILTROS DE AIRE.....	77
10.2.4	ENFRIAMIENTO ADIABÁTICO	78
10.3	DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN	78

10.3.1	PROPUESTAS DE INSTALACIÓN.....	78
10.3.2	UNIDAD RECUPERADOR DE CALOR	79
10.3.3	MÓDULOS	80
10.3.4	DISEÑO DE CONDUCTOS.....	80
10.3.5	REJILLAS.....	82
10.4	VALORACIÓN DEL LA UNIDAD RECUPERADORA	83
11	LISTA DE REFERENCIAS	85
	ANEXO A. PRESUPUESTO Y MEDICIONES	87
	ANEXO B. INFORME ACTUACIÓN FINAL VRV	96

ÍNDICE DE FIGURAS

Ilustración 1.1. Consumo energía primaria Nov-2014 a Oct-2015. Fuente IDAE	1
Ilustración 1.2. PCA de refrigerantes. Fuente Reglamento UE 517/2014	5
Ilustración 1.3. Ciclo termodinámico. Fuente Libro <i>La Bomba de Calor</i>	7
Ilustración 1.4. Diagrama Mollier y el ciclo frigorífico. Fuente <i>Manual de Máquinas Frigoríficas</i>	8
Ilustración 2.1. Emplazamiento del edificio. Fuente Google Maps	10
Ilustración 2.2. Vista aérea del edificio. Fuente Google Earth	10
Ilustración 2.3. Vista de la enfriadora en planta. Fuente Google Earth	12
Ilustración 2.4. Red de conductos de conexión entre unidad exterior e interiores.....	12
Ilustración 4.1. Condiciones exteriores de diseño. Fuente UNE 100001-88	17
Ilustración 4.2. Tasa metabólica según el uso del local. Fuente Guía técnica Instalación con Equipos Autónomos.....	23
Ilustración 6.1. Fancoil por conductos.....	41
Ilustración 6.2. Fancoil cassette de techo. Fuente: catálogo de MHI	41
Ilustración 6.3. Fancoil de suelo. Fuente: catálogo de MHI	42
Ilustración 6.4. Unidad Fan-coil	42
Ilustración 6.5. Aislamiento de las tuberías de conexión	43
Ilustración 7.1. Compresor Scroll. Fuente MUNDO HVACR.....	45
Ilustración 7.2. Ejemplo de módulo hidráulico. Fuente Catálogo CIATESA.....	45
Ilustración 7.3. Enfriadora LENNOX EAR 1103SM. Fuente: catálogo LENNOX.....	46
Ilustración 7.4. Enfriadora LENNOX EAR 552 SM. Fuente: catálogo LENNOX	47
Ilustración 7.6. Valores de nivel de ruido Bomba de Calor. Fuente Catálogo LENNOX	48
Ilustración 7.6. Valores de nivel de ruido Bomba de Calor. Fuente Catálogo LENNOX	48
Ilustración 7.7. Valores recomendados del nivel sonoro. Fuente RD 1371/2007	49
Ilustración 7.8. Cápsula de aislamiento acústico del Supermercado	50
Ilustración 7.9. Aislamiento Ud. climatizadora. Fuente ATECYR	50
Ilustración 7.10. Instalación de conducto rectangular de chapa. Fuente Catálogo LENNOX	50
Ilustración 7.11. Datos amortiguadores metálicos. Fuente Catálogo TECSON.	51
Ilustración 7.12. Porcentaje de glicol en agua. Fuente Catálogo LENNOX.....	51
Ilustración 7.13. Coquillas aislamiento. Fuente Catálogo PECOMARK.....	52

Ilustración 7.14. Circuito refrigerante expansión directa.....	53
Ilustración 7.15. Comparación funcionamiento compresor convencional e inverter.....	55
Ilustración 7.16. Distribución del local por zonas.....	56
Ilustración 7.17. Unidad exterior e interior Multi-Split Sala de Ventas	58
Ilustración 7.18. Unidad exterior e interiores Multi-Split Zona 5. Fuente Catálogo MHI ...	58
Ilustración 7.19. Tubería de cobre. Fuente Catálogo PECOMARK.....	59
Ilustración 7.20. Selección de distribuidores. Fuente Catálogo MHI	59
Ilustración 7.1. Colocación distribuidores. Fuente Catálogo MHI	60
Ilustración 0.1. Mando de control RC-EX 1A. Fuente Catálogo MHI	60
Ilustración 0.2. Esquema VRV	61
Ilustración 0.3. Unidad exterior e interiores VRV.....	61
Ilustración 0.4. Control central y remoto. Fuente Tarifa MHI	63
Ilustración 0.5. Gráfica comparativa t ^a /presión R-22 - R-410A. Fuente Ficha técnica R410A	64
Ilustración 8.1. Comparativa de potencias eléctricas de los sistemas	67
Ilustración 8.2. Comparativa de inversión en los sistemas	68
Ilustración 8.3. Comparativa de consumo eléctrico anual en los sistemas.....	70
Ilustración 8.4. Comparación de amortización entre los sistemas.....	71
Ilustración 8.5. Comparativa de contaminación por energía eléctrica de cada sistema	72
Ilustración 9.1. Compresor multi-puerto. Fuente Tarifa MHI.....	73
Ilustración 9.2. Longitud de tubería permitida. Fuente Tarifa MHI	74
Ilustración 10.1. Eficiencia de la recuperación de calor. Fuente RITE	76
Ilustración 10.2. Circuito interno de un recuperador de calor. Fuente Tarifa S&P.....	76
Ilustración 10.3. Esquema conductos de aire. Fuente Ciclos de refrigeración	77
Ilustración 10.4. Clases de filtros recomendados. Fuente Norma UNE-EN 13779.....	77
Ilustración 10.5. Módulo enfriamiento adiabático. Fuente Tarifa S&P.....	78
Ilustración 10.6. Recuperador de Calor. Fuente Tarifa Salvador Escoda.....	80
Ilustración 10.7. Módulo adiabático y caja portafiltros. Fuente Tarifa Salvador Escoda .	80
Ilustración 10.8. Esquema de conductos de aire	80
Ilustración 10.9. Tubo recto. Fuente Tarifa Salvador Escoda	81
Ilustración 10.10. Esquema de tramos de línea de conducto	81
Ilustración 10.11. Codo de 90º, 60º y reducción concéntrica para conducción. Fuente Tarifa Salvador Escoda.....	82

Ilustración 10.12. Pequeño material para conducciones de aire. Fuente Tarifa Salvador Escoda82

Ilustración 10.13. Rejilla de retorno e impulsión. Fuente Tarifa Salvador Escoda 82

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1.1. Clases eficiencia según EER y COP	4
Tabla 1.2. Clases de eficiencia según SEER y SCOP	4
Tabla 3.1. Zonificación del local	14
Tabla 3.2. Elementos constructivos	15
Tabla 4.1. Radiación solar media	18
Tabla 4.2. Densidades de ocupación según DB SI	19
Tabla 4.3. Caudales de aire exterior por persona según RITE	20
Tabla 5.1. Resumen cargas térmicas Sala de Ventas	33
Tabla 5.2. Resumen cargas térmicas Oficina	36
Tabla 5.3. Resumen cargas térmicas Sala de descanso	39
Tabla 5.4. Resumen cargas térmicas	39
Tabla 6.1. Características técnicas CIATESA	40
Tabla 7.1. Características Bombas de calor aire-agua	46
Tabla 7.2. Descripción de distribución por zonas	56
Tabla 7.3. Potencias asignadas a unidades Zonas 1,2,3,4	57
Tabla 7.4. Características unidades ZONA 1,2,3,4 Multi-Split	57
Tabla 7.5. Potencias asignadas a unidades Zona 5	58
Tabla 7.6. Características unidades ZONA 5 Multi-Split	58
Tabla 7.7. Resumen unidades Multi-Split	59
Tabla 0.1. Características unidades VRV	62
Tabla 0.2. Propiedades físicas del R-410A	65
Tabla 8.1. Resumen potencias eléctricas de los sistemas	67
Tabla 8.2. Resumen inversiones de los sistemas	68
Tabla 8.3. Consumos eléctricos anuales en los sistemas	69
Tabla 8.4. Costes eléctricos anuales de los sistemas	70
Tabla 8.5. Estudio de amortización de los sistemas	71
Tabla 8.6. Contaminación por energía eléctrica de cada sistema	72
Tabla 10.1. Características técnicas recuperador de calor	80
Tabla 10.2. Resumen diámetro de conductos de aire	81

1 LA BOMBA DE CALOR

La escasa disponibilidad de recursos energéticos de origen fósil nacional, junto a las normativas que nacen como preocupación del incremento de la concentración de los gases de efecto invernadero, derivan en un problema energético que pone en el punto de mira a la investigación y desarrollo en energías alternativas.

A pesar de que los recursos energéticos fósiles continuarán encabezando la lista de las fuentes de energía en los próximos años, asegurándose su disponibilidad, los conflictos internacionales y las implicaciones políticas en la producción de gases de efecto invernadero, conducen a la búsqueda de nuevas ideas por intentar potenciar el uso y aprovechamiento de las energías renovables.

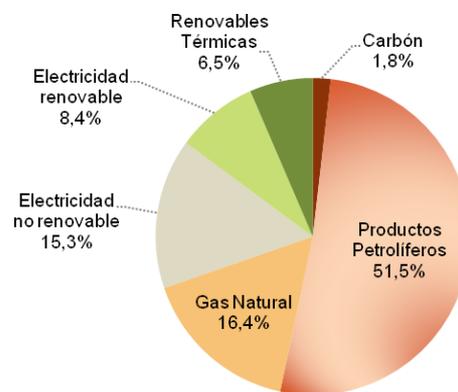


Ilustración 1.1. Consumo energía primaria Nov-2014 a Oct-2015.
Fuente IDAE

Según indica la estrategia de la Unión Europea del 20/20/20, se intentará reducir las emisiones un 20% conforme a los valores registrados en el 1990 y aumentar el porcentaje de energía renovable sobre el consumo total de la misma en un 20%. Esto implica que la productividad energética se deberá duplicar, adoptando diversas medidas, como lo es la aplicación de nuevas tecnologías que mejoran la eficiencia energética.

Combinando así ambos parámetros, el aumento de la producción de energía renovable complementada con las medidas necesarias para incrementar la eficiencia del sistema, se conseguirá reducir el uso de energía.

Un sector que tiene especial implicación en este ámbito es el de la edificación, pues gran parte del consumo en Europa está destinado a la calefacción y preparación de agua caliente sanitaria. Por ello, se proponen diferentes técnicas y tecnologías de modernización para el aprovechamiento de recursos energéticos renovables y aislamiento de la envolvente de los edificios.

Dentro de este contexto se enmarca la bomba de calor, presentada como una solución que cuenta con una tecnología madura y eficiente, que utiliza energía procedente de fuentes renovables.

La bomba de calor es un equipo que toma energía del medio ambiente, bien sea del suelo, agua o aire, transformándola en energía utilizable para ser usada en edificios o tomando aplicación en otras unidades industriales.

Estos equipos suponen una alternativa muy eficiente en cuanto se combinan con receptores de baja temperatura, como pueden ser suelos radiantes, fancoils... que no necesitan de temperaturas demasiado elevadas para acondicionar un espacio.

Las implicaciones medioambientales que su instalación y funcionamiento suponen se reducen a la producción de CO₂ en la energía empleada en su fabricación y alimentación mientras esta se encuentre operativa y a la contaminación que conllevan los gases refrigerantes, cuya emisión a la atmósfera puede derivar en una afección importante sobre el medio ambiente. No obstante, actualmente los refrigerantes más dañinos han sido ya sustituidos por otros con un grado de contaminación mucho menor, guardando sus propiedades como fluido térmico.

1.1 BOMBA DE CALOR COMO TECNOLOGÍA RENOVABLE

A pesar de haber introducido desde un primer momento la bomba de calor como un equipo alternativo para el aprovechamiento de la energía renovable, hay que tener en cuenta que estas unidades son alimentadas con energía eléctrica que puede o no proceder a su vez de una fuente renovable (energía solar, eólica...).

Por ello, es necesario considerar el balance entre la energía proporcionada por la bomba a partir de las fuentes renovables (aire, agua o suelo) y la energía eléctrica necesaria para su alimentación.

Así, según la Directiva 2009/28 del Parlamento Europeo y del Consejo de 23 de abril de 2009, se debe considerar que *“las bombas de calor que permiten la utilización del calor aerotérmico, geotérmico o hidrotérmico a un nivel de temperatura útil, necesitan electricidad u otra energía auxiliar para funcionar. Por ello, a efectos del cálculo de la energía renovable, debe deducirse del total utilizable la energía utilizada en el funcionamiento de las bombas de calor. Solo deben tenerse en cuenta las bombas de calor cuya producción supere de forma significativa la energía primaria necesaria para impulsarlas.”*

Conforme a lo dispuesto por la Directiva, se establecen un nuevo parámetro que permite hacer objetiva esta afirmación. Este es la cantidad de energía renovable suministrada mediante tecnologías de bomba de calor: ERES.

$$E_{res} = Q_{usable} \cdot \left(1 - \frac{1}{SPF}\right)$$

Siendo:

SPF	factor de rendimiento medio estacional estimativo, que se refiere al coeficiente de rendimiento estacional neto en modo activo en caso de las bombas accionadas eléctricamente (SCOPneto)
Qusable	calor útil total estimado proporcionado por la bomba de calor (GWh), que se calcula:

$$Q_{usable} = H_{hp} \cdot Prated$$

Hhp	número anual de hora durante las que se supone que la bomba trabaja a potencia nominal (h)
Prated	potencia nominal de la bomba (GW)

La Directiva establece un límite mínimo de rendimiento energético estacional, $SPF > 1,15 \times 1/\eta$. Siendo el valor de referencia de la eficiencia del sistema de energía un 45,5%, el SPF de corte para que una bomba de calor accionada térmicamente se llegue a considerar renovable es de 2,5.

Por otra parte, una vez clasificada la bomba de calor como un equipo renovable, es necesario cuantificar la eficiencia de la misma, es decir, no es equiparable una bomba que, entregando 4kW de calefacción tenga un consumo eléctrico de 1kW con una cuya energía renovable se reduzca a 3kW. Por esta razón se definen dos valores:

- COP, Coeficiente de eficiencia energética en modo calefacción. Mide la eficiencia energética de una bomba de calor, obtenida de la relación entre la potencia calorífica y la potencia eléctrica absorbida con la unidad a plena carga.

$$COP = \frac{\text{Potencia Calorífica}}{\text{Potencia Eléctrica Absorbida}}$$

A partir de este parámetro, en la norma UNE-EN 14825:2014. *Acondicionadores de aire, enfriadoras de líquido y bombas de calor con compresor accionado eléctricamente para la calefacción y la refrigeración de locales. Ensayos y clasificación en carga parcial y cálculo del rendimiento estacional*, se recoge un nuevo parámetro, el SCOP, el coeficiente de rendimiento estacional.

Esto quiere decir que, como se ha descrito, el COP está referenciado al funcionamiento de la máquina a carga completa, mientras que, gracias a la evolución de nuevas tecnologías que permiten la regulación del compresor según la carga, con el SCOP se mide tanto el uso del equipo en estas condiciones como cuando trabaja a cargas parciales, considerando también el consumo del mismo cuando está apagado, desactivado por termostato o en espera.

- EER, Factor de eficiencia energética en modo refrigeración. Al igual que se ha definido el COP para el funcionamiento de la bomba en modo calefacción, existe también este coeficiente para cuantificar el mismo valor pero cuando se lleva a cabo el uso de la unidad en modo refrigeración.

$$EER = \frac{\text{Potencia de Refrigeración}}{\text{Potencia Eléctrica Absorbida}}$$

Siguiendo el razonamiento anterior, de la misma manera se define el factor de eficiencia energética estacional (SEER).

Estas cuatro medidas permiten clasificar las bombas de calor en clases según el valor que adopten en cada uno de ellos, designándolas como más o menos eficientes.

Tabla 1.1. Clases eficiencia según EER y COP

CLASE	EER	COP
A	$EER > 3,2$	$COP > 3,6$
B	$3,2 \geq EER > 3$	$3,6 \geq COP > 3,4$
C	$3 \geq EER > 2,8$	$3,4 \geq COP > 3,2$
D	$2,8 \geq EER > 2,6$	$3,2 \geq COP > 2,8$
E	$2,6 \geq EER > 2,4$	$2,8 \geq COP > 2,6$
F	$2,4 \geq EER > 2,2$	$2,6 \geq COP > 2,4$
G	$2,2 \geq EER$	$2,4 \geq COP$

Tabla 1.2. Clases de eficiencia según SEER y SCOP

CLASE	SEER	SCOP
A+++	$SEER \geq 8,5$	$SCOP \geq 5,1$
A++	$6,1 \leq SEER < 8,5$	$4,6 \leq SCOP < 5,1$
A+	$5,6 \leq SEER < 6,1$	$4,0 \leq SCOP < 4,6$
A	$5,1 \leq SEER < 5,6$	$3,4 \leq SCOP < 4,0$
B	$4,6 \leq SEER < 5,1$	$3,1 \leq SCOP < 3,4$
C	$4,1 \leq SEER < 4,6$	$2,8 \leq SCOP < 3,1$
D	$3,6 \leq SEER < 4,1$	$2,5 \leq SCOP < 2,8$
E	$3,1 \leq SEER < 3,6$	$2,2 \leq SCOP < 2,5$
F	$2,6 \leq SEER < 3,1$	$2,1,9 \leq SCOP < 2,2$
G	$SEER < 2,6$	$SCOP < 1,9$

1.2 ASPECTOS MEDIOAMBIENTALES. FLUIDOS REFRIGERANTES

Como se ha descrito, el principal problema medioambiental que surge de la utilización de las bombas de calor es la posible fuga y carga y descarga de gas refrigerante a la atmósfera, que puede derivar en una actividad altamente contaminante si no se toman las medidas adecuadas.

Para poder valorar esto, se ha introducido el Potencial de Calentamiento Atmosférico de cada gas fluorado (PCA), que se define, según la *Ley 16/2013, de 29 de octubre, por la que se establecen determinadas medidas en materia de fiscalidad medioambiental y se adoptan otras medidas tributarias y financieras, como "el potencial de calentamiento climático de un gas fluorado de efecto invernadero en relación con el del dióxido de carbono sobre un periodo de 100 años."*

Según el *Reglamento Europeo F-Gas 517/201. Implicaciones a corto y medio plazo*, el PCA de los fluidos refrigerantes más comúnmente utilizados por las bombas de calor se enumeran a continuación.

	R-125	R-134a	R-143A	R-32	R-152a	R-227ea	HC	GWP
R-507	50		50					3985
R-404A	44	4	52					3922
R-428A (RS52)	77.5		20,00				2.5	3600
R-434A (RS45)	63.2	16	18				2.8	3238
R-422A	85.1	11.5					3.4	3143
R-422D	65.1	31.5					3.4	2729
R-424A (RS44)	50.5	47					2.5	2440
R-417A	46.6	50					3.4	2346
R-407A	40	40		20				2107
R-410A	50			50				2088
R-442A (RS50)	31	30		31	3	5		1888
R-407F	30	40		30				1825
R-427A	25	50	10	15				2138
R-407C	25	52		23				1774
RS-70	20	53.8		20		5	1.2	1765
R-426A (RS24)	5,1	93					1.9	1508
GWP	3500	1430	4470	675	124	3220		

(En rojo los productos que serán penalizados con mayor rapidez)

Ilustración 1.2. PCA de refrigerantes. Fuente Reglamento UE 517/2014

El parámetro PCA representa una medida de la contaminación del gas a efectos directos, es decir, por la emisión de este a la atmósfera, pero será necesario considerar otro punto con relación al impacto global que este supone. Con esto se introduce el concepto del TEWI, *Total Equivalent Warming Impact* como la suma del impacto de las emisiones directas e indirectas que supone tener un gas en una determinada instalación a lo largo de la vida útil de la máquina.

Este impacto indirecto se refiere a la contaminación que implica la generación de energía necesaria para poner la instalación en funcionamiento. Estas emisiones se reducen cuando hablamos de la eficiencia del sistema de generación de energía eléctrica a partir de energía primaria, mix energético nacional o de la eficiencia de la máquina.

Así, el TEWI se calcula sumando tres factores:

1. Pérdidas de refrigerante por fugas, producto del PCA por las pérdidas anuales (l) en kg/año y la vida útil de la instalación (n).
2. Pérdidas de refrigerante durante la fase de desmantelamiento de la instalación, resultante del producto del PCA por la carga de refrigerante (m) en kg y por el porcentaje de la parte que no es recuperada (α), siendo 0 si se recupera totalmente o 1 si se vierte todo a la atmósfera.
3. Consumo energético, siendo el factor de emisión, siendo de 0,649 kgCO₂/kWh (β) en España, por los kWh desarrollados durante la vida útil de la instalación.

$$TEWI = PCA \cdot n \cdot l + PCA \cdot m \cdot (1 - \alpha_{recup}) + n \cdot E_{anual} \cdot \beta$$

Como se puede observar, los dos primeros valores tienen en cuenta diferentes aspectos relacionados con el PCA, es decir, representan el efecto directo, que puede ser minimizado o evitable si se lleva a cabo un buen mantenimiento y cuidado de la instalación, mientras que el último depende del COP de la máquina y del mix de generación nacional.

Con esto, se concluye que con una buena eficiencia y desarrollo en nuevas tecnologías se contribuye a un ahorro en las emisiones en la atmósfera.

Los refrigerantes más utilizados hoy en día son los hidrofluorocarburos. Debido al impacto que suponen en el medioambiente, en el Reglamento 517/2014 se recoge una progresión de reducción de estos gases en los próximos años. Para poder dar solución a esta problemática, se están empezando a utilizar otros refrigerantes a partir de nuevas mezclas.

Para evaluar las características de estas sustancias, además de las afecciones medioambientales y los rendimientos que puedan lograr en las instalaciones termodinámicas, es necesario considerar otros aspectos como la inflamabilidad y toxicidad, según los que se clasifican en:

- Grupo L1. Gases de alta seguridad, donde se incluyen los refrigerantes sin efectos adversos en concentraciones superiores a 400 ppm y no inflamables.
- Grupo L2. Gases de media seguridad, que son:
 - Refrigerantes sin efectos adversos en concentraciones superiores a 400 ppm y ligeramente inflamables en mezclas con aire con una concentración en volumen superior al 3,5%.
 - Refrigerantes sin efectos adversos en concentraciones inferiores a 400 ppm y no inflamables o ligeramente inflamables en mezclas con aire con una concentración en volumen superior al 3,5%.
- Grupo L3. Gases de baja seguridad, cuyas características son:
 - Refrigerantes sin efectos adversos en concentraciones superiores a 400ppm e inflamables en mezclas con aire con una concentración en volumen inferior al 3,5%.
 - Refrigerantes sin efectos adversos en concentraciones inferiores a 400ppm e Inflamables en mezclas con aire con una concentración en volumen inferior al 3,5%.

1.3 CICLO TERMODINÁMICO

Para poder explicar el funcionamiento del ciclo frigorífico sobre el que se fundamenta una bomba de calor, es necesario primeramente conocer lo establecido por el primer y segundo principio de la termodinámica.

Primer principio de la termodinámica. “La energía no se crea ni se destruye, solo se transforma”.

Esto se traduce que, la energía eléctrica que es consumida para la compresión del fluido, será transmitida a este en forma de calor y presión, con el que se alcanzarán las características necesarias para su condensación en la unidad correspondiente.

$$W = Q_{total} - Q_{renovable}$$

Siendo:

- W energía eléctrica que se le aporta al compresor
- Q_{total} energía calorífica total
- $Q_{renovable}$ energía renovable aportada al sistema

Segundo principio de la termodinámica.

De forma natural, la transmisión de energía se produce del foco caliente al foco más frío, pero en las bombas de calor el funcionamiento es totalmente el opuesto.

Cuando se necesita refrigerar, se toma calor del foco caliente para cederla al foco frío, y viceversa cuando ocurre con la calefacción.

Para que esto sea posible, es necesario el aporte de un trabajo adicional, que es el suministrado por el compresor.

Así, la eficiencia de un equipo se obtiene de la relación entre ambos parámetros, la energía que es capaz de aportar el sistema, y la consumida para que este proceso se lleve a cabo.

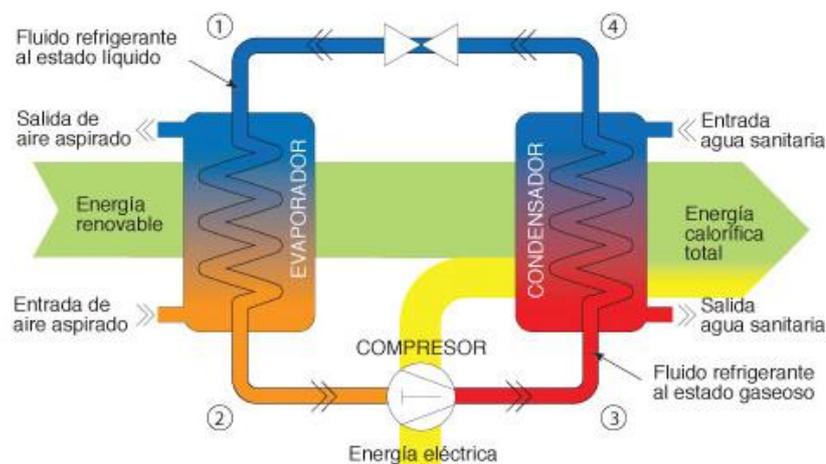


Ilustración 1.3. Ciclo termodinámico. Fuente Libro *La Bomba de Calor*

Una vez definidos estos principios, se explica a continuación las diferentes fases por las que pasa el fluido dentro del funcionamiento normal de una bomba de calor.

1.4 DIAGRAMA DE MOLLIER

El funcionamiento de un ciclo frigorífico tiene su fundamento en el diagrama de Mollier, en el que se representa gráficamente las propiedades de un refrigerante, permitiendo seguir el ciclo del mismo durante todas sus fases.

Con él se puede observar la entalpía del fluido refrigerante a distintas presiones, en fase líquida y gaseosa. Dado que la entalpía se define como una medida de la cantidad de energía contenida en el refrigerante en un cierto momento, este diagrama simboliza el consumo del compresor y el frío o calor producido por el fluido.

1.5 COMPONENTES DE UNA BOMBA DE CALOR

Los principales componentes que hacen posible el funcionamiento de una bomba de calor son:

COMPRESOR

Es el elemento del circuito frigorífico que impulsa el refrigerante a través de todos los componentes del mismo, aspirando el gas refrigerante del evaporador a baja presión, y una vez que le incrementa la presión, lo envía al condensador. El compresor mantiene, durante su funcionamiento, en el evaporador presión y temperatura bajas para que se produzca la evaporación en un nivel útil para la refrigeración.

La relación por cociente entre las presiones absolutas de descarga y de aspiración, se denomina relación de compresión del compresor. Es importante el valor de este parámetro, porque limita las condiciones de funcionamiento de los distintos tipos de compresores y también condiciona sus materiales constructivos.

