

Trabajo de Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

ANÁLISIS ENERGÉTICO, DE SEGURIDAD Y DE SOSTENIBILIDAD EN LA CLIMATIZACIÓN MEDIANTE PLANTAS ENFRIADORAS DE DIFERENTES TIPOLOGÍAS APLICADAS A UN EDIFICIO HOSPITALARIO

Autor: Juan Antonio Camargo Molina

Tutor: Servando Álvarez Domínguez

Dpto. Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2024



Trabajo de Fin de Máster
Máster Universitario en Ingeniería Industrial

**ANÁLISIS ENERGÉTICO, DE SEGURIDAD Y
DE SOSTENIBILIDAD EN LA
CLIMATIZACIÓN MEDIANTE PLANTAS
ENFRIADORAS DE DIFERENTES TIPOLOGÍAS
APLICADAS A UN EDIFICIO HOSPITALARIO**

Autor:

Juan Antonio Camargo Molina

Tutor:

Servando Álvarez Domínguez

Catedrático de Universidad

Dpto. de Ingeniería Energética
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla
Sevilla, 2024



Trabajo de Fin de Máster: ANÁLISIS ENERGÉTICO, DE SEGURIDAD Y DE SOSTENIBILIDAD EN LA
CLIMATIZACIÓN MEDIANTE PLANTAS ENFRIADORAS DE DIFERENTES TIPOLOGÍAS
APLICADAS A UN EDIFICIO HOSPITALARIO

Autor: Juan Antonio Camargo Molina

Tutor: Servando Álvarez Domínguez

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2024

El Secretario del Tribunal

A mi familia
A mis profesores

Agradecimientos

A mi familia, a todas las personas que me han ayudado a lo largo de este proceso. Gracias.

A partir de la aprobación de un proyecto para la reforma de un complejo hospitalario, cuya finalidad es la mejora de eficiencia energética, se propone llevar a cabo el estudio de la instalación de refrigeración. Más concretamente una comparativa entre los sistemas condensados por agua y por aire.

Para ello, dada la dimensión del problema, es necesario realizar un análisis multifactorial de los distintos aspectos involucrados en la toma de decisiones. Inicialmente, se hace un breve repaso a la tecnología de la refrigeración, para después empezar por el análisis tecnológico. Seguidamente se pasa a los análisis económico, energético y de seguridad. Y finalmente se concluye con el análisis de sostenibilidad medioambiental.

Abstract

In a World with limited resources and constant growth, energy efficiency and sustainability are a must. For both new installations and the replacement of obsolete facilities HVAC related, it will be necessary to conduct a multidisciplinary analysis to obtain the most desired solution. In such analysis, it will be necessary to consider technological factors, energy consumption, risk and safety issues, environmental impact, and sustainability.



Agradecimientos	ix
Resumen	xi
Abstract	xiii
Índice	xv
ÍNDICE DE ILUSTRACIONES	xvii
Índice de Tablas	xxi
Notación	xxiii
1 Introducción	1
2 Alcance	3
3 Situación Inicial	5
3.1 <i>Información previa</i>	5
3.2 <i>Descripción del edificio</i>	5
3.2.1 Descripción general y uso	5
3.2.2 Superficies	9
3.2.3 Plantas de refrigeración actuales	12
4 Demanda de Refrigeración del Edificio	15
5 Análisis Multidisciplinar	17
5.1 <i>Análisis tecnológico</i>	17
5.1.1 Introducción	17
5.1.2 Refrigerantes	18
5.1.3 Compresores	28
5.1.4 Condensación por aire vs condensación por agua	33
5.2 <i>Petición y análisis de ofertas a fabricantes</i>	40
5.2.1 Equipos condensados por agua	41
5.2.2 Equipos condensados por aire	45
5.3 <i>Análisis económico</i>	47
5.3.1 Equipos condensados por agua	47
5.3.2 Equipos condensados por aire	80
5.3.3 Comparación, análisis y posibles escenarios	86
5.4 <i>Análisis energético</i>	93
5.4.1 Introducción	93
5.4.2 Consumos objeto de estudio	93
5.4.3 Análisis de los consumos energéticos	94
5.5 <i>Análisis de seguridad</i>	101
5.5.1 Introducción	101

5.5.2	Estudio de seguridad de los refrigerantes de la instalación	101
5.5.3	Estudio del riesgo generado por la Legionella	111
5.5.4	Comparación de tecnologías y conclusión	115
5.6	<i>Análisis de sostenibilidad</i>	116
5.6.1	Introducción	116
5.6.2	Consumo de agua en sistemas de refrigeración	116
5.6.3	Presente y futuro del recurso hídrico en España	117
5.6.4	Ahorro de energía vs Gasto de agua	118
6	Conclusión y Elección de los Equipos	121
	Anexo A. Aprovechamiento energético mediante la recuperación de calor residual de las enfriadoras	123
	ANEXO B. Introducción a los Certificados de Ahorro Energético (CAEs)	129
	Referencias	137
	Fichas Técnicas Equipos Seleccionados	139

ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1. Complejo hospitalario	6
Ilustración 2. Edificio bandeja	6
Ilustración 3. Torre de Cuidados Medios	7
Ilustración 4. Torre de Cuidados Mínimos	7
Ilustración 5. Torre de Cuidados Especiales	8
Ilustración 6. Bloque Quirúrgico	8
Ilustración 7. Diferenciación de edificios del complejo hospitalario	9
Ilustración 8. Superficie habitable, imagen y plano de situación del edificio bandeja	11
Ilustración 9. Superficie habitable, imagen y plano de situación de la torre de cuidados medios	11
Ilustración 10. Superficie habitable, imagen y plano de situación de la torre de cuidados mínimos	11
Ilustración 11. Superficie habitable, imagen y plano de situación de la torre de cuidados especiales	12
Ilustración 12. Demanda de calefacción y refrigeración del edificio bandeja	15
Ilustración 13. Demanda de calefacción y refrigeración de la torre de cuidados medios	15
Ilustración 14. Demanda de calefacción y refrigeración de la torre de cuidados mínimos	15
Ilustración 15. Demanda de calefacción y refrigeración de la torre de cuidados especiales	15
Ilustración 16. Demanda de calefacción y refrigeración del bloque quirúrgico	16
Ilustración 17. Diagrama básico del ciclo frigorífico	17
Ilustración 18. Composición química del R-10, R-50, R-11 y R-12	19
Ilustración 19. Algunos tipos de gases refrigerantes actuales en función de su uso	21
Ilustración 20. Curvas de presión-temperatura para distintos refrigerantes	24
Ilustración 21. Evolución del precio de los refrigerantes fluorados en los últimos años	28
Ilustración 22. Principio de funcionamiento compresor alternativo	29
Ilustración 23. Principio de funcionamiento compresor de paletas	29
Ilustración 24. Principio de funcionamiento compresor scroll	30
Ilustración 25. Principio de funcionamiento compresor de tornillo	30
Ilustración 26. Compresor hermético	31
Ilustración 27. Compresor semihermético	32
Ilustración 28. Esquema de funcionamiento de enfriadora condensada por aire	33
Ilustración 29. Esquema del ciclo frigorífico en enfriadora condensada por aire	34
Ilustración 30. Esquema de funcionamiento de enfriadora condensada por agua	35
Ilustración 31. Esquema del ciclo frigorífico en enfriadora condensada por agua	36

Ilustración 32. Evolución de temperaturas del aire y agua en torre de refrigeración	37
Ilustración 33. Relaciones P-T para varios refrigerantes comunes	38
Ilustración 34. Diagrama psicrométrico condiciones analizadas	39
Ilustración 35. Comparativa parámetro SEER de las enfriadoras condensadas por agua ofertadas para la central 1	43
Ilustración 36. Comparativa precios enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1	49
Ilustración 37. Evolución CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1	50
Ilustración 38. Desglose CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1	50
Ilustración 39. Desglose CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2	55
Ilustración 40. Torre de refrigeración abierta de tiro inducido	57
Ilustración 41. Flujos de trabajo en enfriadora condensada por agua de central 1	58
Ilustración 42. Modelo de torre de refrigeración ofrecido para central 1	59
Ilustración 43. Distribución de horas al año con cada temperatura en la ubicación del proyecto	61
Ilustración 44. Flujos de trabajo en enfriadora condensada por agua de central 2	69
Ilustración 45. Esquema circuito agua de condensación	76
Ilustración 46. Comparativa precios enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2	81
Ilustración 47. Evolución CCV enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1	82
Ilustración 48. Desglose CCV enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1	83
Ilustración 49. Comparativa precios enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2	84
Ilustración 50. Evolución CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1	85
Ilustración 51. Desglose CCV enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2	85
Ilustración 52. Herramienta calcooling utilizada para el refrigerante R-513A	106
Ilustración 53. Herramienta calcooling utilizada para el refrigerante R-1234ze	107
Ilustración 54. Conjunto de medidas de seguridad necesarias para ubicación de enfriadoras en sala técnica típica	108
Ilustración 55. Ubicación propuesta para enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1	109
Ilustración 56. Caudal de aire nominal enfriadora condensada por aire modelo EWAHH15TZSSD2	109
Ilustración 57. Comprobación cumplimiento distancia requerida por ordenanza municipal central 1	110
Ilustración 58. Caudal de aire nominal enfriadora condensada por aire modelo EWAHH15TZSSD2	111
Ilustración 59. Comprobación cumplimiento distancia requerida por ordenanza municipal central 2	111
Ilustración 60. Desarrollo de Legionella en función de la temperatura	112
Ilustración 61. Capacidad de transmisión de la Legionella	114
Ilustración 62. Agua embalsada en España según la semana del año (hm3)	117
Ilustración 63. Histórico de agua embalsada en España (hm3)	117
Ilustración 64. Principales usos del agua en España. Fuente: MITECO	118
Ilustración 65. Estructura de generación de energía eléctrica en España en 2023. Fuente: Red Eléctrica	119
Ilustración 66. Energía necesaria para producir 1 m3 de agua potable en función de su procedencia. Fuente: WBSCD	119
Ilustración 67. Evolución de la demanda de energía eléctrica en España en los últimos 10 años. Fuente: Red Eléctrica	120

Ilustración 68. Sistema de recuperación de calor en enfriadoras del fabricante DAIKIN	123
Ilustración 69. Características técnicas relativas a la recuperación de calor de la enfriadora EWAHH15TZSSD2	124
Ilustración 70. Características técnicas relativas a la recuperación de calor de la enfriadora EWAH900TZXS2	124
Ilustración 71. Métodos de contribución al FNEE de los Sujetos Obligados	130
Ilustración 72. Diagrama de flujo CAE. Fuente: MITECO	133
Ilustración 73. Evolución del volumen de CAEs en los próximos años. Fuente: MITECO	134
Ilustración 74. Tipos de acciones elegibles para la generación de los CAEs	135

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1. Distribución superficial del complejo hospitalario	10
Tabla 2. Distribución de superficies habitables del complejo hospitalario	12
Tabla 3. Clases de seguridad y su determinación en función de la inflamabilidad y toxicidad	27
Tabla 4. Clasificación de los compresores según sus condiciones de operación	32
Tabla 5. Características de los refrigerantes ofertados con las enfriadoras	41
Tabla 6. Características generales enfriadoras condensadas por agua ofertadas para la central 1	42
Tabla 7. Características generales enfriadoras condensadas por agua ofertadas para la central 2	44
Tabla 8. Comparativa parámetro SEER de las enfriadoras ofertadas para la central 2	44
Tabla 9. Datos idénticos para enfriadoras con distinto refrigerante	45
Tabla 10. Características generales enfriadoras condensadas por aire ofertadas para la central 1	46
Tabla 11. Características generales enfriadoras condensadas por aire ofertadas para la central 2	46
Tabla 12. Características económicas enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1	48
Tabla 13. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1	52
Tabla 14. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2	52
Tabla 15. Comparativa precios enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2	53
Tabla 16. Evolución CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2	54
Tabla 17. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2	56
Tabla 18. Características técnicas torre de refrigeración para central 1	57
Tabla 19. Distribución de horas al año con cada temperatura en la ubicación del proyecto	61
Tabla 20. Parámetros de medida de calidad del agua recomendados por el fabricante de las torres de refrigeración	64
Tabla 21. Parámetros de medida de calidad del agua en la ubicación del proyecto	65
Tabla 22. Características técnicas torre de refrigeración para central 2	68
Tabla 23. Características grupo de bombeo circuito de condensación 1	78
Tabla 24. Características grupo de bombeo central 2	79
Tabla 25. Características económicas enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1	81
Tabla 26. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1	83
Tabla 27. Características económicas enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2	84
Tabla 28. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1	86
Tabla 29. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1	87
Tabla 30. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1 (continuación)	88

Tabla 31. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1	89
Tabla 32. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2	90
Tabla 33. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2 (continuación)	91
Tabla 34. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2	92
Tabla 35. Consumo energético anual de equipos condensados por agua ofertados para central 1, en MWh	95
Tabla 36. Consumo energético anual de equipos condensados por agua ofertados para central 1, en MWh (continuación)	96
Tabla 37. Consumo energético anual de equipos condensados por aire ofertados para central 1, en MWh	97
Tabla 38. Consumo energético anual de equipos condensados por agua ofertados para central 2, en MW	98
Tabla 39. Consumo energético anual de equipos condensados por agua ofertados para central 2, en MW (continuación)	99
Tabla 40. Consumo energético anual de equipos condensados por aire ofertados para central 2, en MW	100
Tabla 41. Requisitos de límite de carga para refrigerantes basados en su toxicidad	104
Tabla 42. Requisitos de límite de carga para refrigerantes basados en su inflamabilidad	104
Tabla 43. Requisitos de límite de carga para refrigerantes basados en su inflamabilidad (continuación)	105
Tabla 44. Consumo de agua debido a las torres de refrigeración (m ³ /año)	116
Tabla 45. Contribución sistemas de aporte de energía para ACS	126
Tabla 46. SEPR de referencia enfriadoras de la ficha técnica	136

Notación

EER	Energy Efficiency ratio
SEER	Seasonal Energy Efficiency ratio
GWP	Global Warming Potential
ODP	Ozone Depletion Potential
TEWI	Total Equivalent Warming Impact
RSIF	Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas
MITMA	Ministerio de Transportes, Movilidad y Agenda Urbana
IDAE	Instituto para la Diversificación y el Ahorro Energético
CAE	Certificado de Ahorro Energético
SNOEE	Sistema Nacional de Obligaciones de Eficiencia Energética
FNEE	Fondo Nacional de Eficiencia Energética
OCA	Organismo de Control Autorizado
ENAC	Entidad Nacional de Acreditación

1 INTRODUCCIÓN

“La refrigeración ha cambiado nuestro mundo más que cualquier otro desarrollo ingenieril, excepto quizás el automóvil”

- Raymond Arguin -

La situación que explica la necesidad de la realización del presente trabajo es la existencia de un proyecto de obras de mejora energética en un edificio de uso hospitalario. Dichas obras tienen como objetivo la reducción del consumo de energía primaria no renovable del edificio, y para conseguirlo se implantarán una serie de actuaciones en diversos ámbitos.

Por una parte, se persigue una mejora de la envolvente térmica de la construcción. Se llevará a cabo mediante la modificación o sustitución de los elementos constructivos que generan pérdidas térmicas, introduciendo otros elementos cuyo comportamiento es más favorable y contribuye a unas menores pérdidas energéticas.

Por otro lado, se busca la mejora de las prestaciones de las características de las instalaciones. Serán objeto de modificación principalmente la instalación de iluminación y el sistema de climatización del edificio.

Por último, se llevarán a cabo una serie de actuaciones para incrementar la producción de energía renovable in situ, de manera que se cumpla la normativa aplicable y se dependa menos de otras fuentes de energía de carácter no renovable.

2 ALCANCE

El alcance delimita de manera clara los objetivos específicos que aborda un trabajo o actuación. En el presente estudio el alcance se enfoca en una parte específica de una de las ramas de actuación incluidas en el proyecto, la de mejora de las características de las instalaciones, para obtener una mejora de la eficiencia energética, entre otras. Más concretamente, se realizará un estudio sobre la sustitución de dos plantas enfriadoras con las que cuenta el hospital, así como algunos de sus equipos auxiliares (bombas, torres de refrigeración...).

A partir de un sistema considerado como obsoleto por la propiedad, se requiere de un análisis multidisciplinar que finalice en una matriz de toma de decisiones que pondere los distintos aspectos a tener en cuenta para la elección de la decisión final.

Las diferentes disciplinas o enfoques mediante los cuales se llevará a cabo el estudio del problema serán:

- Análisis técnico de las soluciones existentes
- Análisis económico
- Análisis energético
- Análisis de seguridad
- Análisis de sostenibilidad

3 SITUACIÓN INICIAL

Para llevar a cabo un análisis exhaustivo del complejo hospitalario, es fundamental contar con una comprensión clara de su situación inicial. Esta fase preliminar se basa en la recopilación de información detallada sobre los equipos e instalaciones existentes, así como de otras características clave del edificio, incluyendo su distribución, superficies y eficiencia energética. La información recabada servirá de base para los análisis posteriores y permitirá identificar áreas de mejora, optimización y desarrollo. A continuación, se presenta una visión general de los datos disponibles que guiarán este estudio.

3.1 Información previa

Se cuenta con una serie de información relacionada con los equipos e instalaciones existentes, así como otras características del edificio como pueden ser su distribución, superficies, estudio energético, etc. Dicha información será de utilidad a la hora de realizar los distintos análisis oportunos, y se presenta a continuación.

3.2 Descripción del edificio

3.2.1 Descripción general y uso

Como se ha comentado con anterioridad, se trata de un complejo de edificios cuyo uso es hospitalario. Se procede a realizar una descripción general, sin entrar en detalle excesivo, de los distintos edificios que conforman el complejo hospitalario, puesto que, si bien resulta útil un conocimiento básico de las distintas partes; un análisis pormenorizado quedaría fuera del alcance que se pretende dar a este estudio.

La construcción analizada tiene dos plantas bajo rasante (sótano 1 y sótano 2) y tres plantas sobre rasante (semisótano, planta baja y planta primera), desde la cual nacen 4 torres de diferentes alturas: torre de cuidados medios (planta 2 a 22), torre de cuidados mínimos (planta 2 a 7), torre de cuidados especiales (planta 2 a 9) y bloque quirúrgico (planta 2 a 4).

La imagen XX muestra una vista general del complejo, en la cual pueden apreciarse los cinco edificios que lo forman, y que serán presentados uno a uno a lo largo de este apartado.



Ilustración 1. Complejo hospitalario

El edificio bandeja presenta la base del complejo, desde la que parten las distintas torres descritas anteriormente. Cuenta con dos sótanos, el inferior dedicado a aparcamiento e instalaciones, y el superior, dedicado a servicios logísticos, y que sirve como muelle de carga para farmacia, cocina, almacén, etc. Un semisótano, en el que se encuentra la lavandería y otros servicios como esterilización y ambulatorios. En planta baja y primera se encuentran diversos servicios ambulatorios y centrales.



Ilustración 2. Edificio bandeja

La torre de cuidados medios se erige como la torre central y más elevada del complejo. Tiene una orientación longitudinal que recorre el edificio de suroeste a noreste. Está formada mayoritariamente por habitaciones de hospitalización, controles de enfermería y algunas consultas médicas.



Ilustración 3. Torre de Cuidados Medios

La torre de cuidados mínimos realiza un recorrido longitudinal orientado de suroeste a noreste. Los servicios que incluye este edificio son el Instituto de Toxicología, el Instituto de Medicina Preventiva, Salud Laboral y Medicina preventiva, Unidad de Reconocimientos y Consultas de Dermatología y Endocrinología. También cuenta con otras consultas y servicios.



Ilustración 4. Torre de Cuidados Mínimos

La torre de cuidados especiales recorre longitudinalmente el edificio del que parte de suroeste a noreste. Se encuentra mayoritariamente formado por servicios administrativos, cohabitando este uso con el de maternidad.



Ilustración 5. Torre de Cuidados Especiales

El bloque quirúrgico presenta una forma constructiva cuadrada, se encuentra conectado tanto con la torre de cuidados mínimos como con la torre de cuidados especiales mediante sendos corredores acristalados en dos de sus fachadas. Su uso principalmente se centra en unidades de cuidados intensivos y servicios quirúrgicos.



Ilustración 6. Bloque Quirúrgico

Se presenta a continuación una imagen de conjunto con la diferenciación de cada parte del complejo hospitalario con la intención de clarificar su distinción e identificación.

- 1. Edificio bandeja
- 2. Torre de cuidados medios
- 3. Torre de cuidados mínimos
- 4. Torre de cuidados especiales
- 5. Bloque quirúrgico

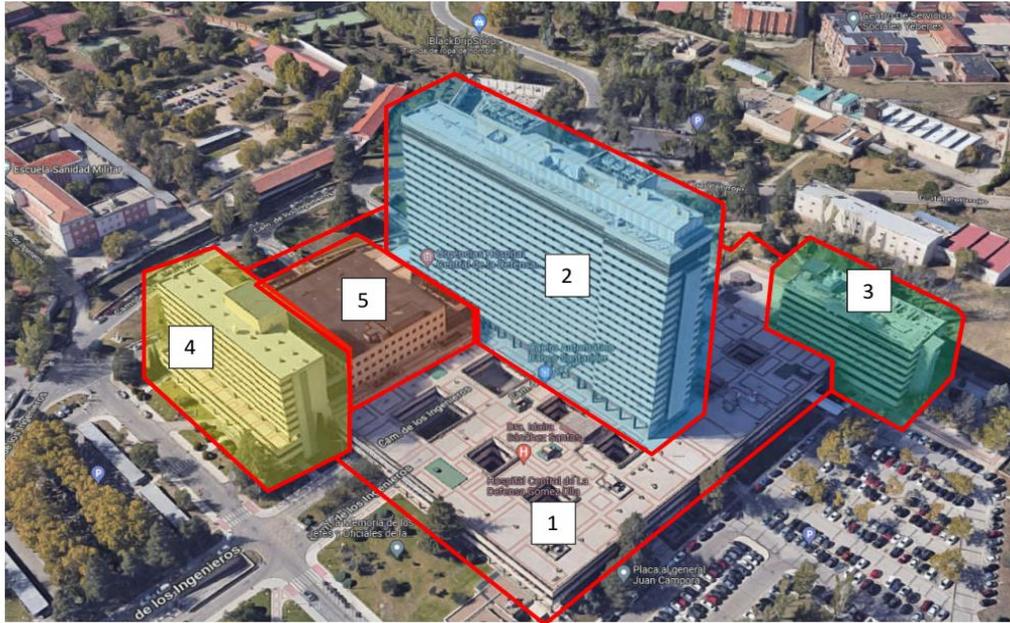


Ilustración 7. Diferenciación de edificios del complejo hospitalario

3.2.2 Superficies

Se presenta a continuación la distribución superficial del complejo, distinguiendo por edificios y por plantas.

EDIFICIO BANDEJA		81.990,70 m²
Sótano 2	7.468,50 m ²	
Sótano 1	18.078,75 m ²	
Semisótano	20.936,85 m ²	
Planta baja	16.693,35 m ²	
Planta primera	18.813,25 m ²	
TORRE CUIDADOS MEDIOS		45.081,80 m²
Planta segunda	2.446,40 m ²	
Planta tercera	2.465,20 m ²	
Planta cuarta	2.714,20 m ²	
Planta quinta	2.714,20 m ²	
Planta sexta	2.018,00 m ²	
Planta séptima	2.018,00 m ²	
Planta octava	2.018,00 m ²	
Planta novena	2.018,00 m ²	
Planta décima	2.018,00 m ²	
Planta decimoprimera	2.018,00 m ²	
Planta decimosegunda	2.018,00 m ²	
Planta decimotercera	2.018,00 m ²	

Planta decimocuarta	2.018,00 m2	
Planta decimoquinta	2.018,00 m2	
Planta decimosexta	2.018,00 m2	
Planta decimoséptima	2.018,00 m2	
Planta decimoctava	2.018,00 m2	
Planta decimonovena	2.018,00 m2	
Planta vigésima	2.018,00 m2	
Planta vigesimoprimera	1.643,60 m2	
Planta vigesimosegunda	1.945,20 m2	
Planta vigesimotercera	441,50 m2	
Planta vigesimocuarta	441,50 m2	
TORRE CUIDADOS MINIMOS		5.022,00 m2
Planta segunda	495,85 m2	
Planta tercera	894,30 m2	
Planta cuarta	894,30 m2	
Planta Quinta	894,30 m2	
Planta sexta	894,30 m2	
Planta séptima	894,30 m2	
Planta de cubierta	54,65 m2	
TORRE CUIDADOS ESPECIALES		8.850,60 m2
Planta segunda	81100 m2	
Planta tercera	1.125,30 m2	
Planta cuarta	1.121,05 m2	
Planta quinta	1.121,05 m2	
Planta sexta	1.121,05 m2	
Planta séptima	1.121,05 m2	
Planta octava	1.121,05 m2	
Planta novena	1.121,05 m2	
Planta de cubierta	188,00 m2	
BLOQUE QUIRURGICO		6.234,35 m2
Planta segunda	2.088,50 m2	
Planta tercera	2.087,85 m2	
Planta cuarta	2.058,00 m2	
TOTAL		147.179,45 m2

Tabla 1. Distribución superficial del complejo hospitalario

Sin embargo, la superficie objeto de actuación se extrae del modelo energético realizado, en el que se computa únicamente la superficie de locales habitables existente, para cuantificar los posibles ahorros de energía que se den.

Se muestra a continuación dicha superficie, diferenciada para cada tipo de edificio que conforma el complejo

hospitalario:

Edificio bandeja

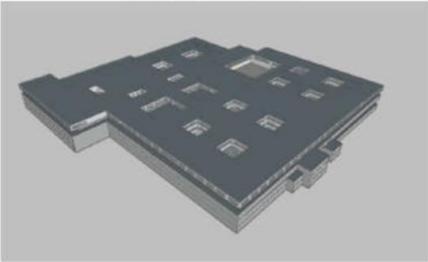
Superficie habitable [m²]	48242.10
Imagen del edificio	Plano de situación
	

Ilustración 8. Superficie habitable, imagen y plano de situación del edificio bandeja

Torre cuidados medios

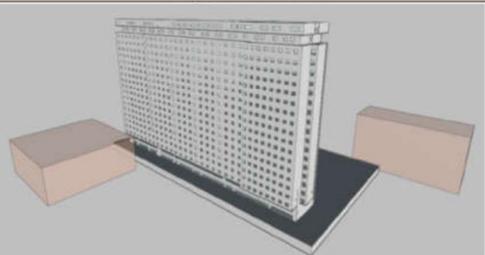
Superficie habitable [m²]	40752.50
Imagen del edificio	Plano de situación
	

Ilustración 9. Superficie habitable, imagen y plano de situación de la torre de cuidados medios

Torre cuidados mínimos

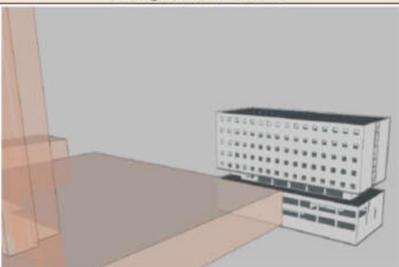
Superficie habitable [m²]	5926.74
Imagen del edificio	Plano de situación
	

Ilustración 10. Superficie habitable, imagen y plano de situación de la torre de cuidados mínimos

Torre cuidados especiales

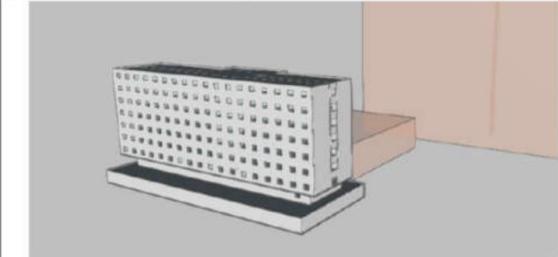
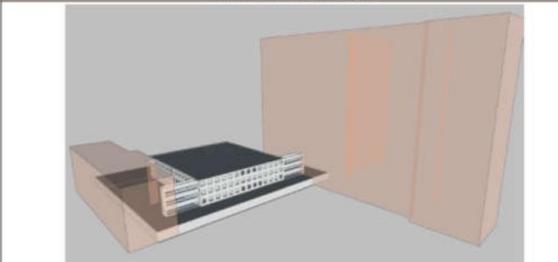
Superficie habitable [m²]	7954.53
Imagen del edificio	Plano de situación
	

Ilustración 11. Superficie habitable, imagen y plano de situación de la torre de cuidados especiales

Bloque quirúrgico

Superficie habitable [m²]	4663.81
Imagen del edificio	Plano de situación
	

Obteniendo finalmente un agregado de superficie de actuación de:

Edificio	Superficie habitable
Edificio bandeja	48.242,10 m ²
Torre Cuidados Medios	40.757,50 m ²
Torre Cuidados Mínimos	5.926,74 m ²
Torre Cuidados Especiales	7.954,53 m ²
Bloque Quirúrgico	4.663,81 m ²
TOTAL	107.539,68 m²

Tabla 2. Distribución de superficies habitables del complejo hospitalario

3.2.3 Plantas de refrigeración actuales

Actualmente se dispone de dos plantas de producción de agua fría en el hospital, ambas enfriadoras son de tipo agua-agua, contando con un compresor variable de tipo centrífugo. Cada central de refrigeración tiene asociados grupos de bombeo para la distribución de agua a los equipos terminales.

- Central #1: situada en la sala de máquinas ubicada en el sótano de la zona posterior del edificio bandeja.
- Central #2: situada en la sala de máquinas ubicada en la planta semisótano del edificio de cuidados mínimos.

La **Central #01** dispone de tres equipos de producción de agua enfriada, funcionando simultáneamente un máximo de dos, ya que la máxima demanda pico está por debajo del 50% de la capacidad total. Estos equipos dan servicio a la zona de bandeja anterior y posterior, torre cuidados medios, torre cuidados especiales y bloque quirúrgico. Utilizan el refrigerante R-134A y la potencia nominal de cada uno de los equipos es de 2.195 kW.

Estas enfriadoras cuentan con el apoyo de ocho torres de refrigeración de tipo abiertas y con ventilador axial para la evacuación del calor de condensación, estando situadas en la cubierta de la torre principal de hospitalización.

La **Central #02** dispone de dos equipos de producción de agua enfriada, nunca llegando a funcionar ambos simultáneamente. Estos equipos dan servicio a parte de zona de bandeja posterior y a la torre cuidados mínimos. Utilizan el refrigerante R-134A y la potencia nominal de cada uno de los equipos es de 850 kW.

De la misma manera, esta central se apoya en dos torres de refrigeración de tipo abiertas y con ventilador axial, las cuales se encuentran situadas en la cubierta de la torre de cuidados mínimos.

Ambas centrales cuentan con una serie de grupos de bombeo para sus circuitos primarios, distribuyendo el agua desde los colectores de retorno a cada una de las enfriadoras; y secundarios, llevando el agua enfriada hasta los equipos terminales (climatizadores e inductores). Disponen también de sendos circuitos de condensación para el envío de agua a torres de refrigeración.

No se dispone de elementos de regulación de caudal, y todos los equipos de bombeo funcionan a caudal constante.

4 DEMANDA DE REFRIGERACIÓN DEL EDIFICIO

Para obtener la demanda de refrigeración del complejo hospitalario, se hará uso de una calificación energética incluida en el proyecto, tras simular los cambios en la envolvente térmica planeados. Es por ello por lo que este apartado queda fuera de la situación inicial del edificio, en el estudio ya se incluyen medidas proyectadas para el cálculo.

Se utiliza este método porque es el único con el que se cuenta para realizar una estimación de la demanda. Los equipos actuales no tienen ningún sistema de medida que permita establecer una cuantificación de la demanda de refrigeración.