Dentro de los compresores los más comunes son: centrífugos, alternativos, de tornillo, scroll y rotativos.

CONDENSADOR

Es la unidad intercambiadora en la que el el gas refrigerante se convierte en estado líquido por ceder calor al ambiente. Según el fluido al que ceda calor el refrigerante, se distinguen entre condensadores por aire, de haz tubular y envolvente y enfriados por agua.

VÁLVULA DE EXPANSIÓN

En el circuito frigorífico se pueden diferenciar dos zonas: una de mayor presión con el refrigerante líquido, y otra en la que el fluido está sometido a menor presión y se vaporiza. El compresor es el encargado de mantener estas dos presiones, separando el sistema en alta y baja presión.

Paralelamente a este componente hay otro punto en el que es necesaria la actuación de un nuevo elemento, la válvula de expansión, regulando el paso del refrigerante desde el depósito de líquido hasta el evaporador.

Así la finalidad de la válvula es, por un lado, la de mantener la diferencia de presión entre los lados de alta y baja presión, permitiendo la evaporación a una cierta temperatura del refrigerante; y la de regular el caudal del refrigerante líquido que entra en el evaporador, y que saldrá como fase gaseosa al compresor.

EVAPORADOR

Unidad de intercambio en la que se produce el cambio de fase de líquido a vapor, absorbiendo calor del exterior. Tiene la función inversa al condensador.

2 OBJETO, REGLAMENTACIÓN Y DISPOSICIONES

2.1 OBJETO

El presente estudio tiene por objeto justificar los datos necesarios para la elección de los elementos adecuados que componen la instalación de climatización y ventilación del supermercado Froiz en León con los debidos cálculos y valoraciones que se ofrece en sustitución de la actual, mejorando el funcionamiento en cumplimiento de la reglamentación vigente.

2.2 EMPLAZAMIENTO DEL EDIFICIO

Dirección: Calle de la Posadera Aldonza, 1, 24007, León

Coordenadas geográficas:

- Latitud: N 42° 36'30,62''
- Longitud: W 5° 33'57,33''

Altitud: 859 m

Zona climática: E1



Ilustración 2.1. Emplazamiento del edificio. Fuente Google Maps



Ilustración 2.2. Vista aérea del edificio. Fuente Google Earth

2.3 NORMATIVA Y REGLAMENTACIÓN APLICADA

- **Real Decreto 314/2006 de 17 de Marzo**, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación y los Documentos Básicos así como sus modificaciones posteriores.
- **Reglamento de Instalaciones Térmicas en los Edificios (RITE) y sus Instrucciones Térmicas Complementarias**, aprobadas por el Real Decreto 1027/2007 de 20 de Julio, así como la corrección de errores llevada a cabo en el B.O.E nº51 del jueves 28 de febrero del 2008.
- **Real Decreto 235/2013**, de 5 de abril por el que se aprueba el procedimiento básico para la certificación de la eficiencia energética de los edificios.
- **Reglamento electrotécnico para baja tensión** (Decreto 842/2002 de 2 de agosto BOE Nº 224 de 18 de septiembre) y sus instrucciones técnicas complementarias.
- **Real Decreto 795/2010**, de 16 de junio de 2010, por el que se regula la comercialización y manipulación de gases fluorados y equipos basados en los mismos, así como la certificación de los profesionales que los utilizan.
- **Real Decreto 833/1975** del 6 de febrero por el que se desarrolla la ley 38/1972 del 22 de diciembre de Protección del Ambiente Atmosférico.
- **Real Decreto 1244/1979** de 4 de abril Reglamento de Aparatos a Presión, y las I.T.C. correspondientes.
- **Real Decreto 138/2011**, de 4 de febrero, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias.

- **Normas UNE y de la CEE** a las que se hace referencia en las RITE y CTE.
 - **Norma UNE-EN 1886**. Ventilación de edificios. Unidades de tratamiento de aire. Rendimiento mecánico.
 - **Norma UNE-EN 13053**. Ventilación de edificios. Unidades de tratamiento de aire. Clasificación y rendimiento de unidades, componentes y secciones.
 - **Norma UNE-EN 100180**. Requisitos mínimos exigibles a las unidades de tratamiento de aire según UNE-EN 1886.
 - **Norma UNE-EN 13779**. Ventilación de edificios no residenciales. Requisitos de prestaciones de los sistemas de ventilación y acondicionamiento de recintos.
 - **Norma UNE-EN 100001**. Climatización. Condiciones climáticas para proyectos.
 - **Norma UNE-EN 100012**. Higienización de sistemas de climatización.
 - **Norma UNE-EN 100014**. Climatización. Bases para el proyecto. Condiciones exteriores de cálculo.

2.4 ANTECEDENTES

El local del Supermercado Froiz cuenta con tres circuitos para su climatización, dos de ellas gobernadas por un conjunto de compresores, recipientes de líquido y condensadores, siendo una positiva y otra negativa para el enfriamiento de las cámaras de congelación. El tercer circuito se corresponde con el de climatización, gobernado por una bomba de calor aire-agua.

La reforma para la cual se destina el presente estudio surge como solución a una avería en la bomba de calor que climatiza el sistema aire-agua de la instalación, ya que ha surgido un error en el funcionamiento en uno de los circuitos de la misma.

Para ello se proponen dos optativas:

- Sustitución de las enfriadoras manteniendo los fan-coils como elementos terminales.
- Sustitución completa de la instalación mediante un sistema de expansión directa convencional o de caudal variable.

A continuación se disponen los distintos elementos que componen la instalación:

1. Bomba de calor aire-agua situada en el exterior en la parte trasera del edificio.



Ilustración 2.3. Vista de la enfriadora en planta. Fuente Google Earth

2. Red de distribución de agua de dos tubos que comunican la enfriadora con los elementos de climatización del interior del local.



Ilustración 2.4. Red de conductos de conexión entre unidad exterior e interiores

3. Elementos terminales: Fan-coils de conducto para la sala de ventas; 1 de techo en la oficina y 1 fancoil de suelo en la sala de descanso.

La reforma de la instalación se llevará a cabo por presentar una deficiencia en uno de los circuitos con los que cuenta la enfriadora, que deja a esta parte del sistema fuera de servicio.

Además, las tuberías por los que circula el agua hasta las unidades interiores cuentan con un aislamiento en mal estado, lo que supone una importante pérdida térmica y consecuentemente, económica.

Dada la posibilidad de que la potencia de la enfriadora esté mal dimensionada con respecto a las necesidades que requiere el local, se procederá a un estudio de las necesidades térmicas, que servirán posteriormente para la elección de los equipos en las soluciones que se oferten.

2.5 POSIBILIDADES DE ACTUACIÓN

El estudio que se presenta engloba las siguientes optativas de actuación:

1. Sustitución de la enfriadora existente. Consiste en la sustitución solamente de la enfriadora averiada por una nueva, estudiándose la posibilidad de continuar con una única unidad enfriadora o repartir la potencia nominal de la misma entre dos equipos.

La estructura del circuito con los conductos y elementos terminales se mantendría la actual.

2. Sistema de expansión directa. En este caso se llevaría a cabo la instalación completa con unidades exteriores e interiores y con la red de conductos correspondiente.

3 DESCRIPCIÓN ARQUITECTÓNICA

El edificio consta de dos plantas: una planta baja que cuenta con dos salas destinadas a los vestuarios de los trabajadores, la sala de máquinas y otra sala de almacén.

Se trata de un local con uso comercial ubicado en los bajos de cuatro edificios de viviendas.

Superficie total: 1353 m²

Clasificación del emplazamiento según RD 138-2011:

Categoría B. *“Abiertos al público donde no se controla el número de personas”.*

Tipo B. *“Sistema en sala de máquinas o al aire libre.”*

Tabla 3.1. Zonificación del local

LOCAL	SUPERFICIE	VOLUMEN	CLIMATIZACIÓN
PLANTA -1			
Total vestuarios	2x18,5 m ²	92,5 m ³	No climatizado
Total baños	4x3 m ²	30 m ³	No climatizado
Sala de máquinas	33 m ²	82,5 m ³	No climatizado
Almacén	16 m ²	40 m ³	No climatizado
TOTAL SUPERFICIE	98 m ²		
PLANTA 1			
Sala de ventas	1023 m ²	4090 m ³	Fancoil por conductos
Sala de descanso	11,5 m ²	29 m ³	Split de suelo
Oficina	35 m ²	157,5 m ³	Fancoil
Baños	27,3 m ²	68,25 m ³	No climatizado
Acceso almacén	41 m ²	102,5 m ³	No climatizado
Almacén	117 m ²	292,5 m ³	No climatizado
TOTAL SUPERFICIE	1255 m ²		

Tal y como se dispone en la ITE 02.4.3, *“los locales que normalmente no estén habitados, tales como garajes, trasteros, huecos de escaleras, rellanos de ascensores, cuartos de servido, salas de máquinas y locales similares no deben climatizarse”.* De esta manera, a lo largo del estudio se tendrán en cuenta únicamente los espacios actualmente climatizados.

Los materiales existentes en cada uno de los muros y los forjados se describen a continuación, para los cuales se calculará posteriormente su resistencia y transmitancia térmica, valores necesarios para el posterior cálculo de la carga térmica.

Tabla 3.2. Elementos constructivos

ELEMENTO CONSTRUCTIVO
<p>Fachada</p> <p>Enlucido de Yeso (0,02) + ½ pie LP métrico o catalán (0,115) + cámara de aire + ½ pie LP métrico o catalán (0,115) + enlucido de yeso (0,02)</p>
<p>Forjado suelo</p> <p>Plaqueta (0,02) + HA (0,02) + Poliestireno Expandido (0,02) + yeso (0,02) + HA (0,02)</p>
<p>Muro tabique interior</p> <p>Placa de yeso (0,08) + Tabique (0,09) + Placa de yeso (0,08)</p>
<p>Puertas de vidrio</p> <p>Doble acristalamiento con lámina de aire 6 mm</p>
<p>Ventana</p> <p>Doble acristalamiento con lámina de aire 6 mm</p>

4 DESCRIPCIÓN DEL CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA

Para poder realizar la selección del equipo de climatización adecuado es necesario conocer el valor de la carga térmica del local.

Siguiendo lo establecido en el Documento Básico HE, es necesario conocer las solicitaciones interiores y exteriores del edificio, entendiéndose estas como las cargas térmicas generadas en el interior del edificio y las generadas por las acciones del clima, estableciendo las necesidades térmicas para vencer a las mismas.

Así, según la Sección HE1 *“Limitación de la demanda energética”* será necesario conocer:

- Temperaturas de consigna de calefacción y refrigeración. Las temperaturas operativas se establecen conforme a las condiciones de confort y bienestar que se exponen en los apartados siguientes, a partir de las cuales se determinará la temperatura adecuada para mantener en el interior del local.
- Radiación solar a través de ventanas y puertas de cristal.
- Radiación y transmisión a través de paredes, techos y suelos, teniendo en cuenta el material, espesor y ubicación de las mismas.
- Horarios de funcionamiento. Los horarios de funcionamiento determinan tanto las condiciones externas a las que está expuesto dependiendo del intervalo diario en el que se trabaje, como el consumo energético (kWh) de los equipos del mismo.
- Aforo del local. El calor desprendido por las personas depende de la actividad que se desarrolle en el local, que determinará el valor del calor sensible (generado por las diferencias de temperaturas) y latente (generado por la humedad desprendida por las personas).
- Ganancias y pérdidas producidas por intercambio con el aire exterior debido a ventilación e infiltraciones por huecos.
- Diseño y emplazamiento del edificio. La estructura y los materiales por los que está formada la envolvente del edificio es una parte relevante para determinar las necesidades térmicas, pues el aislamiento es el principal aliado para mantener las condiciones óptimas dentro de los locales.

4.1 DATOS DE PARTIDA

4.1.1 CONDICIONES EXTERIORES

La selección de las condiciones exteriores de diseño del ambiente exterior según la provincia en la que se realiza el estudio, vienen marcadas por la norma UNE 100001-88.

localidad	verano			invierno		
	temperaturas seca y húmeda coincidente			temperatura seca		
	1%	2,5%	5%	99%	97,5	95%
Huesca	34,4/20,8	32,7/20,3	31,4/19,7	-5,6	-4,2	-3,1
Jaén	38,0/23,7	36,6/23,3	35,4/23,0	-0,7	0,5	1,6
León	32,9/18,2	31,0/17,5	29,3/17,0	-8,8	-6,8	-5,1
Lérida	35,8/20,6	34,3/20,2	32,7/19,7	-4,6	-3,0	-1,8

Ilustración 4.1. Condiciones exteriores de diseño. Fuente UNE 100001-88

Primeramente, es necesario considerar el nivel percentil para la determinación de las temperaturas secas y húmedas en verano e invierno. Por ello, al tratarse de un edificio con cobertura normal (ITE 03.3), se tomará un percentil del 2,5% en verano y 97,5% en invierno, lo que se traduce en que el 2,5% de los días de verano, la temperatura media será inferior a la tomada y el 97,5% de los días de invierno, esta será superior, con lo que nos aseguramos unas buenas condiciones de bienestar y confort.

Con este nivel, a la provincia de León le corresponden los siguientes valores de temperaturas:

- Invierno
 - Temperatura seca -6,8°C
 - Temperatura húmeda -8,7°C

- Verano
 - Temperatura seca 31°C
 - Temperatura húmeda 17,5°C

Al igual que las temperaturas, para poder ponderar la carga térmica transmitida desde el exterior debida a la radiación solar, es necesario considerar el valor de la misma según la latitud del lugar.

Como el edificio se encuentra a una latitud aproximada de 42°, se tomará la media de las radiaciones solares consideradas para latitudes de 40° y 45°.

Para simplificar los cálculos se agruparán aquellos valores obtenidos durante los meses de invierno (Oct-Marz) y verano (Abr-Sep).

Tabla 4.1. Radiación solar media

RADIACIÓN (Kcal/m ² h)	
Rad. Invierno	Rad. verano
143,6342593	293,6342593

4.1.2 CONDICIONES INTERIORES

Teniendo en cuenta los parámetros y necesidades de bienestar establecidas en la IT 1.1 del RITE, se determinarán las temperaturas de los locales climatizados cumpliendo con los valores que recoge la IT 1.1.4.1.

Los intervalos de los parámetros establecidos para el diseño de la instalación son los siguientes:

- Invierno

Temperatura operativa	21-23°C
Humedad relativa	40-50%

- Verano

Temperatura operativa	23-25°C
Humedad relativa	45-60%

Además de los valores de temperatura, para evitar malestar térmico localizado, se establecen unos límites de la difusión de la velocidad del aire en la zona ocupada. Teniendo en cuenta que la difusión del aire es por mezcla (el aire introducido se mezcla con el local antes de ser extraído), se muestran, junto a las temperaturas operativas seleccionadas para cada época del año, la velocidad media máxima del aire.

- Zonas climatizadas (sala de ventas, oficina y sala de descanso):
 - Invierno

Temperatura operativa	22 °C
Velocidad media máxima	0,15 m/s
 - Verano

Temperatura operativa	24 °C
Velocidad media máxima	0,17 m/s

- Zonas no climatizadas: 5°C

4.1.3 HORARIOS DE FUNCIONAMIENTO

Las horas de funcionamiento del equipo para el cálculo de la carga térmica se toman como media de 10 horas diarias, variando según las épocas del año.

Dependiendo de las temperaturas exteriores habrá una mayor o menor demanda térmica, que será regulada mediante los elementos de control que regulan el tiempo y funcionamiento de las máquinas.

4.1.4 CALIDAD DEL AIRE

Para la clasificación de la calidad del aire se utilizará la Norma UNE-EN 13779 “Ventilación de edificios no residenciales. Requisitos de prestaciones de los sistemas de ventilación acondicionado de recintos” y se tendrá en cuenta la ubicación del emplazamiento (León).

- Uso del edificio: local comercial
- Calidad del aire exterior: ODA 1. Aire puro que solo puede ensuciarse temporalmente.
- Calidad del aire interior: IDA 3. Calidad de aire interior moderada.
- Niveles de CO₂ del aire sobre el nivel exterior: 800 ppm

4.1.5 AFORO

Según el Documento Básico SI. “Seguridad en caso de incendio” del CTE, se ha establecido un número para la ocupación de las zonas habitables, que dependen de la actividad que se lleve a cabo en la sala.

Tabla 4.2. Densidades de ocupación según DB SI

DENSIDADES DE OCUPACIÓN		
USO PREVISTO	ZONA, TIPO DE ACTIVIDAD	OCUPACIÓN (m ² /persona)
Comercial	En establecimientos comerciales: Áreas de ventas en plantas de sótano, baja y entreplanta	2
Administrativo	Plantas o zonas de oficinas	10

4.1.6 NECESIDADES DE VENTILACIÓN

En los locales acondicionados, es necesario establecer un caudal de aire exterior que permita la supresión de olores debido a ocupantes u otras fuentes.

La tasa de renovación varía en función del número de ocupantes, altura del local y número de fumadores.

A pesar de que la Norma UNE-EN 13779 establece para locales con uso comercial, considerando que las zonas estudiadas son de no fumadores y para un IDA 3, un caudal de ventilación de $29\text{m}^3/\text{h}$ por persona (8l/s por persona), se ha calculado la cantidad de aire de ventilación de acuerdo a los métodos establecidos por el RITE.

4.1.6.1 CÁLCULO DE AIRE DE VENTILACIÓN

Para el cálculo del caudal de aire de ventilación el RITE establece cinco métodos de cálculo, tres directos, que se desarrollan en base a la contaminación del ambiente y dos indirectos, determinando el caudal de ventilación según la ocupación y superficie del emplazamiento. Para el desarrollo de los mismos se han seguido los procedimientos descritos en la *Guía Técnica del RITE "Instalaciones de climatización con equipos autónomos"*

A. MÉTODO INDIRECTO DE CAUDAL DE AIRE EXTERIOR POR PERSONA

Este método es empleado para zonas con actividad metabólica de 1,2 met, no fumadoras y con producción de contaminantes bajo.

Considerando los valores tabulados según la calidad del aire y la ocupación de las zonas de acuerdo con el DB SI anteriormente expuesto ($2\text{m}^2/\text{persona}$ para locales comerciales y $10\text{m}^2/\text{persona}$ para locales administrativos), se estima el caudal de ventilación como sigue.

Tabla 4.3. Caudales de aire exterior por persona según RITE

Categoría	$\text{dm}^3/\text{persona}$
IDA 1	20
IDA 2	12,5
IDA 3	8
IDA 4	5

DENOMINACIÓN LOCAL: SALA DE VENTAS

Superficie útil (m^2)	Ocupación (SI) ($\text{m}^2/\text{persona}$)	Caudales por persona (l/s)	Q (l/s)	Q (m^3/h)
880	2	8	3.520	12.672

Superficie (m^2)	Volumen (m^3)	Renovaciones (renov/h)
1023	4092	3

DENOMINACIÓN LOCAL: OFICINA

Superficie útil (m ²)	Ocupación (SI) (m ² /persona)	Caudales por persona (l/s)	Q (l/s)	Q (m ³ /h)
20	10	8	16	57,6

Superficie (m ²)	Volumen (m ³)	Renovaciones (renov/h)
36	144	0,4

DENOMINACIÓN LOCAL: SALA DE DESCANSO

Superficie útil (m ²)	Ocupación (SI) (m ² /persona)	Caudales por persona (l/s)	Q (l/s)	Q (m ³ /h)
7,5	10	8	6	21,6

Superficie (m ²)	Volumen (m ³)	Renovaciones (renov/h)
11,5	46	0,5

CAUDAL TOTAL DE VENTILACIÓN	12.751,2 m ³ /h
RENOVACIONES SALA DE VENTAS	3 renov/h
RENOVACIONES OFICINA-SALA	1 renov/h

B. MÉTODO DIRECTO POR CALIDAD DE AIRE PERCIBIDO

Se basa en la medida del caudal necesario de ventilación según la calidad del aire percibido. El procedimiento seguido se encuentra descrito en la norma UNE-EN 13779/2004.

El cálculo del caudal se obtiene a partir de la siguiente fórmula.

$$Q_c = 10 \cdot (G_c / (C_{c,i} - C_{c,o})) \cdot (1/\epsilon_v)$$

Siendo:

- Q_c caudal de ventilación (l/s)
- G_c carga contaminante sensorial (olf)
- C_{c,i} calidad del aire interior percibida deseada (decipol)
- C_{c,o} calidad del aire exterior percibida en la entrada del aire (decipol)
- ε_v efectividad de la ventilación

Teniendo en cuenta las tablas recogidas en la norma UNE-EN 13779, quedan definidos los parámetros anteriores de la siguiente manera:

- Gc Siendo de 0,1 olf/m² en edificios no contaminantes y de 1 olf/ocupante en oficinas y comercios.
- Cc,i Siendo de 2 decipols por tratarse de un IDA3.
- εv 0,8
- Cc,o Se considera nula por no estar tratado.

Una vez obtenido el caudal de ventilación se calculan las renovaciones considerando el volumen total de cada local.

DENOMINACIÓN LOCAL: SALA DE VENTAS

Superficie (m ²)	Aforo (personas)	Gc	Cc,i	εv	Cc,o	Q (l/s)	Q (m ³ /h)
1023	440	202,3	2	0,8	0	1264,37	4551,75

Superficie (m ²)	Volumen (m ³)	Renovaciones (renov/h)
1023	4092	1

DENOMINACIÓN LOCAL: OFICINA

Superficie (m ²)	Aforo (personas)	Gc	Cc,i	εv	Cc,o	Q (l/s)	Q (m ³ /h)
36	2	5,6	2	0,8	0	35	126

Superficie (m ²)	Volumen (m ³)	Renovaciones (renov/h)
36	144	1

DENOMINACIÓN LOCAL: SALA DE DESCANSO

Superficie (m ²)	Aforo (personas)	Gc	Cc,i	εv	Cc,o	Q (l/s)	Q (m ³ /h)
11,5	4	1,15	2	0,8	0	11,87	42,75

Superficie (m ²)	Volumen (m ³)	Renovaciones (renov/h)
11,5	46	1

CAUDAL TOTAL DE VENTILACIÓN	4.721 m ³ /h
RENOVACIONES	1 renov/h

C. MÉTODO DIRECTO POR CONCENTRACIÓN DE CO₂

Este método es apropiado para locales donde no está permitido fumar y con elevada actividad o para aquellos propensos a la producción de sustancias contaminantes.

Dado el uso comercial para el que está destinado el local, no se considerará este método de cálculo.

D. MÉTODO INDIRECTO DE CAUDAL DE AIRE POR UNIDAD DE SUPERFICIE

Este procedimiento es aplicable para aquellos espacios con una ocupación no permanente.

El emplazamiento estudiado se trata de un local público con un horario de apertura de 10h diarias durante todos los días laborables del año, por lo que no responde a las exigencias de este método.

E. MÉTODO DE DILUCIÓN

Este abarca los casos donde son conocidas las concentraciones de materiales contaminantes, por lo que, por lo anteriormente ya expuesto, y teniendo en cuenta que no se disponen de datos de emisiones, se elimina también este método de cálculo.

Ante el análisis de estos métodos debemos aplicar un criterio de selección teniendo en cuenta ciertas consideraciones.

- Ventilación natural. Es necesario destacar que además de la ventilación mecánica que se debe hacer, hay un caudal de aire infiltrado por la apertura constante de puertas, lo que reduce la carga de la primera.
- Ocupación. Por no disponer de datos reales de ocupación del local, se han establecido los valores de ocupación del DB SI. Este valor, con excepción de anomalías que se puedan dar, no es el habitual en el supermercado, por lo que se estima un sobredimensionamiento también en este punto.
- Condiciones interiores. A pesar de que el método A es utilizado para una actividad metabólica del 1,2 met, este valor suele estar alrededor de los 1,6 met en este tipo de establecimientos. Esto, junto a la baja sensibilidad de los ocupantes y a la limitación del tiempo de ocupación en el supermercado, hace que las necesidades de las condiciones interiores no sean tan restrictivas.

	Tasa metabólica	
	W/m ²	met
Sala de espera	58	1,0
Oficina	70	1,2
Sala de conferencias, auditorio	70	1,2
Cafetería, restaurante	70	1,2
Aula	70	1,2
Guardería *	82	1,4
Comercio (clientes sentados)	82	1,4
Comercio (clientes de pie)	93	1,6
Grandes almacenes	93	1,6

Ilustración 4.2. Tasa metabólica según el uso del local. Fuente Guía técnica Instalación con Equipos Autónomos

Además de estas puntuaciones, la variación de la carga térmica aumenta bruscamente con el caudal de ventilación, por lo que habrá que ser cuidadosos e intentar limitarse dentro de lo posible en la elección de este caudal.

Por ello se selecciona como método apropiado B. Método directo por calidad de aire percibido, determinando finalmente los siguientes resultados:

- Sala de ventas: 4551,75 m³/h
- Oficina: 126 m³/h
- Sala de descanso: 42,75 m³/h

4.2 DESCRIPCIÓN DE LA CARGA TÉRMICA

El cálculo de la carga térmica, debido a los distintos puntos a tener en cuenta, se desglosa primeramente en el cálculo de la carga térmica sensible debido a la diferencia de temperatura y radiación térmica existente, y latente, dada por la aportación de humedad al aire.

4.2.1 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA SENSIBLE

PÉRDIDA DE CALOR SENSIBLE POR TRANSMISIÓN

Para el cálculo de las cargas térmicas es necesario conocer la transmitancia y resistencia de los materiales constructivos del edificio. Estos parámetros han sido obtenidos de acuerdo al Apéndice E del Documento Básico HE, en el que se establece su obtención a partir de la siguiente expresión:

$$U \text{ (W/(m}^2\text{°C))} = 1/R_t$$

Siendo:

R_T resistencia térmica total del elemento constructivo, es decir, el sumatorio de todas las resistencias térmicas de cada capa de material, siendo cada una de ellas:

$$R = e/\lambda$$

Siendo:

e espesor de la capa (m)

λ conductividad térmica del material que compone la capa

Con estos valores conocidos, el cálculo del calor proporcionado por cada uno de los cerramientos se obtiene mediante la siguiente ecuación:

$$Q = k \cdot S \cdot \Delta T$$

Siendo:

- Qt carga térmica por transmisión (W)
- k coeficiente de transmisión ($W/m^2\text{°C}$)
- S superficie del hueco o cerramiento (m^2)
- ΔT diferencia de temperaturas (°C). Estas temperaturas se definen según la posición de los muros:
 - Fachada: diferencia entre temperatura del aire exterior e interior del local
 - Muros interiores: diferencia de temperaturas entre habitaciones. Se tendrán en cuenta los muros entre espacios habitables y entre espacios habitable-no habitable, siendo de 5°C tal y como se dispone en el ITE 02.4.3.

GANANCIA DE CALOR SENSIBLE POR RADIACIÓN SOLAR

Además del calor por conducción, en superficies traslucidas y sobretodo transparentes, hay que tener en cuenta el calor por radiación solar, que de incide sobre las mismas incrementando la temperatura del ambiente interior.

Las cargas por radiación se obtienen mediante la siguiente fórmula:

$$Q_r = (S \cdot R \cdot f) / \left(\frac{0,86W}{\frac{kcal}{h}} \right)$$

Siendo:

- Qr carga térmica por radiación solar (W)
- S superficie expuesta a radiación (m^2). Para esta se tendrán en cuenta la superficie ocupada por la ventana y la puerta de vidrio.
- R radiación solar que atraviesa el vidrio según la latitud ($kcal/hm^2$)
- f factor de corrección de la radiación en función del tipo de vidrio, sombras...

PÉRDIDA DE CALOR SENSIBLE POR INFILTRACIONES Y RENOVACIONES DE AIRE EXTERIOR

Una de las funciones de un sistema de acondicionamiento es la ventilación. Esta se puede producir a través de un conducto especial externo o por infiltración alrededor de las ventanas y por puertas.

$$Q_a = (V \cdot \Delta T \cdot 0,29) / \left(\frac{0,86W}{\frac{kcal}{h}} \right)$$

Siendo:

- Qa carga térmica por infiltraciones y renovaciones de aire (W)
- V caudal de aire exterior que se introduce en el local (m^3/h). Para el cálculo de este volumen se considerarán las infiltraciones producidas por apertura de huecos junto con el caudal de aire de ventilación.

$$V = V_{inf} + V_{vent}$$

- Infiltración. Este valor ha sido obtenido mediante el cálculo de *infiltraciones por ventanas por el método de las rendijas*. Tratándose de una puerta de vidrio en fachada expuesta, la infiltración es de 55,6 m³/h por metro lineal de rendija.
- Necesidades de ventilación: estudiadas anteriormente para cada local del edificio.

ΔT diferencia entre temperatura exterior del aire y la de diseño del local (°C)

GANANCIA DE CALOR POR OCUPACIÓN DEL LOCAL

Además de las fuentes externas, que varían según las condiciones meteorológicas según la ubicación del local, existen cargas internas que se mantienen prácticamente constantes en el tiempo. Una de estas fuentes es la constituida por las personas.

Cuando las personas se encuentran en un local, desprenden tanto calor sensible como latente, este último indicado más adelante. Esta variable depende de la actividad realizada en el espacio y se calcula según la siguiente ecuación.

$$Q_{sp} = k \cdot N \cdot S$$

- k coeficiente dependiente del tipo de actividad (50 W/persona)
- N nº de personas/m². De acuerdo con el *Documento Básico SI. "Seguridad en caso de incendio"* del CTE.
- S superficie útil (m²)

GANANCIA DE CALOR POR ILUMINACIÓN

La iluminación es otra de las fuentes internas del local, que no depende de la temperatura del recinto, sino de la cantidad de electricidad consumida. Cada vatio de potencia eléctrica desprende un poco menos de 0,860 kcal/h (1kW = 860kcal/h), por lo que se considera equivalente la potencia eléctrica con la calorífica.

Esta ganancia de calor es calculada teniendo en cuenta la potencia suministrada por la iluminación en la superficie de cada sala.

$$Q_{si} = P \cdot S$$

- P potencia instalada en iluminación (750lux = 11W/m²)
- S superficie del recinto (m²)

GANANCIA DE CALOR POR FUNCIONAMIENTO DE MAQUINARIA

La sala de máquinas se encuentra en la planta -1, limitando con locales no calefactados, que no son objeto de estudio, por lo que no se tendrá en cuenta el calor desprendido por los diferentes equipos.

4.2.2 CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA LATENTECARGA LATENTE POR VENTILACIÓN O INFILTRACIÓN DE AIRE

El aire exterior tiene un exceso de humedad que ha de ser extraído para adaptarlo a las condiciones del local. Para su cálculo es necesario conocer el volumen de aire empleado junto con la diferencia de humedades en gramos de agua por kg de aire existente entre el interior y exterior y por el factor 0,71.

$$Q = (V \cdot 0,72 \cdot \Delta w) / \left(\frac{0,86W}{\text{kcal}} \right) \frac{1}{h}$$

Siendo:

- V caudal de aire infiltrado o de ventilación (m³/h). Para el cálculo de este volumen se considerarán las infiltraciones producidas por apertura de huecos junto con el caudal de aire de ventilación.
- Δw diferencia de humedad absoluta entre el aire exterior e interior del local (°C)

CARGA LATENTE POR OCUPACIÓN DEL LOCAL

$$Q_p = k \cdot N \cdot S$$

- k coeficiente dependiente del tipo de actividad (60 W/persona)
- N nº de personas/m². De acuerdo con el Documento Básico SI. "Seguridad en caso de incendio" del CTE, "para locales comerciales en zonas comunes de centros comerciales: mercados y galerías de alimentación, se establece una ocupación de 2m²/persona". (0,5persona/m²)
- S superficie útil (m²)

5 CARGAS TÉRMICAS

5.1 DESCRIPCIÓN DE LA ENVOLVENTE

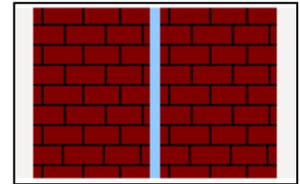
FACHADA

Transmitancia térmica: 1,36 W/ m²°C

Espesor: 0,27 m

Orientación: 96,5° E

Superficie: 686 m²



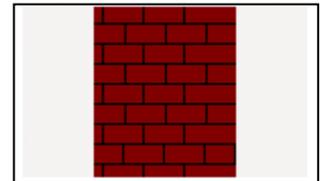
MATERIALES UNIDAD	RESISTENCIA TÉRMICA (m ² °C/W)	ESPESOR (m)	CONDUCTIVIDAD (W/m°C)	DENSIDAD (kg/m ³)
Enlucido de yeso 1000<d<1300	0,035	0,02	0,57	1150
1/2 pie LP métrico o catalán	0,172	0,115	0,667	1140
Cámara de aire sin ventilación	0,149	0,05	-	-
1/2 pie LP métrico o catalán	0,172	0,115	0,667	1140
Enlucido de yeso 1000<d<1300	0,035	0,02	0,57	1150

MURO INTERIOR

Transmitancia térmica: 2,38 W/ m²°C

Espesor: 0,08 m

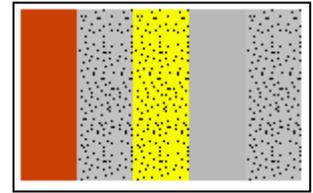
Superficie: 780 m²



MATERIALES UNIDAD	RESISTENCIA TÉRMICA (m ² °C/W)	ESPESOR (m)	CONDUCTIVIDAD (W/m°C)	DENSIDAD (kg/m ³)
Placa de yeso o escayola 750<d<900	0,08	0,02	0,25	825
Tabique de LH sencillo 40mm<E<60mm	0,09	0,04	0,445	1000
Placa de yeso o escayola 750<d<900	0,08	0,02	0,25	825

FORJADOTransmitancia térmica: 1,04 W/ m²°C

Espesor: 0,1 m

Superficie: 1588 m²

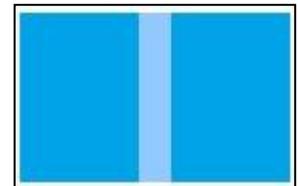
MATERIALES UNIDAD	RESISTENCIA TÉRMICA (m ² °C/W)	ESPESOR (m)	CONDUCTIVIDAD (W/m°C)	DENSIDAD (kg/m ³)
Plaqueta o baldosa cerámica	0,02	0,02	1	2000
Hormigón Armado d>2500	0,008	0,02	2,5	2600
EPS Poliestireno Expandido (0,029W/mk)	0,69	0,02	0,029	30
Yeso, dureza media 600<d<900	0,067	0,02	0,3	750
Hormigón Armado d>2500	0,008	0,02	2,5	2600

PUERTA DE VIDRIOTransmitancia térmica: 2,84 W/ m²°C

Espesor: 0,046 m

Superficie: 20 m²

Posición: fachada



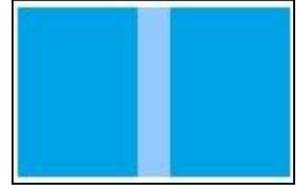
MATERIALES UNIDAD	RESISTENCIA TÉRMICA (m ² °C/W)	ESPESOR (m)	CONDUCTIVIDAD (W/m°C)	DENSIDAD (kg/m ³)
Vidrio prensado	0,017	0,02	1,2	2000
Cámara de aire sin ventilar	0,149	0,006	-	-
Vidrio prensado	0,017	0,02	1,2	2000

BLOQUE DE VIDRIOTransmitancia térmica: 2,84 W/ m²°C

Espesor: 0,046 m

Superficie: 16,25 m²

Posición: fachada



MATERIALES UNIDAD	RESISTENCIA TÉRMICA (m²°C/W)	ESPESOR (m)	CONDUCTIVIDAD (W/m°C)	DENSIDAD (kg/m³)
Vidrio prensado	0,017	0,02	1,2	2000
Cámara de aire sin ventilar	0,149	0,006	-	-
Vidrio prensado	0,017	0,02	1,2	2000

5.2 CARGA TÉRMICA DE CALEFACCIÓN Y REFRIGERACIÓN

DENOMINACIÓN LOCAL: **SALA DE VENTAS**

Sistema de calefacción existente: fancoils por conductos

Superficie total. 1023 m²

Superficie útil: 880 m²

Condiciones de climatización:

Temperatura exterior: -6,8 °C

Temperatura interior: 22 °C

Condiciones de refrigeración:

Temperatura exterior: 31 °C

Temperatura interior: 24 °C

Carga térmica sensible por Transmisión

Cerramiento	Transmitancia (W/m ² °C)	Superficie (m ²)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
			ΔT (°C)	Qst (W)	ΔT (°C)	Qst (W)
Fachada	1,36	505	28,8	19780	7	3434
Forjado de suelo	2,38	1023	14	34086	14	34086
Muro interior	1,04	350	7	2548	9	3276
Puertas	2,84	20	28,8	1635	7	284
Ventanas	2,84	16,25	28,8	1329	7	230

Calefacción Qst (W)	59379
Refrigeración Qst (W)	41311

Carga térmica sensible por Radiación

Cerramiento	Factor solar	Superficie (m ²)	Radiación solar (kcal/m ² h)	REFRIGERACIÓN
				Qsr (W)
Puertas	0,72	20	293,6	2846
Ventanas	0,72	16,25	293,6	2313

Refrigeración Qsr (W)	5160
-----------------------	------

Carga térmica sensible por infiltraciones y renovaciones de aire exterior

Concepto	Volumen aire (m ³ /h)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
		ΔT (°C)	Qsa (W)	ΔT (°C)	Qsa (W)
Infiltraciones	55,6	28,8	540	7	94
Ventilación	4551,75	28,8	44100	7	7656

Calefacción Qsa (W)	44640
Refrigeración Qsa (W)	7750

Carga térmica sensible por ocupación del local

Concepto	Aforo (persona/m ²)	k sensible (W/pers)	Superficie libre (m ²)	Qsp (W)
Personas	0,5	50	880	17600

Refrigeración Qsp (W)	17600
-----------------------	-------

Carga térmica sensible por iluminación

Concepto	Potencia instalada (W/m ²)	Superficie (m ²)	Qsi (W)
Iluminación	11	1023	11253

Refrigeración Qsi (W)	11253
-----------------------	-------

Carga latente por ventilación o infiltración de aire

Concepto	Volumen aire (m ³ /h)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
		ΔH (g/kg)	Qli (W)	ΔH (g/kg)	Qli (W)
Infiltraciones	55,6	1,1	51	1,1	51
Ventilación	4551,75	1,1	4181	1,1	4181

Calefacción Qli (W)	4133
Refrigeración Qli (W)	4233

Carga térmica latente por ocupación del local

Concepto	Aforo (persona/m ²)	k sensible (W/pers)	Superficie libre (m ²)	Qsp (W)
Personas	0,5	60	880	22000

Refrigeración Qsp (W)	22000
-----------------------	-------

CARGA TÉRMICA TOTAL

Tabla 5.1. Resumen cargas térmicas Sala de Ventas

	REFRIGERACIÓN		CALEFACCIÓN	
	sensible	latente	sensible	latente
		80,22	23	104,2
TOTAL (kW)	103		108,25	
TOTAL (kW/m²)	0,101		0,105	

DENOMINACIÓN LOCAL: OFICINA

Sistema de calefacción: fancoil de techo

Superficie total: 36 m²Superficie útil: 20 m²

Condiciones de climatización:

Temperatura exterior: -6,8 °C

Temperatura interior: 22 °C

Condiciones de refrigeración:

Temperatura exterior: 31 °C

Temperatura interior: 24 °C

Pérdida de calor sensible por Transmisión

Cerramiento	Transmitancia (W/m ² °C)	Superficie (m ²)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
			ΔT (°C)	Qst (W)	ΔT (°C)	Qst (W)
Fachada	1,36	56	28,8	2193	7	380
Forjado de suelo	2,38	36	14	1199	14	1199
Muro interior	1,04	45	7	187	9	421

Calefacción Qli (W)	3580
Refrigeración Qli (W)	2001

Carga térmica sensible por infiltraciones y renovaciones de aire exterior

Concepto	Volumen aire (m ³ /h)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
		ΔT (°C)	Qsa (W)	ΔT (°C)	Qsa (W)
Infiltraciones	0	28,8	0	7	0
Ventilación	126	28,8	1194	7	207

Calefacción Qsa (W)	1194
Refrigeración Qsa (W)	207

Carga térmica sensible por ocupación del local

Concepto	Aforo (persona/m ²)	k sensible (W/persona)	Superficie libre (m ²)	Qsp (W)
Personas	0,3	50	20	270

Refrigeración Qsp (W)	270
-----------------------	-----

Carga térmica sensible por iluminación

Concepto	Potencia instalada (W/m ²)	Superficie (m ²)	Qsi (W)
Iluminación	11	36	396

Refrigeración Qsi (W)	396
-----------------------	-----

Carga latente por ventilación o infiltración de aire

Concepto	Volumen aire (m ³ /h)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
		ΔH (g/kg)	Qli (W)	ΔH (g/kg)	Qli (W)
Infiltraciones	0	1,1	0	1,1	0
Renovaciones	102	1,1	94	1,1	94

Calefacción Qli (W)	94
Refrigeración Qli (W)	94

Carga térmica latente por ocupación del local

Concepto	Aforo (persona/m ²)	k sensible (W/persona)	Superficie libre (m ²)	Qsp (W)
Personas	0,3	60	20	330

Refrigeración Qsp (W)	330
-----------------------	-----

CARGA TÉRMICA TOTAL

Tabla 5.2. Resumen cargas térmicas Oficina

	REFRIGERACIÓN		CALEFACCIÓN	
	sensible	latente	sensible	latente
	2,64	0,21	4,77	0,11
TOTAL (kW)	2,85		4,88	
TOTAL (kW/m ²)	0,079		0,14	

DENOMINACIÓN LOCAL: SALA DE DESCANSO

Sistema de calefacción: fancoil de suelo

Superficie total: 11,5 m²Superficie útil: 7,5 m²

Condiciones de climatización:

Temperatura exterior: -6,8 °C

Temperatura interior: 22 °C

Condiciones de refrigeración:

Temperatura exterior: 31 °C

Temperatura interior: 24 °C

Pérdida de calor sensible por Transmisión

Cerramiento	Transmitancia (W/m ² °C)	Superficie (m ²)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
			ΔT (°C)	Qst (W)	ΔT (°C)	Qst (W)
Fachada	1,36	21	28,8	822	7	800
Forjado de suelo	2,38	11,5	14	383	14	383
Muro interior	1,04	34	7	3447	9	2298

Calefacción Qli (W)	4653
Refrigeración Qli (W)	2824

Carga térmica sensible por infiltraciones y renovaciones de aire exterior

Concepto	Volumen aire (m ³ /h)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
		ΔT (°C)	Qsa (W)	ΔT (°C)	Qsa (W)
Infiltraciones	0	28	0	4	0
Ventilación	46	28	446	4	77,5

Calefacción Qsa (W)	446
Refrigeración Qsa (W)	77,5

Carga térmica sensible por ocupación del local

Concepto	Aforo (persona/m ²)	k sensible (W/persona)	Superficie libre (m ²)	Qsp (W)
Personas	0,2	50	7,5	75

Refrigeración Qsp (W)	75
-----------------------	----

Carga térmica sensible por iluminación

Concepto	Potencia instalada (W/m ²)	Superficie (m ²)	Qsi (W)
Iluminación	11	11,5	127

Refrigeración Qsi (W)	127
-----------------------	-----

Carga latente por ventilación o infiltración de aire

Concepto	Volumen aire (m ³ /h)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
		ΔH (g/kg)	Qli (W)	ΔH (g/kg)	Qli (W)
Infiltraciones	0	1,1	0	1,1	0
Ventilación	46	1,1	42,3	1,1	42,3

Calefacción Qli (W)	42,3
Refrigeración Qli (W)	42,3

Carga térmica latente por ocupación del local

Concepto	Aforo (persona/m ²)	k sensible (W/persona)	Superficie libre (m ²)	Qlp (W)
Personas	0,2	60	7,5	90

Refrigeración Qlp (W)	90
-----------------------	----

CARGA TÉRMICA TOTAL

Tabla 5.3. Resumen cargas térmicas Sala de descanso

	REFRIGERACIÓN		CALEFACCIÓN	
	Sensible	latente	sensible	latente
	3,2	0,14	5,2	0,042
TOTAL (kW)	3,3		5,24	
TOTAL (kW/m ²)	0,28		0,47	

5.2.1 RESUMEN DE CARGAS TÉRMICAS

Tabla 5.4. Resumen cargas térmicas

		Q LOCALES (kW)	Q TOTAL (kW)	Q TOTAL (kW/m ²)
<u>CALEFACCIÓN</u>	SALA DE VENTAS	108,20	119	0,11
	OFICINA	4,88		
	SALA DE DESCANSO	5,24		
<u>REFRIGERACIÓN</u>	SALA DE VENTAS	103,20	109	0,102
	OFICINA	2,90		
	SALA DE DESCANSO	3,30		

6 DESCRIPCIÓN SITUACIÓN ACTUAL

La instalación actual se trata de un sistemas de expansión indirecta que consta de una unidad enfriadora que distribuye el agua a lo largo de una unidad de conductos a los equipos de tratamiento, los fan-coils, donde, a través de un intercambiador, absorben o ceden calor al ambiente climatizando la zona deseada.

6.1 UNIDAD EXTERIOR E INTERIORES

En la actual instalación el equipo existente es una bomba de calor de la marca CIATESA modelo IWB-510 con las siguientes características:

Tabla 6.1. Características técnicas CIATESA

Modelo	CIATESA IWB-510
Potencia frigorífica (kW)	94,6
Potencia calorífica (kW)	103,0
COP	2,6
Compresor	Hermético de pistón
Número de compresores	4
Número de circuitos	2
Dimensiones (largo x ancho x alto) (mm)	3.007 x 2.212 x 1.295

La planta cuenta con tres circuitos, uno de refrigeración, otro de congelación y el tercero, que es el dirigido por la enfriadora, de climatización.

- Central de frío positivo: alimenta aquellas vitrinas y murales de alimentos que trabajan con temperaturas superiores o muy próximas a 0°C.
- Central de frío negativo: comunica con las islas de congelados, el agua circula a temperaturas por debajo de 0°C.
- Climatización: es la red que une la enfriadora con las unidades terminales o fancoils y que se encargan de mantener una temperatura óptima en las salas, que es donde se va a realizar el estudio.

En estos equipos de aire-agua la bomba enfría o calienta el agua de un circuito cerrado que se distribuye por todo el local a través de tuberías hasta las unidades terminales, los fancoils.

Cuando funciona como enfriadora, toma las calorías del circuito de agua y las cede a través de la batería al aire exterior. Cuando lo hace en funcionamiento de calefacción, cede las calorías del aire al circuito de agua, calentándola y enviando el fluido a los elementos instalados en el local.

La enfriadora actual cuenta con tres compresores divididos en dos circuitos independientes. Uno de estos sistemas se encuentra fuera de funcionamiento, por lo que la unidad no está suministrando la potencia nominal, por ello, se propone la sustitución de la misma.

A esta enfriadora están conectadas una red de fancoils, de entre los que se diferencian tres tipos:

- Sala de ventas. Los colocados en la sala de ventas climatizan el local a través de conductos. Este sistema es muy utilizado en estancias de gran tamaño, en instalación oculta en falso techo y con distribución mediante difusores y rejillas.

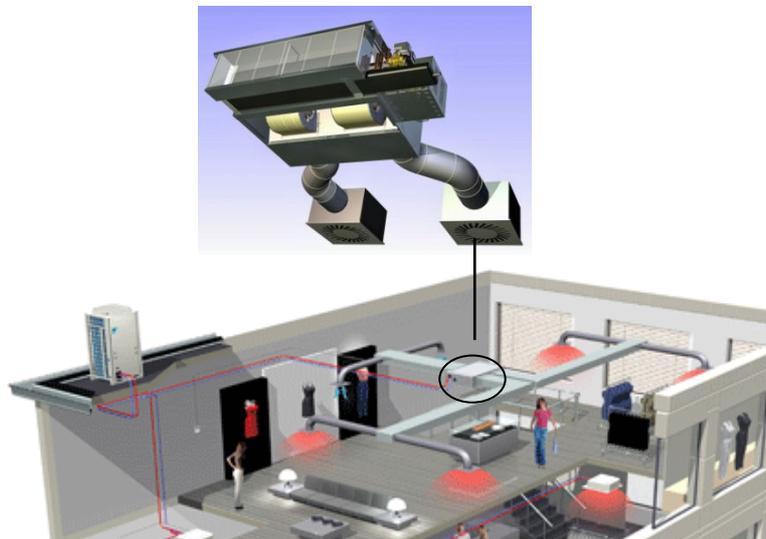


Ilustración 6.1. Fancoil por conductos

- Oficina. En la oficina se cuenta con un fancoil de cassette de cuatro vías de impulsión. Estos, aunque están instalados también en falso techo, queda a la vista las rejillas por donde se aspira y retorna de nuevo el aire.



Ilustración 6.2. Fancoil cassette de techo.
Fuente: catálogo de MHI

- Sala de descanso. En este local está instalado un fancoil de suelo que dispone de una rejilla inferior por donde se toma el aire y una superior para la impulsión del mismo.



Ilustración 6.3. Fancoil de suelo. Fuente: catálogo de MHI

El fancoil consiste en una batería de intercambio agua-aire, a la que llega el agua caliente o fría de la bomba que se encarga de absorber o ceder calor según las necesidades del local.

El aire procedente del local entra en la unidad a través de una rejilla y gracias al ventilador que este contiene en su interior, haciéndolo pasar a través de las tuberías por donde circula el agua, saliendo acondicionado por la rejilla superior.

Así, las partes de esta unidad son:

- Carcasa que sostiene los elementos.
- Caja exterior con rejilla para orientar la descarga de aire.
- Batería enfriadora con aletas de aluminio y conexiones hidráulicas de roscar para conectarlos al circuito de distribución.
- Ventilador con motor eléctrico.
- Filtro de aire.

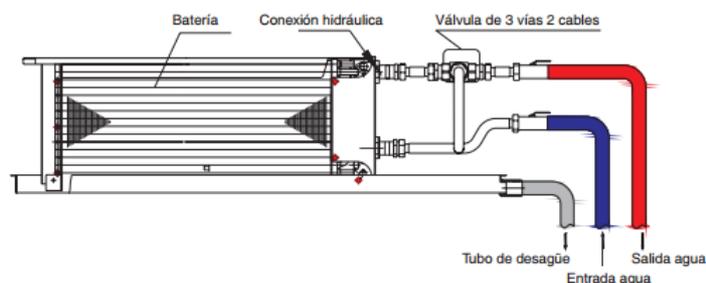


Ilustración 6.4. Unidad Fan-coil

El agua que retorna del fancoil ha de recircularse de nuevo a la enfriadora adaptándola a las condiciones necesarias para continuar enfriando o calentando el local.

Como control se cuenta con un termostato colocado en la zona donde están instalados para que, detectando una temperatura u otra, envíe la señal correspondiente a las terminales, adaptando este valor a la temperatura de consigna para la que ha sido diseñada la instalación.

6.2 RED DE CONEXIÓN

Las líneas frigoríficas que unen la unidad exterior con los fancoils instalados en el local se encuentran en mal estado en cuanto al aislamiento.

Este hecho provoca pérdidas térmicas del fluido caloportador que conlleva, consecuentemente a un gasto económico.



Ilustración 6.5. Aislamiento de las tuberías de conexión

Para ello se procederá a realizar el cálculo para el dimensionamiento de aislamiento en los apartados correspondientes.

Nota: las marcas de los equipos propuestos en las optativas estudiadas, son meramente orientativas, pudiendo escogerse otro modelo. Se respetarán dentro de lo posible las características nominales de proyecto.

7 DESCRIPCIÓN DE ACTUACIONES

Una vez expuestas las necesidades térmicas del edificio, teniendo en cuenta la descripción de las condiciones exteriores e interiores, la elección del sistema de climatización requerirá el estudio en otros ámbitos, como la selección de los equipos de producción de frío y calor, ubicación de los mismos y la adopción de sistemas de recuperación de energía, aumentando la eficiencia del sistema.

A continuación se explica el funcionamiento de cada actuación propuesta, así como las unidades interiores y exteriores y elementos necesarios para su instalación de cada una de ellas.

7.1 EXPANSIÓN INDIRECTA

Los sistemas de expansión indirecta, como se ha explicado en la descripción de la instalación existente, constan de una unidad enfriadora de agua, que distribuye el agua a través de una unidad de conductos a los equipos de tratamiento, los fan-coils, donde, a través de un intercambiador, absorben o ceden calor al ambiente climatizando la zona deseada.

Estos sistemas constan de las siguientes partes:

- **Unidad de enfriamiento y calefacción de agua.** Que pueden presentarse como equipos independientes o compactos cuando hablamos de bombas de calor. Estos a su vez están formados por:
 - *Batería de intercambio* del gas refrigerante con el agua que circula por la instalación.
 - *Ventiladores* para la descarga de aire en sentido vertical ascendente hacia el exterior. Son ventiladores de bajas revoluciones con la finalidad de reducir el ruido al mínimo.
 - *Compresores frigoríficos* acompañados de los elementos auxiliares como válvulas de expansión, filtros y tomas de presión para asegurarse un correcto funcionamiento.

Las enfriadoras seleccionadas para este estudio trabajan con compresores scroll. Estos compresores disponen de dos espirales, una fija al cuerpo del compresor y otra describiendo la trayectoria de una órbita con respecto a la otra. Las espirales, la estacionaria y la orbitante, tienen características idénticas y están acopladas con una diferencia de fase de 180°.

El movimiento de la espiral del rotor hace que el gas se desplace de forma continua entre el espacio comprendido entre las mismas, de manera que el volumen que ocupa es cada vez más pequeño, provocando un aumento de presión y temperatura alcanzando los valores de descarga deseada.