Edificio bandeja

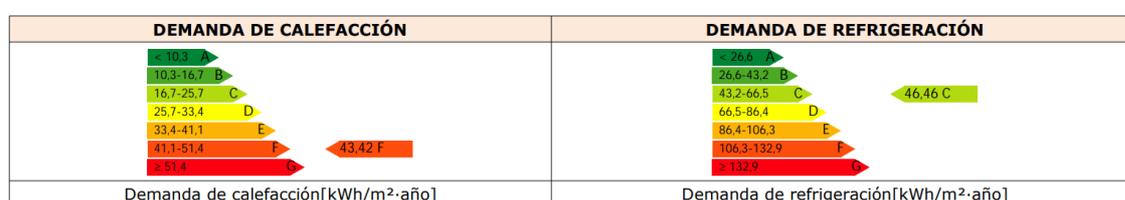


Ilustración 12. Demanda de calefacción y refrigeración del edificio bandeja

Torre cuidados medios

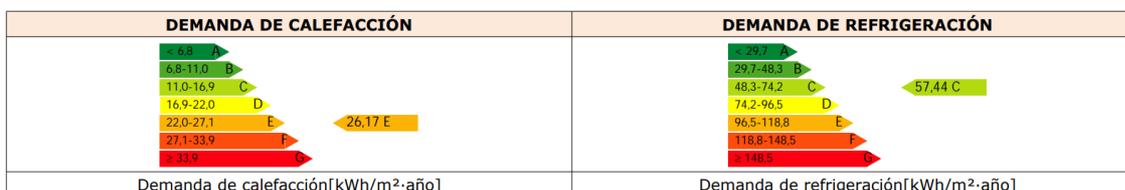


Ilustración 13. Demanda de calefacción y refrigeración de la torre de cuidados medios

Torre cuidados mínimos

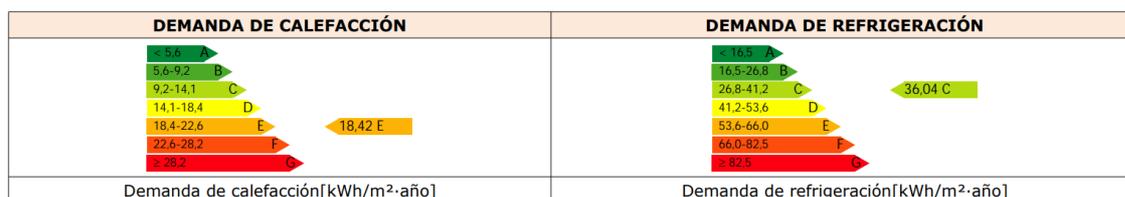


Ilustración 14. Demanda de calefacción y refrigeración de la torre de cuidados mínimos

Torre cuidados especiales

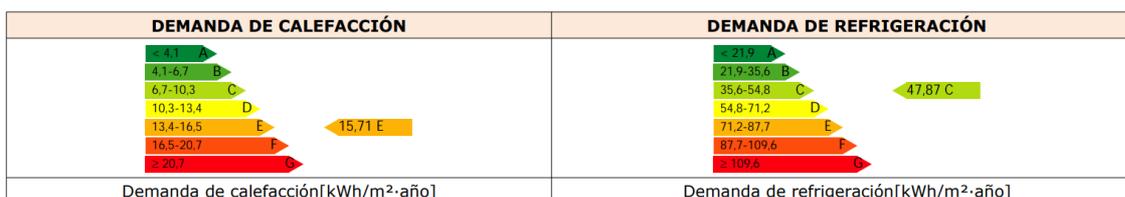
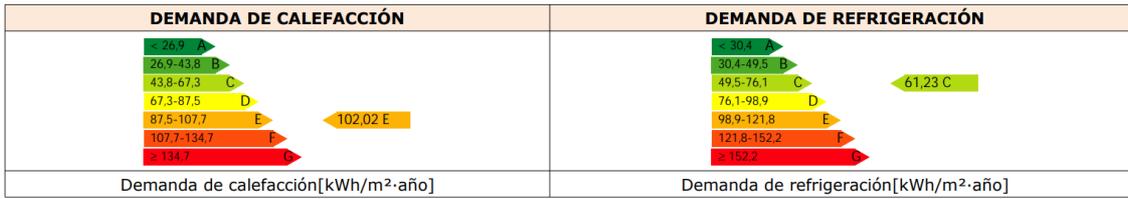


Ilustración 15. Demanda de calefacción y refrigeración de la torre de cuidados especiales

Bloque quirúrgico*Ilustración 16. Demanda de calefacción y refrigeración del bloque quirúrgico*

Es necesario recalcar que, de estos valores, solo se utilizarán los relativos a la demanda de refrigeración. El estudio de la demanda de calefacción queda fuera del alcance del presente trabajo.

Una vez se cuenta con los valores de la demanda de refrigeración de cada edificio por unidad de superficie, y con las superficies de locales habitables existentes presentadas en el apartado anterior, se procede a multiplicar ambos valores para obtener tanto la demanda de refrigeración de cada edificio, como la demanda de refrigeración total. Dichos cálculos se presentan a continuación:

Edificio	Superficie (m ²)	Demanda de refrigeración (kWh/m ² .año)	Demanda de refrigeración (MWh/año)
Edificio bandeja	48.242,10	46,46	2.241,33
Torre cuidados medios	40.752,50	57,44	2.340,82
Torre cuidados mínimos	5.926,74	36,04	213,60
Torre cuidados especiales	7.954,53	47,87	380,78
Bloque quirúrgico	4.663,81	61,23	285,57
		TOTAL	5.462,10

5 ANÁLISIS MULTIDISCIPLINAR

El análisis multidisciplinar es esencial para abordar de manera integral las diferentes áreas del complejo hospitalario. Este enfoque permite evaluar diversos aspectos, como la eficiencia energética, la funcionalidad de los equipos, la distribución del espacio y el cumplimiento de normativas sanitarias, entre otros. A través de la colaboración de expertos de distintas disciplinas, se busca obtener una visión completa y detallada que facilite la toma de decisiones informadas y la implementación de mejoras sostenibles. En los siguientes apartados, se detallarán los diferentes análisis realizados y sus respectivas conclusiones.

5.1 Análisis tecnológico

5.1.1 Introducción

Se entiende refrigerar como mantener un sistema por debajo de la temperatura ambiente. Este apartado tiene como objetivo un estudio de las distintas metodologías en la actualidad para la producción de frío, los distintos componentes que forman los equipos y cuáles podrían ser útiles teniendo en cuenta las características concretas de las instalaciones objeto de análisis.

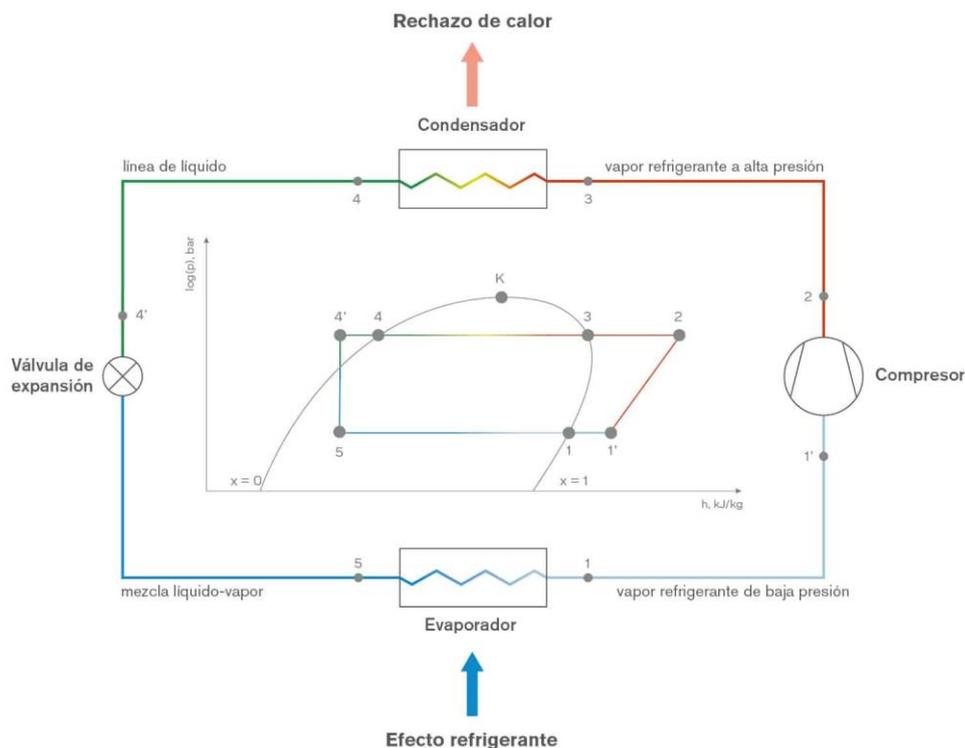


Ilustración 17. Diagrama básico del ciclo frigorífico

La imagen anterior muestra un esquema básico del ciclo de refrigeración, además de un diagrama presión-entalpía que muestra la evolución del refrigerante a través de sus distintos puntos.

El objeto de este trabajo no es indagar en profundidad el ciclo frigorífico, por lo que solo se expondrán

sus aspectos básicos.

Es posible trasladar calor de un foco frío a uno caliente, algo que en principio resulta contraintuitivo para cualquier persona no familiarizada con la materia, gracias al ciclo de refrigeración. Dicho ciclo usa un fluido denominado refrigerante que cuenta con una serie de características deseadas para la transmisión de calor.

El refrigerante a baja presión absorbe calor del foco frío en el **evaporador**, donde se evapora completamente, aprovechando el mayor calor latente de vaporización de los fluidos en comparación con su capacidad calorífica en estado líquido. Más tarde pasa por el **compresor**, donde su presión es elevada. Después, el refrigerante a alta presión circula por el **condensador**, donde cede calor al foco caliente, aprovechando también el calor latente en el cambio de estado en el cual condensa por completo. Por último, pasa por la **válvula de expansión**, en la cual se reduce su presión de forma isentálpica, hasta volver a ser una mezcla de líquido-vapor a baja presión lista para reiniciar su paso por el ciclo.

Tanto el evaporador como el condensador son al fin y al cabo intercambiadores de calor, elementos cuyo diseño y dimensiones se optimizan para obtener una mayor transferencia de temperatura entre el fluido refrigerante y los focos frío y caliente, respectivamente.

La válvula de expansión expande el fluido refrigerante y reduce su temperatura, preparándolo para absorber calor del foco frío, pudiendo también regular su flujo.

El compresor comprime el refrigerante en estado vapor a la vez que aumenta su temperatura. Es el tercer componente, además de evaporador y condensador, donde el sistema intercambia trabajo con el exterior. El origen de este trabajo necesario para la compresión del fluido puede ser eléctrico, mecánico e incluso térmico. Además, existen numerosos tipos de compresores atendiendo a diversas clasificaciones, las cuales serán estudiadas con posterioridad.

5.1.2 Refrigerantes

5.1.2.1 Definición

Se entiende como refrigerante cualquier sustancia que actúa como agente de enfriamiento, encargado del transporte del calor. Absorbe calor cuando se encuentra a baja temperatura y presión evaporándose para después ceder este calor en un estado de mayor presión y temperatura mediante la condensación.

Los refrigerantes son elementos cruciales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier fluido al que se pueda cambiar de estado de líquido a vapor y viceversa puede funcionar como refrigerante, aprovechando el calor latente de evaporación/condensación. Sin embargo, dependiendo de las condiciones de presión y temperatura a la que se den estos cambios de estado, dicho fluido será o no interesante desde un punto de vista comercial para actuar como fluido refrigerante.

Dichas propiedades para comprobar la idoneidad de un refrigerante son básicamente las distintas combinaciones de temperatura y presión a la que se den los cambios de estado en el fluido, lo cual es fácilmente identificable en las curvas de saturación que serán estudiadas posteriormente.

5.1.2.2 Evolución histórica

El agua fue el primer refrigerante que se utilizó en la historia. Desde la antigüedad, las personas han ideado formas de refrigerar alimentos y estancias principalmente. Pequeños avances, como el descubrimiento de que al añadir sal al hielo producía temperaturas inferiores que el hielo por sí solo, llevaron finalmente mediante el estudio y la investigación hacia finales del siglo XVIII a la invención de máquinas para, mediante la disminución de la presión de vapor del agua, conseguir que esta

evaporase a temperaturas inferiores. Dicha estrategia avanza en la dirección que aún es utilizada hoy en día, y mediante la prueba de distintos fluidos refrigerantes diferentes del agua a principios del siglo XIX, se sentaron las bases de la refrigeración moderna.

Entre los refrigerantes ensayados, destacaron el amoníaco, bióxido de carbono, bióxido de azufre, cloruro de metilo y algunos hidrocarburos. Con el desarrollo de las unidades domésticas a principios del siglo XX, se evidenció el problema del riesgo que conllevaba el uso de alguno de estos refrigerantes, ya fuera por su toxicidad, inflamabilidad, corrosión o su uso a presiones muy elevadas.

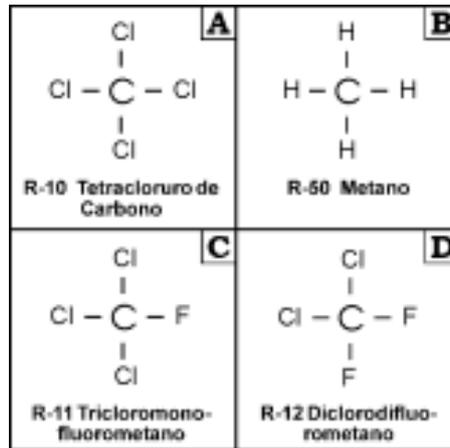


Ilustración 18. Composición química del R-10, R-50, R-11 y R-12

Posteriormente, para contrarrestar algunos de los efectos negativos anteriormente mencionados, se exploró el desarrollo de nuevos refrigerantes, principalmente modificando compuestos anteriores mediante la adición de flúor, los cuales resultaban muy estables. Nació de esta manera el desarrollo de los refrigerantes halogenados, cuyos principales exponentes durante muchos años fueron el R-11 y R-12, conocidos como freones, los cuales contaban con buenas propiedades termodinámicas y de seguridad.

La familia de los freones siguió creciendo mediante el desarrollo de otros compuestos halogenados, los cuales fueron también usados para aplicaciones distintas a la refrigeración. Con el paso de los años, se descubrió que se estaba produciendo un adelgazamiento en la capa de ozono de la Antártida, lo cual se creía que era debido principalmente a la emisión de los compuestos halogenados, por su contenido en bromo y cloro. Estudios posteriores confirmaron dichas sospechas y tras muchas negociaciones se llegó finalmente en 1987 a la firma del **Protocolo de Montreal**, en el cual se acordó la regulación gradual reducción de la producción y el uso de los clorofluorcarbonados (CFC) hasta su total desaparición antes del comienzo del siglo XXI. Sin embargo, es necesario aclarar que este acuerdo únicamente se cumple de manera íntegra en Europa. Hoy en día, estos refrigerantes siguen siendo los más utilizados en el mundo.

Los hidroclorofluorcarbonados (HCFC) se introdujeron en un principio como alternativas a los CFCs. Su principal diferencia radica en la sustitución de uno de los átomos de cloro que conforman los CFCs por uno de hidrógeno, resultando en un compuesto con menor **ODP** (Ozone depletion potetial/Potencial de agotamiento de la capa de ozono) ya que contiene menos cantidad de cloro. De la misma forma, el cambio también resulta en un menor **GWP** (Global warming potential/Poder de calentamiento ambiental). Sin embargo, el uso de dichos compuestos también fue limitado salvo reciclado desde 2014, ya que, aunque menor, seguían teniendo un potencial de destrucción de la capa de ozono.

Aparecen también los HFCs, como alternativa totalmente respetuosa con la capa de ozono. Sin embargo, cuentan con la problemática de que su GWP es elevado. La **Enmienda de Kigali**, acordada en 2016, trata precisamente de enmendar la aceptación del Protocolo de Montreal de estos

refrigerantes por su contribución al calentamiento global, en ella se fija un objetivo de reducción del 80% de los HFCs para 2047.

Con la firma en 1997 del **Protocolo de Kyoto**, se pone el foco en la reducción de la emisión de gases de efecto invernadero, añadiendo un requisito que hasta el momento no se le daba tanta importancia como la lucha contra la reducción de la capa de ozono. El resultado es gradual con el tiempo y se traduce en el constante endurecimiento de la normativa respecto a refrigerantes con elevado GWP y su progresiva prohibición hasta alcanzar valores bajos.

Algunos ejemplos de dicho viraje normativo son la Directiva 517/2014 (F-GAS) de Europa, donde establece para 2020 una prohibición de refrigerantes con $GWP > 2500$, lo que implica la desaparición del R-404A. Así como la prohibición para 2025 de refrigerantes con $GWP > 750$ para aparatos split pequeños, lo que supone la desaparición del R-410A y R-407C, comúnmente utilizados. Así como el Real Decreto 552/2019-RSIF-2019, donde se establece una carga máxima de refrigerante según una serie de características entre las que se encuentra su tipo.

Dichos requerimientos hacen que en la actualidad se esté volviendo a apostar por el R-717 (amoníaco), conocido como el “doble 0”, por su nulo GWP y ODP. Es un refrigerante natural que presenta además una alta eficiencia, pero debido a su alta toxicidad e inflamabilidad, sus aplicaciones suelen ser limitadas a entornos industriales, lejos de entornos urbanos donde exista un peligro mayor para las personas.

Para entornos en los que no sea apropiado el uso del amoníaco, se utiliza además el R-744 (CO_2), un refrigerante natural con nulo índice ODP y unidad GWP. Cuenta con desventajas como su alta presión de trabajo, baja eficiencia en temperaturas ambiente altas o temperatura crítica baja, por lo que se suele utilizar en sistemas en cascada en el circuito de baja temperatura.

Adicionalmente, es común el uso de hidrocarburos a modo de refrigerante tales como el R-290 (propano) y R-600a (isobutano), con nulo índice ODP, muy bajo GWP y buena eficiencia energética. Sin embargo, su inflamabilidad hace que su manejo, almacenamiento y uso esté muy regulado.

Por último, es común el uso de refrigerantes sintéticos de nueva generación tales como el R-1234 en sus diferentes variantes con nulo índice ODP, muy bajo GWP y buena eficiencia energética. Su problemática también tiene que ver con su leve inflamabilidad, y sus consiguientes restricciones asociadas por el Reglamento de Seguridad en Instalaciones Frigoríficas (RSIF).

Existen otros muchos tipos de refrigerantes actuales con interés comercial para ser utilizados en distintas aplicaciones, en la siguiente tabla se muestran algunos de ellos:

Gases refrigerantes actuales

Aplicación	Gas	PCA 4ª revisión	Tasa €/Kg	Clase ASHRAE	Temp. ebullición a 1,013 Bar
Climatización	R-134a	1430	16,50	A1	-26 °C
	R-410A	2087,50	31,31	A1	-51 °C
	R-407C	1773,85	26,61	A1	-43,4 °C
	R-32	675	10,13	A2L	-51,65 °C
	R-452B	697,25	10,46	A2L	-50,67 °C
	R-454B	465,08	6,98	A2L	-50,5 °C
Media temperatura	R-134a	1430	16,50	A1	-26 °C
	R-1234ze	7	Exento	A1	-18,98 °C
	R-1234yf	1	Exento	A2L	-29,49 °C
	R-450A	600,60	9,01	A1	-24 °C
	R-513A	629,20	9,44	A1	-29,58 °C
	R-515B	293	4,40	A1	-18,80 °C
Baja temperatura	R-404A	3921,60	58,82	A1	-47 °C
	R-507A	3985	59,78	A1	-47 °C
	R-407F	1824,50	27,37	A1	-46 °C
	R-448A	1385,80	20,79	A1	-45 °C
	R-449A	1396,04	20,94	A1	-46 °C
	R-455A	145,13	Exento	A2L	-52,03 °C

Ilustración 19. Algunos tipos de gases refrigerantes actuales en función de su uso

En dicha tabla, sin embargo, aparecen algunos refrigerantes que han sido recientemente prohibidos o van a serlo en un periodo breve de tiempo. Se puede observar una clasificación de los refrigerantes en función de la aplicación en la que se utilicen, además de otras características como la tasa por unidad de masa que se les aplica en función de su GWP, así como su clase de seguridad según ASHRAE, lo cual se estudiará posteriormente.

5.1.2.3 Requisitos de los refrigerantes

Una vez se ha definido lo que se conoce como sustancia refrigerante, y se ha hecho un breve repaso a su historia y evolución, se van a estudiar las propiedades deseadas que han de tener. En este apartado se dará una mayor importancia al rendimiento y condiciones de funcionamiento para aplicaciones específicas, y no tanto a otros aspectos como su seguridad e interacción con el medio ambiente.

Un refrigerante ideal sería aquel que cediese todo el calor absorbido en el evaporador y compresor en el condensador. Sin embargo, esto no es así, y siempre el fluido arrastra una parte de dicho calor de vuelta a lado de baja presión, haciendo que su capacidad para volver a absorber calor al inicio del ciclo se vea mermada.

Es necesaria una mayor comprensión de cómo funciona realmente el proceso de absorción/cesión y transporte de calor para dilucidar que propiedades serían deseables en un refrigerante. Para entender cómo funciona el ciclo de refrigeración, es fundamental la relación que se da entre presión y temperatura. A continuación, se enuncian algunas de las propiedades que debe reunir un refrigerante ideal:

Propiedades Termodinámicas

Las propiedades termodinámicas son aquellas que están relacionadas con el flujo de calor. Generalmente se encuentran recogidas para cada refrigerante en forma de tablas, que distinguen dichas

propiedades para saturación de líquido y vapor, y para vapor sobrecalentado. Para el estudio de los sistemas de refrigeración serán de mayor utilidad las primeras. Dichas propiedades de saturación se clasifican según la temperatura, presión, volumen, densidad, calor sensible, calor latente y entropía. Algunas de estas propiedades tienen valores diferentes en función del estado del refrigerante, líquido o vapor.

Para las condiciones de comparación se establecen unas temperaturas de operación en el evaporador y en el condensador, las cuales son seleccionadas según el tipo de aplicación específica para la cual se diseña el sistema.

- **Presión**

Las presiones que actúan en un sistema de refrigeración son cruciales. El sistema se puede dividir en dos subsistemas a diferentes presiones. El lado de baja presión, que va desde la salida de la válvula de expansión hasta la entrada al compresor, incluyendo al evaporador; y el lado de alta presión, el cual va desde la salida del compresor hasta la entrada a la válvula de expansión, incluyendo al condensador. Es necesario aclarar que el sistema descrito es una representación típica, pueden existir otras tipologías con compresiones escalonadas, y por tanto otros niveles de presión. A modo de un mejor entendimiento, se entenderá como baja presión la que existe en el evaporador, y alta presión la que existe en el condensador.

Ambas presiones existentes en el circuito han de ser positivas, es decir, superiores a la presión atmosférica. La razón de ser de este requisito es evitar posibles fugas de aire hacia el interior del sistema, que alterarían el correcto funcionamiento del mismo.

Por otra parte, cuanto mayor sea la presión de condensación, es decir, la presión a la que eleve el refrigerante el compresor, más robusto tendrá que ser el sistema y dicho componente. Condiciones de presión de condensación muy elevadas se traducirán en equipos más caros y un potencial peligro más acusado. Es por ello por lo que se busca tanto una presión de evaporación para la temperatura seleccionada lo más baja posible, pero superior a la atmosférica; y una presión de condensación no demasiado elevada.

- **Temperatura**

En lo que se refiere a la temperatura, se erigen tres términos que cobran una especial importancia en el diseño del ciclo de refrigeración: las temperaturas de congelación, ebullición y crítica del refrigerante para las condiciones seleccionadas.

La temperatura de congelación del refrigerante es una propiedad que depende también de las condiciones de presión en el evaporador. Resulta fundamental que dicha temperatura se encuentre por debajo de la del evaporador, para que el fluido refrigerante nunca solidifique y obstruya el circuito. Este requisito no suele presentar demasiados problemas, ya que, mayoritariamente, los fluidos suelen presentar temperaturas de congelación muy bajas. Como excepción se tiene el R-718 (agua), que a presiones cercanas a la atmosférica congela a temperaturas elevadas en comparación con otros refrigerantes. Estas temperaturas suelen estar por encima de las de los objetos o sistemas a enfriar, y es por ello por lo que el agua no se utiliza en el ciclo de refrigeración por compresión, entre otras razones.

Por su parte, la temperatura de ebullición de un líquido, generalmente referida a condiciones de presión atmosféricas, es la temperatura a la que se igualan la presión de vapor a la atmosférica. Será deseable que el fluido refrigerante tenga una temperatura de ebullición baja en las condiciones del evaporador, para que pueda evaporarse a una temperatura por debajo del foco frío a enfriar. Como se ha explicado con anterioridad, modificando las condiciones de presión también se modifica la temperatura, en este caso de ebullición. Por una parte, se buscaban presiones en el evaporador bajas, algo superiores a la

atmosférica, para evitar la inclusión de aire en el circuito, pero, por otra parte, dependiendo del tipo y tamaño del evaporador, será más o menos eficiente o presiones mayores o menores, por lo que es un valor de diseño que puede cambiar según diversos factores.

Lo que es claro, es que, tanto en el evaporador como en el condensador, el fluido refrigerante que discurre por el interior del circuito deberá tener una temperatura superior e inferior, respectivamente a los focos frío y caliente, ya que sin diferencia de temperatura no existe flujo de calor. Esta diferencia de temperatura también influye en el rendimiento y eficiencia del ciclo de refrigeración, y generalmente se toma de alrededor de 6 o 7 grados centígrados.

Por último, la temperatura crítica es la temperatura por encima de la cual no es posible condensar un vapor, por mucho que se aumente la presión. Por tanto, dicho parámetro adquirirá una especial importancia en el condensador, donde la temperatura del refrigerante a su paso deberá ser inferior a la temperatura crítica, para que pueda condensar cediendo calor al foco caliente.

- **Curvas de Presión – Temperatura**

La temperatura de ebullición/condensación de un fluido puede ser modificada si se modifica la presión. A modo de ejemplo, el agua a presión atmosférica en un recipiente abierto hierve aproximadamente a 100 °C, pero si esa agua es introducida en un recipiente y modificamos su presión, hervirá a más o menos temperatura, si aumentamos o disminuimos la presión, respectivamente.

El ciclo de refrigeración es un ciclo cerrado en el que se trabaja precisamente cambiando la presión del refrigerante para conseguir modificar sus puntos de ebullición y condensación ajustándolos a las condiciones específicas de operación en las que trabaje. Las curvas de Presión – Temperatura de un fluido refrigerante muestran el par presión-temperatura al que el fluido se encuentra en un estado de saturación. Dependerá de la transferencia de calor que se lleve a cabo la evolución del fluido en el punto de saturación, si absorbe calor, el líquido hierve; si cede calor, el vapor condensa; y si no hay transferencia de calor, se mantiene en el mismo estado.

Por tanto, estas curvas presentan utilidad a la hora del diseño del ciclo de refrigeración para un determinado refrigerante. De un vistazo se podrá estimar las presiones de evaporación y condensación que se deberá dar en el refrigerante para que realice los cambios de estado en las condiciones deseadas, siendo el fin último un aprovechamiento del mayor calor latente de evaporación/condensación del fluido para la transferencia y transporte de calor sin elevar su temperatura.

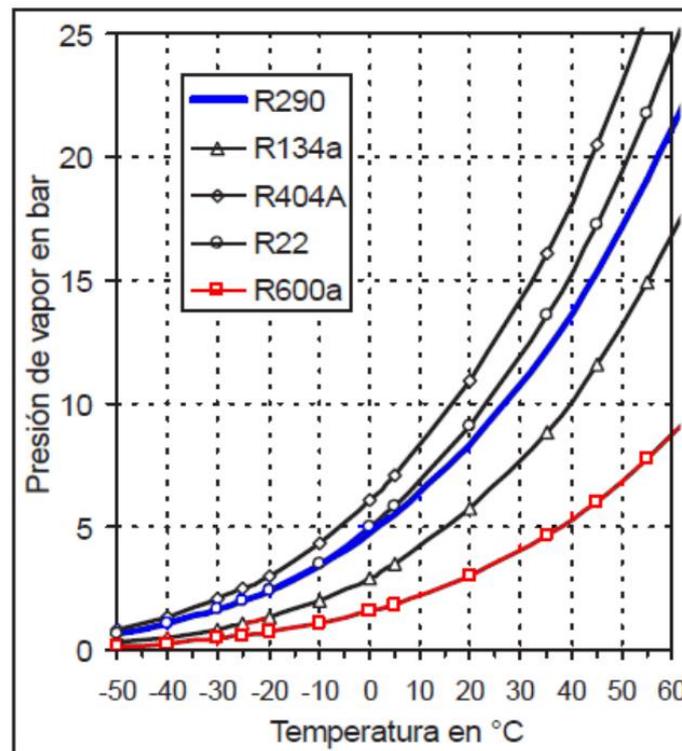


Ilustración 20. Curvas de presión-temperatura para distintos refrigerantes

La misma información que contienen las curvas es recogida en tablas para diferentes temperaturas, lo cual puede resultar más preciso a la hora de la obtención de los datos necesarios.

- **Volumen**

El volumen es una medida de la cantidad de espacio ocupado por un objeto o una sustancia en tres dimensiones, en este caso, el refrigerante. El volumen del refrigerante se ve modificado a lo largo del ciclo, debido a los cambios de estado que sufre.

Para comparar densidades de gases, es común utilizar el volumen específico, que es el volumen por unidad de masa de dicho gas. El volumen específico en fase vapor será de especial utilidad a la hora de analizar el sistema, pues estará directamente relacionado con el trabajo del compresor. Valores de esta magnitud elevados significará que no serán adecuados para trabajar con compresores alternativos, ya que será requerido un compresor con un elevado desplazamiento volumétrico. Es por ello por lo que en refrigerantes que tengan este valor elevado, es preferible el uso de otro tipo de compresores que sean capaces de manejar una mayor cantidad de vapor de refrigerante, como podrían ser por ejemplo los compresores centrífugos.

- **Entalpía**

La entalpía representa la cantidad total de energía térmica contenida en un fluido. Se mide en unidades de energía por unidad de masa, y su valor para las distintas temperaturas es fruto de una convención.

Lo realmente interesante acerca de esta propiedad es su variación, ya que permitirá conocer la cantidad de energía en forma de calor absorbida o cedida por unidad de masa por un cuerpo estudiando diferentes puntos del ciclo.

Así, se tiene la **entalpía del líquido saturado**, que se define como la cantidad de energía por cada unidad de masa de fluido refrigerante en estado de líquido saturado. Por otra parte, la **entalpía de evaporación** es la cantidad de calor que requiere una unidad de masa de una sustancia para pasar de estado líquido a gaseoso a temperatura constante, también es conocido como calor latente de evaporación.

El refrigerante cambia de estado líquido a vapor en el condensador, por tanto, cuanto mayor sea su calor latente de evaporación mayor cantidad de calor podrá absorber hasta evaporarse completamente.

Por último, el concepto de **entalpía del vapor saturado** aúna los dos términos anteriores, para equivaler a su suma. Muestra el calor total que contiene el vapor saturado, antes de ser sobrecalentado.

Las entalpías son útiles para entender mejor como funciona el ciclo, además de permitir el cálculo del efecto de refrigeración, conocido como el trabajo real que produce el refrigerante dentro del sistema de refrigeración; si se conoce la entalpía del refrigerante líquido a la entrada del evaporador y del vapor de refrigerante a su salida.

- **Densidad**

La densidad muestra la relación entre la masa de una sustancia y el volumen que ocupa. Conocer los valores de dicha propiedad tiene algunas aplicaciones útiles relacionadas con la realización de cálculos y diseño de estos sistemas, principalmente la densidad del refrigerante en estado líquido.

El cálculo de volúmenes de tanques recibidores y depósitos de refrigerante requiere del conocimiento de dicha propiedad, además de tener en cuenta que cambios en la temperatura pueden llegar a producir cambios significativos en la densidad y por tanto en el volumen que ocupan según que sustancias. Por tanto, el diseño ha de ser exhaustivo para cubrir toda la casuística que pueda darse y trabajar siempre del lado de la seguridad.

- **Entropía**

La entropía es una propiedad que en ocasiones es muy difícil de explicar. Generalmente resulta muy útil en cuanto al cálculo de propiedades de los fluidos refrigerantes. Principalmente se asume que en los procesos de compresión mayoritariamente no se modifica la entropía del fluido de trabajo. La entropía a la entrada del compresor puede ser hallada, si se conocen otras propiedades tales como la presión y temperatura en dicho punto, por ejemplificar. Como se considera el paso por el compresor un proceso isentrópico, a la salida mantendrá este mismo valor, y conociendo otra propiedad de diseño como puede ser la presión de salida, es posible conocer el valor del resto de propiedades del refrigerante a la salida del compresor.

Propiedades Físicas y Químicas

Además de las propiedades termodinámicas deseables para un refrigerante, existen una serie de propiedades físicas y químicas atribuibles a un refrigerante ideal.

- **Toxicidad**

El refrigerante no debe ser tóxico. Durante distintas fases de su ciclo de vida, tanto en su producción, operación y desmantelamiento o reciclaje del equipo en el que trabaje; el refrigerante puede entrar en contacto con las personas. Por tanto, que sea inocuo para la salud de estas se torna un requisito importante. Si se optara por un elemento que no cumpliera este requisito, se deberían adicionar una serie de medidas de seguridad con objeto de proteger la salud de las personas.