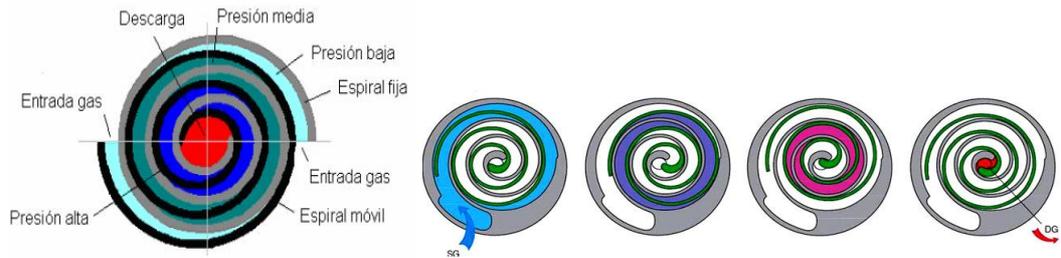


Ilustración 7.1. Compresor Scroll. Fuente MUNDO HVACR

- **Módulo hidráulico.** Esta parte del sistema no está necesariamente incluida dentro de la unidad de la bomba de calor, aunque actualmente es común equiparlas con esta parte del circuito.

Este módulo Para forzar la circulación del agua, estos equipos incorporan un módulo hidráulico, formado por:

- Bomba para impulsar la circulación del agua.
- Vaso de expansión, con un volumen acorde a la potencia de la bomba de calor.
- Depósito de inercia o tanque de acumulación instalado para que el equipo no realice arranques demasiado frecuentes. Está colocado en serie con el circuito de agua.
- Válvula de retención, evitando corrientes contrarias al flujo normal de funcionamiento.
- Interruptor de flujo para la detección de caudal de agua, asegurándose que la cantidad es suficiente para el arranque del equipo.

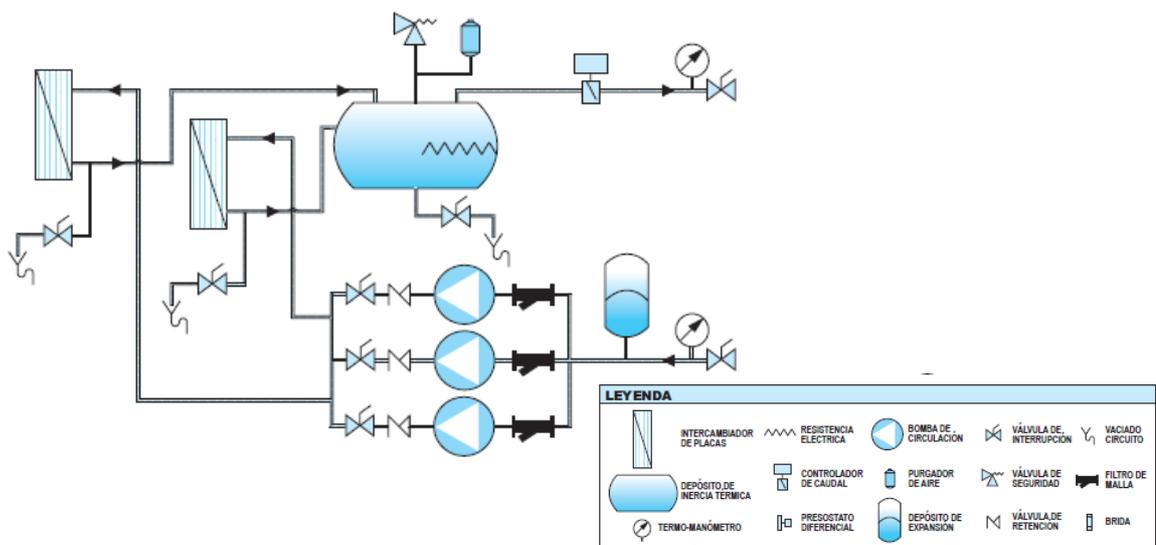


Ilustración 7.2. Ejemplo de módulo hidráulico. Fuente Catálogo CIATESA

- **Unidades de ventilador-serpentín** (fancoils).
- **Elementos de control**, donde se incluyen termostatos, presostatos, relés térmicos, temporizadores y mandos para medir los parámetros importantes que marcan el funcionamiento del equipo.
- **Tuberías de conexiones**, por las que se distribuye el agua desde la unidad exterior a la interior.
- **Tendido eléctrico**, conexionando las unidades a los elementos de control y cuadro eléctrico.

En este apartado se estudiará la posibilidad de la sustitución de la enfriadora averiada por una única o dos en cascada.

7.1.1 UNIDADES SELECCIONADAS

Para la sustitución con una enfriadora, teniendo en cuenta las necesidades térmicas obtenidas en calefacción (119 kW) y en refrigeración (109 kW), se ha elegido una enfriadora LENNOX EAR 1103 SM que cuenta con 2 circuitos formados por 1 y 2 compresores.

En el caso de la sustitución con dos unidades, para cubrir la demanda, con la instalación de dos bombas la potencia correspondiente a cada una de ellas será aproximadamente de 55 kW.

Tabla 7.1. Características Bombas de calor aire-agua

Modelo	1 x LENNOX EAR 1103 SM
Capacidad frigorífica (kW)	102,4
EER	2,9
Capacidad calorífica (kW)	107,8
COP	3
Refrigerante	R410A
Tipo compresor/Nº	Scroll/3
Etapas	0-30-75-100
Nº circuitos	2
Nº ventiladores	2
Caudal ventiladores	39.500 m ³ /h
Caudal evaporador	17,66 m ³ /h
Vaso de expansión	240l



Ilustración 7.3. Enfriadora LENNOX EAR 1103SM.
Fuente: catálogo LENNOX

Modelo	2x LENNOX EAR 552 SM
Capacidad frigorífica (kW)	50,7
EER	2,8
Capacidad calorífica (kW)	54,8
COP	2,95
Refrigerante	R410A
Tipo compresor/Nº	Scroll/2
Etapas	0-55-100
Nº circuitos	1
Nº ventiladores	2
Caudal ventiladores	25.800 m ³ /h
Caudal evaporador	8,74 m ³ /h
Vaso de expansión	100l



Ilustración 7.4. Enfriadora LENNOX EAR 552 SM.
Fuente: catálogo LENNOX

7.1.2 TECNOLOGÍA EMPLEADA

Como vemos, cualquiera de las dos bombas de calor propuestas contienen más de un compresor, siendo de 3 compresores en el primer caso y 2 en el segundo, todos ellos tipo scroll que mueven el refrigerante R-410A.

En el primer caso, dos de ellos se encuentran acoplados en paralelo en un mismo circuito, mientras que el otro funciona en otro circuito independiente. Para la opción de sustitución con dos enfriadoras se dispone de un circuito con dos compresores por bomba de calor, lo que hace un total de 4 compresores y dos circuitos independientes.

Dado que las unidades constan de varias unidades de compresión de, se podrá ajustar la potencia en 0-30-75-100%, y 0-55-100% (por enfriadora) en la primera y segunda sustitución respectivamente, permitiendo el accionamiento en escala. Así, si la demanda es muy elevada, se pondrán en marcha los dos dispositivos, e irán desconectándose acorde a las necesidades de la zona.

Para el caso de funcionamiento de la bomba como enfriadora, cuando la carga frigorífica es mayor que la de mínima capacidad, la unidad trabajará en las escalas entre las que se encuentra la carga, mientras que, cuando es menor que la mínima capacidad, el equipo se para, poniéndose en marcha para ajustar la capacidad frigorífica de la carga.

Por lo tanto, a pesar de que esta distribución de compresores permite trabajar a distintos niveles diferentes de la carga total nominal de la máquina, estos parones y arranques

implican una pérdida continua de energía, pues en cada puesta en funcionamiento, el compresor tiene que vencer la diferencia de presión entre el lado de alta y baja del circuito. Además de esto, la bomba de calor solamente enfría el agua cuando el refrigerante es capaz de evaporarse, es decir, cuando el agua con la que intercambia calor tiene una mayor temperatura que la de evaporación del fluido. Es entonces cuando se alcanza la plena carga de la etapa de funcionamiento, hasta este punto, se consume energía en estabilizar el sobrecalentamiento del refrigerante.

Sin embargo, poner en funcionamiento el equipo a plena carga es un proceso instantáneo. Esto se debe a que el intercambiador está diseñado para este caudal de refrigerante, por lo que las condiciones de funcionamiento nominal se alcanzarán antes en este caso que trabajando a cargas parciales.

El circuito debe sufrir variaciones muy leves de presión, sobre todo en el lado de alta ya que de no ser así se podría reducir mucho la eficiencia. Por ello, el control de este parámetro cuando el sistema no trabaja a plena potencia, se realiza mediante los ventiladores del condensador, apagando uno de ellos y conservando así el valor adecuado de presión.

Así, la eficiencia es mayor cuanto más se aproxima la capacidad de la máquina a la plena carga, que se traduce en un mejor rendimiento a plena carga que a cargas parciales.

7.1.3 NIVELES DE RUIDO

Las bombas de calor aire-agua son grandes fuentes de ruido por incorporar elementos potencialmente ruidosos como los compresores frigoríficos, ventiladores y válvulas de expansión encapsulados en una misma unidad física.

Por ello se debe prestar especial atención en los niveles de ruido que provocan en el exterior, principalmente cuando se encuentran en fachadas y zonas donde este se hace menos vulnerable.

A continuación se muestra el nivel de potencia sonora en funcionamiento normal de las bombas de calor. Dado que el nivel de potencia sonora global es bastante elevado, se tomarán las medidas adecuadas para un correcto aislamiento de la unidad, teniendo en cuenta además que se encuentra en contacto con los elementos constructivos de un edificio de viviendas.

Espectro por bandas de octava								Nivel de potencia sonora global dB(A)	Nivel de presión sonora global 10 m dB (A)	
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 HZ			
A	-	75.6	76.2	77.2	76.8	77.1	72.8	68.5	82.5	-

Ilustración 7.6. Valores de nivel de ruido Bomba de Calor. Fuente Catálogo LENNOX

Espectro por bandas de octava								Nivel de potencia sonora global dB(A)	Nivel de presión sonora global 10 m dB (A)	
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 HZ			
A	64.8	73.4	70.2	73.2	73.8	72.6	69.4	64	79	-

Ilustración 7.6. Valores de nivel de ruido Bomba de Calor. Fuente Catálogo LENNOX

Dado que la instalación se encuentra en una zona donde es necesario limitar los niveles de ruido y vibraciones, debido a la transmisión a través de los elementos constructivos sobre los que se encuentra apoyada la unidad, será necesario estudiar este punto.

7.1.3.1 CUMPLIMIENTO CON LA NORMATIVA DB-HR

Conforme al documento *DBHR Protección frente al ruido*, “el nivel de potencia acústica máximo de los equipos generadores de ruido estacionario (como los quemadores, las calderas, las bombas de impulsión, la maquinaria de los ascensores, los compresores, grupos electrógenos, extractores, etc.) situados en recintos de instalaciones, así como las rejillas y difusores terminales de instalaciones de aire acondicionado, será tal que se cumplan los niveles de inmisión en los recintos colindantes, expresados en el desarrollo reglamentario de la Ley 37/2003 del Ruido”.

Considerando que la bomba de calor se encuentra en el exterior, siguiendo lo especificado en este documento, se tendrá en cuenta que “El nivel de potencia acústica máximo de los equipos situados en cubiertas y zonas exteriores anejas, será tal que en el entorno del equipo y en los recintos habitables y protegidos no se superen los objetivos de calidad acústica correspondientes.”

Teniendo en cuenta los valores establecidos como límites, dado que el uso del edificio es residencial, en el Decreto nombrado y la comparación de los mismos con los niveles sonoros normales de funcionamiento de las bombas de calor con una o dos unidades, 82,5 dB y 79 dB respectivamente, se tomarán las medidas adecuadas de aislamiento de la unidad.

Uso del edificio	Tipo de recinto	Valor de $L_{eqA,T}$ (dBA)
Sanitario	Estancias	35
	Dormitorios y quirófanos	30
	Zonas comunes	40
Residencial	Dormitorios y estancias	30
	Zonas comunes y servicios	50
Administrativo	Despachos profesionales	40
	Oficinas	45
	Zonas comunes	50
Docente	Aulas	40
	Sala lectura y conferencias	35
	Zonas comunes	50
Cultural	Cines y teatros	30
	Salas de exposiciones	45
Comercial		50

Ilustración 7.7. Valores recomendados del nivel sonoro. Fuente RD 1371/2007

7.1.3.2 AISLAMIENTO ACÚSTICO

La unidad existente se encuentra ya encapsulada en rodeada de cuatro paredes con aislamiento acústico en la entrada y salida de aire, por exigencias establecidas por la comunidad del edificio en la que se encuentra.



Ilustración 7.8. Cápsula de aislamiento acústico del Supermercado

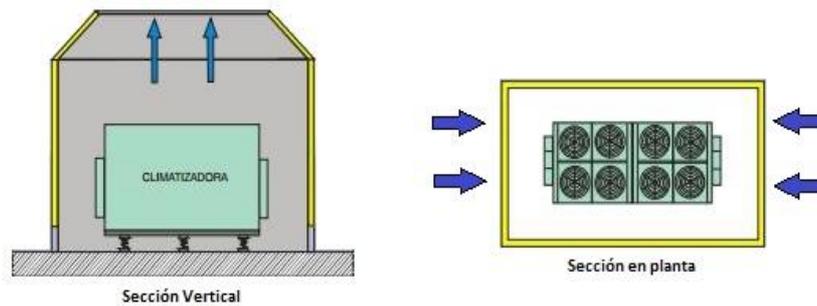


Ilustración 7.9. Aislamiento Ud. climatizadora. Fuente ATECYR

Por esta razón, será necesaria la implementación de un conducto rectangular de chapa colocándolo en la dirección perpendicular a los ventiladores, encargado de orientar el aire de salida de estos.

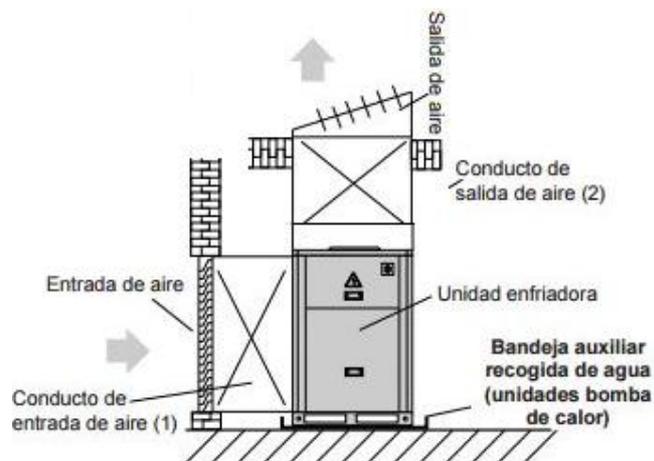


Ilustración 7.10. Instalación de conducto rectangular de chapa.
Fuente Catálogo LENNOX

Para reducir, junto al sonido, las molestias por vibraciones, se dispondrá de amortiguadores metálicos KROON, colocados entre la unidad, fuente de vibración y el forjado de suelo.

Teniendo en cuenta que la bomba de calor para la sustitución con una unidad tiene un peso total de unidad de 1152 kg, se seleccionarán seis amortiguadores metálico MK-450 entre los que quedarán repartidos la carga de la bomba. De igual manera, considerando los 656 kg de cada equipo en la sustitución con las dos bombas, se seleccionan un total de 12 amortiguadores tipo MK-250.



Modelo	Constante Elástica Kg/mm	Carga Mínima Kgs.	Carga Recomendada Kgs.	Carga Máxima Kgs.
MK-150	5	100	134	150
MK-200	6,66	150	182	200
MK-250	8,33	200	235	250
MK-350	11,66	250	315	350
MK-450	16,66	350	380	450

Ilustración 7.11. Datos amortiguadores metálicos. Fuente Catálogo TECSON.

7.1.4 DESESCARCHE

En las bombas de calor, durante su funcionamiento en modo calefacción surge acumulación de hielo en las baterías, principalmente cuando las temperaturas exteriores son muy bajas. Para eliminar este hielo se pone en marcha la función de desescarche, que consiste en cambiar durante un periodo de tiempo el funcionamiento de la unidad de modo calor a desescarche cuando la temperatura de evaporación comience a bajar para proporcionar suficiente transferencia de calor. Durante este periodo, es eliminado el hielo de las baterías. Este hielo trae como consecuencia una gran cantidad de agua que debe ser desalojada.

En este caso el proceso es gestionado mediante CLIMATIC 60, que lleva a cabo un desescarche dinámico que manda la orden de inversión del ciclo frigorífico a partir de la lectura de la diferencia de temperatura entre la batería y el aire exterior.

Además de la función desescarche, cuando la temperatura exterior a la unidad es inferior a 5°C, para impedir la congelación de agua en el circuito, es necesario utilizar anticongelante glicol. En este caso las temperaturas mínimas de la ubicación pueden variar entre -5°C y -10°C, por lo que se debe aplicar un porcentaje de glicol en agua de un 30%.

Este porcentaje conlleva a reducir las características nominales del equipo. Estos nuevos valores surgen de multiplicar estas últimas por los valores correspondientes al porcentaje de glicol.

MÍNIMA TEMPERATURA AMBIENTE O TEMPERATURA SALIDA DE AGUA	PORCENTAJE ETILENLICOL	CAIDA DE PRESIÓN	CAUDAL DE AGUA	CAPACIDADES	
				FRÍO	CALOR
DE +5°C A 0°C	10 %	1,05	1,02	0,99	0,994
DE +0°C A -5°C	20 %	1,10	1,05	0,98	0,993
DE -5°C A -10°C	30 %	1,15	1,08	0,97	0,99
DE -10°C A -15°C	35 %	1,18	1,11	0,96	0,987

Ilustración 7.12. Porcentaje de glicol en agua. Fuente Catálogo LENNOX

7.1.5 LÍNEAS FRIGORÍFICAS

Dado que la sustitución sería únicamente la de la enfriadora, la instalación en interior del local sería la misma que la actual.

Sin embargo, se ha observado que las tuberías que conectan esta unidad con las terminales han sufrido desgaste en el aislamiento, por lo que será necesario recubrirlos para que las pérdidas térmicas sean lo menores posibles, logrando un mayor ahorro y eficiencia en el sistema.

Esto se llevará a cabo con coquillas BT-LV, elementos moldeados de lana de vidrio que cuentan con una apertura para su colocación en tubería.



Ilustración 7.13. Coquillas aislamiento.
Fuente Catálogo PECOMARK

7.1.5.1 CÁLCULO DE AISLAMIENTO

Para el cálculo del espesor de aislamiento térmico de las tuberías frigoríficas se ha tenido en cuenta los parámetros establecidos por el RITE mediante el uso de la siguiente fórmula:

$$e = \frac{D}{2} \times \left[\text{EXP} \left(\frac{k}{k_{ref}} \times \ln \left(\frac{D + 2x_{eref}}{D} \right) \right) - 1 \right]$$

Siendo:

- e espesor mínimo de aislante (mm)
- D diámetro interior del material aislante, que corresponde con el exterior de la tubería (200 mm)
- K conductividad del aislante a 10°C (0,031 W/mk)
- Kref conductividad del aislante de referencia según RITE (0,04 W/mK a 10°C)
- eref espesor mínimo del aislante de referencia según RITE (mm)

A partir de estas consideraciones, calcularemos el espesor del aislante.

$$e = \frac{200}{2} \times \left[\text{EXP} \left(\frac{0,031}{0,04} \times \ln \left(\frac{200 + 2 \times 40}{200} \right) \right) - 1 \right] = 47,74 \text{ mm}$$

El espesor de la coquilla aislante con el que se debe recubrir tendrá por lo tanto un espesor de 47,74 mm.

7.2 EXPANSIÓN DIRECTA

Un sistema de expansión directa es aquel en el que el fluido que se encarga de enfriar o calentar el local no es aire ni agua, sino que se aprovecha de la capacidad calorífica de un fluido refrigerante para climatizar un recinto.

El refrigerante empleado tiene la principal característica de poseer un bajo punto de ebullición. Este punto, lo alcanza extrayendo energía de su entorno, enfriando el aire que hay en la zona.

Dado que el calor latente de los refrigerantes es aproximadamente diez veces el del sensible del agua, con los equipos de expansión directa se logra reducir el tamaño de tubería y otros accesorios, así como eliminar bombas de impulsión de agua, evitando las molestias por ruidos y posibles vibraciones.

Por el contrario, se trata de equipos con coste más elevado que los sistemas con distribución por agua y de funcionamiento más complejo.

En cuanto al funcionamiento, primeramente, el fluido gaseoso pasa por un compresor, aumentando su entalpía (aumenta su presión y temperatura). Posteriormente se envía al condensador donde, por transferencia de calor con el aire, que se encuentra a mayor temperatura que este, se condensa, pasando a estado líquido. En la válvula de expansión, se produce una caída de presión, disminuyendo bruscamente con respecto a la que había en el condensador, con lo que el fluido empieza a evaporarse, completando este proceso en el evaporador que se encuentra a continuación, donde absorbe el calor del recinto, enfriándolo y volviendo de nuevo al compresor para cerrar el circuito.

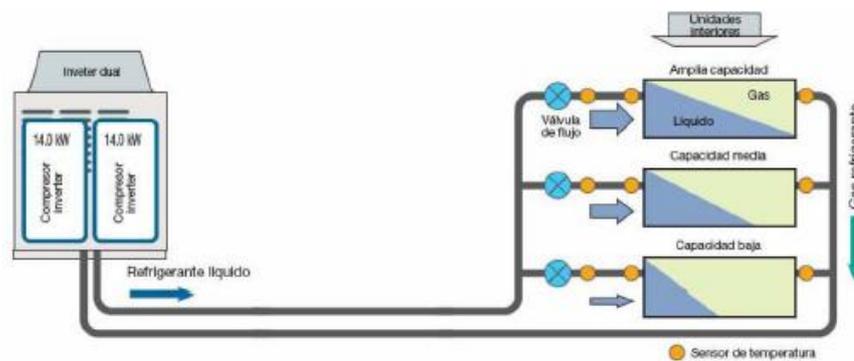


Ilustración 7.14. Circuito refrigerante expansión directa

La función del condensador y evaporador descrita, es desarrollada por la unidad exterior o interior según corresponda, es decir, si lo que se desea es enfriar el local, el evaporador será la unidad interior, en la que se produce la absorción de calor por parte del refrigerante, robando calor al aire del entorno y de forma inversa si lo que se pretende es calentar el recinto.

7.3 TECNOLOGÍA INVERTER

Este control de capacidad inverter se basa en la variación de la velocidad de rotación del compresor, así como de los ventiladores a partir de la variación de frecuencia del motor acoplado al compresor, que permite aumentar la eficiencia del sistema.

Siendo N las revoluciones por minuto del compresor (rpm) siendo N1 la inicial y N2 la final; P2 la potencia eléctrica consumida durante N2 y P1 la consumida durante N1; F la frecuencia de alimentación eléctrica del motor (Hz), n el número de pares de polos del motor, relacionamos estas variables mediante las siguientes expresiones:

$$N = F \cdot \frac{60}{n} \quad P2/P1 = (N2/N1)^3$$

De esta manera, se puede observar que la potencia eléctrica del compresor se relaciona proporcionalmente con la variación de la velocidad de accionamiento y esta con la frecuencia. Por ello, con la modulación de este último parámetro se consigue una variación en la velocidad del giro en el compresor, comprimiendo solamente el refrigerante necesario en cada momento.

Con este control del caudal de refrigerante, se consigue controlar la potencia frigorífica o calorífica y consecuentemente, la temperatura del recinto.

La tecnología inverter centra su funcionamiento en el compresor. El motor del mismo consta de un sistema de variación de frecuencia, permitiendo que el elemento trabaje a mayor o menor potencia según las señales que le llegan del sistema de control del local, formado por termostatos y sondas. Cuando la sala requiere una menor demanda, el compresor disminuye su potencia suministrando menos cantidad de refrigerante hacia las unidades interiores, con lo que el calor absorbido o cedido en el recinto, según sean las necesidades, es menor.

Con este control de frecuencia del compresor se logra que las paradas y puestas en marcha de los motores sean menores, alargando su vida útil por un menor desgaste.

Además, permite a cada unidad trabajar de forma autónoma, solicitando cada una de ellas la cantidad de fluido necesario según las necesidades de cada zona. La misión de dejar paso a la cantidad adecuada de refrigerante recae sobre la válvula de expansión electrónica colocada independientemente para cada unidad interior.

Así, a través de esta válvula se consigue que el refrigerante pase a cada batería de las unidades terminales según la demanda de cada local, funcionando cada una de ellas de forma independiente.

Con un sistema convencional de expansión directa, los compresores entran en funcionamiento y se detienen según la temperatura ambiente se encuentre por encima o debajo de la de consigna, teniendo únicamente dos "posiciones", accionados o fuera de servicio. En cambio, con el sistema inverter se consigue adaptar la demanda al funcionamiento del compresor, pues, una vez que se ha alcanzado la temperatura deseada, el compresor no para, sino que sigue controlando este valor disminuyendo o aumentando las revoluciones de giro.

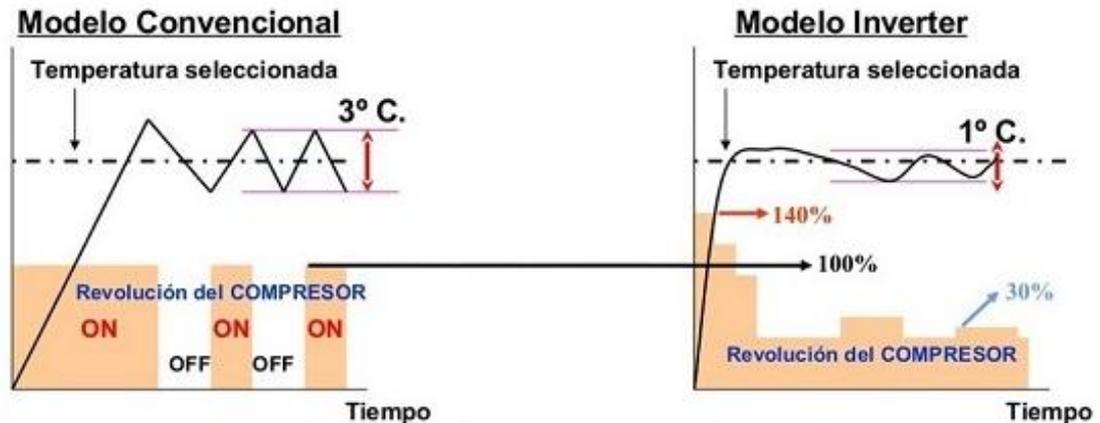


Ilustración 7.15. Comparación funcionamiento compresor convencional e inverter

La finalidad del sistemas es la de mantener optimizadas las condiciones de salida del fluido a pesar de que la temperatura exterior sea baja. En dicho caso, se aumentaría la frecuencia de trabajo para cumplir con la demanda térmica, reduciéndose una vez que se ha alcanzado la temperatura de consigna. Sin embargo, con el sistema convencional esto no sería posible, sino que solo podría hacer frente a esta situación únicamente con un sobredimensionamiento de la bomba.

Además, en cuanto al mantenimiento de los compresores, se consigue un menor desgaste por menos arranques y parada de los equipos.

Para la realización de este tipo de instalaciones se cuentan con dos optativas:

- Sistema multisplit. Sistema descentralizado que cuenta con varias unidades externas autónomas e independientes que realizan el tratamiento completo para acondicionar el local.
- Volumen de Refrigerante Variable (VRV). Sistema centralizado con una central donde se enfría o calienta el refrigerante y que, mediante una red de distribución del refrigerante, se reparte el mismo a todas las unidades interiores.

7.3.1 MULTISPLIT

Con este sistema se pretende instalar varias unidades exteriores, a las que se les asociarán un número independiente de unidades interiores, funcionando cada sistema de manera individual.

Las unidades interiores están reguladas por una válvula solenoide, que corta o deja pasar el caudal de refrigerante según las necesidades.

La instalación completa está formada por subsistemas independientes, con un total de 5 unidades externas que alimentan a varias unidades internas repartidas por el local, de manera que la distribución de aire quede lo más uniforme posible, resultando la división en zonas que se presenta a continuación.

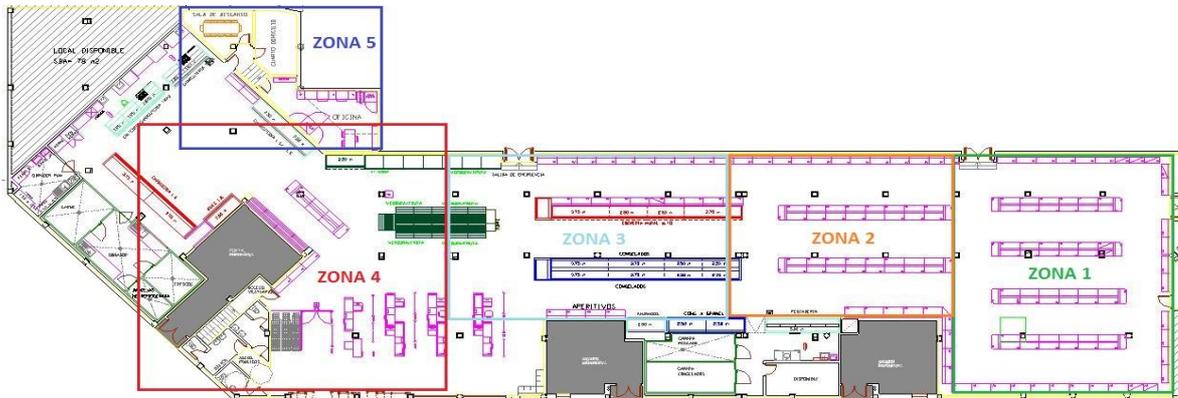


Ilustración 7.16. Distribución del local por zonas

La carga térmica obtenida del cálculo de necesidades es de 120 kW, siendo la potencia por unidad de superficie:

Área de ventas	1023 m ²
Área oficina	35 m ²
Área sala de descanso	11,5 m ²

$$120 \text{ kW} / (1023 + 35 + 11,5) = 0,11 \text{ kW/m}^2$$

Tabla 7.2. Descripción de distribución por zonas

Zona	Área comprendida (m ²)	Potencia (kW)	Unidades exteriores	Unidades interiores
Zona 1	250	27,5	1	4
Zona 2	220	24,2	1	4
Zona 3	260	28,6	1	4
Zona 4	290	31,9	1	4
Zona 5	47	5,7	1	2

7.3.1.1 UNIDADES EXTERIORES Y TERMINALES

ZONA 1,2,3,4

Las cuatro primeras zonas cuentan con una potencia similar, por lo que se escogerá una unidad exterior equipada con cuatro interiores distribuidas de la forma más uniforme posible sobre el área marcada, con la colocación de la unidad exterior de tal manera que la longitud de tubería hasta las unidades interiores sea lo más corta posible.

Teniendo en cuenta esto, la potencia correspondiente a las unidades exteriores e interiores se dispone a continuación.

Tabla 7.3. Potencias asignadas a unidades Zonas 1,2,3,4

Zona	Pot. ud. exterior (kW)	Nº ud. interiores	Pot. ud. interior (kW)
Zona 1	27,5	4	6,7
Zona 2	24,2	4	6,05
Zona 3	28,6	4	7,1
Zona 4	31,9	4	7,9

En este caso se han elegido los equipos de la casa de Mitsubishi Heavy Industries, y teniendo en cuenta la potencia que ha resultado de los cálculos se propone el mismo sistema para cada una de las cuatro zonas. Este está formado por una unidad exterior FDC250VSA, con tecnología inverter, y cuatro unidades interiores tipo Split cassette de techo de cuatro vías, a través de las que se realizará la distribución de aire.

Las características principales de cada unidad son las siguientes.

Tabla 7.4. Características unidades ZONA 1,2,3,4 Multi-Split

	Ud. Exterior	Ud. Interior
	FDC250VSA	FDT60VF
Capacidad frigorífica (kW)	24	5,6
Capacidad calorífica (kW)	27	6,7
Consumo eléctrico (kW)	8,36	- (*)
Tubería de refrigerante (líquido-gas)	1/2"-7/8"	1/4"-1/2"
Refrigerante R410A		

(*)El consumo eléctrico de la unidad exterior está tomado ya en combinación de las unidades interiores FDT.



Ilustración 7.17. Unidad exterior e interior Multi-Split Sala de Ventas

ZONA 5

Para la situación de la zona 5 se escogerá una unidad exterior que alimenta a dos interiores colocadas cada una de ellas en la sala correspondiente.

Tabla 7.5. Potencias asignadas a unidades Zona 5

Zona	Pot. ud. exterior (kW)	Nº ud. interiores	Pot. ud. interior (kW)
Zona 5	5,7	2	2,85

Por otra parte, para la climatización de la sala de descanso y oficina, se propone una unidad exterior Multi-Split 2x1 de la misma casa con modelo SCM 40 ZM Inverter, alimentando a dos unidades interiores: una tipo Split cassette de techo FDTC 25 VF en la oficina y otro Split de pared SRF 25 ZMX para la sala de descanso, manteniendo la disposición de los equipos actuales.

Las características principales de cada unidad se muestran a continuación.

Tabla 7.6. Características unidades ZONA 5 Multi-Split

	Ud. Exterior	Ud. Interiores	
	SCM 40 ZM	FDTC 25 VF	SRF 25 ZMX
Capacidad frigorífica (kW)	4	2,5	2,5
Capacidad calorífica (kW)	4,5	3,4	3,4
Tubería de refrigerante (líquido-gas)	1/4"-3/8"	1/4"-3/8"	1/4"-3/8"
Refrigerante R410A			



Ilustración 7.18. Unidad exterior e interiores Multi-Split Zona 5. Fuente Catálogo MHI

Tabla 7.7. Resumen unidades Multi-Split

	Unidad	Modelo	Cantidad
Sala de ventas	Exterior	FDC250VSA	4
	Interior	FDT60VF	16
Oficina-Sala	Exterior	SCM 40 ZM	1
Oficina	Interior	FDTC 25 VF	1
Sala de descanso	Interior	SRF 25 ZMX	1

7.3.2 RED DE CONEXIÓN

La conexión de las unidades exteriores con las interiores se realiza por medio de tuberías de cobre, diseñadas con el diámetro oportuno según las máquinas elegidas.

Excepto para las tuberías de gas de la unidad FDC250VSA que serán asiladas en el momento de la obra, el resto de las tuberías se encuentran ya recubiertas de espuma de polietileno reticulado, cumpliendo con la norma UNE EN-12735-1.

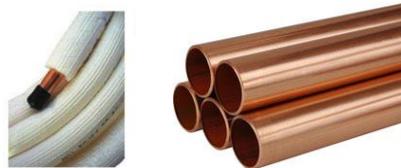


Ilustración 7.19. Tubería de cobre. Fuente Catálogo PECOMARK

Las tuberías de 7/8” y 1/2” de la máquina FDC250VSA van debidamente aisladas exteriormente con Armaflex XG, un aislamiento térmico flexible con elevado factor de resistencia a la difusión del vapor de agua y baja conductividad térmica (0,036W/mk a 10°C), lo que permite mantener el gas en las condiciones apropiadas de temperatura en el circuito.

7.3.3 OTROS MATERIALES

Para la distribución del gas en las diferentes unidades, la tubería que sale de la unidad exterior deberá derivar en cuatro ramales independientes, alimentando a cada una de los equipos terminales. Para ello será necesario instalar distribuidores.

En las zonas 1,2,3 y 4, la unidad FDC250VSA presenta las siguientes combinaciones, correspondiendo la señalada a la configuración presente en esta instalación (dos pares de unidades “gemelas”), por lo que los elementos distribuidores serán de los tipos DIS-WA1 y uno DIS-WB1 en cada uno de los cuatro sistemas independientes.

 <p>FDC250VSA</p>	Twin	125 + 125	DIS-WB1
	Triple	60 + 60 + 125*	DIS-WA1 x 1 set - DIS-WB1 x 1 set
	Triple	71 + 71 + 100*	DIS-WA1 x 1 set - DIS-WB1 x 1 set
	Doble Twin	60 + 60 + 60 + 60	DIS-WA1 x 2 set - DIS-WB1 x 1 set

Ilustración 7.20. Selección de distribuidores. Fuente Catálogo MHI

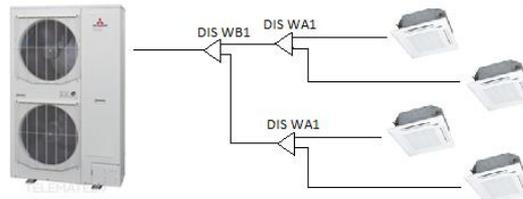


Ilustración 7.1. Colocación distribuidores. Fuente Catálogo MHI

Para la zona 5, la unidad cuenta con dos salidas de conductos, una para cada unidad interior, por lo que no es necesaria la instalación de distribuidores, quedando las unidades interiores conectadas en paralelo.

7.3.4 CONTROL DE LA INSTALACIÓN

De acuerdo a la IT 1.2.4.3.1 “Control De las instalaciones de climatización” del RITE, donde se establecen las generalidades en cuanto al control de instalaciones de climatización y calefacción, se requiere la necesidad de instalación de aparatos de control automático con la finalidad de mantener en las zonas tratadas las condiciones establecidas para el tratamiento de aire, contemplando las variaciones de carga durante las estaciones y horas del día.

Por ello, para cumplir con un correcto y eficiente funcionamiento de la instalación, es imprescindible involucrar los sistemas de control en la misma.

Para esto, en las zonas descritas el sistema de control se llevará a cabo con un mando por cable RC-EX 1A, cuyas características se recogen en el Anexo A. *Presupuesto y Mediciones.*



Ilustración 0.1. Mando de control RC-EX 1A. Fuente Catálogo MHI

7.4 VRV (Volumen de Refrigerante Variable)

Este sistema es de igual funcionamiento al Multi-Split descrito, pero con la diferencia que se trata de un sistema centralizado, es decir, con una unidad exterior y varias interiores permitiendo poder variar el caudal de refrigerante basándose en el funcionamiento de un sistema inverter.

En los sistemas de caudal de refrigerante variable, de la unidad exterior salen únicamente dos tuberías, que hacen que se conecten todas las unidades interiores en serie. Esta disposición hace que la inversión inicial en cuanto al uso e instalación de los elementos del circuito se vea reducida.

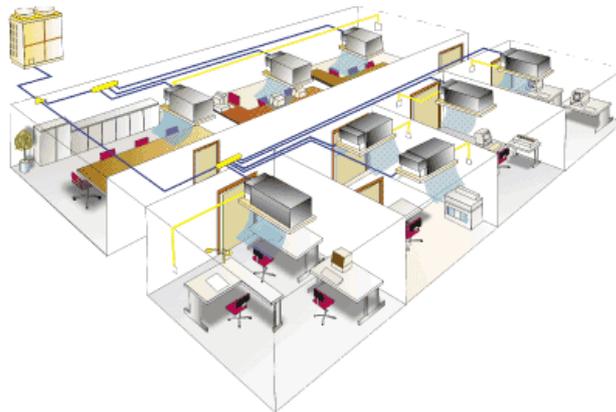


Ilustración 0.2. Esquema VRV

7.4.1 UNIDAD EXTERIOR Y TERMINALES

En este caso, dado que las unidades exteriores VRV admiten unas longitudes de tuberías de refrigerante mucho mayores que para el caso del Multi-Split, bastará con la instalación de una única unidad exterior. Por ello, no se hará distribución por zonas, sino que las unidades terminales irán en el mismo lugar que en el caso anterior, siendo alimentada por la bomba de calor que se colocará en el emplazamiento donde se encuentra la enfriadora actual.

La unidad seleccionada teniendo en cuenta las necesidades térmicas es la de FDC 850 KXZE1 de la gama de Mitsubishi Heavy Industries. Se trata de un sistema con combinación de dos unidades FDC400KXZE1 conectadas mediante una línea de refrigerante y que alimentan a un total de 18 unidades interiores: 17 Split de techo de las cuales 16 son FDT 56 KXE6 y una FDT 28 KXE6; y un Split de pared FDFW 28 KXE6 para la sala de descanso.



Ilustración 0.3. Unidad exterior e interiores VRV

Cada unidad interior consta de una válvula solenoide y de expansión electrónica, que permite abrir y ajustar el flujo de refrigerante.

Comprobando las diferencias de temperaturas entre la ambiente y la fijada de funcionamiento de las unidades interiores (temperatura de consigna), se ajusta la velocidad del compresor y el nivel de presión, logrando hasta un 34% menor de consumo de energía.

Tabla 0.1. Características unidades VRV

	Ud. Exterior	Ud. Interiores		
	FDC 850 KXZE1	FDT 56 KXE6	FDT 28 KXE6	FDFW 28 KXE6
Capacidad frigorífica (kW)	85	5,6	2,8	2,8
Capacidad calorífica (kW)	95	6,6	3,2	3,2
Tubería refrigerante (líquido-gas)	5/8"-3/8"	1/4"-1/2"	1/4"-3/8"	1/4"-3/8"
Refrigerante R410A				

7.4.2 RED DE CONEXIÓN

De los equipos productores parte una red de tuberías que distribuye el refrigerante por cada una de las unidades interiores.

Los circuitos de refrigerante se realizarán con tubo de cobre duro estirado según la norma UNE-EN 12735-1 y los espesores serán los necesarios para soportar las presiones de trabajo y pruebas que marque el fabricante de los equipos.

Las tuberías deberán estar aisladas térmicamente en toda la instalación para evitar consumos energéticos elevados y conseguir que el fluido llegue a las condiciones adecuadas a las unidades interiores, de lo contrario podría no conseguirse una climatización óptima para el local.

El aislamiento de la tubería de cobre se lleva a cabo mediante Armaflex con espesor adecuado según la IT 1.2.4.2 del RITE.

La longitud de las tuberías, así como del correspondiente aislamiento se ha establecido con la medición de la distancia comprendida entre la unidad exterior e interiores, recogidas en el Anexo de Presupuesto y Mediciones.

7.4.3 OTROS MATERIALES

Al igual que para la instalación Multi-Split, es necesario la colocación de distribuidores para dirigir el refrigerante hacia las distintas unidades interiores. En este caso se utilizarán 4 distribuidores HEAD6-180-1G, con 6 salidas, de las cuales 4 serán las que comuniquen con las unidades interiores, las otras 2 serán cerradas mediante un tapón; y otros modelos recogidos en el *Anexo A Presupuesto y Mediciones*, que sirven de intermediarios entre este distribuidor y las tuberías de salida de la bomba de calor.

7.4.4 CONTROL

La instalación será controlada a través de un control central SC-SL2NA-E que atenderá a las necesidades de la sala de ventas, haciendo que las unidades instaladas en la misma funcionen simultáneamente, dirigiendo el funcionamiento de las 16 unidades interiores Split de techo; y de dos controles remotos RC-EX1 para cada uno de los equipos de la sala de descanso y oficina.



Ilustración 0.4. Control central y remoto. Fuente Tarifa MHI

7.5 REFRIGERANTE 410A

El Reglamento 1005/2009 sobre sustancias que agotan la capa de ozono, estableció, en 2015, la eliminación progresiva y total del refrigerante R-22.

Este refrigerante era muy utilizado en equipos de refrigeración y aire acondicionado, pero dado que pertenece al grupo de los hidrofluorocarbonos, conocidos como HCFC (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro), los cuales dañan gravemente la capa de ozono, se ha procedido a su extinción.

De esta manera nacieron otros refrigerantes capaces de sustituir al mismo, ofreciendo características de funcionamiento similares, pero con un porcentaje de cloro nulo. Uno de ellos es el R-410A, que, a pesar de tratarse de una mezcla azeotrópica formada por 50% de HFC-32 (difluorometano) y 50% de HFC-125 (pentafluoroetano), ambos hidrofluorocarbonos pero sin potencial destructor del ozono dado que no contienen cloro, se comporta como un refrigerante de un único componente, con un deslizamiento de temperatura inferior a los 0,3°C.

7.5.1.1 R-22 Y R-410A

Además de surgir como alternativa al R-22, este nuevo refrigerante ofrece mayores eficiencias en las unidades optimizadas para su uso, alcanzando hasta un 7% de coeficiente de eficiencia energética mayor al del R-22.

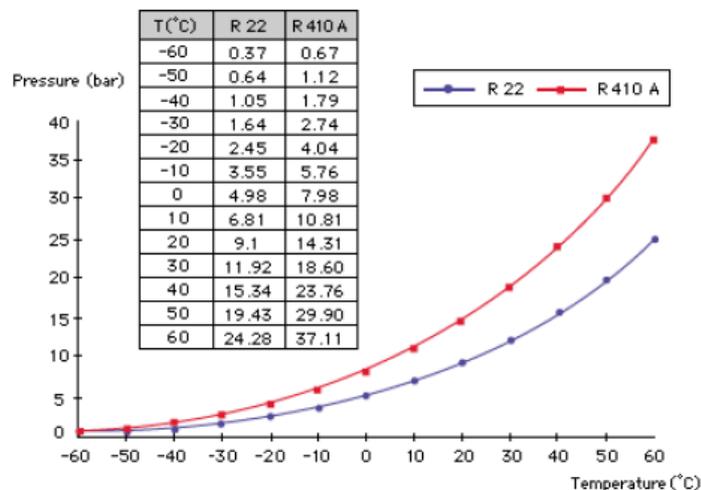


Ilustración 0.5. Gráfica comparativa t^a /presión R-22 - R-410A. Fuente Ficha técnica R410A

Como se puede observar, el R-410A trabaja a presiones más elevadas para una misma temperatura que el R-22, por lo que se han fabricado nuevos compresores, que pueden funcionar más enfriados reduciendo el riesgo de que este se estropee por sobrecalentamiento.

A las diferencias entre ambos fluidos, hay que añadir que el R-410A utiliza aceite sintético para la lubricación de los compresores, mientras que el R-22 lo hace con aceite mineral. La ventaja de esta nueva combinación se debe a que el aceite sintético es más soluble con dicho refrigerante, lo que implica una mejor lubricación y menor desgaste del compresor.

7.5.1.2 PROPIEDADES TÉCNICAS

Las propiedades de este nuevo refrigerante se muestran a continuación.

Tabla 0.2. Propiedades físicas del R-410A

PROPIEDADES FÍSICAS	R-410A
Peso molecular	72,6 g/mol
Temperatura ebullición (a 1 atm)	-51,58 °C
Deslizamiento temperatura de ebullición (a 1 atm)	0,1 K
Temperatura crítica	72,13 °C
Presión crítica	49,26 bar (abs)
Densidad crítica	488,9 kg/m ³
Densidad del líquido (25 °C)	1062 kg/m ³
Densidad del vapor saturado (25 °C)	4,12 kg/m ³
Presión del vapor (25 °C)	16,5 bar (abs)
Calor de vaporización a punto de ebullición	276 kJ/kg
Calor específico del líquido (25 °C)	1,84 kJ/kg K
Calor específico del vapor (25 °C)	0,83 kJ/kg K
Conductibilidad térmica del líquido (25 °C)	0,088 W/mK
Conductibilidad térmica del vapor (25 °C)	0,013 W/mK
Solubilidad con el agua (25 °C)	Despreciable
Límite de inflamabilidad	Ninguno
PCA (GWP)	2088
Grupo	L1
Grupo seguridad	A1/A1

7.5.1.3 TOXICIDAD

A pesar de clasificarse como un refrigerante de alta seguridad (A1/A1), en contacto con un punto o llama caliente puede descomponerse dando lugar a ácido fluorhídrico y otros productos como el COF₂ altamente tóxicos y corrosivos, produciendo un olor muy irritante.

La fuga de este producto a presión atmosférica genera una rápida evaporación, y los vapores, al ser más pesados que el aire, quedan acumulados en las partes inferiores de los locales, desplazándolo y pudiendo llegar a producir asfixia, por lo que se deberá llevar a cabo una ventilación de la zona afectada.

7.5.1.4 CÁLCULO CANTIDAD DE GAS ADMISIBLE SEGÚN LA NORMATIVA

A pesar de que el RITE no recoge ninguna especificación de seguridad en cuanto al diseño de tuberías en una instalación de expansión directa, sino que la disposición de estas simplemente deben cumplir la norma UNE-EN-12735, es necesario considerar el nivel de toxicidad del refrigerante para establecer un nivel de seguridad en las zonas por donde podrían producirse fugas.

El límite de concentración para el R410A se encuentra en $0,44 \text{ kg/m}^3$ y, como se ha descrito, a pesar de no ser un refrigerante tóxico, por tener mayor densidad que el aire, acabarán por ocupar las partes inferiores de los centros de ocupación.

Para evitar esto, se toma el volumen de la habitación más pequeña de la planta acondicionada y se multiplica por el valor del límite de concentración, obteniendo la carga máxima admisible.

SISTEMA MULTI-SPLIT

Dado que el sistema Multi-Split cuenta con cuatro unidades para la sala de ventas y una para climatizar la oficina y la sala de descanso, se estudiará la carga máxima en ambos casos, considerando en este último el volumen del local más pequeño, la oficina con $157,5 \text{ m}^3$.

- Sala de ventas. La máquina FDC250VSA tiene una carga de refrigerante de 7,2 kg. Considerando que han sido instaladas cuatro unidades, el caudal global es de 28,8 kg. Con un volumen de 1023 m^3 , la carga máxima resultante es 450 kg, muy por encima del caudal de la instalación.

$$\text{Carga máxima} = 1023 \text{ m}^3 \cdot 0,44 \text{ kg/m}^3 = 450 \text{ kg}$$

- Oficina. Considerando los 2kg de carga de refrigerante de la unidad SCM 40 ZM, esta instalación estaría fuera de peligro por superar sobradamente el valor de la carga máxima.

$$\text{Carga máxima} = 157,5 \text{ m}^3 \cdot 0,44 \text{ kg/m}^3 = 69,3 \text{ kg}$$

SISTEMA VRV

Es en este sistema donde hay que tener especialmente cuidado en el ámbito relacionado con las fugas de refrigerante, ya que en los Multi-Split, por contar con varias unidades exteriores, la carga de refrigerante es mucho menor que si se trata de un único equipo compacto.

Según la hoja de características técnicas de la máquina FDC 850 KXZE1, esta tiene una carga de refrigerante de 23 kg. El valor de la carga máxima admisible es el mismo que el calculado en la sala de oficinas del caso anterior, cumpliéndose que $23 < 69,3 \text{ kg}$, lo que no habría peligro de asfixia en el local.

8 COMPARATIVA DE ACTUACIONES

De entre las actuaciones descritas, a continuación se estudia la viabilidad de llevar a cabo cada una de ellas, teniendo en cuenta tanto el rendimiento que ofrece cada tecnología, como el gasto que puede suponer su instalación y mantenimiento. Así como la consideración de implicaciones ambientales que su funcionamiento supone.

8.1 COMPARACIÓN ENERGÉTICA Y ECONÓMICA

8.1.1 VALORACIÓN ENERGÉTICA

Para la valoración energética se han tomado los datos de la potencia absorbida por cada unidad interior y exterior en cada uno de los sistemas.

Para el caso de las bombas de calor aire-agua, las unidades interiores tienen la misma potencia consumida dado que la instalación de fancoils se mantendría en las mismas condiciones en las que se encuentra actualmente, por lo que el consumo de los mismos sería igual para los dos casos.

Tabla 8.1. Resumen potencias eléctricas de los sistemas

	1 Bomba	2 bombas	Multi-Split	VRV
Pot a bs. Uds. Exteriores (kW)	54	52,4	35,33	23,19
Pota bs Uds. Interiores (kW)	1,26	1,26	0 (*)	0,69
Total (kW)	55,26	53,66	35,33	23,88

(*) para el caso particular del sistema Multi-Split, las unidades interiores están asignadas con una potencia nula debido a que en las fichas técnicas su consumo aparece incluido ya en las unidades exteriores, no porque estas no tengan consumo eléctrico.

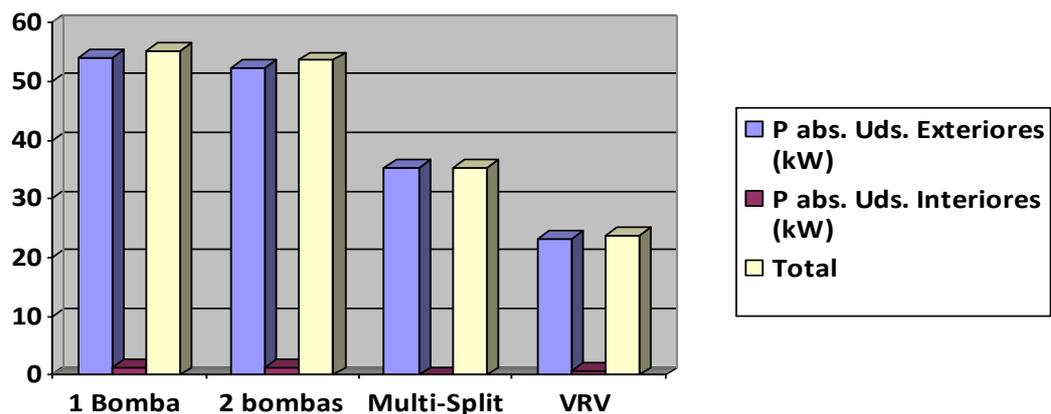


Ilustración 8.1. Comparativa de potencias eléctricas de los sistemas

A partir de estos datos se puede ver como la diferencia entre la potencia consumida por las bombas de calor aire-agua, que se han propuesto para la sustitución de la actual, es mínima. Por lo que a efectos de potencia consumida sería el mismo impacto para cualquiera de las dos opciones.

Sin embargo, podemos ver como este valor cae bruscamente en los sistemas Multi-Split y VRV. Así, el primero presenta una potencia consumida de un 36% menos de potencia consumida con respecto al sistema implementado con las bombas de calor aire-agua y el VRV llega hasta a reducir su potencia a más de la mitad, siendo un 56,8% menos que estos sistemas.