- **Inflamabilidad**

El refrigerante no debe ser inflamable ni explosivo. En la mayoría de las ocasiones, los equipos que funcionan con estos fluidos se encuentran próximos a núcleos urbanos, incluidos dentro de los edificios. Es por ello por lo que una fuga de refrigerante que pueda arder de manera más o menos sencilla constituye un peligro potencial ya que podría originar un incendio o una explosión con consecuencias devastadoras.

El RSIF realiza una clasificación de los refrigerantes en función de su clase de seguridad, teniendo en cuenta su toxicidad e inflamabilidad, la cual será representada posteriormente en su apartado correspondiente.

- **Compatibilidad con otros materiales**

Es necesario asegurarse que el refrigerante empleado no presente incompatibilidades con los materiales empleados en la construcción de equipos de refrigeración. Así, se evitará que el fluido dañe por medio de la corrosión o modifique las propiedades y características de estos materiales.

Por ejemplo, puede considerarse el caso del R-717 (amoníaco), el cual es incompatible con el cobre o cualquier aleación que lo contenga, ya que puede provocar su corrosión.

- **Fugas**

Con anterioridad se estudió que los refrigerantes trabajaban siempre a sobrepresión respecto a la presión atmosférica con objeto de que no entraran fugas de aire al circuito de refrigeración. Esto comporta que cualquier abertura o grieta que se de en el circuito cerrado conllevará una fuga del refrigerante hacia el exterior. La facilidad con la que se produzcan fugas dependerá principalmente de la calidad constructiva del sistema, de las presiones a las que opere, del tipo de montaje del compresor (hermético, semihermético o abierto) así como propiedades inherentes al refrigerante como puede ser su peso molecular.

Dependiendo de otras características anteriormente mencionadas como su toxicidad o inflamabilidad, una fuga de refrigerante puede pasar de ser algo indeseable a algo perjudicial para la salud y seguridad de las personas. Incluso si no comporta estos peligros, puede llegar a desplazar el oxígeno en espacios confinados si no existe una ventilación adecuada, resultando en riesgo de asfixia.

Debido a su naturaleza, ciertos refrigerantes pueden presentar un olor característico que evidencie la aparición de una fuga. Esto puede llegar a ser una ventaja en algunos casos, pero quizás no sea deseable en otros en los que no comporte un mayor peligro, y puede generar un efecto pánico innecesario.

Lo que es innegable es la necesidad de establecer sistemas de detección incorporados en los propios equipos que alerten de las fugas para combatirlos. Abundan diversas alternativas en el mercado tales como soluciones de burbujas, tintes o detectores electrónicos.

5.1.2.4 Clases y grupos de seguridad

Además de clasificarse según la familia a la que pertenezcan los refrigerantes, tal y como se ha visto anteriormente (CFC, HCFC, HFC, HFO...), estos se ordenan atendiendo a su clase de seguridad en distintas categorías según el RSIF. Los principales riesgos que se atribuyen a los refrigerantes para dicha clasificación son su toxicidad y su inflamabilidad.

		Baja toxicidad	Alta toxicidad
Incremento riesgo - inflamabilidad	Sin propagación de llama	A1	B1
	Baja inflamabilidad	A2L	B2L
	Media inflamabilidad	A2	B2
	Alta inflamabilidad	A3	B3
		→ → Incremento riesgo - toxicidad	

Tabla 3. Clases de seguridad y su determinación en función de la inflamabilidad y toxicidad

De una forma simplificada, las distintas categorías se pueden agrupar de la siguiente forma:

- Grupo L1 de alta seguridad = A1.
- Grupo L2 de media seguridad = A2L, A2, B1, B2L, B2.
- Grupo L3 de baja seguridad = A3, B3.

Siempre que existan dudas de la pertenencia de un refrigerante formado por varios compuestos a un grupo, este se deberá clasificar en el más exigente.

5.1.2.5 Restricción normativa

Como se ha podido observar a lo largo de la historia de los refrigerantes, la tendencia (principalmente europea) es dirigirse, una vez se han eliminado por completo los compuestos dañinos para la capa de ozono, hacia soluciones cada vez más respetuosas con el medio ambiente, minimizando la contribución al calentamiento global.

Dicho objetivo pretende llevarse a cabo mediante un conjunto de herramientas que se despliegan de manera gradual y escalonada. Van desde unas tasas o impuestos a la compra, reducción de los derechos de producción, hasta la prohibición del uso de distintos refrigerantes considerados perjudiciales.

En la siguiente imagen se puede observar una gráfica que representa la evolución del precio de los refrigerantes fluorados:

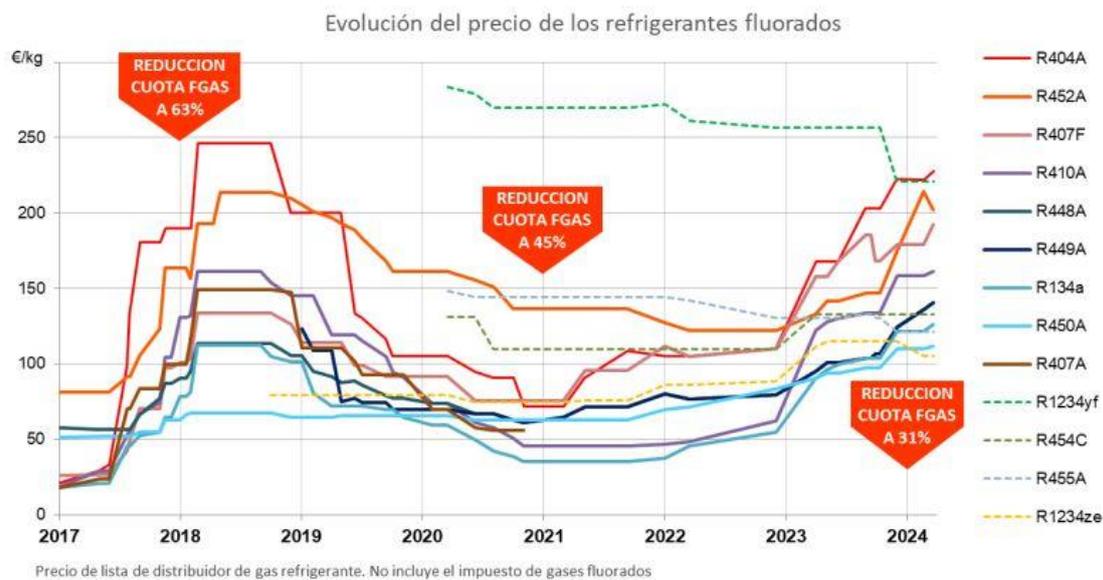


Ilustración 21. Evolución del precio de los refrigerantes fluorados en los últimos años

Analizando la variación del precio, puede observarse claramente como la reducción de la cuota de producción de los refrigerantes fluorados que se dio en 2018 propició que se disparara hasta niveles incluso diez veces superiores. A partir de este momento, y con la prohibición del R-404A, los fabricantes reaccionaron transicionando hacia refrigerantes HFCs de moderado GWP.

La última reducción de la cuota prevista para inicios de 2024 ha inducido que los precios vuelvan a situarse en torno a los de la burbuja de 2018, con la principal diferencia que no se prevé una bajada a niveles anteriores al no haber refrigerantes sustitutos. La mayoría de los refrigerantes fluorados están condenados a desaparecer, quizás antes incluso de la llegada de su prohibición, por las consecuencias que trae consigo la regulación normativa en torno a su uso.

5.1.3 Compresores

Los compresores son considerados el componente más importante de los ciclos frigoríficos típicos. Su función es la de aumentar la presión del fluido refrigerante para modificar sus propiedades termodinámicas como se vio anteriormente, y conseguir una absorción de calor del foco frío y una cesión al foco caliente.

Un término importante relativo a los compresores es su relación de compresión, la cual indica la relación entre la presión de salida del gas a su salida y a su entrada. Fundamentalmente, proporciona el valor por el cual la presión de entrada es multiplicada a la salida.

Estos elementos son clasificados en diferentes categorías, y dependiendo de sus características pueden ser adecuados para procesos de producción de potencia, instalaciones de aire comprimido, procesos relacionados con la industria química o la producción de frío, objeto de estudio en este trabajo, entre otros.

Se pretende a continuación realizar un breve repaso de los distintas clasificaciones en las que se agrupan estos elementos, sin entrar en detalle excesivo, para una mejor comprensión a la hora de su elección.

5.1.3.1 Clasificación según la tipología de compresión

Compresores volumétricos o de desplazamiento positivo

Este tipo de compresores funciona encerrando un gas en una cámara cerrada, para posteriormente disminuir el volumen de dicha cámara, consiguiendo así un aumento en la presión del gas contenido.

Dentro de esta clasificación, los compresores se subdividen en dos categorías, según sea el origen del movimiento que causa la compresión:

- **Alternativos o de pistón**

Utilizan uno o más pistones que se mueven de forma lineal dentro de cilindros para la compresión del gas.

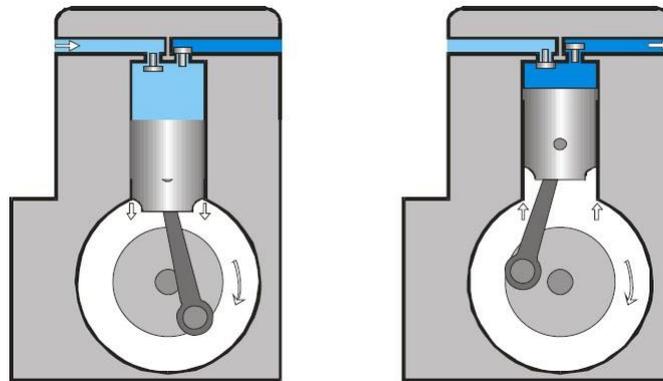


Ilustración 22. Principio de funcionamiento compresor alternativo

- **Rotativos**

Emplean un movimiento rotativo para conseguir disminuir el volumen en el que se confina al gas a comprimir. Se tienen distintos tipos en función de su método de funcionamiento:

- **Paletas**

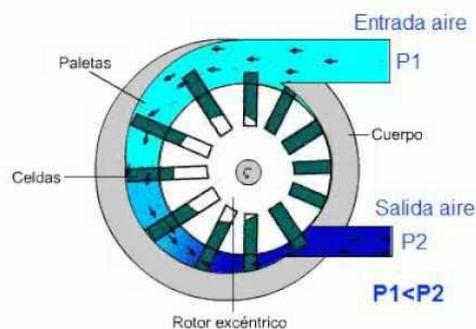


Ilustración 23. Principio de funcionamiento compresor de paletas

➤ Espiral o “Scroll”

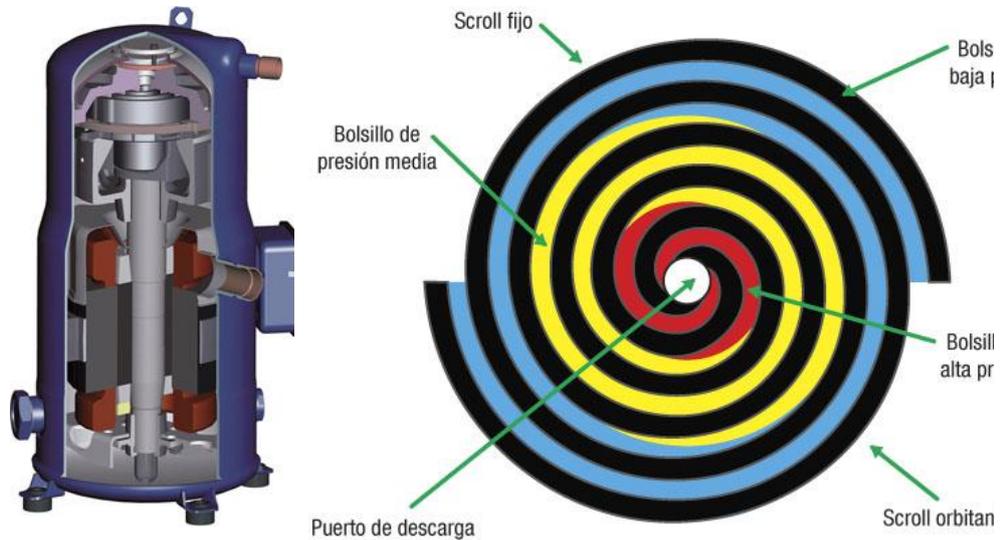


Ilustración 24. Principio de funcionamiento compresor scroll

➤ Tornillo o “Screw”



Ilustración 25. Principio de funcionamiento compresor de tornillo

Compresores dinámicos o turbocompresores

Se basan en los principios estudiados en máquinas térmicas. Básicamente, se acelera el gas a comprimir en el rotor mediante un trabajo externo, para posteriormente frenarlo en el estátor, consiguiendo transformar la energía cinética en presión.

Se subdividen según cómo evoluciona el flujo de aire a través del compresor:

- **Turbocompresores de flujo axial**

El fluido de trabajo fluye de forma paralela al eje de rotación del rotor. Este tipo de compresores no es utilizado en circuitos de refrigeración por distintas razones: el incremento de presión es menor que

los centrífugos, por lo que alcanzan grandes tamaños para poder conseguir las relaciones de compresión requeridas y no presentan buena eficiencia a bajas velocidades.

- **Turbocompresor centrífugo**

En estos compresores, el fluido de trabajo fluye desde el centro del rotor hacia afuera de manera radial.

5.1.3.2 Clasificación según el tipo de montaje

- **Compresor hermético**

Todos sus componentes se encuentran encapsulados. Únicamente lo atraviesan los conductos de aspiración, descarga y la toma de electricidad. Tienen la ventaja de ser muy seguros frente a las fugas, pero la contraparte de que, si alguno de sus componentes ha de ser reparado, la cápsula ha de ser abierta y soldada posteriormente.

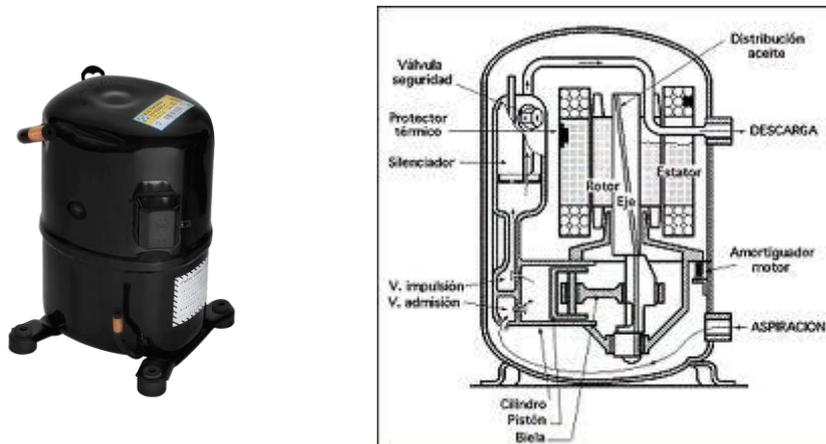


Ilustración 26. Compresor hermético

- **Compresor semihermético**

Similar al anterior, con la diferencia de que el cuerpo del compresor no está formado por una sola pieza, sino que resulta de la unión de partes atornilladas. Esto facilita su apertura en caso de necesidad de reparación, pero a su vez, hace que sea menos seguro frente a fugas que el hermético.

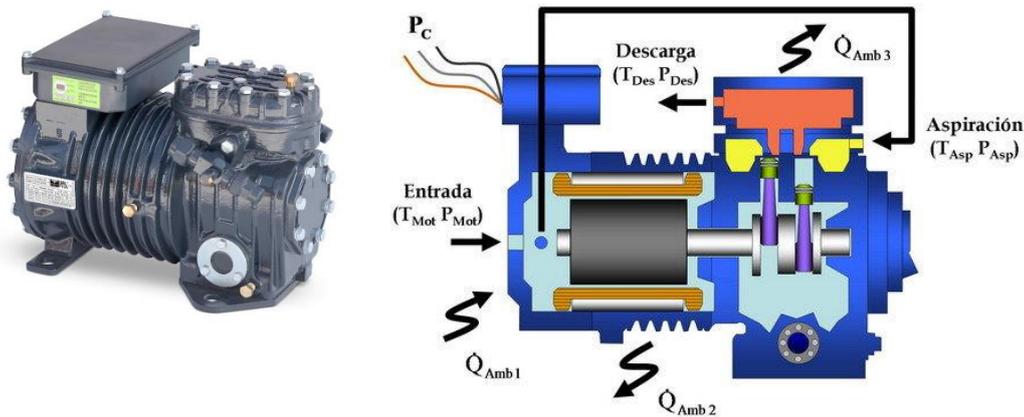


Ilustración 27. Compresor semihermético

- **Compresor abierto**

Los componentes del sistema no se encuentran dentro del mismo cuerpo cerrado, pues el motor que acciona el compresor se encuentra separado. Desde el punto de vista de las fugas de refrigerante, es el más desfavorable. Pues la unión del eje de giro del motor con el compresor presenta un punto débil frente a estos problemas.

Es necesario puntualizar que en los compresores herméticos y semiherméticos, el gas refrigerante puede estar directamente en contacto con el motor, por lo que no deberán presentar incompatibilidades. En el caso de que el refrigerante utilizado fuera el amoníaco, el bobinado del motor debería ser de un material distinto al cobre, como el aluminio, debido a la incompatibilidad que presentan ambos.

5.1.3.3 Clasificación según sus condiciones de operación

En función de la aplicación específica para la cual se diseñe el sistema de refrigeración, y, por tanto, conocidos muchos de los valores con los que se trabajará, pueden establecerse unos rangos que dictarán las condiciones de operación para cada tipo de compresor estudiado.

En primer lugar, los compresores volumétricos son capaces de proporcionar relaciones de compresión más altas, pero con un menor caudal de aire que los turbocompresores.

Por otra parte, los turbocompresores necesitan un mayor tamaño y suelen utilizar distintas etapas o escalonamientos para alcanzar las relaciones de compresión requeridas.

De forma estimativa, se pueden clasificar en función de la potencia frigorífica demandada según la siguiente tabla:

Tipo de compresor	Potencia frigorífica (kW)	Revoluciones por minuto (rpm)
Scroll	5 — 40	1450
Alternativo	5 — 500	1450 — 2900
Tornillo	10 — 1000	1450 — 10000
Centrífugo	> 1000	10000 — 30000

Tabla 4. Clasificación de los compresores según sus condiciones de operación

Esta clasificación puede resultar útil de forma orientativa, para saber para una potencia demandada qué tipos de compresores podrían ser de utilidad. Sin embargo, no se trata de algo empírico, y pueden existir ciertas variaciones.

5.1.4 Condensación por aire vs condensación por agua

Puede haber dos tipologías de enfriadoras, las de condensación por aire o las de condensación por agua. La diferencia principal radica en el fluido al que se cede el calor en el condensador.

A modo de ejemplo se supondrán unas mismas condiciones exteriores 35 °C de temperatura seca exterior con un 40% de humedad.

5.1.4.1 Condensación por aire

Las enfriadoras condensadas por aire utilizan el aire exterior como fluido de intercambio de calor con el refrigerante a alta temperatura y presión. Este aire es impulsado normalmente por ventiladores para mejorar la transferencia de calor, debido al flujo convectivo forzado que se consigue.

El intercambio de dicha energía calorífica se realiza en forma de calor sensible, el cual se determina por el flujo másico, calor específico y la variación de temperatura que experimenta durante el intercambio.

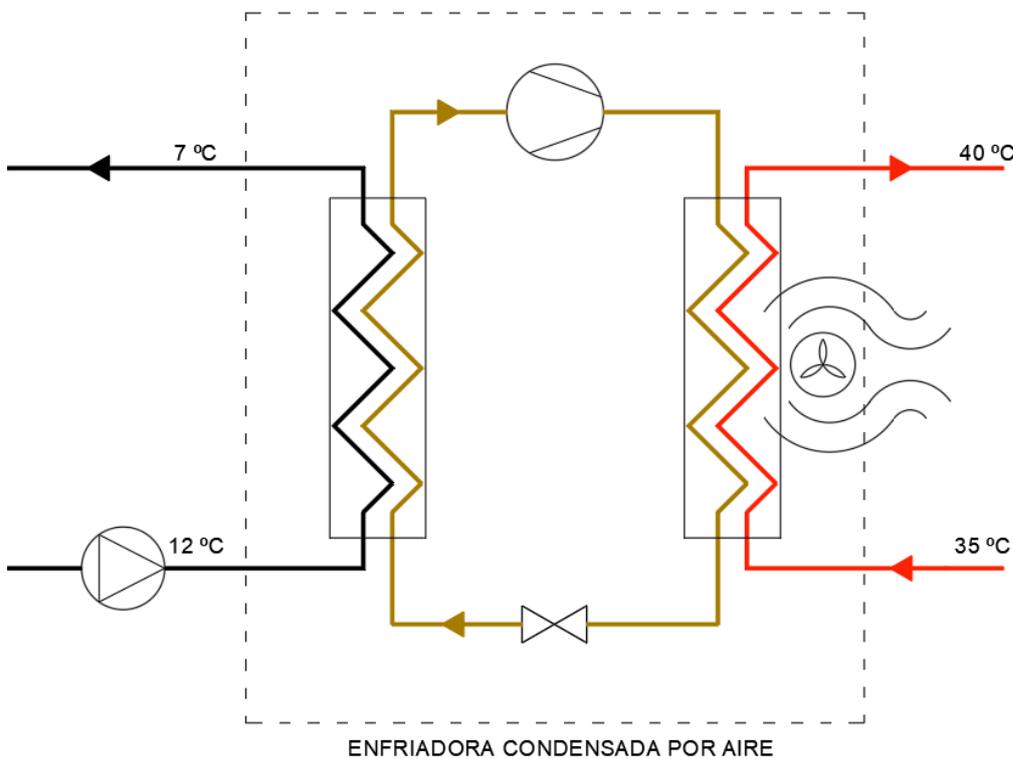


Ilustración 28. Esquema de funcionamiento de enfriadora condensada por aire

El calor que el aire es capaz de intercambiar con el fluido refrigerante se obtiene según la siguiente fórmula:

$$Q = m * cp * \Delta t$$

Donde:

Q es la cantidad de calor transferido en el intercambiador en unidades de energía.

m es el flujo másico de aire en circulación a través del intercambiador de calor en unidades de masa por tiempo.

C_p es el calor específico del aire, en unidades de energía por masa y por temperatura.

En estos sistemas, la temperatura de condensación está controlada por la temperatura seca del aire exterior, con un acercamiento a ella de manera general entre 12 y 15 °C. Es decir, para condensar con aire exterior a una temperatura seca de 35 °C, la temperatura de condensación del refrigerante estaría en un rango de 47 a 50 °C. Esta diferencia de temperatura que hace que se produzca la transferencia de calor es fijada atendiendo a un compromiso entre tamaño y transmisión de calor en dicho componente.

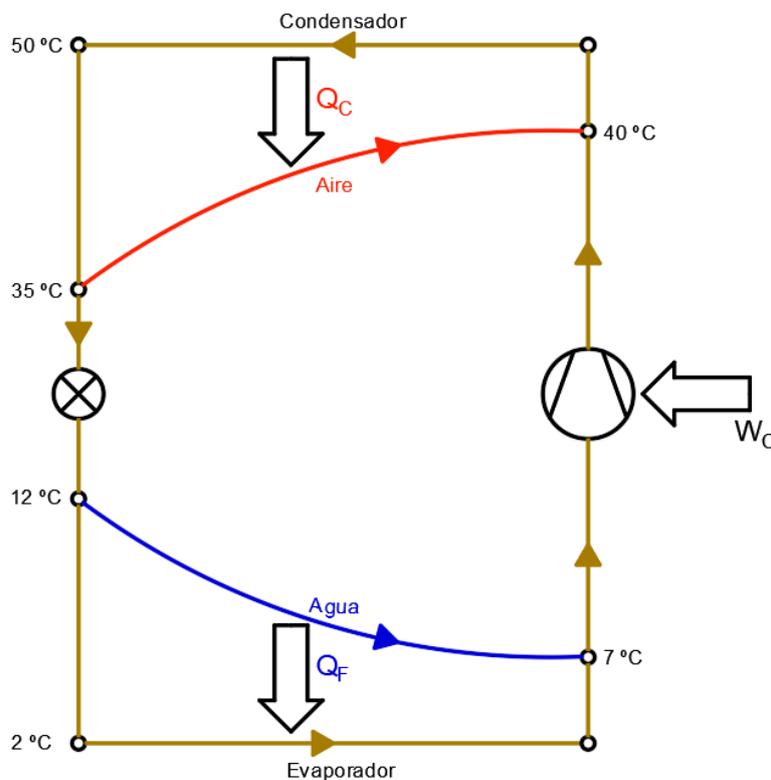


Ilustración 29. Esquema del ciclo frigorífico en enfriadora condensada por aire

Atendiendo a la ecuación de transferencia de calor en un intercambiador:

$$Q = A * U * DTLM$$

Donde:

Q es la cantidad de calor transferido en el intercambiador.

A es el área de transferencia del intercambiador, en unidades de superficie.

U es el coeficiente global de transferencia de calor, que representa la eficiencia del intercambiador para transferir calor entre los fluidos. Se mide en unidades de potencia por área y por diferencia de

temperatura.

DTLM es la diferencia de temperatura logarítmica media entre los dos fluidos que pasan por el intercambiador. Se calcula utilizando las temperaturas de entrada y salida de los fluidos, y presenta una diferencia de temperatura representativa.

El coeficiente global de transferencia de calor de un intercambiador no se ve modificado por el cambio en el resto de los parámetros de la ecuación para un mismo tipo de intercambiador. Por tanto, el área de transferencia y la DTLM deberán variar en sentidos opuestos, si se pretende que el calor transferido no sufra variación alguna.

Una disminución de la diferencia de temperaturas entre los fluidos conlleva que la DTLM también disminuya, y por tanto el área del intercambiador deberá aumentar en la misma medida para mantener la misma transferencia de calor.

La experiencia en años de operación ha llevado al punto de elegir la diferencia de temperatura en unos rangos cercanos a los mencionados anteriormente, para obtener unos intercambiadores en el condensador de un tamaño aceptable.

5.1.4.2 Condensación por agua

Las enfriadoras condensadas por agua utilizan este fluido en el intercambiador de condensación del refrigerante. Después, incluyen un nuevo equipo en el sistema para refrigerar esta agua de intercambio, cuya temperatura aumenta. Dicho equipo es conocido como torre de refrigeración y, el estudio de sus distintas tipologías merece un apartado a parte en el presente trabajo. Por ahora se tomará a modo de ejemplo la torre abierta de tiro inducido.

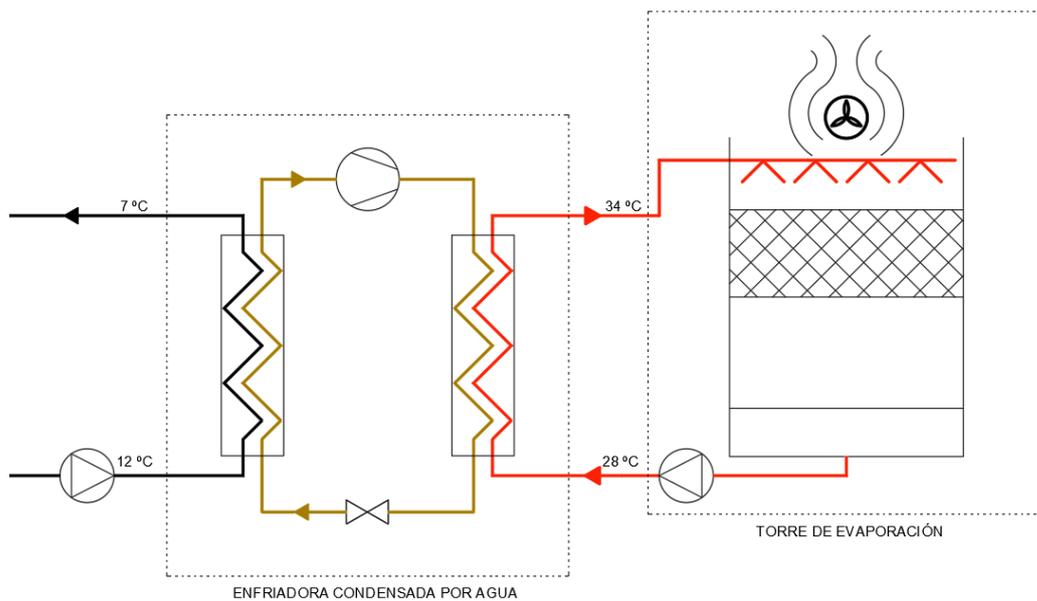


Ilustración 30. Esquema de funcionamiento de enfriadora condensada por agua

El enfriamiento del agua en estas torres se produce por un intercambio de calor pequeño en forma de calor sensible, determinado por los mismos parámetros vistos anteriormente; siendo la mayor parte del calor transferido en un proceso de vaporización de una pequeña masa de agua, en la que entra el juego el calor latente de vaporización.

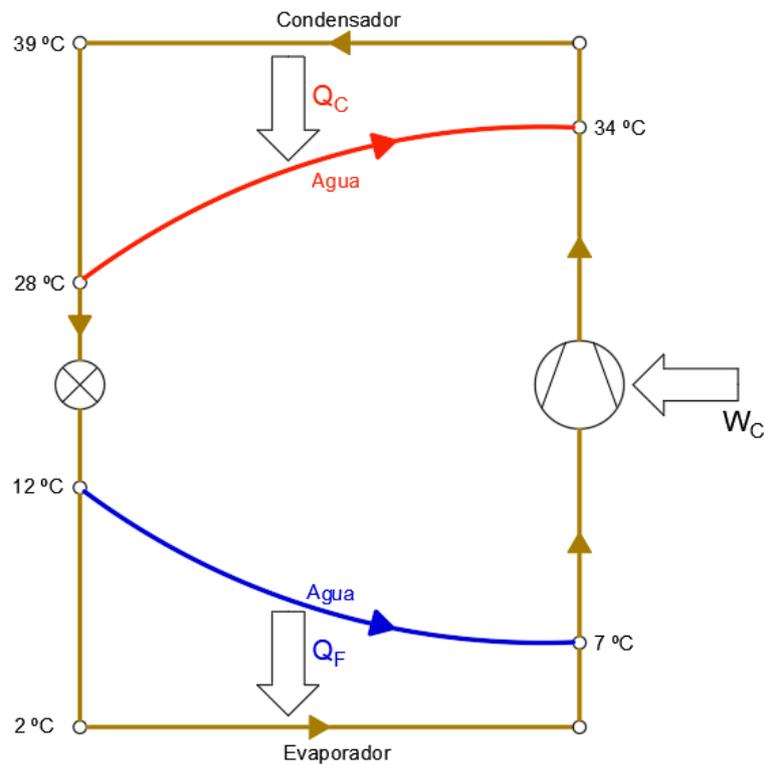


Ilustración 31. Esquema del ciclo frigorífico en enfriadora condensada por agua

Una gota de agua en suspensión siempre tiende a transicionar hacia la temperatura de bulbo húmedo de las condiciones en las que se encuentre, la cual puede ser obtenida haciendo uso del diagrama psicrométrico. Para ello, el agua es rociada en la torre, entrando en contacto con el aire, del cual absorbe calor para evaporar parte de su masa, y mediante esta evaporación consigue reducir su temperatura. Como se ha podido observar, el agua reduce su temperatura mediante evaporación y también el aire, por cesión de calor.