Por lo tanto, de todos los sistemas estudiados, el sistema VRV es el que menor potencia consume, con un ahorro del 32,4% con respecto a la potencia consumida por el Multi-Split. Esto se debe a la tecnología desarrollada por el mismo, ya que, aunque el sistema Multi-Split utilice también la tecnología inverter, los sistemas variables de refrigerante permiten variar la frecuencia del compresor en un rango mucho más amplio que los sistemas autónomos, con lo que se consigue una mejor adaptación de la carga de refrigerante tratada con la demandada según las necesidades del local.

En comparación a las bombas de calor, tanto el sistema Multi-Split como el VRV, con el alcance de esta tecnología, se consigue eliminar la potencia empleada en los arranques y paradas de compresor por fluctuaciones constantes de temperatura, lo que los hacen óptimos para locales comerciales donde las necesidades térmicas se consideran bastante variables.

8.1.2 VALORACIÓN ECONÓMICA

Teniendo en cuenta los costes de la maquinaria así como de los demás elementos propios de cada instalación que se han ido describiendo (recogidos detalladamente en el Anexo de Presupuesto), así como la mano de obra y otras consideraciones, como la carga de gas en los sistemas de expansión directa y el impuesto de gases correspondiente al R410A, se realizará una comparación con la inversión inicial estimada.

Tabla 8.2. Resumen inversiones de los sistemas

	1 Bomba	2 Bombas	Multi-Split	VRV
Inversión maquinaria (€)	18057,35	20318,06	46554	62258
Inversión instalación (€)	1416	1658,8	11326,9	11057,35
Impuesto de Gases (€)	0	0	521,4	599,61
Inversión mano de obra (€)	2940	3040	5600	5800
Total (€)	22413,35	25016,86	64002,3	79714,96

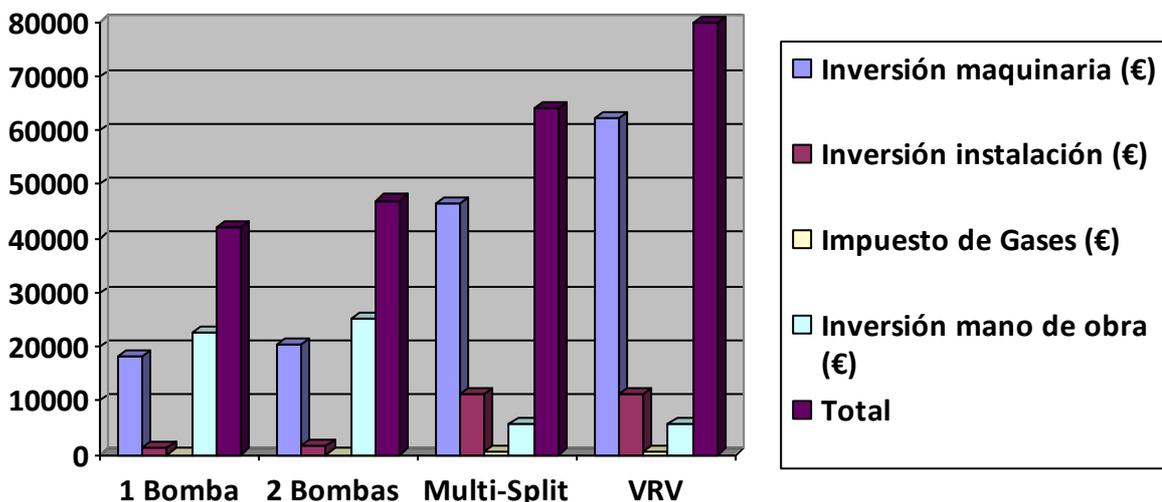


Ilustración 8.2. Comparativa de inversión en los sistemas

El bajo coste en el caso de los dos primeros casos, se debe a que, para la sustitución de las bombas de calor aire-agua, el material empleado es mínimo, pues las unidades interiores son las ya existentes, sin modificar la distribución ni los conductos interiores, por lo que la inversión viene marcada casi exclusivamente por el valor económico de los equipos de bomba de calor, siendo la inversión en la instalación mínima. De entre estas dos opciones, como es de esperar, es la sustitución con las dos unidades la que presenta mayor coste, con un 10,8% más respecto a la primera inversión.

Sin embargo, a pesar de que el sistema Multi-Split abarca todo el coste de las unidades interiores, exteriores y conexión entre ellas, solamente presenta un 26,5% más que para el caso de la sustitución de la bomba.

Por otra parte, teniendo en cuenta que la inversión inicial en los sistemas partidos es bastante menor que en los compactos junto a las tecnologías que ofrece el sistema variable de refrigerante, este presenta un coste del 19,7% mayor.

En estos dos últimos casos tenemos un nuevo coste, que es, tanto la carga de gas refrigerante en el circuito, como el impuesto establecido al mismo según el Real Decreto 1042/2013, del 27 de diciembre, *“por el que se aprueba el Reglamento del Impuesto sobre los Gases Fluorados de Efecto Invernadero”*, que se refleja en un 0,8% en el caso del sistema Multi-Split y un 0,75% más en la inversión total de la actuación.

Siguiendo con la comparación de los sistemas de expansión directa, se observa que la instalación en el sistema VRV es un 2,38% más barata que en el Multi-Split, ya que se utiliza menos tubería por tener el equipo más centralizado, del cual salen dos tuberías que reparten el fluido a las unidades interiores mediante distribuidores, ramificando la instalación. Por otra parte, el coste en control por mandos, número de distribuidores y elementos de tubería como curvas, hacen que la diferencia entre ambos sistemas acabe siendo mínima.

8.1.3 ESTUDIO AHORRO ENERGÉTICO-ECONÓMICO ANUAL

Teniendo en cuenta que el local tiene un horario de funcionamiento diario de 10h y que está operativo una media de 250 días al año, se han obtenido los consumos eléctricos producto de estos valores junto con la potencia absorbida por las máquinas de cada sistema.

Tabla 8.3. Consumos eléctricos anuales en los sistemas

	1 Bomba	2 Bombas	Multi-Split	VRV
Consumo eléctrico (kWh/año)	164160	159296	107403,2	70497,6

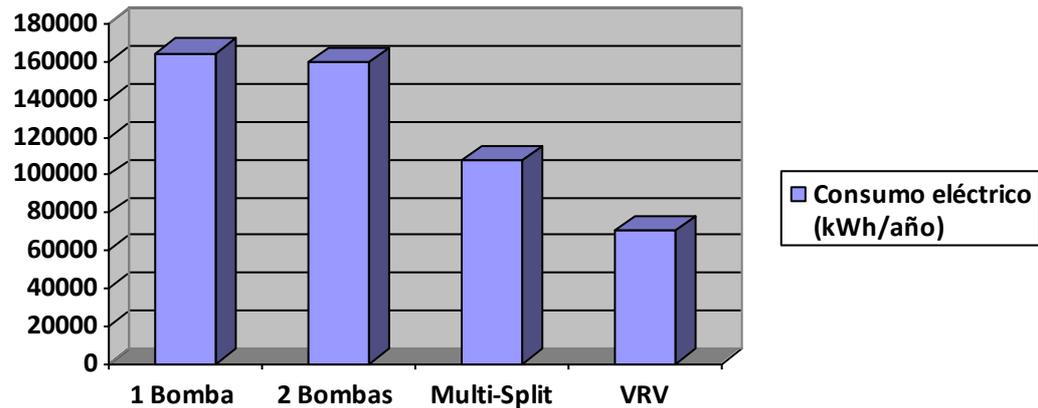


Ilustración 8.3. Comparativa de consumo eléctrico anual en los sistemas

Las bombas de calor tienen un consumo eléctrico bastante elevado. Esto se debe a que en los sistemas de expansión directa los elementos en los que principalmente se centra el consumo de energía son los compresores y ventiladores, sin embargo en estas unidades hay que sumar el gasto producido por el módulo hidráulico, que consta de una bomba de agua que impulsa el fluido por todo el sistema, innecesaria en el anterior caso por ser el mismo compresor el que aporta la energía suficiente al fluido para que este pueda ser transportado por todo el ciclo.

Además de esto, los sistemas de expansión directa estudiados, por estar equipados con compresores inverter, eliminan el consumo de la puesta en marcha continua de los compresores, que conlleva a una gran carga en el consumo de energía eléctrica.

El sistema VRV, por ser el que tiene una potencia absorbida menor, le corresponde un consumo eléctrico proporcionalmente más bajo, reduciéndose a la mitad que con la instalación de las bombas y hasta un 34% menos en comparación con el Multi-Split.

Esta reducción, se traduce en un menor coste en energía eléctrica anual, que, considerando el coste de la energía de 0,15 €/kWh, se obtiene el coste anual eléctrico.

Tabla 8.4. Costes eléctricos anuales de los sistemas

	1 Bomba	2 Bombas	Multi-Split	VRV
Coste eléctrico anual (€)	16416	15929,6	10740,32	7049,76

A continuación se muestra un estudio comparativo entre los costes de funcionamiento y de inversión para cada sistema, en el que queda representado la inversión total, resultante de la suma de la inversión inicial junto con el coste de energía anual, suponiendo un IPC anual del 1,2% en lo que supone el incremento de la energía eléctrica anual.

Tabla 8.5. Estudio de amortización de los sistemas

	1 Bomba		2 Bombas		Multi-Split		VRV	
	Costes energía (€/año)	Inversión total (€)						
Invers		22413,55		25016,9		64002,3		79715
1	24624	47037,55	23894,4	48911,3	16110,5	80112,8	10574,6	90289,6
2	24919,5	71957,04	24181,1	73092,4	16303,8	96416,6	10701,5	100991
3	25218,5	97175,56	24471,3	97563,7	16499,5	112916	10830	111821
4	25521,1	122696,7	24765	122329	16697,4	129613	10959,9	122781
5	25827,4	148524,1	25062,1	147391	16897,8	146511	11091,4	133872
6	26137,3	174661,4	25362,9	172754	17100,6	163612	11224,5	145097
7	26451	201112,4	25667,2	198421	17305,8	180918	11359,2	156456
8	26768,4	227880,8	25975,2	224396	17513,5	198431	11495,5	167952
9	27089,6	254970,4	26287	250683	17723,6	216155	11633,5	179585
10	27414,7	282385,1	26602,4	277286	17936,3	234091	11773,1	191358
11	27743,7	310128,7	26921,6	304207	18151,5	252243	11914,4	203273
12	28076,6	338205,3	27244,7	331452	18369,4	270612	12057,3	215330

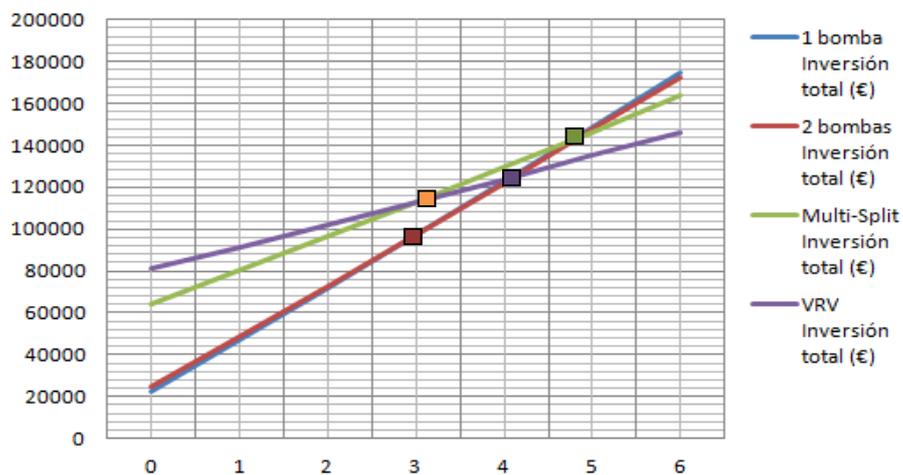


Ilustración 8.4. Comparación de amortización entre los sistemas

Si comparamos los sistemas, vemos que, respecto a la opción de sustitución con una bomba, que es la que menos inversión inicial supone, los sistemas de expansión directa quedarían amortizados en los 4 o 6 primeros años, a partir de ese momento, estos saldrían más rentables.

En el caso de la instalación de las dos bombas, sería a partir de los 5 años cuando se podría empezar a observar un ahorro económico.

Por ello, saldría más rentable decantarse por los sistemas de expansión directa frente a los de las bombas aire agua.

Centrándonos en estos, a pesar de que el sistema VRV tiene una mayor inversión, este quedaría amortizado con respecto al Multi-Split solamente con 3 años desde su puesta en marcha, disminuyendo el coste energético anual a partir de ese momento, por lo tanto este será la propuesta de sistema más favorable para este caso de instalación.

8.2 COMPARATIVA MEDIOAMBIENTAL

El consumo de energía eléctrica de los equipos se ve relacionada directamente con las emisiones producidas por la misma.

Tabla 8.6. Contaminación por energía eléctrica de cada sistema

	1 Bomba	2 Bombas	Multi-Split	VRV
Contaminación (kg CO ₂ /año)	23,34735	22,67135	14,926925	10,0893

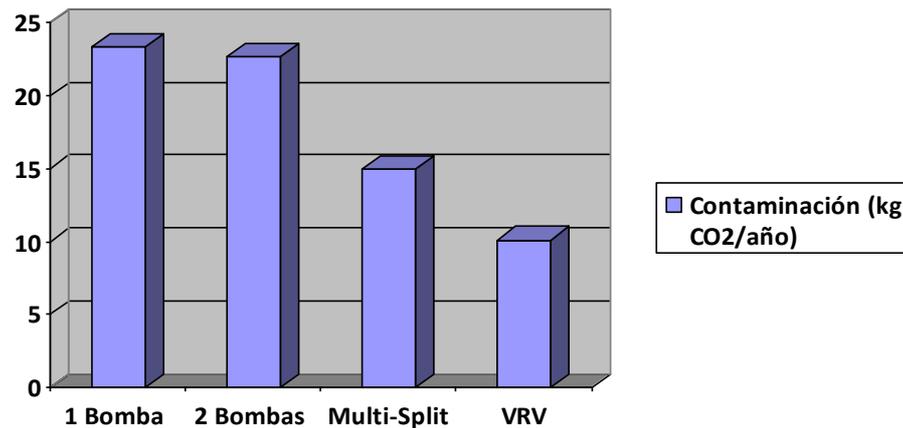


Ilustración 8.5. Comparativa de contaminación por energía eléctrica de cada sistema

A pesar de que, debido a que requieren menor potencia para su funcionamiento, los sistemas de expansión directa tienen la principal desventaja de que utilizan fluido refrigerante R410A en todo el circuito, que, a pesar de ser un gas libre de cloro, tiene un PCA de 2088.

Este aspecto es necesario considerarlo sobre todo en las instalaciones con sistemas VRV, ya que la cantidad de refrigerante que podría ser expulsado en caso de fuga es mucho mayor que en los Multi-Split, los cuales, por tratarse de equipos con poca capacidad para la conexión de unidades interiores, este gas podría ser desplazado llevando a cabo una adecuada renovación de aire.

9 SOLUCIÓN PROPUESTA

En vista al estudio de viabilidad realizado, el sistema que mejor plantea la sustitución de la bomba de calor actual es el de caudal de refrigerante variable.

Con la comparación con las demás soluciones la elección del mismo se debe a varias puntuaciones.

- Uso de la tecnología inverter. La tecnología inverter consigue reducir el consumo de las unidades notablemente, dado que se eliminan los parones y arranques que son rutinarios para el caso de los sistemas convencionales. De esta manera, la con la modulación de la velocidad del compresor se consigue controlar la presión del circuito, considerado como el parámetro más vulnerable del sistema.

De este modo, el compresor consigue mantener una presión constante en todo momento, por lo que, cuando la válvula de expansión de una unidad abre, la presión desciende y para su compensación, la velocidad del compresor aumenta y disminuyéndola si se trata del caso contrario.

Además, para el caso concreto de la unidad seleccionada, se cuenta con un compresor scroll multi descarga, el cual, mediante múltiples puertos de descarga de refrigerante, se consigue un mejor equilibrio de presiones, mejorando el funcionamiento para velocidades medias y así, una mayor eficiencia anual.



Ilustración 9.1. Compresor multi-puerto. Fuente Tarifa MHI

- Gran capacidad de regulación. Estas unidades compactas de caudal de refrigerante variable permiten poder trabajar entre amplios rangos de carga, siendo en este caso de entre el 50 y 130%. Este último porcentaje implica que se pueden conectar incluso unidades cuya suma de potencias sobrepase la de la unidad exterior, esto se debe al poder de regulación de caudal, como se ha explicado.

A pesar de esto, es necesario añadir que no será posible alimentar a todas las unidades interiores si estas sobrepasan la potencia nominal del equipo cuando estas trabajan a carga completa.

- Reducción de coste en la red de conexión. A diferencia de los pequeños equipos Multi-Split, de los que salen dos tuberías para cada unidad interior, quedando estas conectadas en paralelo, del sistema VRV salen únicamente dos tuberías que hacen que se conecten todas las unidades interiores en serie.

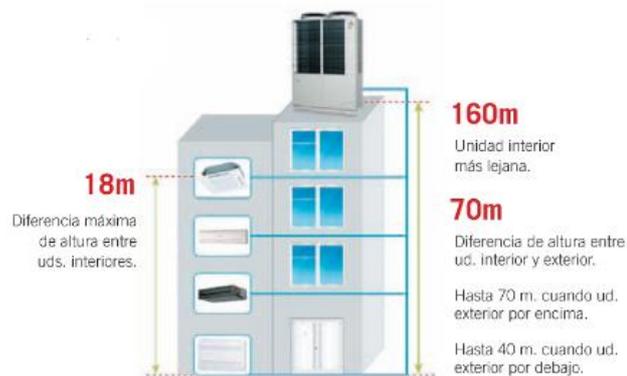


Ilustración 9.2. Longitud de tubería permitida. Fuente Tarifa MHI

- Gran flexibilidad de instalación. Además del amplio de unidades que se pueden conectar a una misma unidad, de 2 a 73 para el caso estudiado, la diferencia de distancia entre las unidades y de estas a la exterior es mucho mayor que en el caso de los sistemas Multi-Split Inverter.

Para detallar con exactitud los materiales utilizados en la actuación seleccionada, se recoge en el *Anexo B. Informe Actuación Final VRV* la maquinaria, tubería y pequeños accesorios utilizados en la instalación, así como el esquema eléctrico y frigorífico obtenido a través del programa e.solution del equipo de Mitsubishi Heavy Industries.

10 VENTILACIÓN

La ventilación es un apartado importante en cuanto al tratamiento del aire de un local. La problemática de esta radica en la pérdida térmica por la renovación con el aire exterior, por lo que se estudiará la posibilidad de instalación de sistemas de ventilación automáticos, los cuales permiten un intercambio óptimo de aire fresco, minimizando las pérdidas.

El aire exterior tiene que ser siempre filtrado antes de ser impulsado a las zonas de climatización. Por lo tanto, para mantener la calidad adecuada del aire es necesaria la implantación de un sistema de ventilación con equipamiento de filtros, para el que se considerará el nivel de contaminación del aire interior y exterior así como el tipo de local, clasificándose según la actividad desarrollada y el aforo permitido en el mismo.

10.1 AIRE DE EXTRACCIÓN E IMPULSIÓN

Según la norma UNE-EN 13779, por tratarse de un local comercial, el aire de extracción (ETA) y de impulsión (EHA) se considera como *ETA 1. Aire extraído con un nivel de contaminación bajo. "Aire de recintos en los que las principales fuentes de emisión son las estructuras y los materiales del edificio, y aire de los recintos ocupados, en los que las principales fuentes de emisión son el metabolismo humano y las estructuras y los materiales del edificio. Se excluyen los recintos en los que está permitido fumar."*

A esta clasificación de aire extraído le corresponde un *EHA 1. Aire descargado con un nivel de contaminación bajo.*

10.2 RECUPERACIÓN DE CALOR

10.2.1 CUMPLIMIENTO CON LA NORMATIVA

De acuerdo a la IT 1.2.4.5.2 "*Recuperación de calor del aire de extracción*", se establecen tres disposiciones que rigen el diseño de un circuito de ventilación:

- "*En los sistemas de climatización de los edificios en los que el caudal de aire expulsado al exterior, por medios mecánicos, sea superior a $0,5 \text{ m}^3/\text{s}$ se recuperará la energía del aire expulsado*".
- "*Sobre el lado del aire de extracción se instalará un aparato de enfriamiento adiabático*".
- "*Las eficiencias mínimas en calor sensible sobre el aire exterior (%) y las pérdidas de presión máximas (Pa) en función del caudal de aire exterior (m^3/s) y de las horas anuales de funcionamiento del sistema, deben ser como mínimo las indicadas en la tabla*".

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

Ilustración 10.1. Eficiencia de la recuperación de calor. Fuente RITE

Dado que en el presente estudio se estima un caudal de 1,32 m³/s, superior al establecido por el RITE, se propone la instalación de un equipo recuperador de calor.

De acuerdo con la tabla recogida en el documento, teniendo en cuenta que el edificio se estima conforma un total de 3000 horas de funcionamiento anual y con un caudal de 1,32 m³/s, los valores límites de eficiencia y pérdidas de presión son los siguientes:

- Eficiencia mínima en calor sensible sobre aire exterior 44%
- Pérdidas de presión máxima 140 Pa

10.2.2 UNIDAD RECUPERADORA

El equipo recuperador de calor consiste en un sistema de ventilación que permite, además de la renovación del aire, aprovechar la energía del ya tratado dentro de la sala, cediéndola al que será inyectado desde el exterior.

El elemento que permite la transmisión de calor es el intercambiador, formado por un conjunto de láminas por donde circula el aire impulsado del exterior y el extraído de la zona. Durante este proceso de intercambio, las dos corrientes de aire (exterior e interior) no se mezclan.

En este estudio se considerarán los intercambiadores de flujos cruzados, con los que se consiguen unas eficiencias de hasta el 70%. En ellos los flujos de aire se cruzan en el interior del intercambiador perpendicularmente.

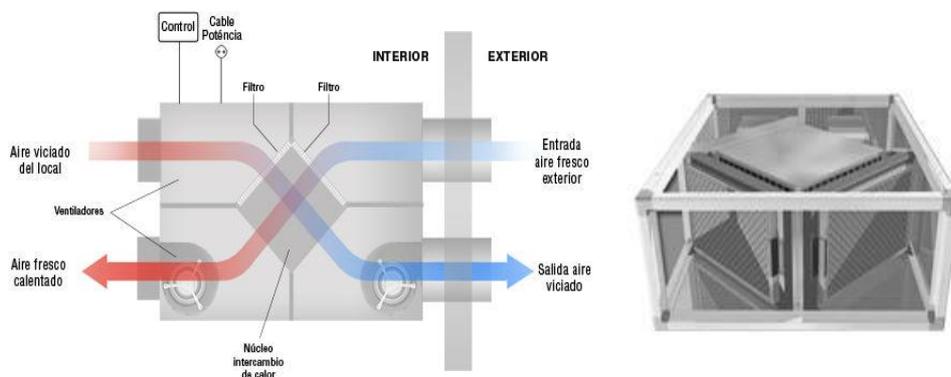


Ilustración 10.2. Circuito interno de un recuperador de calor. Fuente Tarifa S&P

Dentro de este porcentaje de eficiencia hay que destacar que su valor depende, obviamente, de las condiciones del aire tratado, determinando que:

- Cuanto mayor sea el caudal, menos será la eficiencia del equipo.
- Cuanto mayor sea la diferencia de temperaturas entre las corrientes de aire, mayor será la eficiencia.

Para la extracción del aire se cuenta con una red de conductos distribuida perimetralmente por el edificio. Constan de una serie de rejillas de extracción e impulsión que introducen el aire al edificio o lo extraen para ser tratado por la unidad recuperadora.

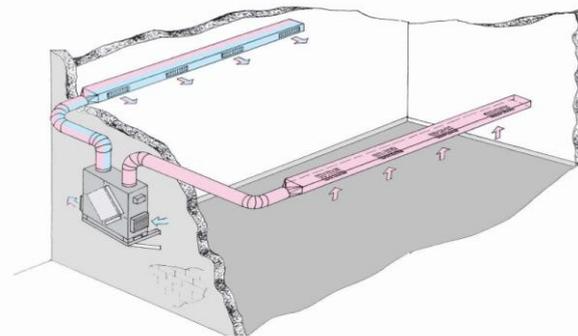


Ilustración 10.3. Esquema conductos de aire. Fuente Ciclos de refrigeración

10.2.3 FILTROS Y PREFILTROS DE AIRE

Siguiendo lo establecido en la norma UNE-EN 13779, para la instalación de los filtros de aire se tendrá en cuenta la calidad del aire exterior (ODA 1) para poder cumplir con las exigencias del aire interior.

Por tratarse de una calidad de aire interior IDA 3 y ODA 1 para el exterior, el filtro mínimo recomendado es el F7.

Calidad del aire exterior (véase el apartado 5.2.3)	Calidad del aire interior (véase el apartado 5.2.5)			
	IDA 1 (alta)	IDA 2 (media)	IDA 3 (moderada)	IDA 4 (baja)
ODA 1 (aire puro)	F9	F8	F7	F6
ODA 2 (polvo)	F7/F9	F6/F8	F6/F7	G4/F6
ODA 3 (gases)	F7/F9	F8	F7	F6
ODA 4 (polvo + gases)	F7/F9	F6/F8	F6/F7	G4/F6
ODA 5 (concentraciones muy altas)	F6/GF/F9*	F6/GF/F9*	F6/F7	G4/F6

Ilustración 10.4. Clases de filtros recomendados. Fuente Norma UNE-EN 13779

Tal y como se expone en la norma UNE-EN 13779, por tratarse de un filtro de clase F7, hay que poner especial cuidado en el tratamiento del aire. En este tipo de filtros será necesario un prefiltro en la entrada de la unidad de ventilación para reducir la concentración de partículas del aire que se impulsa desde el exterior al local, manteniendo el equipo de ventilación en buenas condiciones de limpieza y alargando la vida del segundo filtro.

Según la misma norma, esta protección se realizará con un filtro clase F6 o superior.

10.2.4 ENFRIAMIENTO ADIABÁTICO

Como se ha citado, según el RITE, es necesaria la instalación de un sistema de enfriamiento adiabático sobre el lado de extracción de aire.

Este sistema consiste en enfriar el aire que se extrae de la sala, antes de la unidad recuperadora, mediante la humectación de este, es decir, saturarlo mediante vapor de agua sin que esta ceda ni absorba calor. Así se consigue que el aire se introduzca en el recuperador más frío y húmedo, aumentando el gradiente de temperatura existente entre las corrientes.

Debido a que favorece el enfriamiento de la corriente introducida desde el exterior, este módulo será utilizado únicamente para las condiciones de verano.

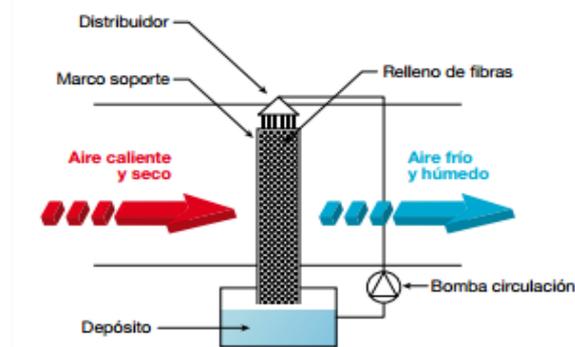


Ilustración 10.5. Módulo enfriamiento adiabático.
Fuente Tarifa S&P

10.3 DESCRIPCIÓN DE LA INSTALACIÓN

De acuerdo a lo anteriormente expuesto, la instalación de ventilación se divide principalmente en la selección de un recuperador de calor y rejillas de impulsión y extracción y en el diseño de conducciones.

10.3.1 PROPUESTAS DE INSTALACIÓN

Previamente a la descripción de las instalaciones, es necesario apuntar que existen cuatro soluciones posibles dependiendo de la solución para la instalación de climatización por la que se haya optado.

- Implementación del recuperador con batería de agua. Esta opción sería la propia en caso de optar la solución de sustitución con la(s) bomba(s) de calor aire-agua.

En este caso se propone el equipamiento del recuperador con una batería de agua, de manera que en las épocas de diferencias de temperaturas extremas, como sucede en invierno en la ubicación del emplazamiento (León), el aire de entrada, además de ser calentado en parte por el recuperador, consiga integrarse en la zona adecuando sus características a las necesidades térmicas bajo las que se encuentra el local a través de una batería de agua. Esta batería es alimentada por la red de tuberías existente, actuando como una unidad terminal más.

- Implementación del recuperador con batería de refrigerante. El principio de funcionamiento es el mismo que en el anterior, pero en este caso la batería se encuentra conectada a la línea de refrigerante, por lo que esta opción solamente sería posible en el caso de la solución con uno de los sistemas de expansión.
- Implementación del recuperador con batería eléctrica. Esta batería tiene la misma función que para los equipamientos ya descritos, pero en este caso la alimentación de la batería es eléctrica.

En cuanto a funcionalidad se refiere, es totalmente comparable con las baterías de agua y de refrigerante. Sin embargo, estamos hablando de sistemas con un COP y EER elevados, que identifican los equipos como tecnologías renovables, por lo que la incorporación de una batería eléctrica rompería con el criterio seguido hasta ahora, aumentando notablemente el consumo del sistema.

Además de esto, las baterías eléctricas son idóneas para locales donde se quiere realizar únicamente una instalación de ventilación, pero, una vez que se dispone de este tipo de sistemas de climatización, es recomendable aprovechar las líneas existentes.

- Instalación convencional de ventilación con recuperador de calor. Consiste simplemente en la instalación del recuperador junto con los elementos apropiados para el tratamiento de aire como son los filtros y el módulo de enfriamiento adiabático. Este sistema consta únicamente de dos conductos, de entrada y salida de aire, sin ningún tipo de incorporación de tuberías.

Las tres primeras opciones hacen principal hincapié en el bienestar y confort de los ocupantes, ya que se consigue adecuar el aire de ventilación antes de que este entre en la sala, a diferencia de la instalación convencional, donde la mezcla se consigue una vez inyectado el aire, aumentando el gradiente de temperaturas entre las zonas del local.

A continuación se exponen los equipos y elementos de la instalación de ventilación propuesta para el supermercado. Se ha descrito una instalación convencional de ventilación, estableciendo un sistema general, válido e independientemente de cuál sea la opción adoptada.

10.3.2 UNIDAD RECUPERADOR DE CALOR

La unidad de recuperación de calor convencional se selecciona conforme al caudal que este debe mover, siendo el mismo de $4721 \text{ m}^3/\text{h}$ ($1,32 \text{ m}^3/\text{h}$) como ya se ha expuesto anteriormente.

Teniendo en cuenta los recuperadores ofertados por la marca Salvador Escoda, se selecciona el recuperador de calor de modelo MU-RECO 4500, con las siguientes características en unas condiciones de temperatura de aire exterior de -5°C y aire interior 20°C .

Tabla 10.1. Características técnicas recuperador de calor

Modelo	MU-RECO 4500F7 S
Diámetro	450 mm
Alimentación eléctrica	400 V
Caudal máximo	4500 m ³ /h
Eficiencia	54%

Ilustración 10.6. Recuperador de Calor.
Fuente Tarifa Salvador Escoda

10.3.3 MÓDULOS

Conforme a lo comentado anteriormente, se colocará un módulo adiabático y una caja portafiltros, por lo que se dispondrá de un total de tres filtros, dos para la unidad propiamente recuperadora (una para la corriente exterior de aire y otra para la de extracción de la sala) y uno más para el módulo de prefiltro del exterior.

Ilustración 10.7. Módulo adiabático y caja portafiltros.
Fuente Tarifa Salvador Escoda

10.3.4 DISEÑO DE CONDUCTOS

El conducto seleccionado será de sección circular. Para conservar la velocidad del flujo de aire, es necesario que esta sección disminuya conforme se atraviesan las rejillas, dado que al reducir el caudal, si se conserva la sección de tubería, la velocidad se reducirá proporcionalmente, pudiendo no llegarse a repartir uniformemente a lo largo de la instalación.

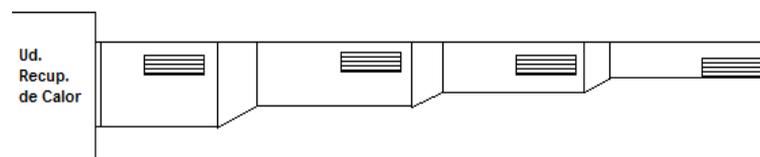


Ilustración 10.8. Esquema de conductos de aire

Para ello se procede primeramente al cálculo de la velocidad del flujo de aire teniendo en cuenta las características técnicas del recuperador (caudal de 4.500 m³/h y diámetro de 450 mm).

$$v \left(\frac{m}{s} \right) = \frac{Q \left(\frac{m^3}{s} \right)}{S(m^2)} = \frac{1,25m^3}{0,16m^2} = 7,81 \frac{m}{s}$$

Para que la difusión de aire no altere las condiciones de bienestar de los ocupantes, ya que la incidencia del aire es un aspecto importante en este ámbito, se seleccionarán un total de 14 rejillas, 7 para la línea de impulsión y 7 para la de extracción, consiguiendo un caudal de ventilación óptimo sin alterar el confort del ambiente.

Conforme a esto, el caudal de 1,25 m³/s se irá repartiendo a lo largo de las 7 aberturas en la conducción, disminuyendo a la razón de 0,177 m³/s por rejilla.

Para poder respetar este caudal, y manteniendo la velocidad del aire constante, la sección en cada tramo, suponiendo un espacio entre rejillas de 7m según la disposición del local, se obtienen los diámetros de conducto, adaptando los valores obtenidos a los comerciales, distribuidos por la marca Salvador Escoda.

Tabla 10.2. Resumen diámetro de conductos de aire

	Q (m ³ /s)	S (m ²)	D (mm)	D comercial (mm)
Tramo A-B	1,25	0,160	452	450
Tramo B-C	1,072	0,137	418	400
Tramo C-D	0,894	0,114	382	400
Tramo D-E	0,716	0,092	342	355
Tramo E-F	0,538	0,069	296	300
Tramo F-G	0,36	0,046	242	250
Tramo G-H	0,182	0,023	172	175

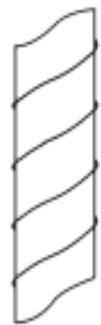


Ilustración 10.9. Tubo recto. Fuente Tarifa Salvador Escoda

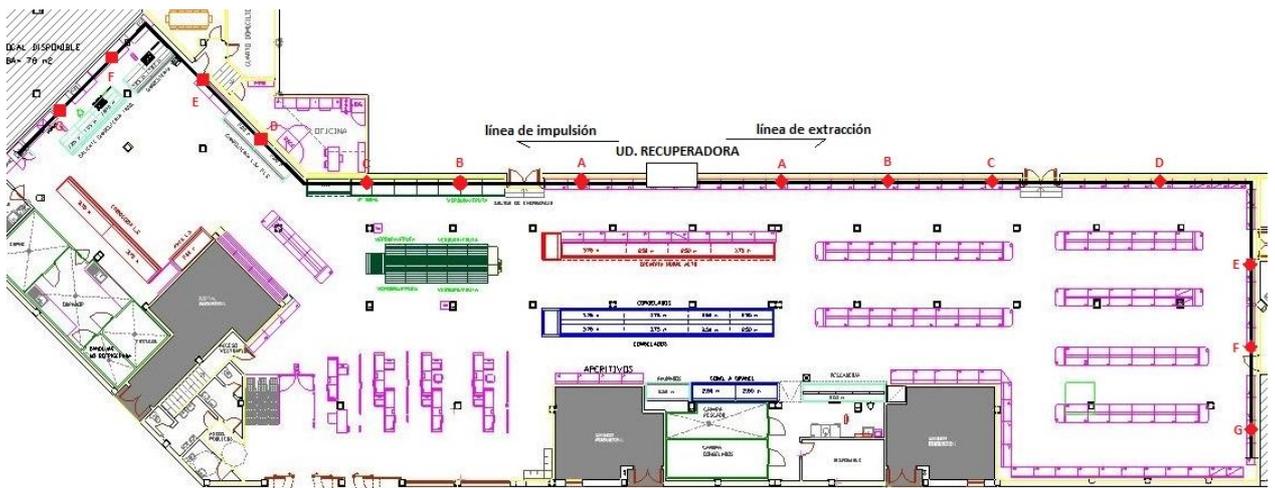


Ilustración 10.10. Esquema de tramos de línea de conducto

Dado que las conducciones se colocarán por el perímetro de la sala de ventas, estas constarán de un total de dos curvas de 90°, que coinciden con los tramos E-F en el lado de extracción y con el D-E en impulsión; y otro de 60° en el tramo B-C así como de las reducciones correspondientes entre los tramos consecutivos.

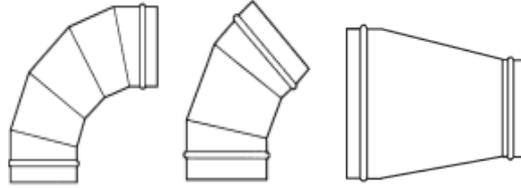


Ilustración 10.11. Codo de 90°, 60° y reducción concéntrica para conducción. Fuente Tarifa Salvador Escoda.

PEQUEÑO MATERIAL

A lo largo de las conducciones, para una fijación e unión de los tramos de manera segura, es necesaria la colocación de accesorios como manguitos y abrazaderas.

Los manguitos se colocarán con una frecuencia de 2m de conducción, y las abrazaderas de cada 3m, con lo que habrá un total de 3 manguitos y 2 abrazaderas por tramo, seleccionándolas con el mismo diámetro que el calculado para la conducción.

Además, para cerrar el conducto por sus extremos, se colocarán dos tapas en los mismos con el diámetro de 175 mm.

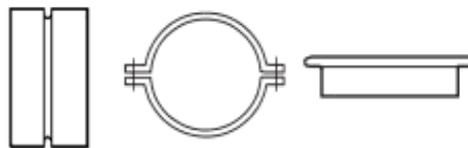


Ilustración 10.12. Pequeño material para conducciones de aire. Fuente Tarifa Salvador Escoda

10.3.5 REJILLAS

Para la selección de rejillas se considera, en primer caso, la sección del conducto. Dado que este es circular, se escogerán rejillas para conducto circular de Salvador Escoda, adecuadas según el diámetro de la conducción.

Por haber considerado el mismo caudal para todas ellas, 612 m³/h, las características serán idénticas, por lo que se considera un único modelo, rejillas CMC de doble deflexión.

cod. inicio ->	RM 58 601	Ø conducto	Lwa1=45 dB(A)
L x H	CMC	mm	m ³ /h
1000x75	44,33	150 - 400	645



Ilustración 10.13. Rejilla de retorno e impulsión. Fuente Tarifa Salvador Escoda

10.4 VALORACIÓN DEL LA UNIDAD RECUPERADORA

Para cuantificar el ahorro que proporcionaría la instalación de la unidad recuperadora en la instalación de ventilación, se tendrán en cuenta una serie de parámetros:

- Eficiencia de la unidad 54%
- Potencia absorbida por el motor de la unidad 2x0,75kW (2ventiladores)
- Caudal movido por la unidad 4500 m³/h

Conforme a estos valores se calculará primeramente la carga térmica que representa el caudal de ventilación. Por tratarse de un recuperador de calor sensible, se calculará solamente las necesidades térmicas en cuanto al calor sensible que imponen los 4500 m³/h que mueve el recuperador a partir de la siguiente fórmula, ya expuesta en el apartado 4. *Descripción del cálculo de la carga térmica.*

$$Q_a = (V \cdot \Delta T \cdot 0,29) / \left(\frac{0,86W}{\frac{kcal}{h}} \right)$$

Concepto	Volumen aire (m ³ /h)	CALEFACCIÓN		REFRIGERACIÓN	
		ΔT (°C)	Qsa (W)	ΔT (°C)	Qsa (W)
Ventilación	4500	28,8	43.702	7	9.135

A continuación se estudian los parámetros que quedan modificados con la instalación de la unidad recuperadora, cuantificándose el ahorro anual ofrecido por el mismo.

CARGA TÉRMICA APORTADA

Tomando como partida la suma aritmética de potencia global de calefacción y refrigeración, se calcula la carga térmica aportada por el recuperador de calor, para la que se considera la eficiencia del mismo, 54% (0,54).

$$Q_{rec} = 0,54 \cdot 52837 = 28532 \text{ W}$$

AHORRO ENERGÉTICO

Dado que el número de días laborables son 250, y que el local permanece abierto una media de 10h por se calcula la energía anual ahorrada.

$$E_{ahorrada} = 28532 \text{ W} \cdot 2500h = 71,3MW/h$$

AHORRO ECONÓMICO

A este ahorro energético viene asociado un ahorro económico resultante del producto del primero por el coste de la energía eléctrica tomando 0,15 €/kWh.

$$\text{Ahorro económico} = 71330\text{kWh} \cdot 0,15\text{€/kWh} = 10.700 \text{ €}$$

Este ahorro corresponde con el que costaría acondicionar el aire tratado por el recuperador. No obstante, este no corresponde con el ahorro económico anual, sino que es necesario tener en cuenta el consumo del equipo, que lo protagonizan los dos ventiladores con un motor de 0,75 kW cada uno de ellos.

$$\text{Coste funcionamiento} = 2 \cdot 0,75 \text{ kW} \cdot 2500\text{h} \cdot 0,15\text{€/kWh} = 563 \text{ €}$$

Con estos dos datos podemos calcular finalmente el ahorro anual obtenido con la instalación de la unidad recuperadora de calor.

$$\text{Ahorro final anual} = 10700\text{€} - 563\text{€} = 10.137\text{€}$$

Tal y como se recoge en el Anexo B. Presupuesto y Mediciones, el coste y equipamiento del recuperador en la instalación es de 5.020 €, por lo que el periodo de retorno simple será de:

$$\text{Periodo de retorno} = \frac{5.020}{10.137} \text{€} = 0,6 \text{ años}$$

Se concluye con esto que, con la instalación del recuperador MU-RECO 4500, se reducen los gastos en comparación con una instalación de ventilación convencional a razón de 10.137€ anuales.

Estos aparatos tienen una vida útil alrededor de 20 años, por lo que un periodo de retorno de medio año es un resultado muy favorable, lo que compensará notablemente su disposición.

11 LISTA DE REFERENCIAS

REFERENCIAS LEGISLATIVAS

- [1] *Documento Básico de Seguridad en caso de incendio (DB-SI)* del Código Técnico de la Edificación.
- [2] *Documento Básico de Ahorro de Energía (DB-HE)* del Código Técnico de la Edificación.
- [3] *Real Decreto 314/2006* de 17 de Marzo, por el que se aprueba el Código Técnico de la Edificación y los Documentos Básicos así como sus modificaciones posteriores.
- [4] *Reglamento de Instalaciones Térmicas en Edificios (RITE)* y sus Instrucciones Térmicas Complementarias, aprobadas por el Real Decreto 1027/2007 de 20 de Julio, así como la corrección de errores llevada a cabo en el B.O.E nº51 del jueves 28 de febrero del 2008.
- [5] *Real Decreto 235/2013*, de 5 de abril por el que se aprueba el procedimiento básico para la certificación de la eficiencia energética de los edificios.
- [6] *Reglamento Electrotécnico para Baja Tensión* (Decreto 842/2002 de 2 de agosto BOE Nº 224 de 18 de septiembre) y sus instrucciones técnicas complementarias.
- [7] *Real Decreto 795/2010*, de 16 de junio de 2010, por el que se regula la comercialización y manipulación de gases fluorados y equipos basados en los mismos, así como la certificación de los profesionales que los utilizan.
- [8] *Real Decreto 833/1975* del 6 de febrero por el que se desarrolla la ley 38/1972 del 22 de diciembre de Protección del Ambiente Atmosférico.
- [9] *Real Decreto 1244/1979* de 4 de abril Reglamento de Aparatos a Presión, y las I.T.C. correspondientes.
- [10] *Real Decreto 138/2011*, de 4 de febrero, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [11] AFEC (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización). La Bomba de Calor. Fundamentos, tecnología y casos prácticos.
- [12] AFEC (Asociación de Fabricantes de Equipos de Climatización). Impacto ambiental de la climatización.
- [13] ATECYR (Asociación Española de Climatización y Refrigeración). Acústica en las Instalaciones de Aire.
- [14] Bruno De Miranda Santos. Instalaciones Frigoríficas.

- [15] CARRIER. Fundamentos sobre Aire Acondicionado.
- [16] DANFOSS. Introducción a los conocimientos básicos de refrigeración.
- [17] Gerhard Lampe, Axel Pfeil, Rüdiger Schmittlutz, Mathias Tokarz. Instalaciones de Ventilación y Climatización en la Planificación de Obras.
- [18] IDAE. Guía técnica Ahorro y Recuperación de energía en instalaciones de climatización.
- [19] IDAE. Guía técnica condiciones climáticas exteriores de proyecto.
- [20] IDAE. Guía técnica de instalaciones de climatización con equipos autónomos
- [21] IDAE. Guía técnica instalaciones de climatización por agua.
- [22] INTARCON. Eficiencia y sostenibilidad de las instalaciones centralizadas de refrigeración y climatización en supermercados.
- [23] Marcombo S.A. Manual de aire acondicionado Carrier.

OTRAS REFERENCIAS

- [24] CARRIER tarifa
- [25] Rafael Silvera López. Ciclos de refrigeración
- [26] Google Earth
- [27] Google Maps
- [28] José Luis Camiña Martínez. Instalaciones térmicas y certificación energética.
- [29] MUNDO HVAC&R. Inversión Inteligente en Compresores.
- [30] MHI. Tarifa Caudal de Refrigerante Variable.
- [31] MHI. Tarifa Aire Acondicionado.
- [32] OVACEN. El recuperador de calor y el ahorro energético.
- [33] PECOMARK. Tarifa
- [34] SALVADOR ESCODA. Tarifa Ventilación y Acondicionamiento de Aire
- [35] S&P. Tarifa Recuperadores de Calor

ANEXO A

PRESUPUESTO Y MEDICIONES

Concepto	Uds.	Precio ud (€/ud)	Precio total (€)
SUSTITUCIÓN CON 1 BOMBA DE CALOR AIRE-AGUA			
UNIDAD EXTERIOR			
Unidad exterior EAR 1103 SM 4 HN			
Bomba de calor LENNOX Mod EAR 1103 SM 4 HN con capacidad de 107 kW en calor y 102 kW en frío. Aislamiento térmico por la parte superior de espuma plástica de 10 mm. 3 compresores scroll R410A y dos circuitos independientes.			
Se realizará la incorporación de 6 amortiguadores metálicos KROON MK-450 con capacidad de soporte de una carga máxima de 450kg.			
	1	18.057,35	18296,15
 AISLAMIENTO DE TUBERÍA			
Aislamiento con coquilla BT-LV Calorifugado con Coquilla BT-LV + Terminacion Aluminio 3" (MI)			
Aislamiento con elemento moldeado de lana de vidrio con forma cilíndrica y estructura concéntrica con temperatura límite de empleo desde -30°C hasta 400°C y con terminación en aluminio de 3".			
Metros lineales	20		
Nº de codos	8		
	1	756,00	756,00
MATERIAL ELÉCTRICO			
Manguera Libre Halógenos 3x1 mm²			
Material libre de halógenos recubierto por tubo de plástico flexible PVC PG.11 con Ø16			
	60	3,77	226,20
OTROS MATERIALES			
Conducto Rectangular de Chapa			
Conducto de chapa de acero galvanizada con montaje vertical para evacuación de aire al exterior de la cabina acústica.			
	15	13,00	195,00
MANO DE OBRA			
Mano de obra			
	47	18,00	840,00
Trabajos Fontanería			
	1	600,00	600,00
OTROS			
Alquiler Grúa			
	1	1.510,00	1500,00
		TOTAL	22413,35 €

Concepto	Uds.	Precio ud (€/ud)	Precio total (€)
SUSTITUCIÓN CON 2 BOMBAS DE CALOR AIRE-AGUA			
UNIDAD EXTERIOR			
Enfriadora LENNOX Mod. EAR 552 SM 4 HN (54 - 50 kW)			
Bomba de calor LENNOX modelo EAR 552 SM 4 HN con capacidad de 54 kW en calor y 50 kW en frío. Aislamiento térmico por la parte superior de espuma plástica de 10 mm. 2 compresores scroll R410A y un único circuito.			
Se realizará la incorporación de 6 amortiguadores metálicos KROON MK-250 con una carga máxima de 250 kg para cada una de las enfriadoras.			
	2	10.188,03	20376,66
 AISLAMIENTO DE TUBERÍA			
Aislamiento con coquilla BT-LV Calorifugado con Coquilla BT-LV + Terminación Aluminio 3" (MI)			
Aislamiento con elemento moldeado de lana de vidrio con forma cilíndrica y estructura concéntrica con temperatura límite de empleo desde -30°C hasta 400°C y con terminación en aluminio de 3".			
Metros lineales	20		
Nº de codos	8		
	1	756,00	756,00
MATERIAL ELÉCTRICO			
Manguera Libre Halogenos 3x1 mm²			
Manguera eléctrica monofásica libre de halógenos recubierto por tubo de plástico flexible PVC PG.11 con Ø16			
	60	3,77	226,20
OTROS MATERIALES			
Conducto Rectangular de Chapa			
Conducto de chapa de acero galvanizada con montaje vertical para evacuación de aire al exterior de la cabina acústica			
	15	13,00	195,00
MANO DE OBRA			
Mano de obra	47	18,00	840,00
Trabajos Fontanería	1	600,00	600,00
OTROS			
Alquiler Grúa	1	1.500,00	1500,00
		TOTAL	25016,86 €

Concepto	Uds.	Precio ud (€/ud)	Precio total (€)
SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA MULTI-SPLIT			
UNIDADES EXTERIORES			
Ud. Exterior MHI Mod. FDC250VSA Unidad exterior compacta con capacidad de 28 kW en calor y 25 kW en refrigeración. Tecnología micro inverter. Permite la conexión de hasta cuatro unidades interiores. Incorporación de control con mando por cable RC-E5.	4	6.134,00	24.536,00
Ud. Exterior MHI Mod. SCM 40 ZM Unidad exterior Multi-Split Bomba de calor Inverter con capacidad en calor de 4,5 kW y 4 kW en frío. Permite dar servicio hasta dos unidades interiores.	1	1.105,00	1.105,00
UNIDADES INTERIORES			
Ud. Interior MHI Mod. FDT60VF Unidad interior tipo Split cassette con capacidad frigorífica de 5,6 kW y 6,7 kW en calor. Sistema de control del álabe. El movimiento de los álabes permite orientar el ángulo de salida realizando una impulsión del aire más eficiente. Bomba de drenaje incluida de serie.	16	1.240,00	19.840,00
Ud. Interior MHI Mod. FDTC 25 VF Unidad interior Split Cassette 600x600 mm Inverter Bomba de calor con capacidad frigorífica de 2,5 kW y 3,4 kW en calor. Control por cable RC-E5.	1	897,00	897,00
Ud. Interior MHI Mod. SRF 25 ZMX Unidad interior Split de suelo Bomba de calor con capacidad frigorífica de 2,5 kW y 3,4 kW en calor. Incorporación de filtro alergénico y desodorizante fotocatalítico. Control por mando inalámbrico.	1	728,00	728,00
OTROS MATERIALES			
Distribuidores MHI 8 Distribuidores modelo DIS-WA 1 para la distribución de las tuberías hasta las unidades terminales y 4 distribuidores DIA-WB 1 para los ramales principales.	1	251,00	1.476,00
TUBERÍA DE CONEXIÓN			
Tubería de Cobre Tubería de cobre de pared gruesa de 0,8 mm con aislamiento térmico flexible Armaflex XG de estructura celular cerrada y con elevador factor de resistencia a la difusión del vapor de agua y de baja conductividad térmica (0,036 W/mk a 10°C) .			
Tuberia Cobre 7/8" + Armaflex XG-009x022	160	12,90	2.064,00
Tuberia Cobre 1/2" + Armaflex XG-009x012	160	6,40	1.024,00

Tubería Cobre Aislada

Tubo de cobre aislado cumpliendo con la norma EN 12735-1, recubierto de espuma de polietileno reticulado (PEF).