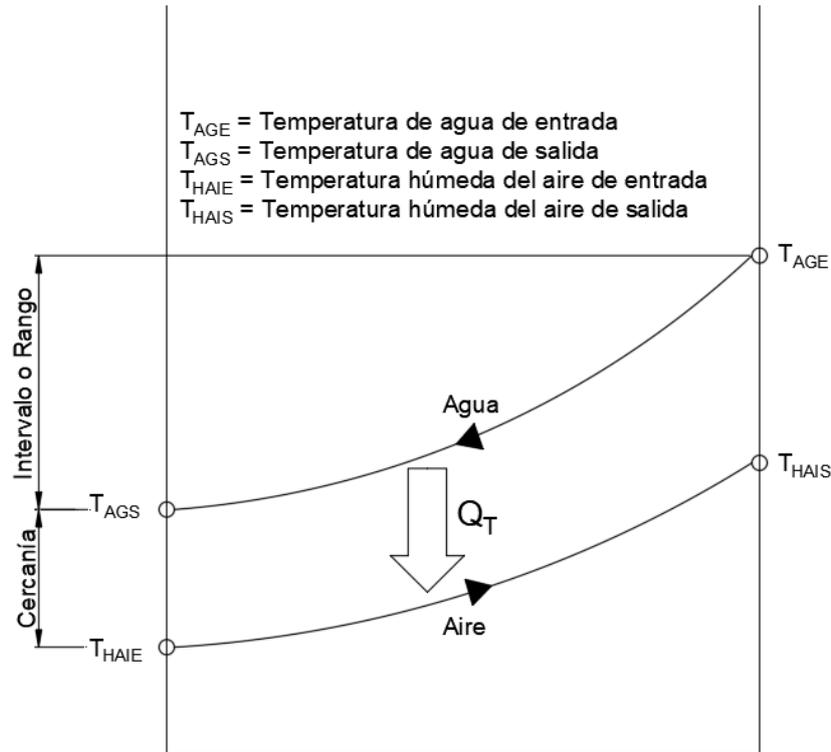


Ilustración 32. Evolución de temperaturas del aire y agua en torre de refrigeración

Si el agua tuviera tiempo y aire circundante suficiente llegaría sin problemas a la temperatura de bulbo húmedo, pero en la realidad existe una diferencia de temperatura hacia esta, conocida como cercanía o approach. Esta diferencia se debe a que el sistema no es ideal, se intenta refrigerar mucha agua a la vez con un aporte de aire limitado, además de un tamaño de torre el cual tampoco puede ser excesivo. Las condiciones de diseño de estas torres suelen ser tales que la temperatura de cercanía suele estar de 3 a 6 °C por encima de la temperatura de bulbo húmedo de las condiciones de aire de entrada a la torre.

5.1.4.3 Diferencias entre ambas tecnologías

Se presentan a continuación las principales diferencias entre las enfriadoras condensadas por aire y las condensadas por agua:

- Teniendo en cuenta la ecuación de transferencia de calor estudiada anteriormente, se intuyen diferencias que pueden llegar a ser significativas. El término del flujo másico también puede expresarse como densidad multiplicada por el volumen sobre el tiempo.

$$m = \frac{\rho * V}{t}$$

La densidad del aire es aproximadamente de 1,2 kg/m³, mientras que la del agua es de 1000 kg/m³, lo cual hace que a igualdad de flujo másico un mayor volumen de aire ha de ser desplazado. Por ello, entre otras razones, el agua se caracteriza por una mayor conductividad térmica que el aire, además de poseer una mayor capacidad de calor específico, $c_{p\text{aire}}=0.25$ cal/g °C y $c_{p\text{agua}}=1$ cal/ g °C, lo cual le permite absorber y retener una cantidad

significativamente mayor de calor por unidad de masa en comparación con el aire, por unidad de aumento de temperatura.

Por todas estas razones el condensador que intercambia con aire es menos eficiente que con agua, lo que proporciona una ventaja a priori a esta última en cuanto a preferencia tecnológica. Para un mismo intercambio de calor, con el agua se necesita menos flujo y menor área de transferencia del intercambiador.

- En cuanto a la flexibilidad de operación, como se ha constatado anteriormente, las enfriadoras condensadas por aire necesitan elevar la temperatura del refrigerante generalmente de 12 a 15 °C por encima de la temperatura seca del aire, debido a que el intercambio de calor es menos eficiente. Por su parte, los intercambiadores presentes en las enfriadoras condensadas por agua de torre pueden reducir esta diferencia de temperatura hasta alrededor de 5 °C, debido a su mayor eficiencia a la hora de transferir calor.

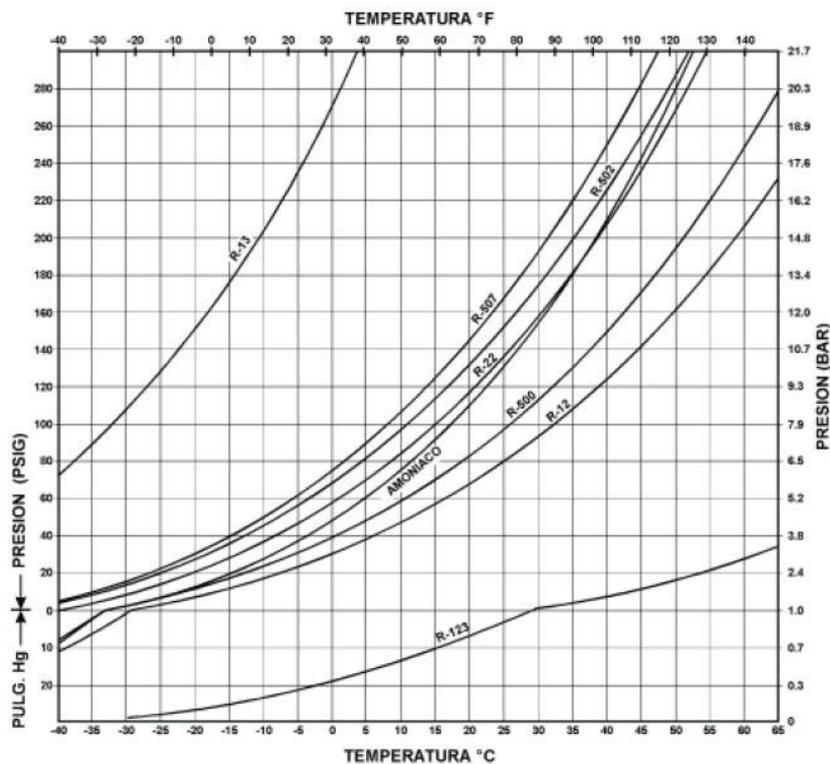


Figura 12.8 - Relaciones P-T para varios refrigerantes comunes.

Ilustración 33. Relaciones P-T para varios refrigerantes comunes

Mediante el apoyo en las curvas de presión y temperatura de algunos refrigerantes comunes podemos ver lo que conlleva esta menor necesidad de aumentar la temperatura del fluido refrigerante. Como puede observarse, una mayor temperatura comporta una mayor presión según el recorrido de la curva de saturación. En consecuencia, si se consigue reducir la temperatura del refrigerante a su paso por el condensador, la presión a la que deberá ser elevado también será menor para mantenerse en el punto de saturación.

Esto se traduce finalmente en un menor trabajo de compresión necesario y, por tanto, una menor energía consumida y unos menores requerimientos al compresor, lo cual podría

abaratarlo; además otras ventajas como un descenso en el riesgo de fugas derivado de la menor presión de trabajo.

- La capacidad de enfriamiento máxima teórica es otra de las diferencias que se dan entre ambas tecnologías. Idealmente, una enfriadora condensada por aire podría enfriar el fluido refrigerante hasta la temperatura seca exterior, que es la que rige el proceso de intercambio de calor en este caso. Sin embargo, en el caso de enfriamiento por agua de torre, el agua proveniente del intercambiador podría ser enfriada de manera ideal hasta la temperatura de bulbo húmedo de las condiciones ambientales existentes. Siguiendo el ejemplo propuesto al principio a modo de ejemplo comparativo, para unas condiciones de 35 °C de aire seco exterior y una humedad del 40%.

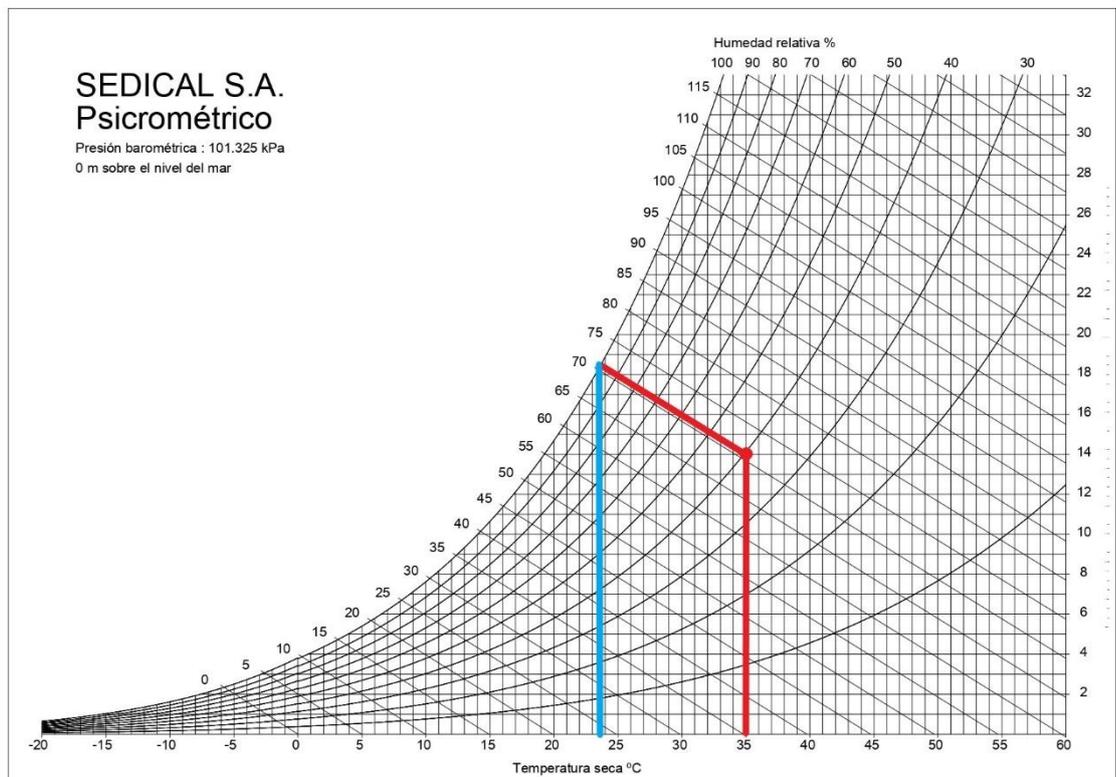


Ilustración 34. Diagrama psicrométrico condiciones analizadas

Como se puede observar en el diagrama psicrométrico, para las condiciones analizadas la temperatura de bulbo húmedo, y con ello el máximo potencial de enfriamiento del agua, se situaría incluso por debajo de 24 °C. Este agua sería luego dirigida al condensador, por lo que idealmente también sería la temperatura de enfriamiento del refrigerante.

En conclusión, el sistema de refrigeración por agua de torre tiene una mayor flexibilidad a la hora de trabajar con temperaturas elevadas, pues tiene una capacidad de enfriamiento a temperaturas inferiores a los sistemas condensados por aire.

- Otra de las diferencias fundamentales es la disponibilidad y coste del fluido al que se cede calor. El aire atmosférico podría considerarse un foco caliente ilimitado, no tiene coste alguno y los equipos se encuentran rodeados de él, no hay límites en cuanto a su utilización. El agua del circuito de condensación de torres es, sin embargo, un bien bastante más preciado. Parte de ella se pierde si se trata de una torre abierta, ya sea por arrastre de gotas o por la

evaporación de una parte, que constituye el pilar fundamental de su proceso de enfriamiento. Además, como se verá en más detalle en apartados posteriores, parte de este agua debe ser purgada por acumulación de sales u otros contaminantes que se dan debido a las características del proceso.

El recurso hídrico tiene un coste asociado y es imprescindible hacer un uso responsable del mismo, por lo que será un factor determinante a tener en cuenta a la hora de elegir un sistema u otro.

En algunos de los puntos anteriores se ha constatado como el sistema condensado por agua de torre parece a priori más eficiente energéticamente, por las razones presentadas. No obstante, estos sistemas presentan un circuito de condensación de agua de intercambiador, el cual no aparece en los condensados por aire. Por ello, se ha de tener en cuenta el consumo de las bombas que impulsan el agua hacia las torres de refrigeración, así como el de los ventiladores y resistencias de las torres.

5.2 Petición y análisis de ofertas a fabricantes

Una vez han sido estudiados los principios básicos de la refrigeración, así como sus principales componentes y las distintas tipologías existentes, paso necesario para tener una comprensión suficiente del problema que se trata; se procede a realizar una ronda de consultas con los principales fabricantes de enfriadoras para que presenten sus propuestas.

A la hora de establecer las características de los nuevos equipos a instalar, la propiedad fija una reducción de la potencia frigorífica de los equipos destinados a la Central #01 del orden del 25%, ya que, según su experiencia, los equipos se encuentran sobredimensionados. Para la Central #02 se requerirán equipos con potencias similares a los que se encuentran actualmente instalados.

Otra característica importante es la de que los equipos cuenten con unos refrigerantes, a la vez que eficientes, respetuosos con el medio ambiente. Los equipos actuales trabajan con el refrigerante R-134A, el cual tiene un elevado índice GWP (1430) y se encuentra en vías de prohibición, restringido por las limitaciones introducidas por la F-GAS.

Se demandan equipos con un SEER, Seasonal Energy Efficiency Ratio por sus siglas en inglés (Coeficiente de Eficiencia Energética Estacional), elevado. Este parámetro es una medida de la eficiencia energética, en este caso de una enfriadora, durante un periodo en el que se necesite de este servicio. Las condiciones generalmente están normalizadas y el ensayo para su obtención se encuentra certificado en unas condiciones por un organismo acreditado, como son las condiciones Eurovent. Se utiliza este coeficiente porque no se tiene un perfil de demanda de consumo de refrigeración a lo largo del año, por lo que el SEER constituye una aproximación aceptable.

De forma inicial se requieren equipos condensados por agua, similares a los actuales, pero también se pide a algunos fabricantes que propongan equipos equivalentes condensados por aire.

Establecidas las condiciones básicas para los equipos de enfriamiento, se contacta con los siguientes fabricantes:

- ✓ DAIKIN
- ✓ CLIVET
- ✓ MITSUBISHI ELECTRIC
- ✓ TRANE
- ✓ CARRIER

- ✓ AIRLAN
- ✓ RHOSS

5.2.1 Equipos condensados por agua

Primeramente, se hará una clasificación preliminar atendiendo a las características que presentan las distintas propuestas:

Tipo de refrigerante

De entre todas las ofertas obtenidas para este tipo de enfriadoras, se diferencian 3 tipos de refrigerantes, cuyas principales características se recogen en la siguiente tabla:

REFRIGERANTE	TIPO	GWP	ODP	SEGURIDAD
R-1234ze	HFO	7	0	A2L
R-513A	HFO	631,4	0	A1
R-515B	HFO	299	0	A1

Tabla 5. Características de los refrigerantes ofertados con las enfriadoras

Como se puede observar, todos son del tipo HFO (hidrofluoroolefinas), los cuales son la cuarta generación de fluidos refrigerantes a base de flúor. Este tipo de compuesto no daña la capa de ozono, a diferencia de los CFCs y HCFCs; y posee un menor índice GWP que los HFCs. Aunque son considerados de baja contribución al calentamiento global, existen diferencias constatables entre ellos, destacando el valor extremadamente bajo del R-1234ze, que alcanza tan solo 7 en esta escala.

Respecto a su clase de seguridad, se puede percibir que, mientras que tanto el R-513A como el R-513B se clasifican según clase A1, el R-1234ze se clasifica como A2L. Esto se debe a que es considerado levemente inflamable, y conlleva posibles limitaciones en cuanto a su cantidad máxima de almacenamiento y lugar de ubicación, entre otras. Dichas limitaciones serán estudiadas en apartados posteriores.

Tipo de compresor

Respecto a la tipología de compresor, debido a que las potencias frigoríficas demandadas llegan a ser ciertamente elevadas para el caso de la central enfriadora 1, y moderadas para la central 2, todos los compresores ofertados son de dos tipos: tornillo y centrífugos, aunque existen algunas diferencias según cada fabricante. Por otra parte, se puede apreciar que se cumple la predicción del tipo de compresor estudiada anteriormente para el valor de potencias frigoríficas que se manejan.

En primer lugar, distintos fabricantes aconsejan compresores de tornillo. En todos ellos, el motor que acciona este mecanismo cuenta con un variador de frecuencia para que sea posible un ajuste óptimo para cargas parciales, en caso de ser requeridas. Esto redundará en una mayor eficiencia.

También se puede observar que varios fabricantes no pueden llegar a la potencia demandada para la central 1 con 3 equipos, por lo que proponen un total de 4 equipos cuya potencia agregada es similar a la total requerida. Esto se da porque para algunas tipologías de compresores su potencia máxima se suele situar en torno a los 1000 kW, como se vio en apartados anteriores.

Se trata de equipos duraderos que requieren de poco mantenimiento. Cada fabricante tiene su propia tecnología, destacando el tornillo único de DAIKIN, en contraposición a los dos tornillos de la mayoría

de los compresores de este tipo.

La otra tipología ofertada es la de los compresores centrífugos. Sobresalen de entre ellos los compresores de levitación magnética, los cuales utilizan campos magnéticos para suspender y hacer rotar los componentes internos del compresor, sin ningún contacto físico entre ellos. Esto conlleva unas menores pérdidas por rozamiento y por tanto una mayor eficiencia y durabilidad. Sin embargo, el coste de estos equipos es superior.

Eficiencia

Se considerará el parámetro SEER como indicativo de la eficiencia del equipo, el cual se definió anteriormente. A continuación, se presenta la comparativa entre las diferentes enfriadoras de cada fabricante, diferenciadas por ubicación (Central #1 o Central #2), empezando por la primera de ellas:

CENTRAL ENFRIADORA #1					
MARCA	MODELO	REFRIGERANTE	COMPRESOR	POTENCIA (kW)	SEER
DAIKIN	EWWHC15VZXA2	R1234ze	TORNILLO	1543	9,12
	EWWSC16VZPSA2	R513A	TORNILLO	1598	8,61
	EWWSC16VZXA2	R513A	TORNILLO	1571	8,48
CLIVET	WCH-iZ 450	R1234ze	CENTRÍFUGO	1602	9,64
	WDH-iK4 540	R513A	TORNILLO	1491	8,58
MITSHUBISHI ELECTRIC	i-FX2-W-G04/1122	R1234ze	TORNILLO	1137	7,51
	TX2-W-G04/1553	R1234ze	CENTRÍFUGO	1521	10,16
	i-FX-W (1+i)-G05/CA/3852	R513A	TORNILLO	1500	8,02
	TX-W-G05/2D00	R513A	CENTRÍFUGO	1471	8,86
TRANE	GWWF 460 XSE G	R1234ze	CENTRÍFUGO	1550	9,85
	GWWF 420 G	R513A	CENTRÍFUGO	1575	8,9
CARRIER	30XV-VZE 1101A	R515B	TORNILLO	1121	7,5
AIRLAN	WFGI8403 AX	R1234ze	TORNILLO	1643	8,94
	WFGI8403A AX G	R515B	TORNILLO	1643	8,94
	WFI5602 AX G	R513A	TORNILLO	1505	8,38
RHOSS	TCHITO 21220	R515B	TORNILLO	1248	7,85

Tabla 6. Características generales enfriadoras condensadas por agua ofertadas para la central 1

Dicha información puede ser visualizada de forma más clara en un gráfico de barras ordenado de mayor a menor SEER.

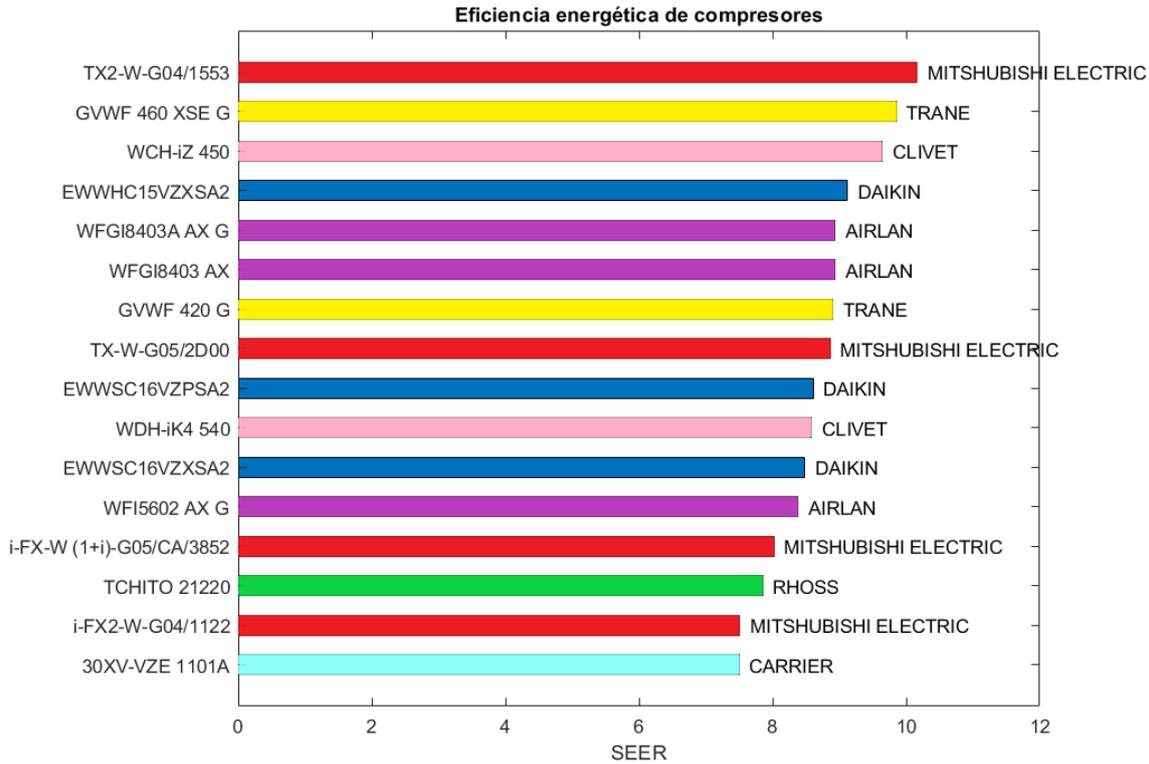


Ilustración 35. Comparativa parámetro SEER de las enfriadoras condensadas por agua ofertadas para la central 1

Analizando los datos se puede constatar que los equipos con mayor SEER son los centrífugos, los cuales copan las tres primeras posiciones. Realizando un cálculo rápido se obtiene que la diferencia máxima del valor de la eficiencia en caso de estos equipos es del 35,47%.

Se realiza el mismo procedimiento de presentación de datos y análisis de las enfriadoras ofertadas para la central enfriadora 2:

CENTRAL ENFRIADORA #2					
MARCA	MODELO	REFRIGERANTE	COMPRESOR	POTENCIA (kW)	SEER
DAIKIN	EWWH875VZXSA2	R1234ze	TORNILLO	879	8,35
	EWWS890VZXSA1	R513A	TORNILLO	887	8,41
CLIVET	WCH-iZ 270	R1234ze	CENTRÍFUGO	951	8,49
	WDH-iK4 320	R513A	TORNILLO	921	8,47
MITSHUBISHI ELECTRIC	i-FX2-W-G04/0852	R1234ze	TORNILLO	867	7,36
	TX2-W-G04/0872	R1234ze	CENTRÍFUGO	859	9,53
	i-FX-W (1+i)-G057/CA/2152	R513A	TORNILLO	835	8,01
	TX-W-G05/1C1A	R513A	CENTRÍFUGO	912	8,97
TRANE	GVWF 280 XSE G	R1234ze	CENTRÍFUGO	880	10,13
	GVWF 275 XP SN	R513A	CENTRÍFUGO	880	8,85

CARRIER	30XW-VZE 0851A	R515B	TORNILLO	872	8,4
AIRLAN	WFGI4202 AX	R1234ze	TORNILLO	879	8,73
	WFGI4202 AX G	R515B	TORNILLO	879	8,73
	WFI3202 AX G	R513A	TORNILLO	917	8,33
RHOSS	TCHITO 2890	R515B	TORNILLO	918	7,76

Tabla 7. Características generales enfriadoras condensadas por agua ofertadas para la central 2

Y de nuevo se presenta la misma información de forma más gráfica y ordenada:

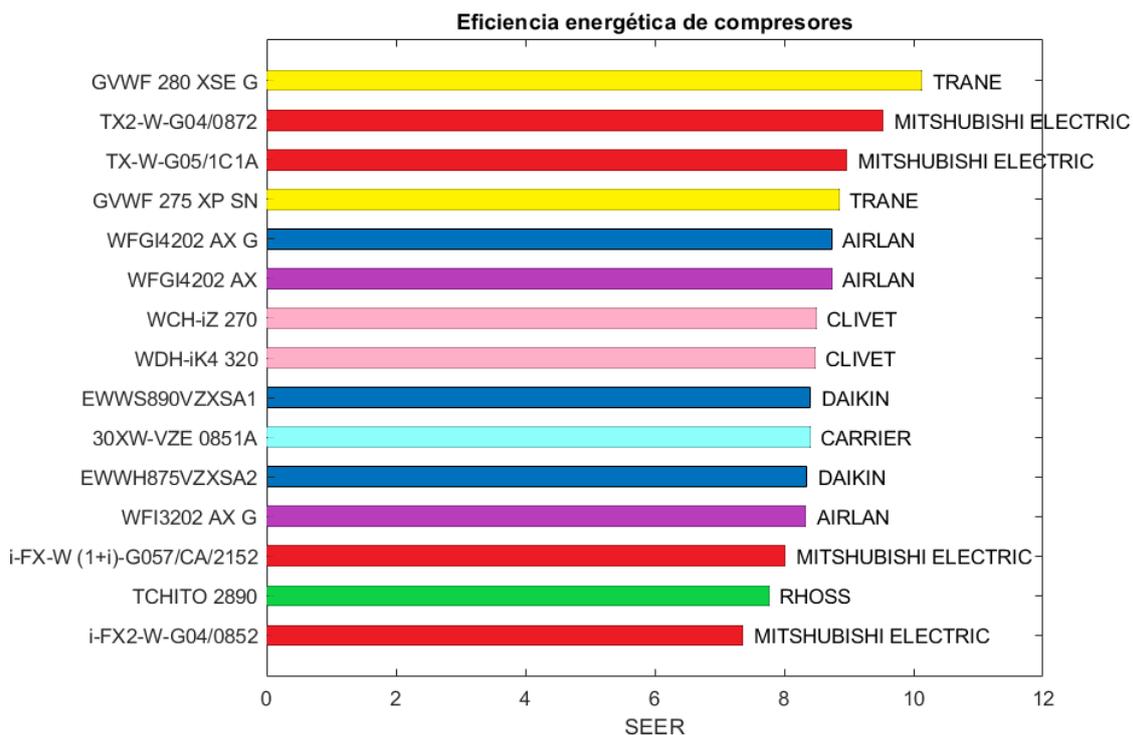


Tabla 8. Comparativa parámetro SEER de las enfriadoras ofertadas para la central 2

De igual forma, las enfriadoras que cuentan con compresor centrífugo de levitación magnética son las que presentan un mayor SEER. En este caso la diferencia más acusada es del 37.64%, si comparamos al equipo con mayor y menor de estos coeficientes.

El análisis de la eficiencia en sí misma no aporta resultados que sirvan para tomar ningún tipo de decisión. Se buscan equipos eficientes para que con el menor consumo posible de energía proporcionen la potencia requerida. Sin embargo, el precio del equipo y elementos auxiliares, así como su consumo serán de la misma forma fundamentales para el cálculo de lo que se denominará el coste de ciclo de vida de la instalación.

Tras el análisis de los datos de las ofertas de los fabricantes también se han identificado patrones que podrían considerarse peculiares.

FABRICANTE	AIRLAN			
REFRIGERANTE	R1234ze		R515-B	
UBICACIÓN	CENTR ENFR 01	CENTR ENFR 02	CENTR ENFR 01	CENTR ENFR 02
MODELO	WFGI8403 AX	WFGI4202 AX	WFGI8403A AX G	WFGI4202 AX G
POTENCIA FRIGORIFICA	1642,6	878,9	1642,6	878,9
Nº UDS	3	2	3	2
SEER	8,94	8,73	8,94	8,73
TIPO DE COMPRESOR	TORNILLO	TORNILLO	TORNILLO	TORNILLO
VELOCIDAD VARIABLE	SI	SI	SI	SI
Tº AGUA EVAPORADOR (IN/OUT)	12--7	12--7	12--7	12--7
Tº AGUA CONDENSACION (IN/OUT)	28--35	28--35	28--35	28--35

Tabla 9. Datos idénticos para enfriadoras con distinto refrigerante

En la tabla anterior se vuelven a mostrar algunos datos técnicos de las enfriadoras de la marca AIRLAN, específicamente los relativos a los refrigerantes R1234ze y R515B para ambas centrales enfriadoras.

A simple vista puede observarse que los valores para cada tipo de central enfriadora son similares, lo único que cambia es el fluido refrigerante. Esta primera impresión no cambia al escudriñar las fichas técnicas completas ofrecidas por el fabricante. Todos los valores son exactamente iguales a excepción de la denominación de los respectivos refrigerantes.

En última instancia, el refrigerante R-515B es una mezcla del R-1234ze al 91% y R-227ea al 9%. Esto indica que las propiedades deberían ser muy parecidas, pero en ningún caso idénticas. Este tipo de experiencias hace reflexionar sobre el grado de veracidad que, en algunas ocasiones, tienen las fichas técnicas proporcionadas por los fabricantes.

5.2.2 Equipos condensados por aire

También se reciben ofertas de equipos condensados por aire, sin embargo, el número es bastante inferior respecto a los equipos condensados por agua. En este caso solo se cuenta con dos fabricantes, DAIKIN y TRANE. En cualquier caso, estos datos serán útiles y podrán proporcionar una idea de manera aproximada de la diferencia entre tecnologías.

Tipo de refrigerante

En este caso ambos fabricantes apuestan directamente por el refrigerante R-1234ze, el cual se trata de un HFO de nueva generación cuyas características se estudiaron anteriormente.

Tipo de compresor

En cuanto a la tipología de compresor, DAIKIN se mantiene fiel a su solución de tornillo único, mientras que TRANE también apuesta por compresores de tornillo, abandonando los compresores de tipo centrífugo que ofertaba para equipos condensados por agua.

Eficiencia

Según la investigación realizada sobre las distinciones entre las tecnologías de condensación por agua y por aire, se anticiparía que estas últimas exhibieran un valor de SEER inferior. Hay que tener en cuenta que dicho parámetro en los equipos de condensación por agua es calculado asumiendo una temperatura de retorno del agua que se utiliza en dicho elemento, sin atender al método de refrigeración en torre ni a ningún consumo derivado de esta. Por ello a priori la comparación parece bastante desfavorable respecto a la condensación por aire, cuyos valores se exponen a continuación:

CENTRAL ENFRIADORA #1					
MARCA	MODELO	REFRIGERANTE	COMPRESOR	POTENCIA (kW)	SEER
DAIKIN	EWAHH15TZSSD2	R1234ze	TORNILLO	1582	5,686
TRANE	RTAF G 470 HSE LN EC	R1234ze	TORNILLO	874	4,58

Tabla 10. Características generales enfriadoras condensadas por aire ofertadas para la central 1

Siendo la enfriadora proporcionada por DAIKIN un 24,15% más eficiente.

CENTRAL ENFRIADORA #2					
MARCA	MODELO	REFRIGERANTE	COMPRESOR	POTENCIA (kW)	SEER
DAIKIN	EWAH900TZXSD2	R1234ze	TORNILLO	1567	6,195
TRANE	RTAF G 275 LN EC	R1234ze	TORNILLO	890	4,62

Tabla 11. Características generales enfriadoras condensadas por aire ofertadas para la central 2

Superando a TRANE un 34,09% del valor del SEER.

5.3 Análisis económico

Casi la totalidad de los fabricantes enviaron, junto a las fichas técnicas de los equipos propuestos, unos presupuestos de venta. CARRIER fue la única empresa que no presupuestó su equipo, por lo que no podrá ser tenida en cuenta a la hora de realizar el estudio económico.

El principal motivo de la búsqueda de eficiencia en estos equipos es, más allá de cumplir unos valores mínimos impuestos por la normativa, el ahorro en costes. En función de la tipología de enfriadora se tendrán más o menos elementos consumiendo energía de la red, en caso de los equipos condensados por agua, el compresor, bomba de circulación del circuito de refrigeración, ventilador de torre y resistencia de torre; mientras que en el caso de refrigeración por aire solo serían la bomba de circulación, el compresor y el ventilador del propio equipo, cuyo consumo ya se tiene en cuenta a la hora de obtener el valor del parámetro SEER.

El presente estudio no pretende obtener una cuantificación total de los costes que supone la refrigeración del edificio. Lo que busca es realizar una comparativa entre las distintas tecnologías, además de entre los distintos equipos de la misma tipología. Por ello, no se prestará atención al coste o consumo de equipos que resulten similares en ambos casos, como puede ser el caso de los equipos de bombeo de secundario, que impulsan el agua enfriada hacia los puntos de demanda, entre otros.

La estimación del coste de la energía resulta un parámetro difícil de determinar. El estudio se realiza para un periodo importante de tiempo, de más de una década, en el que se podrían dar fluctuaciones debido a la inflación u otros factores. De manera provisional se fija un coste de la energía eléctrica de 0,15 €/kWh, para posteriormente discutir posibles eventualidades en caso de que varíe de manera tanto ascendente como descendente. Además, también se discutirá cómo puede influir el hecho de que en el proyecto de reforma se prevea la instalación de una serie de paneles híbridos que proporcionen una parte de la energía eléctrica necesaria.

5.3.1 Equipos condensados por agua

En primer lugar, se estudiará el gasto derivado de la utilización de equipos condensados por agua, así como de sus equipos auxiliares. Se empezará, por tanto, por cuantificar el coste de los propios equipos. Además, se valorará el gasto de energía eléctrica consumida por la enfriadora a lo largo de un periodo de 15 años, con el coste de energía prefijado con anterioridad.

5.3.1.1 Enfriadoras

Se obtendrá el consumo energético teniendo en cuenta la potencia nominal de la enfriadora en cuestión, el valor de su parámetro SEER y la demanda de refrigeración anual para cada central enfriadora, obtenida de los cálculos del modelo CALENER del edificio tras las mejoras proyectadas. De esta manera:

$$\text{Consumo eléctrico anual} = \frac{\text{Demanda refrigeración anual}}{\text{SEER}}$$

- **Central enfriadora #01**

Se muestran a continuación los precios de venta ofertados para los distintos modelos de las enfriadoras seleccionadas para la Central #01.

CENTRAL ENFRIADORA #1				
MARCA	MODELO	POTENCIA (kW)	SEER	Precio de venta (€)
DAIKIN	EWWHC15VZXA2	1543	9,12	751.307,76
	EWWSC16VZPSA2	1598	8,61	701.440,38
	EWWSC16VZXA2	1571	8,48	523.172,88
CLIVET	WCH-iZ 450	1602	9,64	487.557,84
	WDH-iK4 540	1491	8,58	398.649,24
MITSHUBISHI ELECTRIC	i-FX2-W-G04/1122	1137	7,51	653.913,60
	TX2-W-G04/1553	1521	10,16	796.377,60
	i-FX-W (1+i)-G05/CA/3852	1500	8,02	423.786,24
	TX-W-G05/2D00	1471	8,86	589.838,40
TRANE	GVWF 460 XSE G	1550	9,85	602.463,00
	GVWF 420 G	1575	8,9	479.472,09
CARRIER	30XV-VZE 1101A	1121	7,5	SIN DATOS
AIRLAN	WFGI8403 AX	1643	8,94	732.549,00
	WFGI8403A AX G	1643	8,94	732.549,00
	WFI5602 AX G	1505	8,38	481.594,23
RHOSS	TCHITO 21220	1248	7,85	564.953,34

Tabla 12. Características económicas enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1

Para una mejor visualización y comparación de precios se presentan los mismo datos en forma de gráfico de barras.

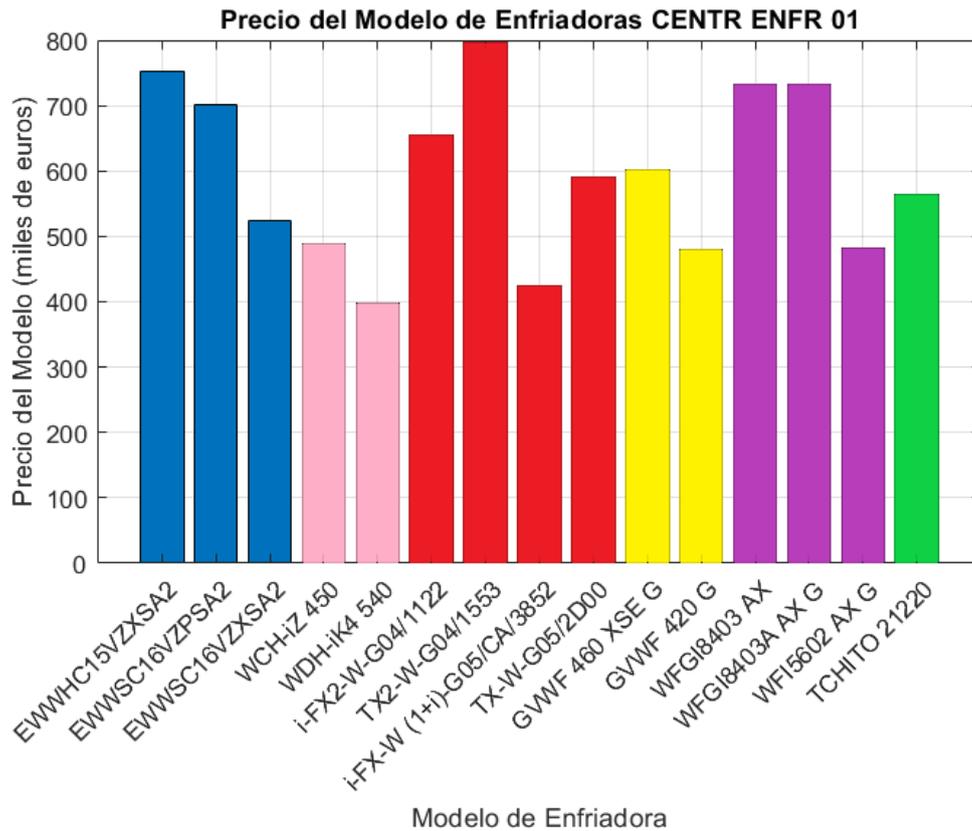


Ilustración 36. Comparativa precios enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1

Analizando los datos puede observarse que llegan a darse importantes diferencias de precio entre enfriadoras, llegando esta incluso a ser prácticamente el doble.

Se incluye al coste de los equipos el coste derivado del consumo eléctrico de las enfriadoras a lo largo de su ciclo de vida, el cual se estima en 15 años. De esta manera se puede apreciar la evolución que experimenta cada modelo.

Por tanto, el coste de ciclo de vida se calcularía de la siguiente forma:

$$CCV(15 \text{ años}) = \text{Coste equipo} + \text{Consumo eléctrico anual} * 15 \text{ años}$$

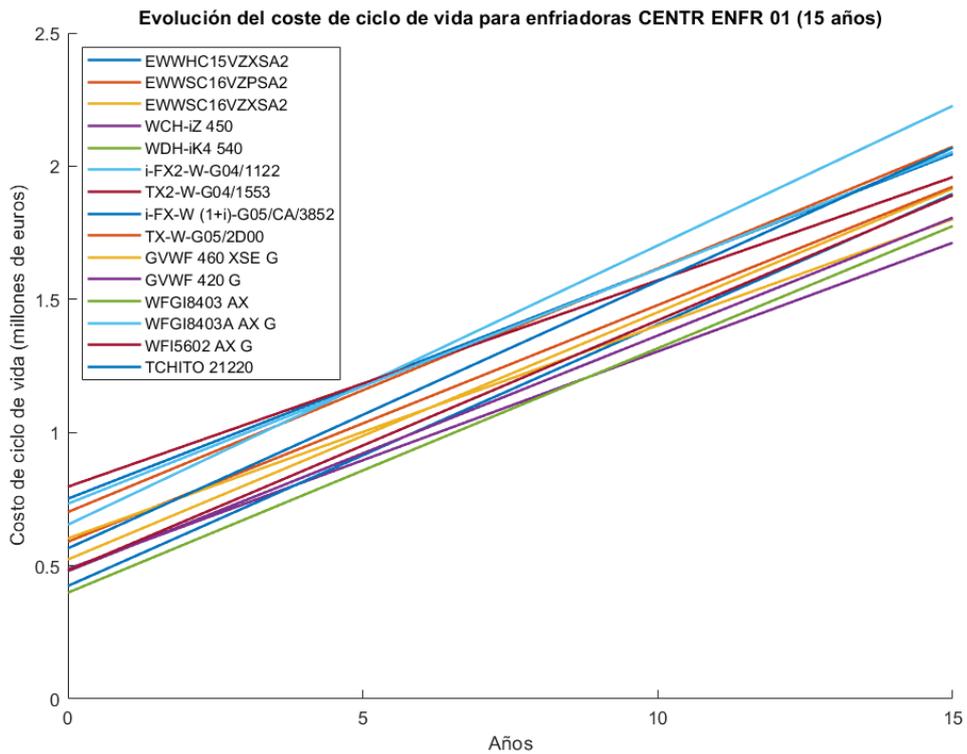


Ilustración 37. Evolución CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1

Al representar un número elevado de modelos resulta difícil diferenciar cada uno debido a los cruces entre las distintas líneas que representan la evolución de su coste de ciclo de vida, por tanto, se volverán a utilizar gráficos de barras para una mejor comprensión. En este caso, se hace la distinción del precio de compra del equipo y del coste de la energía eléctrica, para cada modelo de enfriadora.

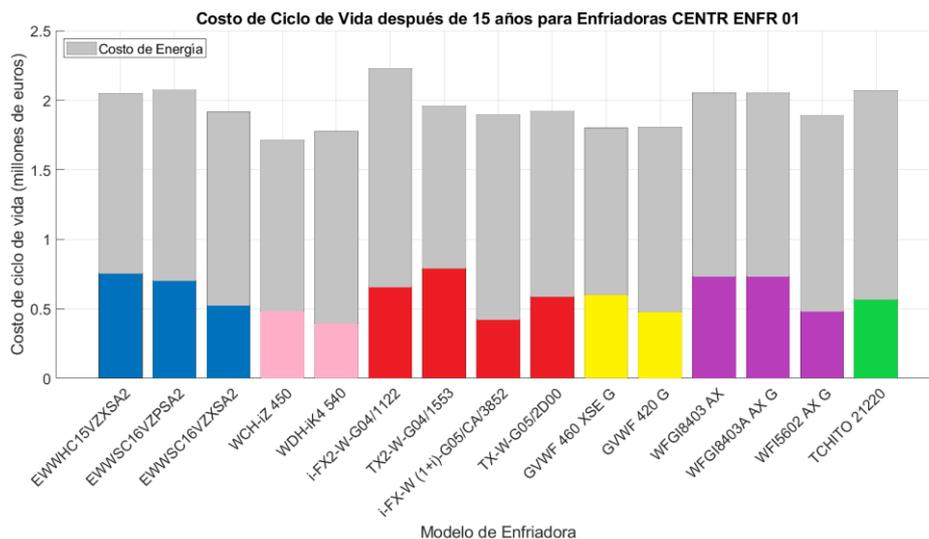


Ilustración 38. Desglose CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1

Si bien anteriormente se había constatado que la diferencia de precio de los equipos era significativa, incluso llegando a ser el doble, al calcular el coste de ciclo de vida de las enfriadoras esta diferencia se suaviza. En este caso, la diferencia máxima se sitúa en torno al 30%, mientras que la diferencia respecto a la media se sitúa en 5,84%. Con estos datos, y teniendo en cuenta que el periodo de estudio es prolongado en el tiempo, podría llegar a ser razonable elegir en función de la tecnología que utilicen o de la confianza y prestigio del fabricante, más que entre las diferencias, ya que a priori son lo suficientemente reducidas.

Se muestran, además, los costes que conforman el coste de ciclo de vida considerado, tanto de forma numérica como el porcentaje de peso que tienen sobre el total.

CENTRAL ENFRIADORA #1						
MARCA	MODELO	Precio de venta (€)	%CCV	Coste energía (€)	%CCV	CCV (€)
DAIKIN	EWWHC15VZXSA2	751.307,76	36,72	1.294.860,13	63,28	2.046.167,89
	EWWSC16VZPSA2	701.440,38	33,84	1.371.559,16	66,16	2.072.999,54
	EWWSC16VZXSA2	523.172,88	27,31	1.392.585,42	72,69	1.915.758,30
CLIVET	WCH-iZ 450	487.557,84	28,47	1.225.012,90	71,53	1.712.570,74
	WDH-iK4 540	398.649,24	22,46	1.376.354,82	77,54	1.775.004,06
MITSHUBISHI ELECTRIC	i-FX2-W-G04/1122	653.913,60	29,37	1.572.453,31	70,63	2.226.366,91
	TX2-W-G04/1553	796.377,60	40,66	1.162.315,39	59,34	1.958.692,99
	i-FX-W (1+i)-G05/CA/3852	423.786,24	22,35	1.472.459,40	77,65	1.896.245,64
	TX-W-G05/2D00	589.838,40	30,68	1.332.858,28	69,32	1.922.696,68
TRANE	GWWF 460 XSE G	602.463,00	33,44	1.198.895,87	66,56	1.801.358,87
	GWWF 420 G	479.472,09	26,54	1.326.867,90	73,46	1.806.339,99
CARRIER	30XV-VZE 1101A	SIN DATOS	-	-	-	-
AIRLAN	WFGI8403 AX	732.549,00	35,67	1.320.931,14	64,33	2.053.480,14
	WFGI8403A AX G	732.549,00	35,67	1.320.931,14	64,33	2.053.480,14
	WFI5602 AX G	481.594,23	25,47	1.409.203,38	74,53	1.890.797,61

RHOSS	TCHITO 21220	564.953,34	27,30	1.504.347,05	72,70	2.069.300,39
-------	--------------	------------	-------	--------------	-------	--------------

Tabla 13. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1

El análisis revela que el coste de la energía representa una proporción significativamente mayor del coste de ciclo de vida total en comparación con el coste de los propios equipos. En promedio, el coste de la energía constituye aproximadamente el 69,6% del coste total de ciclo de vida, mientras que el coste de los equipos representa el 31,4%.

- **Central enfriadora #02.**

El mismo procedimiento se sigue para la comparativa de los equipos de la central enfriadora número 2. Primeramente, se presenta una tabla con datos de los distintos modelos de enfriadoras, incluyendo el precio ofertado para su compra.

CENTRAL ENFRIADORA #2				
MARCA	MODELO	POTENCIA (kW)	SEER	Precio de venta
DAIKIN	EWWH875VZXSA2	879	8,35	319.597,30
	EWWS890VZXSA1	887	8,41	282.340,16
CLIVET	WCH-iZ 270	951	8,49	248.853,44
	WDH-iK4 320	921	8,47	189.184,16
MITSHUBISHI ELECTRIC	i-FX2-W-G04/0852	867	7,36	267.974,40
	TX2-W-G04/0872	859	9,53	328.963,20
	i-FX-W (1+i)-G057/CA/2152	835	8,01	181.892,16
	TX-W-G05/1C1A	912	8,97	288.297,60
TRANE	GVWF 280 XSE G	880	10,13	242.630,00
	GVWF 275 XP SN	880	8,85	267.736,94
CARRIER	30XW-VZE 0851A	872	8,4	SIN DATOS
AIRLAN	WFGI4202 AX	879	8,73	271.270,18
	WFGI4202 AX G	879	8,73	271.270,18
	WFI3202 AX G	917	8,33	222.274,26
RHOSS	TCHITO 2890	918	7,76	234.693,02

Tabla 14. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2

Para, posteriormente, presentar los datos en de forma gráfica.

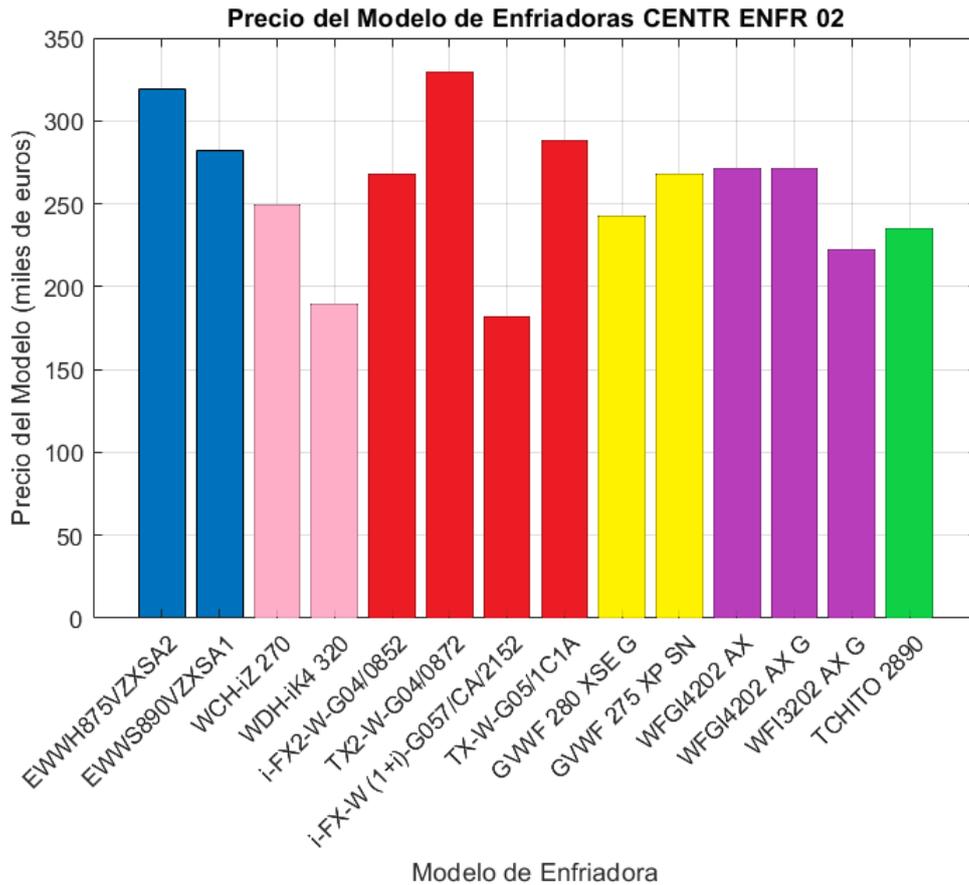


Tabla 15. Comparativa precios enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2

En la cual también se aprecian diferencias notables dentro del precio de las enfriadoras. Es destacable la diferencia incluso dentro del mismo fabricante que se da con las enfriadoras de tornillo de MITSUBISHI ELECTRIC en su tecnología de tornillo inverter. La enfriadora i-FX2-W-G04/0852 utiliza el refrigerante R1234ze, clasificado como A2L; mientras que el modelo i-FX-W (1+i)-G057/CA/2152 utiliza el R513A, catalogado como A1, tiene un valor de SEER superior y es casi un 50% más barata que su homóloga. Por tanto, resulta más económica, con una clasificación en cuanto a seguridad más deseable y con mayor eficiencia, con la única desventaja de tener un índice GWP mayor, aunque suficientemente bajo para que no exista limitación por parte de la normativa.

Llama la atención este hecho, pues resulta contraintuitivo. El refrigerante R1234ze es considerado más eficiente que el R135A. De hecho, se puede constatar en varios ejemplos de los recogidos en el estudio, equipos con tecnología similar tienen un SEER más elevado en enfriadoras que cuentan con el primer fluido refrigerante. Por ello, esta inversión de la tendencia general en el caso de este fabricante específico para unas mismas condiciones de operación vuelve a sembrar dudas sobre una explicación razonable. Es cierto que se utilizan dos equipos distintos, por lo que sus características constructivas y de operación pueden diferir ligeramente y ser las responsables de dicho comportamiento.

Se muestra también la evolución del coste de ciclo de vida para un periodo de 15 años.

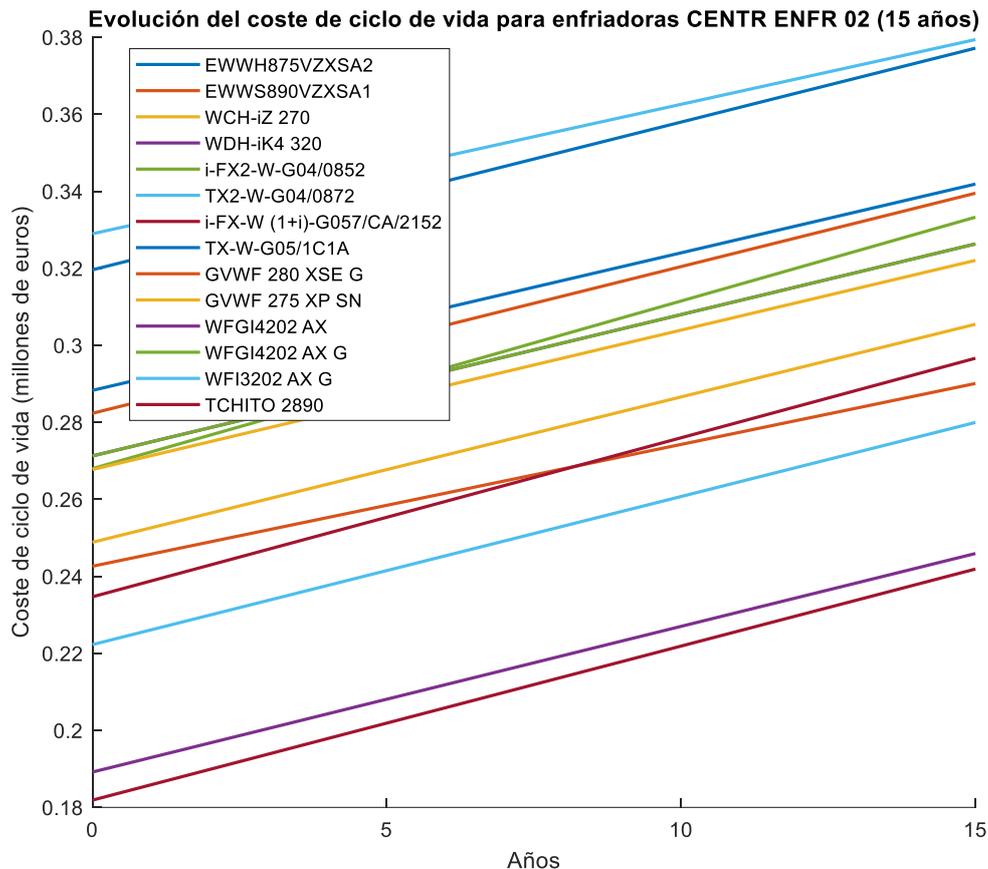


Tabla 16. Evolución CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2

Esta gráfica difiere moderadamente de la presentada para el caso de la central enfriadora 01. En ella, la variación en el coste derivada de la diferencia en la eficiencia energética entre modelos de enfriadoras no cambia demasiado el resultado respecto a la situación inicial. Se puede observar que no existen grandes cambios de tendencia, si bien algunas líneas se cruzan, no existen diferencias acusadas.

Dicho fenómeno puede explicarse teniendo en cuenta que el consumo para este grupo de enfriadoras es bastante inferior respecto a las de la otra central enfriadora. Al funcionar menos horas, se tiene un consumo menor, y adquiere una mayor importancia en el coste de ciclo de vida total el precio inicial frente al consumo energético agregado.

Esta diferencia se puede ver de manera más clara en un gráfico de barras, haciendo la distinción anteriormente comentada para cada modelo de enfriadora.

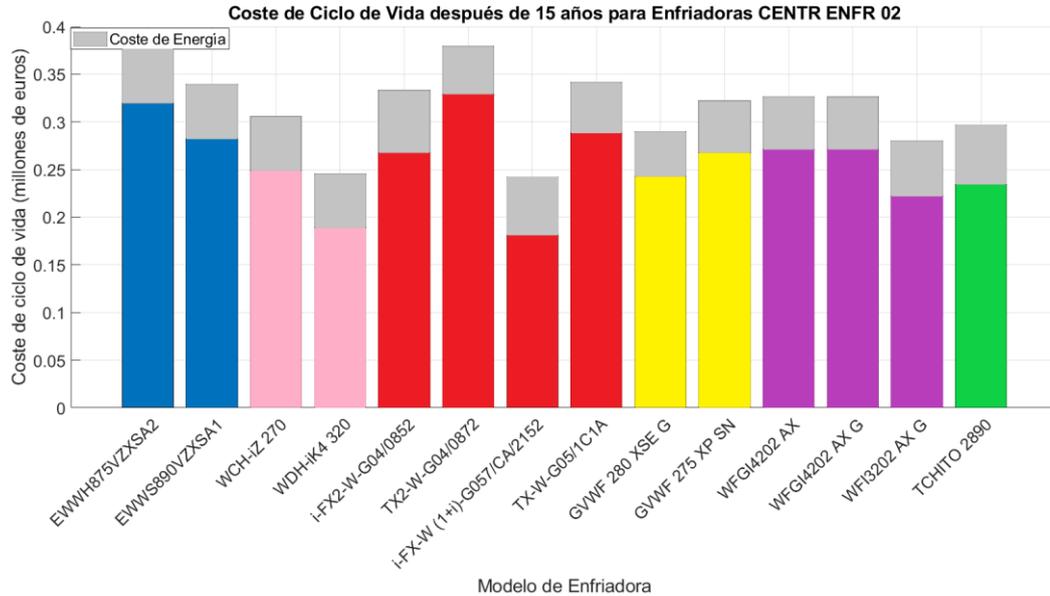


Ilustración 39. Desglose CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2

En comparación con la misma gráfica de la otra central enfriadora puede observarse el cambio radical que experimenta respecto a la proporción de coste del equipo y coste de energía. En este caso, debido a los motivos anteriormente anticipados de una demanda de refrigeración baja respecto a la potencia instalada, hace que las horas de funcionamiento y el consumo de los equipos disminuya acusadamente.

Estos resultados podrían plantear la duda de si realmente es necesario instalar la potencia frigorífica requerida por la propiedad para la central enfriadora 02. En tal caso dependería de la potencia pico que se necesitara, y que esta pudiera ser completamente cubierta por un equipo, pues se diseña con otro en reserva. En cualquier caso, aunque la posible reducción de la potencia nominal de los equipos de esta central enfriadora puede ser un punto a tratar, el presente estudio debe seguir con las condiciones establecidas desde un principio.

CENTRAL ENFRIADORA #2						
MARCA	MODELO	Precio de venta (€)	%CCV	Coste energía (€)	%CCV	CCV (€)
DAIKIN	EWWH875VZXSA2	319.597,30	84,74	57.556,89	15,26	377.154,19
	EWWS890VZXSA1	282.340,16	83,17	57.146,25	16,83	339.486,41
CLIVET	WCH-iZ 270	248.853,44	81,47	56.607,77	18,53	305.461,21
	WDH-iK4 320	189.184,16	76,93	56.741,44	23,07	245.925,60
MITSHUBISHI ELECTRIC	i-FX2-W-G04/0852	267.974,40	80,41	65.298,91	19,59	333.273,31
	TX2-W-G04/0872	328.963,20		50.430,22		

			86,71		13,29	379.393,42
	i-FX-W (1+i)- G057/CA/2152	181.892,16	75,20	60.000,00	24,80	241.892,16
	TX-W-G05/1C1A	288.297,60	84,33	53.578,60	15,67	341.876,20
TRANE	GVWF 280 XSE G	242.630,00	83,64	47.443,24	16,36	290.073,24
	GVWF 275 XP SN	267.736,94	83,14	54.305,08	16,86	322.042,02
CARRIER	30XW-VZE 0851A	SIN DATOS	-	-	-	-
AIRLAN	WFGI4202 AX	271.270,18	83,13	55.051,55	16,87	326.321,73
	WFGI4202 AX G	271.270,18	83,13	55.051,55	16,87	326.321,73
	WFI3202 AX G	222.274,26	79,39	57.695,08	20,61	279.969,34
RHOSS	TCHITO 2890	234.693,02	79,12	61.932,99	20,88	296.626,01

Tabla 17. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 2

De media, el coste de los equipos representa el 81,75% del coste de ciclo de vida total, mientras que el consumo únicamente representa un promedio del 19,25%.

5.3.1.2 Torres de refrigeración

Las torres de refrigeración son la principal diferencia en cuanto a equipos en lo que se refiere a la comparación de los distintos tipos de enfriadoras. El estudio de su coste de ciclo de vida, que estará compuesto por el coste de la propia torre, además del consumo de sus distintos elementos, como pueden ser ventiladores y resistencias, será de utilidad para el estudio de comparativo a nivel económico.

Se propone la sustitución de las 8 torres de refrigeración actuales pertenecientes al circuito de refrigeración de la Central #01 por 3 torres de refrigeración nuevas, una para cada enfriadora, con una potencia de disipación suficiente para darle servicio.

Por su parte, se sustituirán las 2 torres de refrigeración actuales de la Central #02 por otras 2 de nueva instalación. Se cumplirán los mismos requisitos que en el caso anterior, asegurando una potencia de disipación adecuada para las enfriadoras de cuyo circuito de refrigeración forma parte.

Para ambas centrales se buscan torres de la misma tipología que las actuales, abiertas y de tiro inducido, cuyo esquema básico se representa en la siguiente imagen.

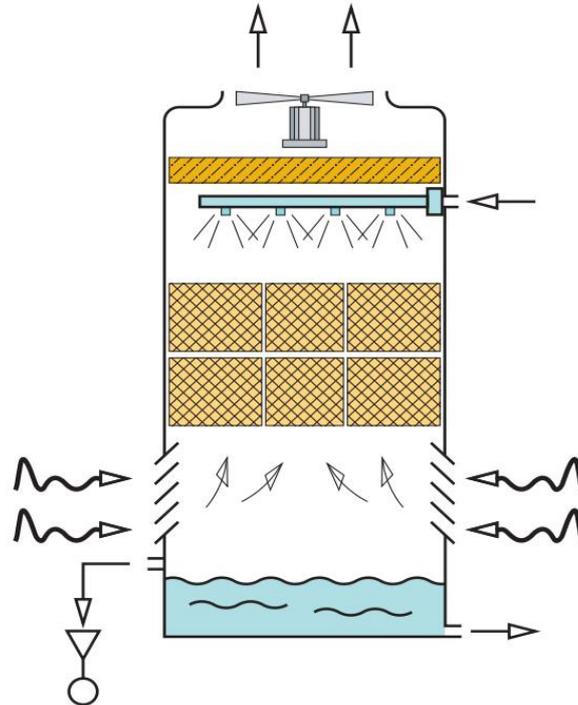


Ilustración 40. Torre de refrigeración abierta de tiro inducido

- **Central enfriadora #01**

Para la primera central se seleccionan torres del fabricante Baltimore, en concreto el modelo XES15E 1218-12GE/W. Las principales características útiles para el estudio económico de dicho equipo son recogidas en la siguiente tabla:

FABRICANTE	BALTIMORE
SERVICIO	CENTR ENFR 01
MODELO	XES15E 1218-12GE/W
POTENCIA DE DISIPACIÓN (kW)	1900
Nº UDS	3
Nº VENTILADORES	3
POTENCIA DE VENTILADOR (kW)	2,2
POTENCIA RESISTENCIA (kW)	10
Tª ENTRADA/SALIDA	35/28
PÉRDIDA DE AGUA (EVAPORACIÓN+PURGA) (l/s)	1,1
PRECIO UNITARIO (€)	137.731,00
PRECIO TOTAL (€)	413.193,00

Tabla 18. Características técnicas torre de refrigeración para central 1

Aunque previamente se había indicado que se escogían torres con capacidad de disipación similar a

las enfriadoras, puede observarse que su potencia es sensiblemente mayor.

Para empezar, es necesario recordar el flujo de trabajos que se dan en el ciclo frigorífico: Se tomará como ejemplo un modelo específico de enfriadora con una potencia frigorífica nominal de 1543 kW, y un SEER de 9,12.

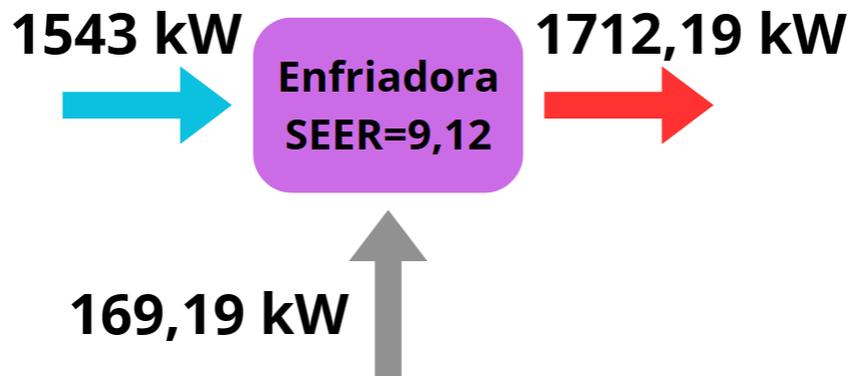


Ilustración 41. Flujos de trabajo en enfriadora condensada por agua de central 1

La potencia térmica generada, y cuyo objetivo es disipar, es la suma de la potencia frigorífica, que constituye el efecto útil del equipo, y la potencia eléctrica consumida. Por tanto, se necesita una torre de refrigeración capaz de disipar una potencia algo superior a la potencia frigorífica nominal de los distintos modelos de enfriadora.