Tubería Cobre Aislada 5/8" - 3/8"	80	12,65	1.012,00
Tubería Cobre Aislada 1/4" - 1/2"	120	9,20	1.104,00
Tubería Cobre Aislada 1/4" - 3/8"	30	7,40	222,00

MATERIAL ELÉCTRICO

Manguera Libre Halógenos 5x2,5 mm²

Manguera eléctrica trifásica libre de halógenos recubierta por tubo Electroflex PVC PG.11- Ø16

430	5,23	2248,90
-----	------	---------

Manguera Libre Halógenos 3x1 mm²

Manguera eléctrica monofásica libre de halógenos recubierta por tubo Electroflex PVC PG.11- Ø16

400	3,77	1.508,00
-----	------	----------

MANO DE OBRA

Mano de Obra

300	18,00	5.600,00
-----	-------	----------

OTROS

Gas R-410A

20	5,20	104,00
----	------	--------

Impuesto Gases Fluorados

20	26,07	521,40
----	-------	--------

TOTAL	64.002,3	€
--------------	-----------------	----------

Concepto	Uds.	Precio ud (€/ud)	Precio total (€)
SISTEMA DE EXPANSIÓN DIRECTA VRV			
UNIDAD EXTERIOR			
Ud. Exterior MHI Mod. FDC 850 KXZE1 (95 - 85 kW)			
Unidad exterior con capacidad frigorífica 85 kW y 95 kW en calefacción con capacidad para conexión de unidades interiores de hasta 73 módulos. Con control de nivel de aceite de compresores en caso de combinación de más de una unidad. Rango de funcionamiento desde -20°C a 43°C.			
Se incluye sistema de control central SC-SL2NA-E, Consola para control centralizado de hasta 64 unidades de aire acondicionado. Incorpora las funciones de un temporizador. Permite arrancar, parar y control de 64 unidades en 16 grupos con 16 botones de funcionamiento distintos.			
	1	34.117,00	34.117
UNIDADES INTERIORES			
Ud. Interior MHI Mod. FDT 56 KXE6			
Unidad interior Split de techo con capacidad frigorífica de 5,6 kW y 6,6 kW de capacidad calorífica. Bomba de drenaje incluida de serie hasta una altura máxima de 700mm. Posibilidad de control de la dirección y movimiento de los cuatro álabes de forma independiente. Con la selección del ángulo de flujo deseado, se consigue el máximo confort. Posibilidad de entrada de aire exterior.			
	16	1.655,00	26480
Ud. Interior MHI Mod. FDT 28 KXE6			
Unidad interior Split de techo con capacidad frigorífica de 2,8 kW y 3,2 kW de capacidad calorífica. Bomba de drenaje incluida de serie hasta una altura máxima de 700mm. Posibilidad de control de la dirección y movimiento de los cuatro álabes de forma independiente. Con la selección del ángulo de flujo deseado, se consigue el máximo confort. Posibilidad de entrada de aire exterior.			
Se incluye control remoto por cable táctil con el mando RC-EX1.			
	1	1.553,00	1.553
Ud. Interior MHI Mod. FDFW 28 KXE6			
Unidad interior Split de pared con capacidad frigorífica 2,8 kW y 3,2 kW de capacidad calorífica. Posibilidad de selección el ángulo de salida del flujo de aire entre límite superior e inferior.			
Se incluye control remoto por cable táctil con el mando RC-EX1.			
	1	1.537,00	1537
OTROS MATERIALES			
Distribuidor unidad exterior DOS-2A-3			
Distribuidor de de la tubería de salida de las unidades exteriores para conexión con la red de distribución de las unidades terminales.			
	1	210,00	210

Distribuidor múltiple HEAD6-180-1G

Distribuidor MHI con 6 salidas para la conexión a las unidades interiores.

Distribuidor DIS-540-3	4	323,00	1292,00
Distribuidor DIS-371-1G	1	323,00	323,00
Distribuidor DIS-180-1G	3	195,00	585,00
Distribuidor DIS-180-1G	1	113,00	113,00

TUBERÍA DE CONEXIÓN

Tubería Cobre TR/TB

Tubería de cobre de pared gruesa de 0,8 mm en el caso de modelo TR y 1,25 para TB. Aislamiento térmico flexible Armaflex XG de estructura celular cerrada y con elevador factor de resistencia a la difusión del vapor de agua y de baja conductividad térmica (0,036 W/mk a 10°C) .

Se consideran en esta partida las curvas y derivaciones correspondientes a cada tramo de tubería de conexión de la unidad interior con las terminales.

Tubería Cobre TR-1/4" + Aislamiento Armaflex XG-09x006	135	3,79	511,65
Tubería Cobre TB-3/8" + Aislamiento Armaflex XG-09x010	41	5,24	214,84
Tubería Cobre TB-1/2" + Armaflex XG-09x012	177	6,8	1.203,6
Tubería Cobre TB-5/8" + Armaflex XG-09x015	61	8,36	509,96
Tubería Cobre TB-3/4" + Armaflex XG-09x018	60	11,44	686,4
Tubería Cobre TB-1-1/8" + Armaflex XG-09x028	43	17,9	769,7
Tubería Cobre TB-1-3/8" + Armaflex XG-09x035	50	25,84	1.292
Curva 90° 1/4"	10	4,4	44
Curva 90° 3/8"	10	3,95	39,2
Curva 90° 1/2"	10	4,75	47,5
Curva 90° 5/8"	10	4,5	45
Curva 90° 3/4"	10	4,8	48
Curva 90° 1 1/8"	10	8,8	88
Curva 90° 1 3/8"	10	14,00	140

MATERIAL ELÉCTRICO

Bipolar 2 módulos 30mA Mod. FH202AC-25/0,03	1	63,16	63,16
Unipolar con neutro - 2 módulos SH201-C16NA	1	20,07	20,07
Manguera Libre Halógenos 3x1 mm2			
Manguera eléctrica monofásica libre de halógenos recubierta por tubo Electroflex PVC PG.11- Ø16	580	2,32	1345,6

MANO DE OBRA

M.O. Oficial	310	18,00	5600
--------------	-----	-------	------

OTROS

Gas R-410A	23	5,2	119,6
Impuesto Gases Fluorados	23	26,07	599,61

TOTAL 80914,96 €

Concepto	Uds.	Precio ud (€/ud)	Precio total (€)
INSTALACIÓN DE VENTILACIÓN			
UNIDAD RECUPERADORA			
Ud. Recuperador de Calor MU-RECO 4500			
Unidad recuperadora de calor con 4500 m ³ /h de caudal máximo.			
Equipamiento con módulo de enfriamiento adiabático y de prefiltro para conseguir aumentar la eficiencia del sistema.			
Instalación de 3 filtros clase F7 para unidad recuperadora y módulo de prefiltro.			
	1	5.020,00	5.020,00
CONDUCTO			
Conducto de sección circular fabricado de chapa de acero galvanizado.			
Tubo recto Ø450	14	29,00	406,00
Tubo recto Ø400	14	26,18	366,52
Tubo recto Ø355	14	23,00	322,00
Tubo recto Ø300	14	16,30	228,20
Tubo recto Ø250	14	11,50	161,00
Tubo recto Ø175	14	7,82	109,48
Reducción Ø450-400	2	38,26	76,52
Reducción Ø400-355	2	34,00	68,00
Reducción Ø355-300	2	29,84	59,68
Reducción Ø300-250	2	24,44	48,88
Reducción Ø250-175	2	20,73	41,46
REJILLAS			
Rejas Salvador Escoda para conducto circular			
Rejillas de la marca Salvador Escoda CMC de doble deflexión aptas para conducto circular de diámetro comprendido entre 150 y 400 mm, evacuando un caudal máximo de 645 m ³ /h, con unas dimensiones de 1000x75.			
	14	44,33	620,62
ACCESORIOS			
Manguitos			
Manguito Ø450	6	7,38	44,28
Manguito Ø400	6	6,58	39,48
Manguito Ø355	6	5,78	34,68
Manguito Ø300	6	4,98	29,88
Manguito Ø250	6	4,11	24,66
Manguito Ø175	6	3,04	18,24
Tapas			
Tapa Ø175	2	7,87	15,74

Abrazaderas

Abrazadera Ø450	4	9,62	38,48
Abrazadera Ø400	4	9,00	36,00
Abrazadera Ø355	4	8,10	32,40
Abrazadera Ø300	4	6,50	26,00
Abrazadera Ø250	4	5,90	23,60
Abrazadera Ø175	4	4,50	18,00

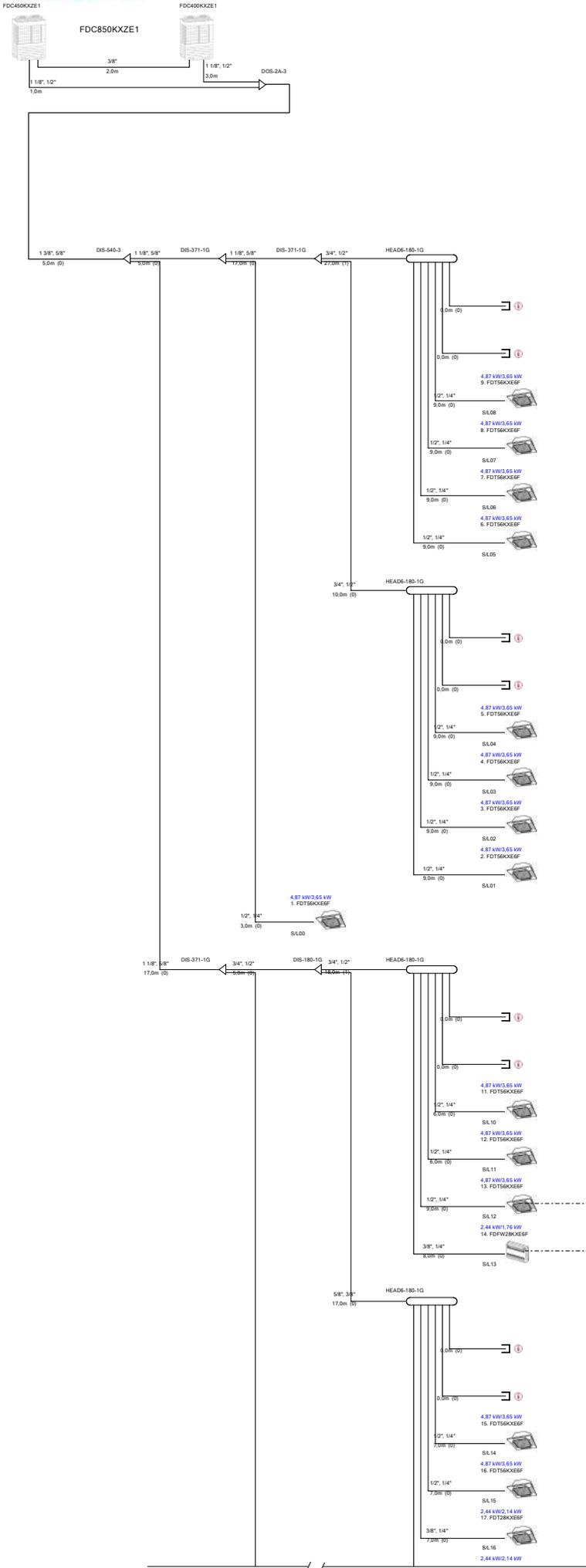
MANO DE OBRA

Mano de obra	250	18,00	4500,00
---------------------	-----	-------	---------

TOTAL 12.408,50 €

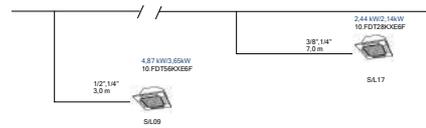
ANEXO B

INFORME ACTUACIÓN FINAL VRV



Proyecto : Climatizacion Supermercado Froiz

Tirada total de tubería : 260,0m de 1000,0m
 Unidades interiores conectadas totales : 18
 Capacidad conectada : 92,4 / 110,5
 Refrigerante adicional : 24,5 kg



Proyecto : Climatizacion Supermercado Froiz

Condiciones de temperatura (frio) Condiciones de temperatura (calor)
 Tª exterior Tª interior Tª exterior Tª interior
 31°C 24°C -6,5°C 22,0°C

Und	Habitacion	Modelo	Capacidad nominal (kW)			Capacidad real (kW)			Unidad interior Posicion (m)	Real Dist. (m)	Tuberia Dist. (m)	Direccion			
			Total	Sensible	Calor	Total	Sensible	Calor				S/L	O/U	I/U	
		FDC850KXZE1	85,00	-	95,00	80,39	-	74,88				1	00	-	
1		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	16,0	16,0	1	00	00
2		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	49,0	49,0	1	00	01
3		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	49,0	49,0	1	00	02
4		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	49,0	49,0	1	00	03
5		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	49,0	49,0	1	00	04
6		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	66,0	66,0	1	00	05
7		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	66,0	66,0	1	00	06
8		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	66,0	66,0	1	00	07
9		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	66,0	66,0	1	00	08
10		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	28,0	28,0	1	00	09
11		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	54,0	54,0	1	00	10
12		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	54,0	54,0	1	00	11
13		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	57,0	57,0	1	00	12
14		FDW28KXE6F	2,80	2,30	3,20	2,44	1,76	2,30	Debajo	0,0	56,0	56,0	1	00	13
15		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	54,0	54,0	1	00	14
16		FDT56KXE6F	5,60	4,81	6,30	4,87	3,65	4,53	Debajo	0,0	54,0	54,0	1	00	15
17		FDT28KXE6F	2,80	2,69	3,20	2,44	2,14	2,30	Debajo	0,0	54,0	54,0	1	00	16
18		FDT28KXE6F	2,80	2,69	3,20	2,44	2,14	2,30	Debajo	0,0	54,0	54,0	1	00	17
Total			92,40	79,81	104,10	80,39	60,79	74,88							

LISTADO DE MATERIALES DEL SISTEMA

Unidad exterior	Cantidad
FDC450KXZE1	1
FDC400KXZE1	1

Diametro de tuberia	Distancia total (m)
1/4"	135,0
3/8"	41,0
1/2"	177,0
5/8"	61,0
3/4"	60,0
1 1/8"	43,0
1 3/8"	5,0

Unidad interior	Cantidad
FDT56KXE6F	15
FDT28KXE6F	2
FDW28KXE6F	1

Panel	Cantidad
T-PSA-3BW-E	17

Ramal	Cantidad
DIS-540-3	1
DIS-371-1G	3
DIS-180-1G	1

Distribuidor unidad exterior	Cantidad
DOS-2A-3	1

Distribuidor multiple	Cantidad
HEAD6-180-1G	4

Control remoto	Cantidad
RC-EX1	2

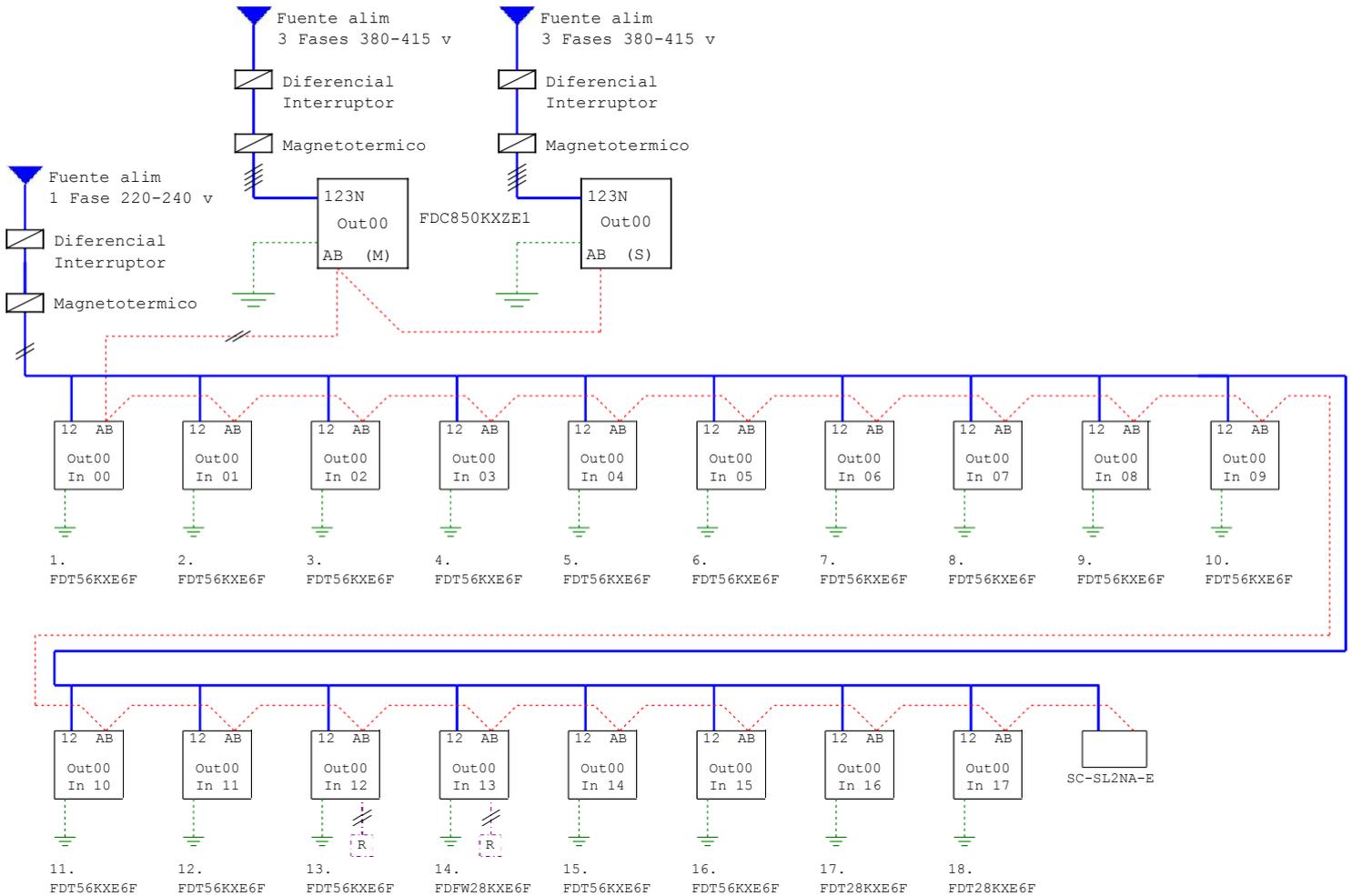
Control central	Cantidad
SC-SL2NA-E	1

Refrigerante adicional	24,5 kg
------------------------	---------

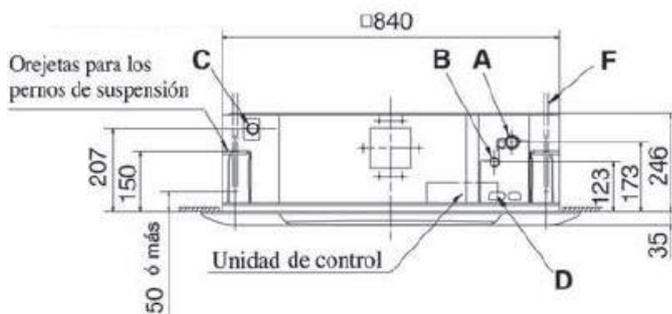
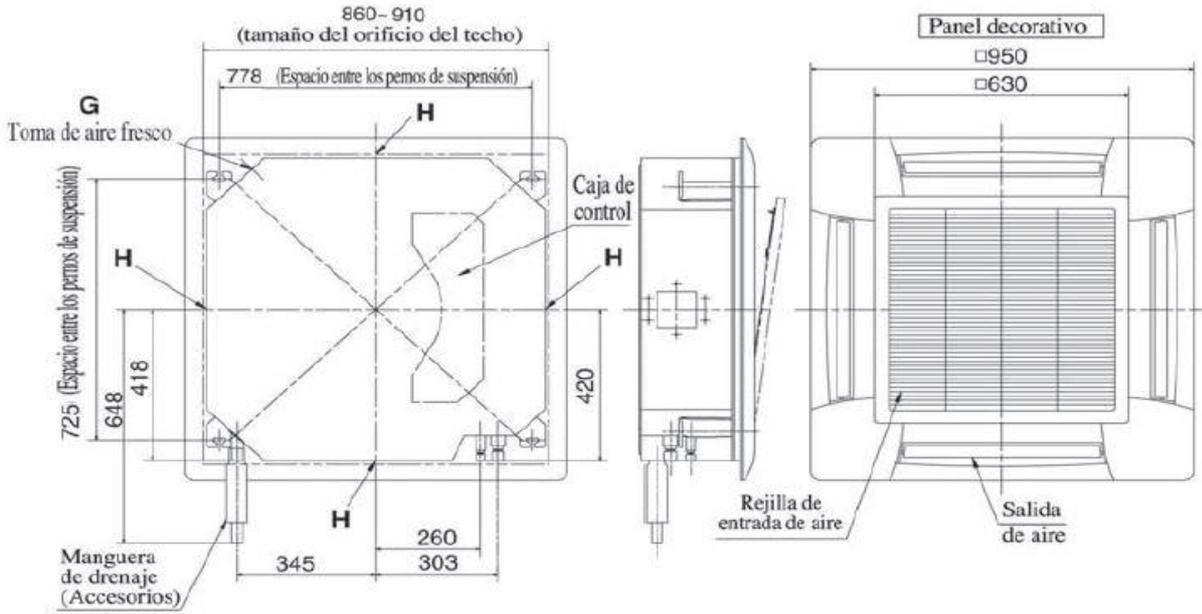
Unidad exterior	380v	415v
Intensidad (A)	39,90/37,90	36,70/34,90
Tension (%)	95/93	95/92
Corriente de arranque (A)	10,00	
Intensidad max. (A)	32+32	
Entrada (kW)	24,94/23,19	

UI (frio/calor)	220v	240v
Consumo total (Kw)	0,68/0,68	0,68/0,68
Corriente total (A)	3,40/3,40	3,22/3,22

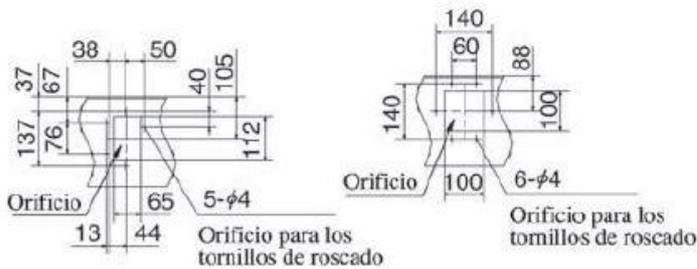
Los esquemas electricos se utilizaran solo como guia
Las instalaciones electricas deben cumplir con la normativa vigente



FDT56-28KXE6



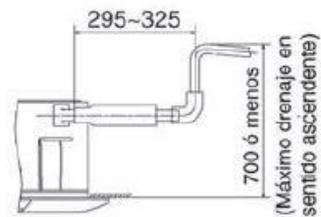
Símbolo	Contenido			
	Modelo	FDT28KXE6A	FDT36, 45, 56 KXE6A	FDT71 KXE6A
A	Tubería de gas	φ9.52 (3/8") abocardado	φ12.7 (1/2") abocardado	φ15.88 (5/8") abocardado
B	Tubería de líquido	φ6.35 (1/4") abocardado		φ9.52 (3/8") abocardado
C	Tubería de drenaje	VP20 (I.D.20), O.D.26		
D	Orificio para cableado eléctrico			
F	Pernos de suspensión	M10 o M8		
G	Entrada aire exterior	Orificio troquelable		
H	Salida de aire	Orificio troquelable		



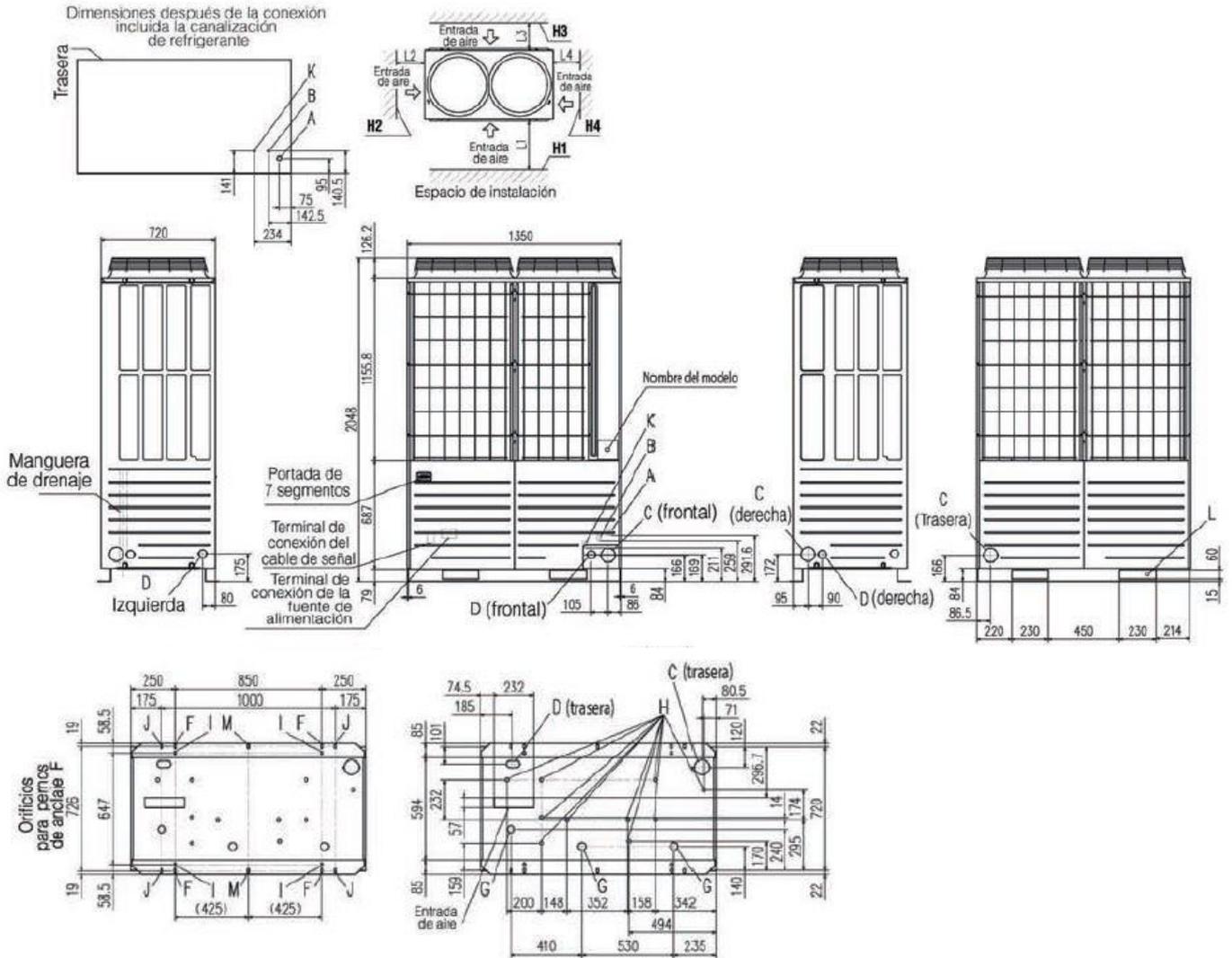
VISTA G

Toma de aire fresco

VISTA H



FDC400KXZE1



Marca	Contenido	400	450, 475, 500, 560
A	Tubería de gas	Ø 25.4 soldado	Ø 28.58 soldado
B	Tubería de líquido	Ø 12.7 abocardado	
C	Orificio de salida de la tubería de refrigerante	Ø 88 (ó Ø100)	
D	Orificio de entrada de alimentación	Ø50 (Derecha, izq. frontal), longitud orificio 40 x 80 (trasera)	
F	Orificio del perno de anclaje	M10 x 4 pcs.	
G	Orificio de la manguera de drenaje	Ø 45 x 3 pcs.	
H	Orificios para drenaje	Ø 20 x 10 pcs.	
K	Equilibrado de aceite de la tubería	Ø 9.52 abocardado	
L	Orificios para carretilla elevadora	230 x 60	

(unidades: mm)

Ejemplo de instalación	Dimensiones	
	1	2
L1	500	Abierto
L2	10 (30)	10 (30)
L3	100	100
L4	10 (30)	Abierto
H1	1500	Abierto
H2	ilimitado	ilimitado
H3	1000	ilimitado
H4	ilimitado	Abierto