Realmente, la potencia térmica transmitida al agua de intercambio en el condensador es algo menor que la indicada, pues parte del calor generado por el motor es disipado directamente al aire desde la carcasa del motor. Sin embargo, esta proporción es pequeña, de alrededor de un 5% a 9%. Es preferible la transmisión del mayor porcentaje de calor posible al agua, puesto que su posterior disipación resulta más sencilla, y elimina el posible inconveniente del calentamiento de las estancias en las que se encuentren los equipos, si son cerradas, como en el caso de sótanos o salas de máquinas.

En este caso la capacidad de disipación es suficiente para cualquier modelo, quedando incluso un margen de seguridad. Se ha indicado esa capacidad considerando un caso práctico de funcionamiento a largo plazo y en previsión de pérdidas de capacidad o rendimiento en función de las condiciones de trabajo (suministro eléctrico, limpieza y mantenimiento, etc.)

Como puede apreciarse, el coste inicial de los equipos supone un desembolso importante. Su precio llega a ser equiparable con el de algunas de las enfriadoras condensadas por agua.



Ilustración 42. Modelo de torre de refrigeración ofrecido para central 1

Para el cálculo de los consumos se deberán realizar una serie de estimaciones. Presentar el consumo de las torres de refrigeración para cada modelo de enfriadora de cada fabricante sería un esfuerzo desproporcionado, ya que las diferencias no serían significativas. Estas diferencias dependen únicamente de la potencia de cada equipo, lo que resultaría en unas horas de funcionamiento ligeramente diferentes y, por lo tanto, en un consumo y coste marginalmente distintos. Por ello, se ha decidido obtener dichos datos en promedio, y una vez seleccionada la solución final, se procederá a realizar los cálculos más precisos.

➤ Consumo eléctrico ventiladores

Es el consumo de energía debido al accionamiento de los ventiladores, los cuales son necesarios para impulsar el flujo del aire que interviene en el enfriamiento evaporativo del agua de condensación.

Para su obtención se asume que, ya que los ventiladores cuentan con variador de frecuencia y prácticamente no pierden rendimiento a cargas parciales, las horas de funcionamiento serán horas que funcionen las enfriadoras a las que dan servicio según su potencia nominal.

Por tanto, se obtendrán las horas de funcionamiento anuales de las enfriadoras para satisfacer la demanda de refrigeración de la Central enfriadora #01.

$$\text{Horas funcionamiento anual} = \frac{\text{Demanda de refrigeración anual}}{\text{Potencia nominal enfriadora}}$$

Como se adelantó anteriormente, aunque en herramientas de cálculo se obtiene para cada modelo de enfriadora las horas de funcionamiento anual de manera sencilla, en el presente estudio se presenta el promedio de dichos valores, por la excesiva complicación de individualizar los cálculos para una diferencia que se considera prácticamente despreciable en el contexto global del análisis de coste de esta dimensión.

Se asume que las torres de refrigeración funcionan el mismo número de horas obtenido, para disipar el calor producido por las enfriadoras, ya que tienen una capacidad similar. Teniendo este dato, y conociendo la potencia de los ventiladores, se puede calcular su consumo anual, así como en el período de estudio de 15 años.

$$\text{Consumo ventiladores} = \text{Horas funcionamiento anual} * \text{Potencia} * N^{\circ} \text{ Ventiladores}$$

En este caso, tras realizar los cálculos se obtiene un promedio de horas de funcionamiento anual de las enfriadoras de esta central de 3.517,25 horas.

Por tanto, el consumo se calcula como:

$$\begin{aligned} \text{Consumo ventiladores} &= 3517,25 \text{ horas} * 2,2 \text{ kW} * 3 \\ \text{Consumo ventiladores} &= 23.213,85 \text{ kWh/año} = 23,21 \text{ MWh/año} \end{aligned}$$

Y se obtiene el consumo en el período de estudio de 15 años:

$$\text{Consumo ventiladores (15 años)} = 348,15 \text{ MWh}$$

➤ Consumo eléctrico resistencias

Las torres de refrigeración cuentan con una serie de resistencias cuyo objetivo es impedir que el agua de la balsa se congele cuando la temperatura exterior sea inferior a 0 °C y el equipo no se encuentre en funcionamiento. Ambas torres cuentan con unas resistencias de 10 kW de potencia.

Para el cálculo del consumo eléctrico de dichas resistencias se deberá estimar el tiempo anual que se encuentren en funcionamiento, para lo cual será útil un **perfil climático** de la zona en la que se ubica la instalación. El proyecto se ubica en Madrid, la cual según el Documento Básico HE Ahorro de Energía del Código Técnico de la Edificación se corresponde con la **zona climática D3**, de la cual se recoge dicho perfil climático.

Tª seca exterior (°C)	Tª húmeda media (°C)	Nº total horas	Tª seca exterior (°C)	Tª húmeda media (°C)	Nº total horas
37	23.2	3	15	10.3	316
36	22.7	5	14	9.7	294
35	22.0	17	13	8.8	336
34	21.3	32	12	8.0	332
33	21.0	60	11	7.3	387
32	20.8	81	10	6.7	391
31	20.3	110	9	6.0	403
30	19.4	100	8	5.2	438
29	18.9	139	7	4.5	381
28	18.4	153	6	3.7	383
27	17.8	149	5	3.0	382
26	17.5	180	4	2.2	357
25	16.7	192	3	1.4	296

24	16.3	186	2	0.6	212
23	15.6	222	1	-0.3	163
22	15.1	226	0	-1.2	121
21	14.4	220	-1	-2.2	54
20	13.7	242	-2	-3.0	52
19	13.1	251	-3	-4.0	31
18	12.4	272	-4	-5.0	15
17	11.9	299	-5	-6.0	3
16	10.9	274			

Tabla 19. Distribución de horas al año con cada temperatura en la ubicación del proyecto

Los mismos datos pueden ser agrupados en forma de gráfica como una distribución.

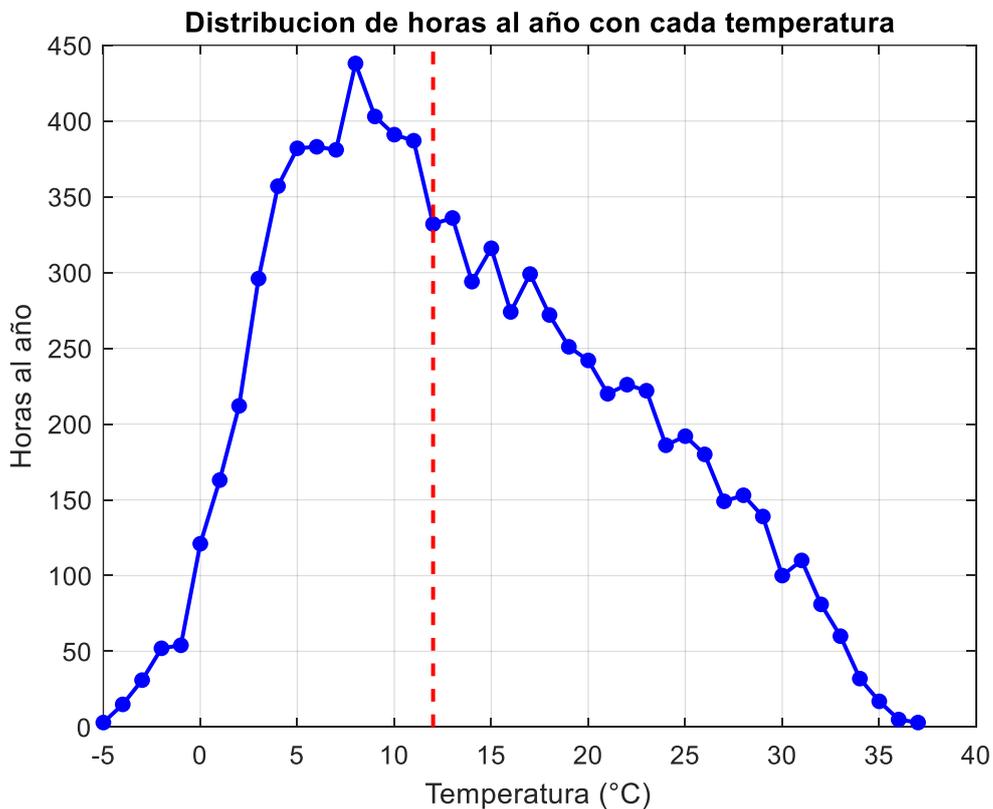


Ilustración 43. Distribución de horas al año con cada temperatura en la ubicación del proyecto

Donde además puede observarse cuál es la temperatura media según estos datos

El cálculo de cuándo va a ser necesaria la activación de la resistencia depende de multitud de factores. En primer lugar, de si la torre está o no funcionando. En caso afirmativo, se obtendría un flujo de agua ya enfriada a 28 °C en condiciones de diseño, pudiendo ser su temperatura moderadamente inferior si las condiciones exteriores son más frías. Sin embargo, en las circunstancias en las que se podría necesitar de las resistencias anti-congelación, con temperaturas inferiores o cercanas a los 0 °C, la

refrigeración no parece a priori ser muy necesaria. Al menos la refrigeración orientada a la climatización de confort, pues puede seguir siendo esencial para otros procesos de control térmico de algunas utilidades del recinto hospitalario. En cualquier caso, no se requerirá una gran potencia de refrigeración en dichos momentos.

En consecuencia, la primera estimación será considerar despreciable el aporte térmico por el funcionamiento del sistema, lo cual hace que el cálculo se sitúe del lado de la seguridad.

La activación de este sistema también depende, por otra parte, de la inercia térmica y el lazo de histéresis que se da en los sucesivos enfriamientos y calentamientos del agua de la balsa. Dicho análisis resulta demasiado complicado para la utilidad de su resultado. Si se indaga en qué órdenes de magnitud puede estar el coste de este consumo respecto al resto de valores calculados, se puede llegar rápidamente a la conclusión de que es muy bajo en comparación, por lo que el realizar cálculos de forma gruesa no debería ser una gran penalización.

La segunda estimación consiste en considerar, mediante el apoyo en el perfil climático presentado, que las horas de activación de las resistencias serán aquellas de temperatura menor o igual a 2 °C de temperatura seca exterior, para tener un colchón de seguridad. Dicha cantidad suma un total de 621 horas al año. Sin embargo, el calor aportado por la resistencia al agua de la balsa es superior al que esta pierde en contacto con el aire frío, por lo que su temperatura se elevará. Para tener en cuenta esta subida de la temperatura, se disminuye en un 30% el número de horas teóricas necesarias de funcionamiento de las resistencias, lo que resulta en aproximadamente 435 horas al año.

Según el valor calculado tras este razonamiento, conociendo la potencia de la resistencia y que todas las torres de la central van a encenderlas por igual, puede calcularse el consumo de este sistema.

$$\text{Consumo resistencias} = \text{Horas funcionamiento} * \text{Potencia} * N^{\circ} \text{Torres}$$

$$\text{Consumo resistencias} = 435 \text{ horas} * 10 \text{ kW} * 3$$

$$\text{Consumo resistencias} = 13.050 \text{ kWh/año} = 13,05 \text{ MWh/año}$$

Teniendo en cuenta el período de estudio de 15 años.

$$\text{Consumo resistencias (15 años)} = 195,75 \text{ MWh}$$

Para establecer una comparativa, el consumo resulta unas 50 veces inferior que el consumo medio de las enfriadoras, y con ello su coste, por lo que se puede concluir que no influirá en exceso, aunque en cierta medida será necesario estar atento a los resultados por si se precisara un cálculo más fino que el realizado.

➤ Consumo de agua

Las torres de refrigeración tienen el inconveniente de que el consumo de agua está asociado a su funcionamiento por distintos motivos. El primero es el mecanismo de enfriamiento evaporativo, como su propio nombre indica, se basa en la evaporación de parte del agua pulverizada para la disminución de su temperatura, esta pérdida de parte del agua debido a este proceso se sitúa entre el 1% y el 3%, según el IDAE. Dicha guía de referencia proporciona una serie de ejemplos de cálculo sencillo, los cuales permiten una aproximación práctica para prever los consumos de agua necesarios para el funcionamiento de la torre de refrigeración. Mediante el apoyo en la formulación contenida en dichos ejemplos se procede a calcular de forma teórica el consumo de agua diferenciado según sus distintas

naturalezas, para posteriormente poder hacer una comparación con los datos proporcionados por el fabricante y así poder tener una idea de su proximidad respecto al modelo.

- Cálculo del caudal de agua de recirculación

El primer punto a tratar no supone un consumo de agua en sí, pero es conveniente comprobar de forma analítica el caudal necesario para la disipación del calor requerido, el cual será comparado con el caudal de diseño de la torre de refrigeración.

Volviendo a tomar el ejemplo del modelo de enfriadora utilizado anteriormente, la capacidad de calor a disipar será de 1712,19 kW. Por otra parte, el salto térmico de diseño de la torre es de 7 °C. Teniendo en cuenta estos datos:

$$Q_w = M_w * c_w * \Delta T$$

Donde:

Q_w = Potencia térmica a disipar [kW]

M_w = Caudal másico del agua o fluido a enfriar [kg/s]

c_w = Calor específico del agua o fluido [Kj/kg.K]

ΔT = Diferencia entre la temperatura de entrada y salida del agua [°C]

Y despejando el caudal de agua en circulación:

$$M_w = \frac{Q_w}{c_w * \Delta T} = \frac{1712,19}{4,186 * 7} = 58,43 \frac{kg}{s} = 58,43 \frac{l}{s}$$

En la ficha técnica del equipo, para las condiciones térmicas de diseño, se presenta la posibilidad de enfriar un caudal de agua de 64,84 l/s. Este dato es superior al requerido por cualquier equipo, y su valor es razonable, pues el equipo tiene una capacidad nominal de disipación de calor de 1900 kW, superior a la de cálculo.

- Cálculo de la cantidad de agua evaporada

El agua evaporada dependerá de la potencia térmica a disipar y del valor de su calor latente de vaporización, es decir, la cantidad de energía que absorbe del ambiente para cambiar de estado.

$$V_{wev} = \frac{Q_w}{C_v} = \frac{1712,19}{2550} = 0,67 \frac{l}{s}$$

Donde:

V_{wev} = Caudal de agua evaporada [l/s]

Q_w = Potencia térmica a disipar [kW]

C_v = Calor latente de vaporización medio (estimado) del agua [kJ/kg]

- Cálculo de los ciclos de concentración

El agua de aporte tiene unas características específicas según la ubicación. Estos valores de calidad del agua van cambiando con el tiempo, a lo largo del funcionamiento de la torre. El concepto de ciclos de concentración se define como el cociente entre el número de sólidos disueltos en el agua de recirculación y el número de sólidos disueltos en el agua de aportación.

$$Cc = \text{Ciclos concentración} = \frac{n^{\circ} \text{ de sólidos disueltos agua recirculación}}{n^{\circ} \text{ de sólidos disueltos agua aporte}}$$

Debido a la evaporación de parte del agua, la concentración de los distintos parámetros aumenta. La cantidad máxima admisible de sólidos disueltos en el agua de recirculación depende de la recomendación del fabricante de la torre de refrigeración, en función del material del que esté fabricada, pues pueden llegar a darse concentraciones inadmisibles y decantaciones que supongan un riesgo para el funcionamiento del sistema.

A continuación, se muestra una tabla con valores recomendados y máximos permisibles en el agua de recirculación del circuito de refrigeración del agua a torres.

Medida de calidad del agua	Revestimiento híbrido Baltibond de nueva generación	Acero inoxidable 304	Acero galvanizado
pH	6,5 a 9,2	6,5 a 9,2	7,0 a 9,0
pH durante la pasivación inicial	Por debajo de 8,2 (solo para unidades con batería HDG*)	Por debajo de 8,2 (solo para unidades con batería HDG*)	Por debajo de 8,2
Dureza Total (de CaCO ₃)	70 a 750 mg/l	70 a 750 mg/l	70 a 600 mg/l
Alcalinidad Total (de CaCO ₃)	600 mg/l máx.	600 mg/l máx.	500 mg/l máx.
Sólidos Disueltos Totales	2050 mg/l máx.	2050 mg/l máx.	1250 mg/l máx.
Cloruros	250 mg/l máx.	250 mg/l máx.	200 mg/l máx.
Sulfatos**	350 mg/l máx.	350 mg/l máx.	200 mg/l máx.
Conductividad	3300 µS/cm	3300 µS/cm	2000 µS/cm
Sólidos Totales en Suspensión	25 mg/l máx.	25 mg/l máx.	25 mg/l máx.
Cloración (como cloro libre) Continuo	1,5 mg/l máx.	1,5 mg/l máx.	1 mg/l máx.
Cloración (como cloro libre) Dosificación para limpieza y desinfección	5-15 mg/l máx. durante 6 horas 25 mg/l máx. durante 2 horas 50 mg/l máx. durante 1 hora	5-15 mg/l máx. durante 6 horas 25 mg/l máx. durante 2 horas 50 mg/l máx. durante 1 hora	5-15 mg/l máx. durante 6 horas 25 mg/l máx. durante 2 horas 50 mg/l máx. durante 1 hora

(*) HDG : galvanizado por inmersión en caliente (hot-dip galvanised)

(**) Se permite una mayor concentración de sulfatos, siempre que la suma de cloruros + sulfatos no supere los 400 mg/l para acero galvanizado, 600 mg/l para Baltibond/ AISI 304

Tabla 20. Parámetros de medida de calidad del agua recomendados por el fabricante de las torres de refrigeración

Estos valores se muestran diferenciados según el tipo de material que constituya la torre, ya que dentro del mismo modelo pueden elegirse distintas opciones.

Se procede, seguidamente, a consultar los valores disponibles para la ubicación deseada. Dicha información se encuentra en la web oficial del Canal de Isabel II.

Medida de calidad del agua	Madrid-Carabanchel	Unidad
pH	7,7	-
Dureza Total (de CaCO ₃)	40,71	mg/L
Alcalinidad Total (de CaCO ₃)	-	mg/L
Sólidos Disueltos Totales	-	mg/L
Cloruros	17,91	mg/L
Sulfatos	14,52	mg/L
Conductividad	130,41	μS/cm 20 °C
Sólidos Totales en Suspensión	-	mg/L
Cloración (como cloro libre)	0	mg/L

Tabla 21. Parámetros de medida de calidad del agua en la ubicación del proyecto

Los valores consultados se encuentran en un rango bajo de concentración, se trata de un agua considerada blanda, y el equipo podría soportar un número elevado de ciclos. Sin embargo, no se tiene el valor de concentración de sólidos disueltos totales del agua de aporte, que en otros ejemplos de consulta constituye el parámetro que conlleva la relación determinante para el cálculo de los ciclos de concentración.

Por ello, se toma el valor calculado por el fabricante, que tras proporcionarle la ubicación del proyecto facilita un valor típico de ciclos de concentración de 2,5.

- Cálculo del caudal de arrastre

El equipo ofertado viene con tecnología de separación de gotas, que resulta finalmente en un bajo caudal de arrastre, el cual no viene especificado en la ficha técnica, pero para fines del estudio se considerará de alta eficiencia. Según el Real Decreto 487/2022, de 21 de junio, por el que se establecen los requisitos sanitarios para la prevención y el control de la legionelosis, el caudal de agua arrastrado debe ser menor del 0,002%.

En este caso, tomando el valor de agua de recirculación anteriormente calculado:

$$V_{war} = Mw * 0.0002 = 58,43 * 0.00002 = 0.0012 \frac{l}{s}$$

Donde:

V_{war} = Caudal de agua perdida por arrastres [l/s]

Mw = Flujo másico/Caudal de agua de aporte [l/s]

- Cálculo del caudal de purga

La purga del agua de la balsa es necesaria para asegurar que los valores de concentración no superen los valores admisibles por el fabricante. Su cálculo depende del caudal de agua evaporada y del volumen del agua perdida por arrastres.

$$V_{wp} = \frac{V_{wev} + V_{war}}{C_c - 1} = \frac{0,67 + 0,0012}{2,5 - 1} = 0,45 \frac{l}{s}$$

Donde:

V_{wp} = Caudal de agua a evacuar con la purga [l/s]

V_{wev} = Caudal de agua evaporada [l/s]

V_{war} = Caudal de agua perdida por arrastres [l/s]

C_c = Ciclos de concentración

- Cálculo del caudal de agua de aporte (consumo total)

El agua total de aporte que hay que suministrar para vencer a todos los mecanismos de pérdida se obtiene como la suma de todos los anteriores.

$$V_{wap} = V_{wev} + V_{war} + V_{wp} = 0,67 + 0,0012 + 0,45 = 1,13 \frac{l}{s}$$

Donde:

V_{wap} = Caudal total de agua de aporte [l/s]

El fabricante únicamente incluye en sus datos técnicos los caudales de evaporación máxima y de purga. A la hora de compararlos con los resultados obtenidos por el cálculo teórico, puede observarse que se encuentran muy próximos, siendo los ofrecidos por el fabricante levemente superiores. Este hecho se podría explicar porque son calculados para la potencia nominal que tiene el equipo, que es un poco superior a la de disipación máxima de las enfriadoras.

Para estimar el consumo de agua anual total de las torres de refrigeración, es necesario evaluar el número de horas de funcionamiento de las enfriadoras a su potencia nominal. Ya que las torres de refrigeración tienen una capacidad de disipación de calor aproximadamente igual al generado por estos equipos, funcionarán el mismo número de horas.

En el caso tomado como ejemplo, una enfriadora funcionando a su potencia nominal emplearía 3.401,49 horas para cubrir la demanda de refrigeración de la central enfriadora #01. Si se toma este mismo tiempo, y se multiplica por el caudal total de agua de aporte calculado anteriormente, se obtiene el consumo de agua anual estimado.

$$\begin{aligned} \text{Consumo agua anual} &= V_{wap} * t = 1,13 * 3401,49 * \frac{3600}{1} = 13.837.261,32 \text{ l} \\ &= 13.837,26 \text{ m}^3 \end{aligned}$$

Aunque se ha tomado como ejemplo las especificaciones de un modelo de enfriadora en concreto, el resultado obtenido puede ser moderadamente representativo del resto, pues las horas de funcionamiento seleccionadas se encuentran muy cercanas a la media de entre todos los equipos.

Sin embargo, como se ha puntualizado, estos cálculos se basan en modelos teóricos de comportamiento de los distintos elementos que intervienen en las torres de refrigeración. Las consultas con expertos en la materia sugieren que, en realidad, el consumo real es moderadamente más elevado, debido a una multitud de factores como fugas, cambios en la calidad del agua, mantenimientos y vaciados... En cualquier caso, para el presente estudio se tomarán los cálculos termodinámicos y teóricos realizados.

Una vez estimado el consumo de agua, se realiza un análisis de las tarifas del Canal de Isabel II, la cual será la empresa responsable del abastecimiento, para poder calcular el coste del servicio. Es importante aclarar que únicamente se tiene en cuenta la cuota variable, que teniendo en cuenta el estatus de gran consumidor del edificio en cuestión, resulta en coste de 2,4 €/m³.

Finalmente, se tiene que, para la primera central enfriadora, el coste anual derivado del consumo de agua de torres es de:

$$\begin{aligned} \text{Coste anual consumo agua} &= \text{Consumo agua anual} * \text{precio m}^3 = 13.837,26 * 2.4 \\ &= 33.209,42 \text{ €} \end{aligned}$$

➤ Consumo de biocidas

Para obtener la cantidad y el tipo de biocidas a dosificar en el agua del circuito de refrigeración, será necesario consultar las recomendaciones del fabricante de las torres. Este sugiere la cloración como medio desinfectante, y distingue la desinfección continua de la dosificación para limpieza y desinfección de choque. Las concentraciones de cloro libre en ambos casos aparecen especificadas en la **Tabla TAL**, que se introdujo anteriormente para estudiar las recomendaciones sobre la calidad del agua de recirculación. En este caso, solo se atenderá al proceso continuo de mantenimiento del agua del circuito de refrigeración en buenas condiciones, pues los tratamientos de desinfección intensivos son ocasionales y no pueden medirse fácilmente. Los datos obtenidos de la tabla reflejan una dosificación de cloro tal que el cloro libre no supere la concentración de 1,5 mg/l máx. Dicho nivel máximo es el mismo, independientemente del material de la torre seleccionado de entre los posibles.

El biocida seleccionado es el hipoclorito de sodio, el cual se disuelve en agua generando ácido hipocloroso (HOCl) e iones de hipoclorito (OCl⁻), los cuales son los verdaderos agentes desinfectantes. Teniendo en cuenta la cantidad de agua de aporte anual, para obtener la concentración deseada:

$$13.837,26 * 0,0015 \frac{g}{l} = 21.000 \text{ g de cloro libre}$$

A modo de simplificación del cálculo, se asume que la disociación del hipoclorito de sodio produce una cantidad equimolar de cloro libre, aunque en la práctica influyen factores como el pH y la temperatura en la cantidad producida.

$$\frac{21.000 \text{ g cloro libre} * 74,44 \frac{g}{\text{mol NaOCl}}}{70,90 \frac{g}{\text{mol Cl}_2}} = 22.037,26 \text{ g de NaOCl}$$

Teniendo en cuenta una solución comercial al 14%

$$\text{Litros de hipoclorito sódico} = \frac{22.037,26 \text{ g}}{140 \frac{\text{g}}{\text{l}}} \approx 157,41 \text{ l}$$

Conociendo la densidad de la solución de hipoclorito de sodio al 14%

$$\text{Kg de hipoclorito sódico} = 1,22 \frac{\text{kg}}{\text{l}} * 157,41 \text{ l} \approx 192,04 \text{ kg}$$

Teniendo en cuenta que la solución escogida viene en garrafas de 25 kg, se necesitarían un total de 8 garrafas por año para desinfectar el agua del circuito de refrigeración. A un precio por garrafa de 31 € supondría un desembolso de 248 € por año.

Este cálculo resulta muy escaso a ojos de profesionales con experiencia consultados, es estrictamente un cálculo teórico teniendo en cuenta únicamente la concentración necesaria según el agua de aporte anual. Realmente el cloro libre se consume con el tiempo, aunque no haya nuevo aporte de agua, como en periodos de ausencia de funcionamiento del sistema de refrigeración. Por ello, se decide deshechar esta estimación por no considerarla fiel a la realidad, constatando en el análisis económico que faltaría por añadir.

- **Central enfriadora #02**

Para la segunda central se seleccionan, igualmente torres del fabricante Baltimore, en concreto el modelo S15E 1012-06JE/L. Las principales características útiles para el estudio económico de dicho equipo son recogidas en la siguiente tabla:

FABRICANTE	BALTIMORE
SERVICIO	CENTR ENFR 02
MODELO	S15E 1012-06JE/L
POTENCIA DE DISIPACIÓN (kW)	1060
Nº UDS	2
Nº VENTILADORES	2
POTENCIA DE VENTILADOR (kW)	5,5
POTENCIA RESISTENCIA (kW)	10
Tª ENTRADA/SALIDA	35/28
PÉRDIDA DE AGUA (EVAPORACIÓN+PURGA) (l/s)	0,705
PRECIO UNITARIO (€)	69.194,00
PRECIO TOTAL (€)	138.388,00

Tabla 22. Características técnicas torre de refrigeración para central 2

Si bien en el caso anterior la capacidad de disipación de calor era algo más holgada respecto al que producían las enfriadoras, en este caso está algo más ajustada, aunque sigue siendo suficiente para que una sola torre pueda dar servicio a una enfriadora.

Para empezar, es necesario recordar el flujo de trabajos que se dan en el ciclo frigorífico: Se tomará como ejemplo un modelo específico de enfriadora con una potencia frigorífica nominal de 879,3 kW, y un SEER de 8,35, la cual se encuentra en torno a la media en cuanto a especificaciones de los equipos propuestos.

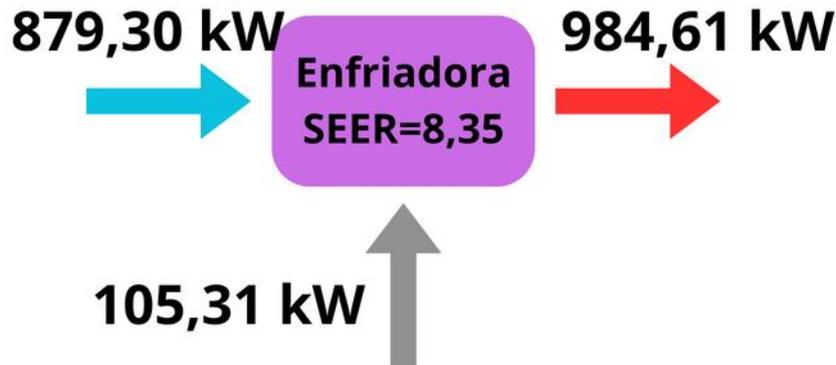


Ilustración 44. Flujos de trabajo en enfriadora condensada por agua de central 2

Se vuelve a hacer hincapié en que, en realidad, la energía térmica generada por la enfriadora, y que pasa al agua, es algo menor; pues no todo el calor generado por el motor del compresor se transfiere al agua, debido a que parte de él es disipado al aire del ambiente. Sin embargo, esta asunción se encuentra del lado de la seguridad, al contabilizar el máximo flujo de calor posible a disipar.

La capacidad de disipación es adecuada para cualquier modelo, incluso dejando un margen de seguridad. Esta capacidad se ha evaluado considerando un uso prolongado y anticipando posibles pérdidas de rendimiento debido a factores como el suministro eléctrico, limpieza y mantenimiento.

El coste inicial de los equipos es 3 veces inferior al coste de las torres de la central enfriadora #01, aunque es cierto que en el caso de la central enfriadora #02 se tiene una torre menos, para un total de dos, además de tener una potencia de disipación nominal de casi la mitad. Si analizamos el coste del equipo entre su capacidad de disipación de calor, obtenemos una ligera ventaja de esta segunda central, cuyo coste es de 65,28 €/kWdisipado, frente a los 72,49 €/kWdisipado de la primera central.

De manera similar, para la segunda central enfriadora, se empleará el mismo enfoque, realizando estimaciones y obteniendo datos promedio, para el cálculo de los consumos. Tras elegir la solución final, se podría proceder con cálculos detallados, en caso de que se considerara oportuno.

Por ello, no se volverá a profundizar en la justificación de las decisiones adoptadas en cada apartado, lo cual se hizo anteriormente. Únicamente se puntualizarán diferencias notorias dignas de ser comentadas.

➤ Consumo eléctrico ventiladores

Los ventiladores constituyen una diferencia notoria respecto al caso anterior. Llama la atención que la potencia total de ventiladores en la segunda central ($2 \times 5,5 \text{ kW} = 11 \text{ kW}$) supere a la de la primera ($3 \times 2,2 \text{ kW} = 6,6 \text{ kW}$), aun teniendo una menor potencia nominal de disipación de calor.

La explicación a este fenómeno podría tener que ver con el diseño de las torres, ya que la torre de menor potencia de disipación puede necesitar de un mayor flujo de aire para compensar una menor

eficiencia a la hora del intercambio de calor.

En cualquier caso, se deberán de obtener las horas de funcionamiento anuales de las enfriadoras que dan servicio a la central enfriadora #02.

$$\text{Horas funcionamiento anual} = \frac{\text{Demanda de refrigeración anual}}{\text{Potencia nominal enfriadora}}$$

Como se explicó previamente, aunque es posible calcular las horas de funcionamiento anuales para cada modelo de enfriadora mediante herramientas de cálculo, este estudio utiliza el promedio de esos valores. Detallar los cálculos individuales sería demasiado complejo para una diferencia que es mínima en el contexto general del análisis de costes.

Se asume que las torres de refrigeración funcionan el mismo número de horas obtenido, para disipar el calor producido por las enfriadoras, ya que tienen una capacidad similar. Teniendo este dato, y conociendo la potencia de los ventiladores, se puede calcular su consumo anual, así como en el período de estudio de 15 años.

$$\text{Consumo ventiladores} = \text{Horas funcionamiento anual} * \text{Potencia} * N^{\circ} \text{ Ventiladores}$$

En este caso, tras realizar los cálculos se obtiene un promedio de horas de funcionamiento anual de las enfriadoras de esta central de 240,52 horas.

Por tanto, el consumo se calcula como:

$$\begin{aligned} \text{Consumo ventiladores} &= 240,52 \text{ horas} * 5,5 \text{ kW} * 2 \\ \text{Consumo ventiladores} &= 2645,72 \text{ kWh/año} = 2,65 \text{ MWh/año} \end{aligned}$$

Y se obtiene el consumo en el período de estudio de 15 años:

$$\text{Consumo ventiladores (15 años)} = 39,75 \text{ MWh}$$

➤ Consumo eléctrico resistencias

Se sigue el mismo razonamiento utilizado en el caso de la otra central enfriadora, pues no va a haber diferencia en cuanto a la necesidad de activación de las resistencias anticongelación de las torres, obteniendo 435 horas de funcionamiento de este sistema al año.

Conociendo la potencia de la resistencia y que ambas torres de la central van a encenderlas por igual, puede calcularse el consumo de este sistema.

$$\begin{aligned} \text{Consumo resistencias} &= \text{Horas funcionamiento} * \text{Potencia} * N^{\circ} \text{ Torres} \\ \text{Consumo resistencias} &= 435 \text{ horas} * 10 \text{ kW} * 2 \\ \text{Consumo resistencias} &= 8700 \text{ kWh/año} = 8,7 \text{ MWh/año} \end{aligned}$$

Teniendo en cuenta el período de estudio de 15 años.

$$\text{Consumo resistencias (15 años)} = 130,5 \text{ MWh}$$

Si bien anteriormente este consumo era muy inferior al de la enfriadora, en este caso solo resulta unas 3 veces inferior. Que el consumo eléctrico de una funcionalidad auxiliar de un equipo de apoyo a la enfriadora tenga un tercio de su consumo vuelve a poner de manifiesto que el diseño no es óptimo. Como se dijo con anterioridad, y se volverá a repetir numerosas veces a lo largo de este estudio, el número de horas de funcionamiento de esta central resulta extremadamente bajo, debido al sobredimensionamiento de los equipos.

➤ Consumo de agua

De igual forma se calculará el consumo de agua de las torres de la segunda central enfriadora, apoyándose en el documento facilitado por el IDAE sobre torres de refrigeración.

Se mantienen las condiciones ambientales y de diseño calculadas anteriormente, por lo que únicamente se procede a presentar los resultados obtenidos.

- Cálculo del caudal de agua de recirculación

$$Q_w = M_w * c_w * \Delta T$$

Donde:

Q_w = Potencia térmica a disipar [kW]

M_w = Caudal másico del agua o fluido a enfriar [kg/s]

c_w = Calor específico del agua o fluido [Kj/kg.K]

ΔT = Diferencia entre la temperatura de entrada y salida del agua [°C]

Y despejando el caudal de agua en circulación:

$$M_w = \frac{Q_w}{c_w * \Delta T} = \frac{984,61}{4,186 * 7} = 33,60 \frac{kg}{s} = 33,60 \frac{l}{s}$$

En la ficha técnica del equipo, para las condiciones térmicas de diseño, se presenta la posibilidad de enfriar un caudal de agua de 36,18 l/s. Este valor es suficiente para evacuar el calor de los equipos, teniendo un valor ligeramente superior al de diseño en el lado fuente de las enfriadoras.

- Cálculo de la cantidad de agua evaporada

El agua evaporada dependerá de la potencia térmica a disipar y del valor de su calor latente de vaporización, es decir, la cantidad de energía que absorbe del ambiente para cambiar de estado.

$$V_{wev} = \frac{Q_w}{C_v} = \frac{984,71}{2550} = 0,39 \frac{l}{s}$$

Donde:

V_{wev} = Caudal de agua evaporada [l/s]

Q_w = Potencia térmica a disipar [kW]

C_v = Calor latente de vaporización medio (estimado) del agua [kJ/kg]

- Cálculo de los ciclos de concentración

Se toma el valor de 2,5 ciclos de concentración, facilitado por el fabricante tras haber estudiado las características del proyecto.

- Cálculo del caudal de arrastre

En este caso, tomando el valor de agua de recirculación anteriormente calculado:

$$V_{war} = M_w * 0,0001 = 33,60 * 0,00002 = 0,0007 \frac{l}{s}$$

Donde:

V_{war} = Caudal de agua perdida por arrastres [l/s]

M_w = Flujo másico/Caudal de agua de aporte [l/s]

- Cálculo del caudal de purga

$$V_{wpp} = \frac{V_{wev} + V_{war}}{C_c - 1} = \frac{0,39 + 0,0007}{2,5 - 1} = 0,26 \frac{l}{s}$$

Donde:

V_{wpp} = Caudal de agua a evacuar con la purga [l/s]

V_{wev} = Caudal de agua evaporada [l/s]

V_{war} = Caudal de agua perdida por arrastres [l/s]

C_c = Ciclos de concentración

- Cálculo del caudal de agua de aporte (consumo total)

El agua total de aporte que hay que suministrar para vencer a todos los mecanismos de pérdida se obtiene como la suma de todos los anteriores.

$$V_{wap} = V_{wev} + V_{war} + V_{wp} = 0,39 + 0,0007 + 0,26 = 0,66 \frac{l}{s}$$

Donde:

$$V_{wap} = \text{Caudal total de agua de aporte [l/s]}$$

Para estimar el consumo de agua anual total de las torres de refrigeración, es necesario evaluar el número de horas de funcionamiento de las enfriadoras a su potencia nominal. Ya que las torres de refrigeración tienen una capacidad de disipación de calor aproximadamente igual al generado por estos equipos, funcionarán el mismo número de horas.

En el caso tomado como ejemplo, una enfriadora funcionando a su potencia nominal emplearía 242,92 horas para cubrir la demanda de refrigeración de la central enfriadora #02. Si se toma este mismo tiempo, y se multiplica por el caudal total de agua de aporte calculado anteriormente, se obtiene el consumo de agua anual estimado.

$$\text{Consumo agua anual} = V_{wap} * t = 0,66 * 242,92 * \frac{3600}{1} = 577.177,92 \text{ l} = 577,18 \text{ m}^3$$

Aunque se ha utilizado como referencia las especificaciones de un modelo concreto de enfriadora, los resultados pueden considerarse representativos de los demás modelos. Esto se debe a que las horas de funcionamiento seleccionadas están muy cerca del promedio de todos los equipos analizados.

Se puede observar una diferencia sustancial en cuanto al consumo de agua de torres comparadas con las que dan servicio a la otra central, lo cual es coherente si se tiene en cuenta la gran diferencia en cuanto a tiempo de funcionamiento que se ha constatado.

Finalmente, se tiene que, para la segunda central enfriadora, el coste anual derivado del consumo de agua de torres es de:

$$\begin{aligned} \text{Coste anual consumo agua} &= \text{Consumo agua anual} * \text{precio m}^3 = 577,18 * 2,4 \\ &= 1385,23 \text{ €} \end{aligned}$$

➤ Consumo de biocidas

Se realiza el mismo procedimiento que el explicado para el caso de la primera central enfriadora.

$$577,18 * 0,0015 \frac{g}{l} = 0,87 \text{ g de cloro libre}$$

A modo de simplificación del cálculo, se asume que la disociación del hipoclorito de sodio produce una cantidad equimolar de cloro libre, aunque en la práctica influyen factores como el pH y la temperatura en la cantidad producida.

$$\frac{0,87 \text{ g cloro libre} * 74,44 \frac{\text{g}}{\text{mol NaOCl}}}{70,90 \frac{\text{g}}{\text{mol Cl}_2}} = 0,91 \text{ g de NaOCl}$$

Teniendo en cuenta una solución comercial al 14%

$$\text{Litros de hipoclorito sódico} = \frac{0,91 \text{ g}}{140 \frac{\text{g}}{\text{l}}} \approx 0,0065 \text{ l}$$

Conociendo la densidad de la solución de hipoclorito de sodio al 14%

$$\text{Kg de hipoclorito sódico} = 1,22 \frac{\text{kg}}{\text{l}} * 0,0065 \text{ l} \approx 0,00793 \text{ kg}$$

De la misma forma que se indicó para el cálculo de los biocidas necesarios para las torres de refrigeración que dan servicio a la Central #01, el cálculo teórico se desecha por alejarse de unas estimaciones que puedan considerarse cercanas a la realidad, por los motivos anteriormente expuestos.

- Mantenimiento torres

La especial importancia que tienen las torres de refrigeración debido tanto a que son elementos fundamentales del sistema de refrigeración del edificio, como a la potencial peligrosidad que representan en caso de que el tratamiento del agua no sea el correcto, hacen que su mantenimiento se torne una tarea crucial.

El plan de mantenimiento de una torre de refrigeración deberá incluir los planos actualizados que contengan la información técnica necesaria de la instalación, así como el programa de limpieza y desinfección recomendado por el fabricante.

A modo de resumen, las tareas de mantenimiento de una torre de refrigeración pueden clasificarse atendiendo a su periodicidad:

- Mantenimiento rutinario diario
 - Inspección visual general y de posibles fugas
 - Comprobación de caudalímetros
 - Medición de temperatura en la entrada a la torre
 - Medición de temperatura en la balsa
 - Comprobación funcionamiento equipos de dosificación de químicos
- Mantenimiento mensual
 - Comprobación consumo ventiladores
 - Inspección ventiladores
 - Inspección relleno
 - Análisis de vibraciones
- Mantenimiento anual o en parada

- Limpieza/sustitución de rellenos de torres
- Comprobación sistema de rociadores
- Inspección estructural
- Limpieza de la balsa
- Comprobación equipos de dosificación
- Revisión bombas de impulsión a torres
- Calibración de toda la instrumentación

Estimando la necesidad de un operario de mantenimiento que dedique 4 horas diarias de media a las tareas relacionadas con la correcta conservación en servicio de estos equipos, se obtiene un total de 1460 horas de trabajo por año. Teniendo en cuenta que estos perfiles se encuentran dentro de empresas muy especializadas, se proyecta un coste de 30 €/ hora, lo que resulta en un coste anual por tareas de mantenimiento de 43.800 €, en el cual están incluidas ambas centrales enfriadoras.

5.3.1.3 Bombas del circuito de condensación

En el análisis comparativo entre los equipos condensados por agua y por aire, se evidenció una distinción fundamental en sus componentes. Específicamente, en el caso de los equipos condensados por agua, se observa la presencia de un circuito de condensación adicional. Este circuito se encarga del transporte del agua utilizada para el intercambio térmico en el condensador de la enfriadora hacia la torre de refrigeración.

Es importante destacar que, en el proceso de selección de datos para el estudio, se requerirá realizar estimaciones de ciertos parámetros, dada la ausencia de una elección concreta de un modelo de enfriadora en este momento. En particular, para determinados elementos, como las bombas, se llevará a cabo un proceso de promediado de los valores disponibles entre los equipos ofertados.

Para la selección de las bombas a instalar será necesario conocer su caudal y altura requeridos. El caudal de la bomba será impuesto por el caudal de agua en el condensador, también referenciado como caudal del lado alimentación o lado fuente. Para estar del lado de la seguridad se tomará el caudal del equipo más desfavorable de entre los propuestos para cada central enfriadora como caudal de cálculo.

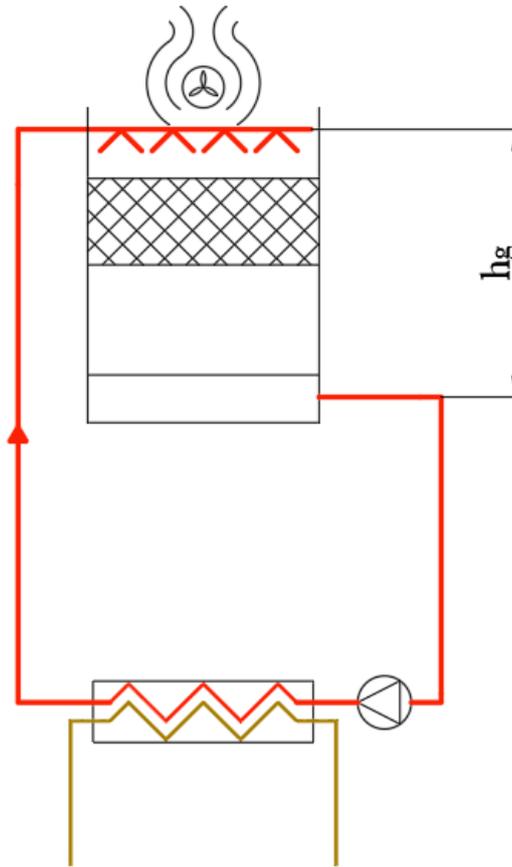


Ilustración 45. Esquema circuito agua de condensación

Respecto a la altura necesaria que tiene que aportar la bomba, puede dividirse en varios términos.

$$\Delta H = h_g + h_f + h_c + h_b$$

Donde:

ΔH es la altura total que debe superar la bomba.

h_g es la altura geométrica que debe superarse. Es la elevación vertical desde el punto de aspiración hasta el punto más alto del sistema.

h_f es la pérdida de presión debido a la fricción del fluido con las tuberías y accesorios.

h_c es la pérdida de presión en el lado fuente del condensador de la enfriadora.

h_b es la pérdida de presión en las boquillas pulverizadoras de agua en la parte superior de la torre.

La altura geométrica dependerá en exclusiva de la altura de la torre, pues se obtiene como la diferencia en el circuito entre el , aspirando el agua de la balsa. Por ello, teniendo las fichas técnicas de las torres, en las cuales se incluyen sus dimensiones, podrá estimarse con conocerse su valor.

Por otra parte, la pérdida de presión debida a fricción en tuberías y accesorios se estima de manera conservadora en 0,04 mca (metros de columna de agua) por metro de tubería. De esta manera puede

realizarse una estimación inicial sin la necesidad de conocer todos los elementos del circuito, la cual es ampliamente utilizada en estudios ingenieriles y es considerada como una estimación lo suficientemente conservadora. Por tanto, conociendo la ubicación de las torres y su distancia hasta las enfriadoras a las que den servicio, puede estimarse la longitud del circuito de tuberías que conectan a ambos equipos.

La pérdida de presión que experimenta el agua en su paso por el condensador puede obtenerse de las fichas técnicas de los equipos ofertados. Al igual que con el caudal, se tomará el valor más desfavorable de entre las enfriadoras que se tienen, de manera que el resultado sea seguro, sin perjuicio de que una vez se haya elegido el equipo deseado, se recalcule la instalación con dichos valores.

Por último, también se produce una pérdida de carga debida a la pulverización del agua en las boquillas que se encuentran en la parte superior de la torre de enfriamiento. Estas boquillas se toman como de alta eficiencia, estimando una pérdida de presión en ellas de 5 mca.

- **Central enfriadora #01**

Las nuevas torres de refrigeración se proyectan en la cubierta del edificio bandeja, a diferencia de las antiguas, que se ubicaban en la parte superior de la torre de cuidados medios. Conociendo su posición se pueden estimar las longitudes del circuito de tuberías de condensación. La central #01 se encuentra ubicada en el sótano del edificio bandeja, por encima de la cual se encuentran 3 plantas hasta llegar a la cubierta de dicho edificio, por lo que se toma un valor de 9 m de diferencia de altura, a razón de 3 m de altura por planta. También se toma una longitud de 42 metros de tubería, necesarios para aproximarse desde las enfriadoras hasta las torres de refrigeración y realizar el recorrido inverso. En cuanto a la diferencia de altura geométrica entre la aspiración de la bomba y el punto más elevado del circuito, resulta de 4,5 m.

Las pérdidas de carga por rozamiento con los conductos se estiman en 0,04 mca por metro de longitud de tubería, en la cual ya se incluyen las pérdidas de carga originadas por codos y distintas válvulas. Inspeccionando las fichas técnicas de los distintos equipos, se llega a la conclusión de que la pérdida de carga máxima que puede ocurrir en la enfriadora es de 3,81 mca, la cual es tomada como dato, para situarse del lado de la seguridad.

Por tanto, la altura de la bomba se calcularía siguiendo la expresión anteriormente explicada, como sigue:

$$\begin{aligned}\Delta H &= h_g + h_f + h_c + h_b \\ \Delta H &= 4,5 + 60 * 0.04 + 3.81 + 5 \\ \Delta H &= 15,73 \text{ mca}\end{aligned}$$

Para estar del lado de la seguridad se podría seleccionar una bomba de baja presión diseñada para vencer una altura de 20 mca.

En cuanto al caudal de diseño, el caudal nominal máximo de lado fuente en el condensador de entre los equipos estudiados se sitúa en unos 67 l/s.

Una vez se tienen los datos necesarios se procede a seleccionar el grupo de bombeo que cumpla con las características requeridas. En este caso se opta por el fabricante GRUNDFOS, del cual se escoge un grupo de bombeo formado por bombas cuyas características se resumen a continuación:

GRUPO DE BOMBEO	
Tipo	Bancada
Fabricante	GRUNDFOS
Modelo	NKE 80-160/161 AA1F2AESBQQEPWB
Servicio	Circuito condensación Central #01
Nº Bombas	3 + 1 reserva
Caudal Bomba (l/s)	67
Altura (mca)	20
Motor (kW)	18,5
Eficiencia Motor	IE5
Precio unitario	18.586,00 €

Tabla 23. Características grupo de bombeo circuito de condensación 1

Las bombas se dimensionan para que cada una sea capaz de dar servicio a cada enfriadora. La Central #01 dispone de 3 enfriadoras, por lo que se prevé una bomba para cada una de ellas, además de una bomba de reserva, que pueda utilizarse en caso de avería o mantenimiento de cualquiera de estos equipos.

Para estimar el consumo derivado del bombeo a torres de esta central enfriadora se establecerá un tiempo de funcionamiento equivalente al de enfriadoras y torres a lo largo del año, pues será necesario bombear el agua mientras estos equipos estén en funcionamiento.

*Consumo bombeo condensación anual = Potencia bomba * nº horas funcionamiento*

$$\text{Consumo bombeo condensación anual} = 18,5 \text{ kW} * 3517,25 \text{ h} = 65.069,13 \text{ kWh} = 65,07 \text{ MWh}$$

Que resulta en un consumo en el periodo de estudio, de 15 años de:

$$\text{Consumo bombeo condensación (15 años)} = 65,07 \text{ MWh} * 15 \text{ años} = 976,05 \text{ MWh}$$

- **Central enfriadora #02**

Las nuevas torres de refrigeración se proyectan en la cubierta de la torre de cuidados mínimos, al igual que las actuales. Conociendo su posición se pueden estimar las longitudes del circuito de tuberías de condensación. La central #02 se encuentra ubicada en el semisótano de la torre de cuidados mínimos, por encima de la cual se encuentran 11 plantas hasta llegar a la cubierta de dicho edificio, por lo que se toma un valor de 33 m de diferencia de altura, a razón de 3 m de altura por planta. También se toma una longitud de 40 metros de tubería, necesarios para aproximarse desde las enfriadoras hasta las torres de refrigeración y realizar el recorrido inverso. En cuanto a la diferencia de altura geométrica entre la aspiración de la bomba y el punto más elevado del circuito, resulta de 2,5 m.

Las pérdidas de carga por rozamiento con los conductos se estiman en 0,04 mca por metro de longitud

de tubería, en la cual ya se incluyen las pérdidas de carga originadas por codos y distintas válvulas. Inspeccionando las fichas técnicas de los distintos equipos, se llega a la conclusión de que la pérdida de carga máxima que puede ocurrir en la enfriadora es de 3 mca, la cual es tomada como dato, para situarse del lado de la seguridad.

Por tanto, la altura de la bomba se calcularía siguiendo la expresión anteriormente explicada, como sigue:

$$\begin{aligned}\Delta H &= h_g + h_f + h_c + h_b \\ \Delta H &= 2,5 + 106 * 0.04 + 3 + 5 \\ \Delta H &= 14,74 \text{ mca}\end{aligned}$$

De la misma manera que en el caso anterior, para estar del lado de la seguridad se podría seleccionar una bomba de baja presión diseñada para vencer una altura de 20 mca.

En cuanto al caudal de diseño, el caudal nominal máximo de lado fuente en el condensador de entre los equipos estudiados se sitúa en unos 45 l/s.

Una vez se tienen los datos necesarios se procede a seleccionar el grupo de bombeo que cumpla con las características requeridas. En este caso se opta por el fabricante GRUNDFOS, del cual se escoge un grupo de bombeo formado por bombas cuyas características se resumen a continuación:

GRUPO DE BOMBEO	
Tipo	Bancada
Fabricante	GRUNDFOS
Modelo	NKE -160/161 AA1F2AESBQQEPWB
Servicio	Circuito condensación Central #02
Nº Bombas	2 + 1 reserva
Caudal Bomba (l/s)	45
Altura (mca)	20
Motor (kW)	18,5
Eficiencia Motor	IE5
Precio unitario	18.586,00 €

Tabla 24. Características grupo de bombeo central 2

Debido a la similitud de condiciones con la central enfriadora anterior, aunque el caudal es algo inferior, tras estudiar las posibilidades haciendo uso de una herramienta de selección, se decide escoger el mismo grupo de bombeo que en el caso anterior, pues se puede adaptar de igual forma a las especificaciones de esta central enfriadora.

Las bombas se dimensionan para que cada una sea capaz de dar servicio a cada enfriadora. La Central #02 dispone de enfriadoras, por lo que se prevé una bomba para cada una de ellas, además de una bomba de reserva, que pueda utilizarse en caso de avería o mantenimiento de cualquiera de estos equipos.

Para estimar el consumo derivado del bombeo a torres de esta central enfriadora se establecerá un

tiempo de funcionamiento equivalente al de enfriadoras y torres a lo largo del año, pues será necesario bombear el agua mientras estos equipos estén en funcionamiento.

$$\text{Consumo bombeo condensación anual} = \text{Potencia bomba} * n^{\circ} \text{ horas funcionamiento}$$

$$\text{Consumo bombeo condensación anual} = 18,5 \text{ kW} * 240,52 \text{ h} = 4.449,62 \text{ kWh} = 4,45 \text{ MWh}$$

Que resulta en un consumo en el periodo de estudio, de 15 años de:

$$\text{Consumo bombeo condensación (15 años)} = 4,45 \text{ MWh} * 15 \text{ años} = 66,75 \text{ MWh}$$

5.3.2 Equipos condensados por aire

Una vez se ha realizado el estudio económico de los equipos condensados por agua, llega el turno de los condensados por aire. Como se ha indicado, este sistema de refrigeración difiere en gran medida del anterior, tanto en el principio tecnológico que utiliza como en la ausencia de equipos auxiliares.

De igual forma que en el caso anterior, se diferenciará por una parte el coste inicial de las enfriadoras, para posteriormente añadir el consumo eléctrico, obteniendo lo que se indica como coste de ciclo de vida del equipo, en un periodo de 15 años.

5.3.2.1 Enfriadoras

Las enfriadoras son el único equipo que interviene en este sistema de refrigeración. El precio de venta será obtenido de las ofertas propuestas por los fabricantes, y la cuantificación de su consumo se realizará teniendo en cuenta el valor de su parámetro SEER y la demanda de refrigeración anual para cada central enfriadora, mediante el apoyo en el estudio de calificación energética del edificio, incluyendo las mejoras de eficiencia energética proyectadas.

Como se indicó anteriormente, en el caso de esta tecnología de refrigeración se ha realizado un número de consultas moderadamente inferior respecto a la condensación por agua. Esto no impide obtener unos valores que se pueden considerar significativos para la comparación de ambos sistemas. Así:

$$\text{Consumo eléctrico anual} = \frac{\text{Demanda refrigeración anual}}{\text{SEER}}$$

- **Central enfriadora #01**

La siguiente tabla resume las principales características útiles para el estudio económico de las enfriadoras condensadas por aire, como son su potencia nominal, su parámetro SEER y su precio de venta según oferta.

CENTRAL ENFRIADORA #1				
MARCA	MODELO	POTENCIA (kW)	SEER	Precio de venta
DAIKIN	EWAHH15TZSSD2	1582	5,686	651.753,72
TRANE	RTAF G 470 HSE LN EC	1567	4,58	551.706,00

Tabla 25. Características económicas enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1

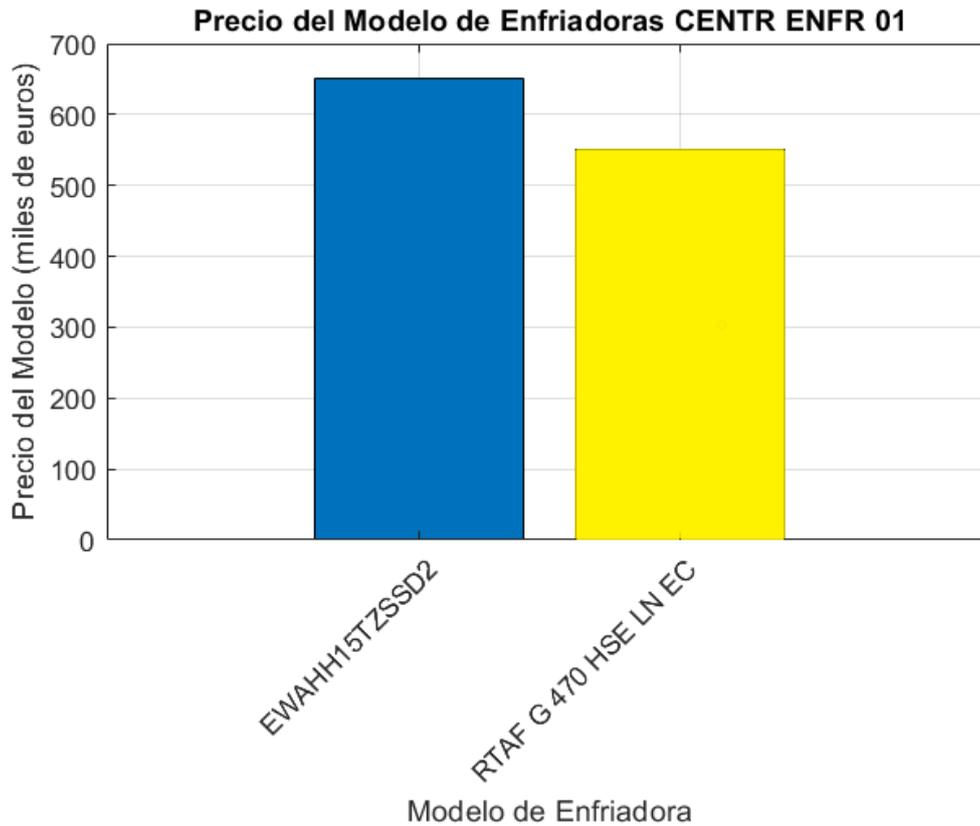


Ilustración 46. Comparativa precios enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2

La diferencia de precio se sitúa en torno al 15%, siendo el precio ofertado por DAIKIN superior. Sin embargo, a simple vista se observa que su parámetro SEER es también superior, por lo que será más eficiente. Dicha cuantificación del consumo se realizará definiendo lo que se conoce como coste de ciclo de vida de la enfriadora.

A modo de recordatorio, se vuelve a indicar la forma de calcularlo:

$$CCV(15 \text{ años}) = \text{Coste equipo} * \text{Consumo eléctrico anual} * 15 \text{ años}$$

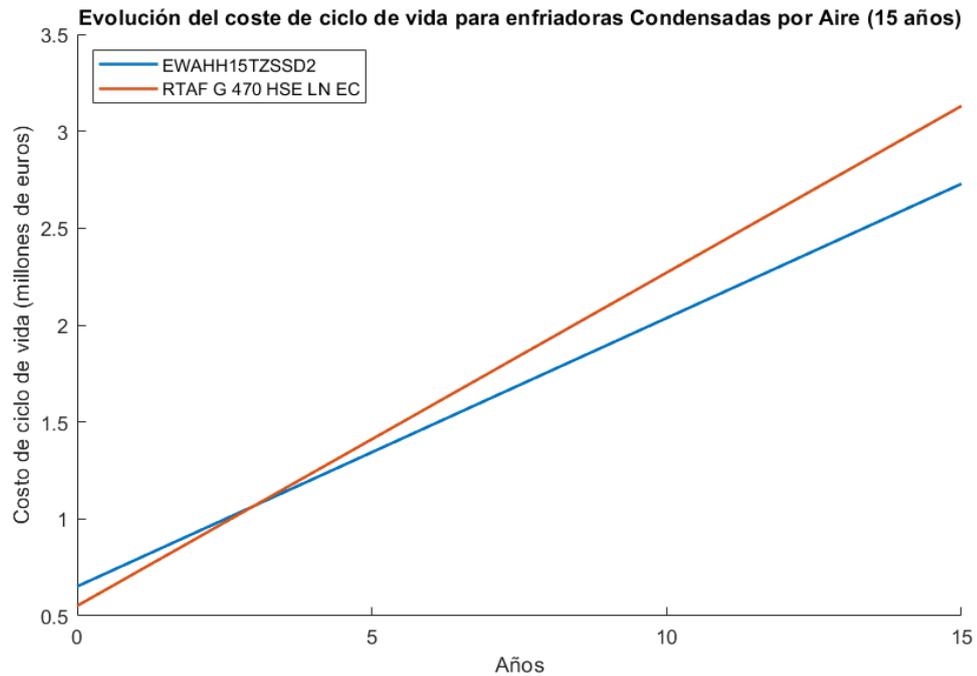


Ilustración 47. Evolución CCV enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1

En la gráfica puede observarse que la mayor eficiencia en cuanto a consumo de energía que presenta el equipo ofertado por DAIKIN hace que, aunque el precio inicial de equipo sea superior al ofertado por TRANE, resulte más económico, teniendo en cuenta el coste de ciclo de vida para el tiempo especificado.

Para visualizar de una mejor manera qué parte del coste total corresponde a precio inicial y a consumo eléctrico se muestra un gráfico en el que el CCV se divide según dichos parámetros:

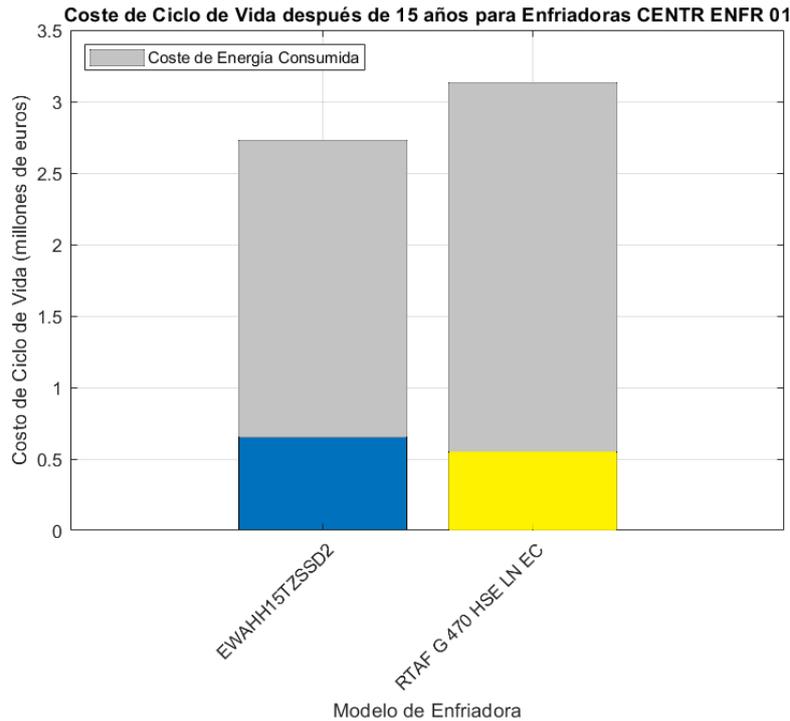


Ilustración 48. Desglose CCV enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1

Si se analiza la proporción del CCV que constituye cada coste, se puede obtener la conclusión que el peso del coste de la energía aumenta con respecto a la tecnología de condensación por agua. Esto se debe a que el coste promedio de los equipos condensados por aire y condensados por agua resulta similar, encontrándose en torno a 600.000 €, aunque algunas enfriadoras agua-agua tienen precios bastante más elevados, se compensan por otras más económicas; y a que al tener una menor eficiencia energética, consumen una mayor cantidad de electricidad para poder hacer frente a la demanda de refrigeración del edificio.

CENTRAL ENFRIADORA #1						
MARCA	MODELO	Precio de venta	% CCV	Coste energía	% CCV	CCV
DAIKIN	EWAHH15TZSSD2	651.753,72	23,89	2.076.885,04	76,11	2.728.638,76
TRANE	RTAF G 470 HSE LN EC	551.706,00	17,63	2.578.410,00	82,37	3.130.116,00

Tabla 26. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1

En este caso, en promedio, el coste de la energía constituye casi un 80% del CCV, mientras que el coste de los propios equipos supone algo más del 20%.

- **Central enfriadora #02**

Se sigue el mismo procedimiento de análisis y presentación de resultados. En primer lugar, se presenta una tabla con datos de interés para el estudio económico de esta central enfriadora, obtenidos de las fichas técnicas y ofertas presentadas por los distintos fabricantes.

CENTRAL ENFRIADORA #2				
MARCA	MODELO	POTENCIA (kW)	SEER	Precio de venta
DAIKIN	EWWH875VZXSA2	874	6,195	304.666,64
TRANE	RTAF G 275 LN EC	951	4,62	270.736,00

Tabla 27. Características económicas enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2

Con las enfriadoras ofertadas para esta segunda central vuelve a suceder algo similar al caso anterior, el precio de venta es superior para el modelo presentado por DAIKIN, pero de la misma manera, la eficiencia energética también es superior, por lo que deberá estudiarse la evolución del coste para el periodo deseado. La diferencia de precio porcentual se sitúa en torno a un 11%.

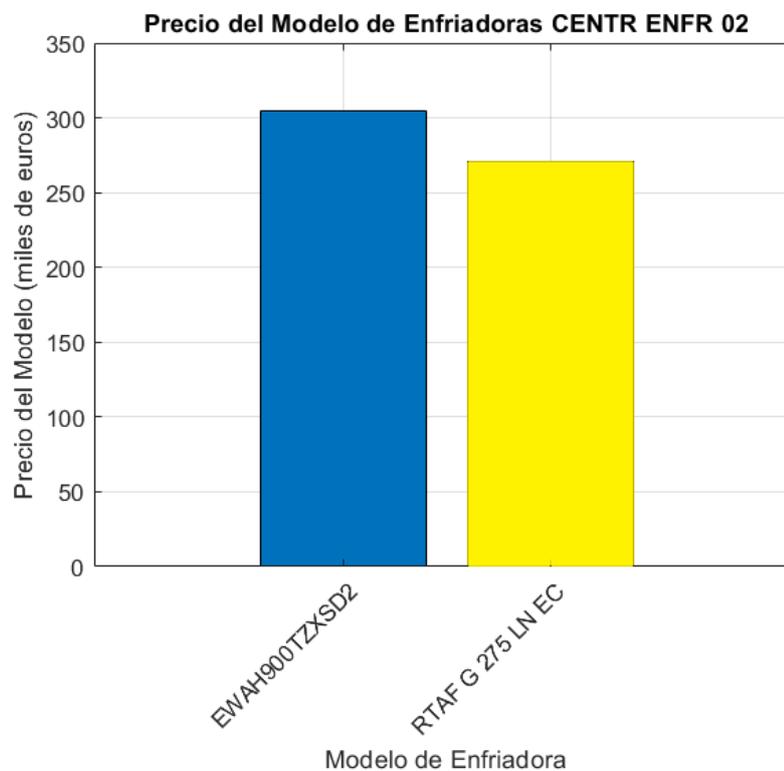


Ilustración 49. Comparativa precios enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2

A priori puede parecer que no es una diferencia demasiado significativa en el coste del equipo, y que, como en el caso anterior, esta será revertida por la diferencia de eficiencia energética entre ambas. Sin embargo, como se ha comentado en multitud de ocasiones a lo largo de este estudio, vuelve a entrar en escena la baja demanda de refrigeración de la central enfriadora #02. Como se puede observar en la evolución del coste de ciclo de vida, en este caso el bajo consumo no es suficiente para contrarrestar el mayor coste inicial.

Cuando se analizan los datos según el coste de ciclo de vida en un periodo de 15 años, se concluye que, aunque la tendencia esté a favor del equipo más eficiente, no llega a alcanzarlo. En cualquier caso, los costes de ciclo de vida finales son prácticamente idénticos. La diferencia en términos porcentuales es inferior al 2%. En términos prácticos esto supone un empate técnico, y como ambos fabricantes utilizan el mismo tipo de refrigerante, así como la misma tecnología; la decisión sobre qué

modelo prima sobre el otro deberá centrarse en otros aspectos como la confianza en la tecnología específica del fabricante, prestigio u otras consideraciones.

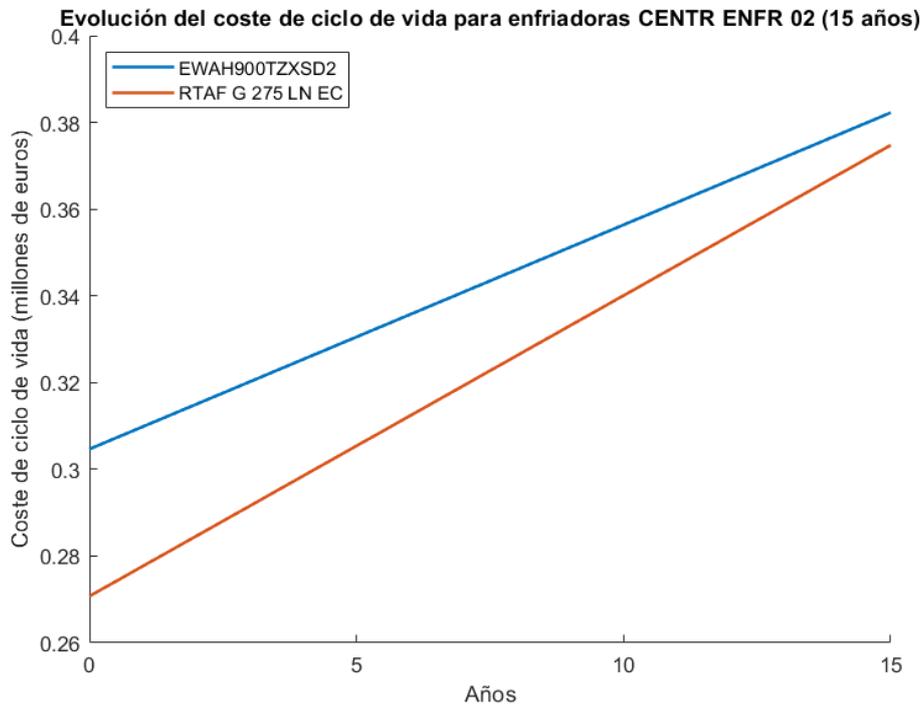


Ilustración 50. Evolución CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1

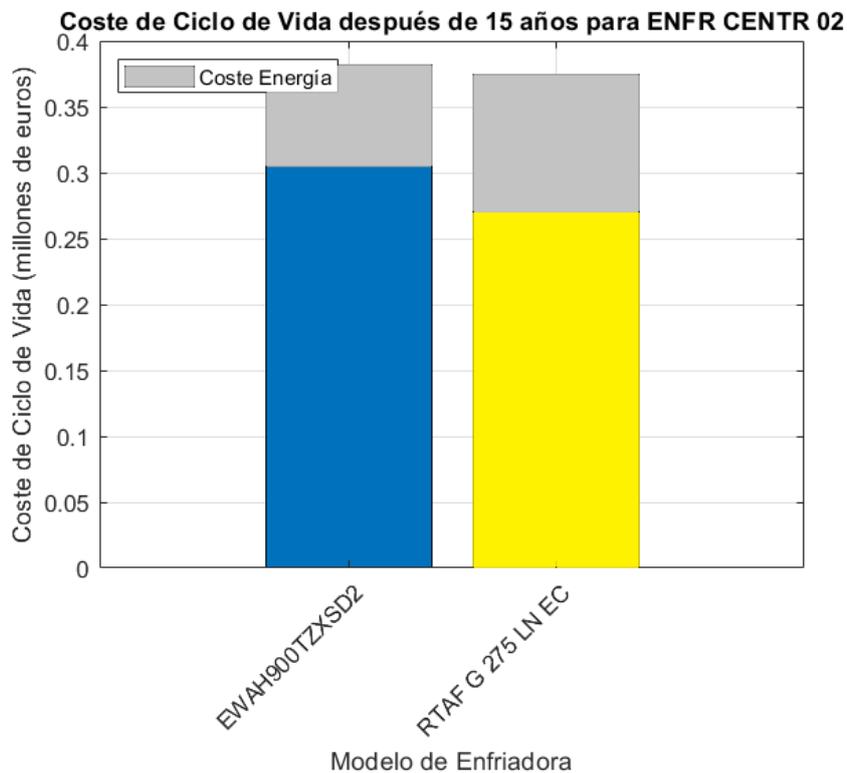


Ilustración 51. Desglose CCV enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2

La mayor parte del CCV se debe al coste inicial de los equipos, lo cual, para un periodo de tiempo moderadamente largo, indica que podría haber un sobredimensionamiento de los mismos. Es necesario comentar estos datos con la propiedad, y reanalizar cual sería la potencia pico necesaria para cubrir la demanda de refrigeración para esta central enfriadora.

CENTRAL ENFRIADORA #2						
MARCA	MODELO	Precio de venta	% CCV	Coste energía	% CCV	CCV
DAIKIN	EWAH900TZSD2	304.666,64	79,70	77.580,00	20,30	382.246,64
TRANE	RTAF G 275 LN EC	270.736,00	72,24	104.017,50	27,76	374.753,50

Tabla 28. Comparativa CCV enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1

De media, el coste de los equipos representa aproximadamente el 76% del coste de ciclo de vida total, mientras que el consumo únicamente representa un promedio del 24%.

5.3.3 Comparación, análisis y posibles escenarios

Una vez han sido estudiados por separado los distintos componentes que conforman los distintos sistemas y cuantificado su coste, se procede a realizar una comparativa entre ellos. Como se dijo anteriormente, el coste total calculado no representa el del sistema en su conjunto, sino que valora las diferencias entre ellos, para poder realizar una confrontación.

Se pretende a continuación, presentar el montante total al que ascienden los costes relacionados con los sistemas de refrigeración condensados por agua y por aire.

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA CENTRAL ENFRIADORA #01									
ENFRIADORA	MODELO	EWWHC15VZXA2	EWWSC16VZPSA2	EWWSC16VZXA2	WCH-IZ 450	WDH-ik4 540	i-FX2-W-G04/1122	TX2-W-G04/1553	i-FX-W (1+i)-G05/CA/3852
	EQUIPO	751.308	701.440	523.173	487.558	398.649	653.914	796.378	423.786
	ENERGÍA	1.294.860	1.371.559	1.392.585	1.225.013	1.376.355	1.572.453	1.162.315	1.472.459
	SUBTOTAL	2.046.168	2.073.000	1.915.758	1.712.571	1.775.004	2.226.367	1.958.693	1.896.246
TORRE DE REFRIGERACIÓN	EQUIPO	413.193							
	ENERGÍA VENTILADORES	52.223							
	ENERGÍA RESISTENCIAS	29.363							
	COSTE AGUA	498.149							
	BIOCIDAS	No cuantificado							
	MANTENIMIENTO	438.000							
	SUBTOTAL	1.430.927							
BOMBEO A TORRES	EQUIPO	74.344							
	ENERGÍA	146.407							
	SUBTOTAL	220.751							
TOTAL		3.697.846	3.724.677	3.567.436	3.364.249	3.426.682	3.878.045	3.610.371	3.547.923

Tabla 29. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA CENTRAL ENFRIADORA #01								
ENFRIADORA	MODELO	TX-W-G05/2D00	GVWF 460 XSE G	GVWF 420 G	WFGI8403 AX	WFGI8403A AX G	WFI5602 AX G	TCHITO 21220
	EQUIPO	589.838	602.463	479.472	732.549	732.549	481.594	564.953
	ENERGÍA	1.332.858	1.198.896	1.326.868	1.320.931	1.320.931	1.409.203	1.504.347
	SUBTOTAL	1.922.697	1.801.359	1.806.340	2.053.480	2.053.480	1.890.798	2.069.300
TORRE DE REFRIGERACIÓN	EQUIPO	413.193						
	ENERGÍA VENTILADORES	52.223						
	ENERGÍA RESISTENCIAS	29.363						
	COSTE AGUA	498.149						
	BIOCIDAS	No cuantificado						
	MANTENIMIENTO	438.000						
	SUBTOTAL	1.430.927						
BOMBEO A TORRES	EQUIPO	74.344						
	ENERGÍA	146.407						
	SUBTOTAL	220.751						
TOTAL		3.574.374	3.453.037	3.458.018	3.705.158	3.705.158	3.542.475	3.720.978

Tabla 30. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por agua ofertadas para central 1 (continuación)

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AIRE CENTRAL ENFRIADORA #01			
ENFRIADORA	MODELO	EWAHH15TZSSD2	RTAF G 470 HSE LN EC
	EQUIPO	651.754	551.706
	ENERGÍA	2.076.877	2.578.411
TOTAL		2.728.631	3.130.117

Tabla 31. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1

Analizando los datos a la hora de comparar ambas tecnologías, puede concluirse que en este caso el precio de los equipos se sitúa en una media similar para las dos. Es cierto que algunos equipos condensados por agua tienen mayor valor, pero esto se compensa con otras enfriadoras de menor coste. Por su parte, los equipos condensados por aire, aunque no se cuenta con muchas ofertas, se encuentran próximos a la media.

En cuanto al coste de la energía para el funcionamiento de las enfriadoras, se encuentra que, en los equipos condensados por aire, dicho coste es alrededor de un 72% superior frente a los equipos condensados por agua. Estos resultados resultan en consonancia con lo que se había predicho en base al estudio de los fundamentos de ambas tecnologías, así como a las propias fichas técnicas de los equipos presupuestados, las cuáles reflejaban en los rendimientos estacionales la diferencia de eficiencia entre ellas.

Pese a esta ventaja de eficiencia en el consumo de energía, la cuál adquiere un valor significativo, y habiendo constatado que el coste inicial puede considerarse similar; el resto de los parámetros juegan en contra de la tecnología de refrigeración con condensación por agua de torre. Mientras en los equipos condensados por aire no es necesario contabilizar más elementos distintivos de la tecnología, en las enfriadoras agua-agua todavía restan una serie de equipos que contribuyen al aumento del coste: las torres de refrigeración, la energía consumida por sus resistencias anticongelamiento, ventiladores y bombas; el coste del agua de aporte y los biocidas, así como el correcto mantenimiento de los elementos del circuito de refrigeración de agua a torres.

El mayor rendimiento estacional de la enfriadora condensada por aire ofertada por DAIKIN hace que, pese a tener un precio de compra mayor, supere a su rival de la misma tecnología, teniendo en cuenta que el resto de los parámetros como refrigerante, tecnología de compresión... son similares. Si se compara el coste total eligiendo dicho equipo frente al coste total promedio de los equipos condensados por agua para el periodo de 15 años seleccionado, se obtiene un ahorro en coste de aproximadamente un 32% usando esta tecnología de condensación por aire.

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA CENTRAL ENFRIADORA #02

	MODELO	EWWH875VZXSA2	EWWS890VZXSA1	WCH-iz 270	WDH-ik4 320	i-FX2-W-G04/0852	TX2-W-G04/0872	i-FX-W (1+i)-G057/CA/2152	TX-W-G05/1C1A
ENFRIADORA	EQUIPO	319.597	282.340	248.853	189.184	267.974	328.963	181.892	288.298
	ENERGÍA	57.557	57.146	56.608	56.741	65.299	50.430	60.000	53.579
	SUBTOTAL	377.154	339.486	305.461	245.926	333.273	379.393	241.892	341.876
TORRE DE REFRIGERACIÓN	EQUIPO	138.388							
	ENERGÍA VENTILADORES	5.963							
	ENERGÍA RESISTENCIAS	29.363							
	COSTE AGUA	20.778							
	BIOCIDAS	No cuantificada							
	MANTENIMIENTO	219.000							
	SUBTOTAL	413.491							
BOMBEO A TORRES	EQUIPO	55.758							
	ENERGÍA	10.013							
	SUBTOTAL	65.771							
TOTAL		856.417	818.749	784.724	725.188	812.536	858.656	721.155	821.139

Tabla 32. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA CENTRAL ENFRIADORA #02							
ENFRIADORA	MODELO	GVWF 280 XSE G	GVWF 275 XP SN	WFGI4202 AX	WFGI4202 AX G	WFI3202 AX G	TCHITO 2890
	EQUIPO	242.630	267.737	271.270	271.270	222.274	234.693
	ENERGÍA	47.443	54.305	55.052	55.052	57.695	61.933
	SUBTOTAL	290.073	322.042	326.322	326.322	279.969	296.626
TORRE DE REFRIGERACIÓN	EQUIPO	138.388					
	ENERGÍA VENTILADORES	5.963					
	ENERGÍA RESISTENCIAS	29.363					
	COSTE AGUA	20.778					
	BIOCIDAS						
	MANTENIMIENTO	219.000					
	SUBTOTAL	413.491					
BOMBEO A TORRES	EQUIPO	55.758					
	ENERGÍA	65.771					
	SUBTOTAL	121.529					
TOTAL		825.094	857.062	861.342	861.342	814.990	831.646

Tabla 33. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2 (continuación)

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AIRE CENTRAL ENFRIADORA #02			
ENFRIADORA	MODELO	EWAH900TZXSD2	RTAF G 275 LN EC
	EQUIPO	304.667	270.736
	ENERGÍA	77.579	104.026
TOTAL		382.245	374.762

Tabla 34. Comparativa aspectos económicos enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 2

En el caso de la segunda central enfriadora, el promedio de los precios de las enfriadoras condensadas por aire resulta algo superior al de sus homólogas condensadas por agua, teniendo esta última tecnología una mayor variación de los precios, tanto por encima como por debajo de la media.

En cuanto al coste de la energía necesaria para el funcionamiento de las enfriadoras, como no puede ser de otra forma, se vuelve a poner de manifiesto la ventaja que presentan los equipos condensados por agua. Sin embargo, si se analiza el orden de magnitud de este beneficio, se sitúa en pocas decenas de miles de euros, lo cuál se verá que no va a ser determinante. Esta diferencia en términos porcentuales es aproximadamente del 60%.

De igual forma que en el caso anterior, esta constituye la única ventaja en cuanto a coste se refiere de los equipos condensados por agua, ya que la adición del resto de equipos auxiliares necesarios para el funcionamiento de esta tecnología va a jugar en su contra.

En este caso, observando el coste total de la tecnología de condensación por aire, se concluye que se sitúan prácticamente en un empate técnico. La diferencia monetaria no llega al 2%, situándose ligeramente por debajo el modelo ofrecido por TRANE. A pesar de ello, el equipo ofertado por DAIKIN cuenta con un rendimiento estacional superior, por lo que tomaría ventaja si el periodo de funcionamiento fuera superior al de estudio. Por ello, y por que la diferencia es mínima, se prefiere este último.

Comparando la enfriadora preferida condensada por aire con el promedio de los equipos condensados por agua, se llega a la conclusión de que el coste derivado de esta última tecnología se dispara. La diferencia porcentual llega, de media, a ser un 114% superior para la tecnología de condensación por agua de torre. La explicación de este fenómeno ha aparecido en multitud de ocasiones a lo largo de este estudio, y no es otra que la baja demanda de refrigeración en esta central. Ante una baja demanda, con equipos relativamente sobredimensionados, no se consigue ninguna ventaja en la utilización de enfriadoras condensadas por agua. El coste de los equipos auxiliares, así como el valor de todos los recursos necesarios para su funcionamiento, resulta muy elevado en comparación con el ahorro energético que se obtiene por su mayor eficiencia energética.

Económicamente hablando, no parece que merezca la pena la elección de los equipos condensados por agua, su principal ventaja de ahorro no surte efecto, debido a la utilización relativamente baja que se da a estos equipos a lo largo del año y el mayor coste del conjunto de equipos que componen el sistema condensado por agua.

5.4 Análisis energético

5.4.1 Introducción

De la misma manera que se ha realizado el análisis económico, y muy relacionado con este, se debe profundizar en un análisis energético. Los datos necesarios para este análisis han sido hallados anteriormente, aunque algunos de ellos no se hayan presentado de forma expresa. La razón de ser de este análisis y su especial importancia más allá de variables económicas radica en la ejemplaridad y posibles beneficios que pudieran obtenerse.

Como se dijo al principio del presente trabajo, la situación que explica su realización es la existencia de un proyecto de obras de mejora energética en el edificio, las cuales tienen como principal objetivo la reducción de energía primaria no renovable. En la parte de refrigeración objeto de estudio, se contribuyó a este objetivo, solicitando a los distintos fabricantes propuestas de sus equipos más eficientes, contando en ocasiones con la última tecnología para hacerlos más eficientes.

Un edificio de uso hospitalario de esta dimensión tiene la obligación de ser ejemplar. En una reforma de este calado debe tener un peso muy importante la importancia que se da a que los equipos utilizados para este fin tengan el menor consumo energético posible. Se ha de liderar la transición energética, tanto en el cambio a energías más limpias como en la reducción del consumo como consecuencia de una mejora de la eficiencia energética.

Por otra parte, existen una serie de certificaciones ambientales, tales como BREEAM (Building Research Establishment Environmental Assessment Method) y LEED (Leadership in Energy and Environmental Design), entre otras. Dichas certificaciones evalúan una serie de parámetros en edificios de nueva construcción o reformas de los mismos, para promover prácticas sostenibles y eficientes en el uso de recursos energéticos. La obtención de estas certificaciones implica el cumplimiento de unos rigurosos estándares que se dividen en multitud de segmentos.

La certificación ambiental demuestra el compromiso de los responsables con la salud y el bienestar de la comunidad, aporta no solo beneficios económicos y operativos, sino también prestigio, reconocimiento y una mayor responsabilidad social corporativa, algo fundamental teniendo en cuenta el tipo de edificio del que se trata.

5.4.2 Consumos objeto de estudio

Para realizar el análisis energético comparativo entre las distintas tecnologías, es necesario definir que consumos serán estudiados. Como se indicó con anterioridad, la finalidad de este trabajo no es contabilizar la totalidad de los consumos que intervienen en el proceso de refrigeración del conjunto hospitalario. Por el contrario, se pretende estudiar únicamente los elementos diferenciales entre los sistemas de refrigeración por agua y por aire, para poder concluir sus diferencias en cuanto a consumo de energía.

El análisis energético se refiere específicamente al consumo de energía eléctrica, existiendo otros consumos como puede ser el de biocidas o el de agua de aporte a torres de refrigeración, los cuales serán estudiados en el estudio de sostenibilidad, quedando fuera del alcance de este apartado.

Los distintos en función de la tecnología fueron enunciados y calculados con anterioridad, a la hora de realizar el estudio económico. Ahora se pretende presentarlos de forma lógica y ordenada, para poder realizar un análisis exhaustivo. Resulta de gran importancia resaltar que, a diferencia del análisis económico, donde el estudio se hacía en el periodo de tiempo estipulado de 15 años; para el análisis energético se tomarán los consumos realizados en un año. La explicación de esta decisión radica en la diferencia con el análisis anterior, puesto que coexistían términos fijos como los costes de los equipos, y términos que variaban con el tiempo, como los distintos consumos. En este caso únicamente encontramos términos variables de consumo, cuyas diferencias en términos porcentuales se mantendrán constantes sea cual sea el periodo de estudio. Posteriormente, con una simple multiplicación se podrán obtener las diferencias de energía, en otros términos.

Es importante señalar que el consumo energético de los elementos auxiliares en la tecnología de refrigeración mediante torres de agua se ha estimado de forma promedio. Esto se debe a que la ligera variación que resultaría de un análisis detallado de cada componente no justifica el esfuerzo adicional requerido para calcular los datos

de más de 20 tipos diferentes de enfriadoras. El objetivo principal es proporcionar una estimación aproximada de las diferencias existentes, en lugar de una precisión exhaustiva en cada caso específico.

5.4.3 Análisis de los consumos energéticos

Se presentan a continuación los valores calculados de consumo anual diferenciados para cada central enfriadora, así como para cada tecnología de condensación y para cada elemento consumidor de energía eléctrica.

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA CENTRAL ENFRIADORA #01									
ENFRIADORA	MODELO	EWWHC15VZXA2	EWWSC16VZPSA2	EWWSC16VZXA2	WCH-iZ 450	WDH-iK4 540	i-FX2-W-G04/1122	TX2-W-G04/1553	i-FX-W (1+i)-G05/CA/3852
	ENERGÍA	575,49	609,58	618,93	544,45	611,71	698,87	516,58	654,43
TORRE DE REFRIGERACIÓN	ENERGÍA VENTILADORES	23,21							
	ENERGÍA RESISTENCIAS	13,05							
	SUBTOTAL	36,26							
BOMBEO A TORRES	ENERGÍA	65,07							
TOTAL		676,82	710,91	720,26	645,78	713,04	800,20	617,91	755,76

Tabla 35. Consumo energético anual de equipos condensados por agua ofertados para central 1, en MWh

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA CENTRAL ENFRIADORA #01								
ENFRIADORA	MODELO	TX-W-G05/2D00	GVWF 460 XSE G	GVWF 420 G	WFGI8403 AX	WFGI8403A AX G	WFI5602 AX G	TCHITO 21220
	ENERGÍA	592,38	532,84	589,72	587,08	587,08	626,31	668,60
TORRE DE REFRIGERACIÓN	ENERGÍA VENTILADORES	23,21						
	ENERGÍA RESISTENCIAS	13,05						
	SUBTOTAL	36,26						
BOMBEO A TORRES	ENERGÍA	65,07						
TOTAL		693,71	634,17	691,05	688,41	688,41	727,64	769,93

Tabla 36. Consumo energético anual de equipos condensados por agua ofertados para central 1, en MWh (continuación)

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AIRE CENTRAL ENFRIADORA #01			
ENFRIADORA	MODELO	EWAHH15TZSSD2	RTAF G 470 HSE LN EC
	ENERGÍA	923,06	1.145,96
TOTAL		923,06	1.145,96

Tabla 37. Consumo energético anual de equipos condensados por aire ofertados para central 1, en MWh

Realizando un análisis comparativo, se llega a la conclusión de que, aún teniendo en cuenta el consumo de los equipos auxiliares presentes en la tecnología de refrigeración con condensación por agua; esta sigue siendo más eficiente desde el punto de vista del consumo energético. De media, este sistema consume aproximadamente un 31% menos que su homólogo condensado por aire.

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA CENTRAL ENFRIADORA #02									
ENFRIADORA	MODELO	EWWH875VZXSA2	EWWS890VZXSA1	WCH-iZ 270	WDH-iK4 320	i-FX2-W-G04/0852	TX2-W-G04/0872	i-FX-W (1+i)-G057/CA/2152	TX-W-G05/1C1A
	ENERGÍA	25,58	25,40	25,16	25,22	29,02	22,41	26,67	23,81
TORRE DE REFRIGERACIÓN	ENERGÍA VENTILADORES	2,65							
	ENERGÍA RESISTENCIAS	8,7							
BOMBEO A TORRES	ENERGÍA	4,45							
TOTAL		41,38	41,20	40,96	41,02	44,82	38,21	42,47	39,61

Tabla 38. Consumo energético anual de equipos condensados por agua ofertados para central 2, en MW

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AGUA CENTRAL ENFRIADORA #02							
ENFRIADORA	MODELO	GVWF 280 XSE G	GVWF 275 XP SN	WFGI4202 AX	WFGI4202 AX G	WFI3202 AX G	TCHITO 2890
	ENERGÍA	25,58	25,40	25,16	25,22	29,02	22,41
TORRE DE REFRIGERACIÓN	ENERGÍA VENTILADORES	2,65					
	ENERGÍA RESISTENCIAS	8,7					
BOMBEO A TORRES	ENERGÍA	4,45					
TOTAL		41,38	41,20	40,96	41,02	44,82	38,21

Tabla 39. Consumo energético anual de equipos condensados por agua ofertados para central 2, en MW (continuación)

SISTEMA DE CONDENSACIÓN POR AIRE CENTRAL ENFRIADORA #02			
ENFRIADORA	MODELO	EWAH900TZXSD2	RTAF G 275 LN EC
	ENERGÍA	34,48	46,23
TOTAL		34,48	46,23

Tabla 40. Consumo energético anual de equipos condensados por aire ofertados para central 2, en MW

Realizando un análisis comparativo, la conclusión es distinta al caso de la central anterior. Debido a las bajas horas de utilización que presenta esta central, la mayor eficiencia energética de los equipos condensados por agua no es suficiente para compensar el resto de los consumos asociados a esta tecnología. Es por ello por lo que el equipo condensado por aire más ventajoso presenta un consumo menor, aproximadamente un 22%, comparado con la media de los sistemas de condensación por agua.

5.5 Análisis de seguridad

5.5.1 Introducción

Salvaguardar la seguridad de las personas es un requisito indispensable que ha de cumplir cualquier equipo o instalación que vaya a estar en contacto o pueda comprometer la salud de los usuarios. Los exámenes de seguridad en los coches, los planes de protección contra incendios en los edificios o la normativa en cuanto a la toxicidad de los materiales en la construcción son ejemplos de que, en la mayoría de las ocasiones, el diseño se ve condicionado por la obligación de cumplir una normativa cuyo objetivo es eliminar el riesgo para las personas en la medida de lo posible.

El proyecto de remodelación para la mejora de eficiencia energética del complejo hospitalario trae consigo un número elevado de cuestiones relacionadas con la seguridad, desde la propia ejecución obra hasta la interacción de las nuevas instalaciones con los usuarios. En la instalación de refrigeración, que es el objeto de estudio de este trabajo, emergen una serie de riesgos que han de ser analizados.

En primer lugar, existen riesgos debidos al tipo y cantidad de refrigerante que forma parte del circuito de refrigeración. Como se vio con anterioridad, de su clasificación de riesgo dependerán una serie de restricciones e incluso prohibiciones en función de una serie de parámetros.

En segundo lugar, una de las tecnologías de refrigeración objeto de estudio, los equipos condensados por agua de torre, puede implicar la aparición de un fenómeno bastante temido en el ámbito, que es la legionela.

Un profundo análisis de ambos aspectos podrá influir de forma significativa, o incluso decantar la elección hacia una tecnología o modelo concreto de enfriadora para el circuito de refrigeración.

5.5.2 Estudio de seguridad de los refrigerantes de la instalación

En función de una serie de características propias del tipo de refrigerante, además de un conjunto de clasificaciones relacionadas con el espacio en que estén situados los distintos elementos que componen la instalación, el RSIF puede llegar a imponer una serie de restricciones o incluso prohibiciones en cuanto al dimensionamiento de estos sistemas de refrigeración.

5.5.2.1 Clasificación de los refrigerantes

Como se indicó con anterioridad, todas las ofertas orbitan en cuanto al uso de tres tipos de refrigerante diferentes. R-1234ze, R-513A y R-515B, siendo el primero de ellos clasificado según la clase de seguridad A2L, mientras que los dos restantes se clasifican como A1.

La clasificación como A1 es la clasificación más segura que puede tener un refrigerante, al no ser tóxico ni inflamable. Por tanto, no existen requisitos exigentes que cumplir más allá de algunas recomendaciones básicas. De hecho, la instalación actual consta de enfriadoras condensadas por agua situadas en sótanos que cuentan con refrigerantes con esta clasificación.

Sin embargo, la clasificación como A2L considera al refrigerante levemente inflamable, con velocidades de propagación de llama de inferiores a 10 cm/s. Esta clasificación si implica el estudio de las limitaciones en cuanto a cantidad de refrigerante u otras restricciones análogas que puedan ser introducidas por la normativa, en función de las condiciones de la instalación.

5.5.2.2 Clasificación de los sistemas de refrigeración

El RSIF, en su Artículo 6, establece una clasificación de los sistemas de refrigeración según una serie de características. En primer lugar, distingue los sistemas directos de los sistemas indirectos.

En los sistemas directos, el evaporador, condensador o enfriador de gas del sistema de refrigeración está en contacto directo con el medio a enfriar o calentar, o bien el fluido transmisor de calor está en contacto directo

con el medio a enfriar o calentar.

En los sistemas indirectos, el evaporador o el condensador del sistema de refrigeración, situado fuera del local donde se extrae o cede calor al medio a tratar, enfría o calienta un fluido secundario que se hace circular por unos intercambiadores para enfriar o calentar el medio citado, sin contacto directo del fluido secundario con el medio a enfriar o calentar.

Por tanto, atendiendo a esta primera clasificación, resulta evidente que el sistema de refrigeración objeto de estudio se clasifica como un **sistema indirecto**. Se tiene un circuito primario de refrigerante que enfría el agua del circuito secundario mediante un intercambiador. Dicha agua enfriada es posteriormente impulsada hacia los distintos elementos de consumo de refrigeración, como climatizadores, fancoils e inductores.

Posteriormente, realiza una clasificación atendiendo a criterios de seguridad, en función de si la proximidad que tengan las personas a las partes del circuito que contengan fluido refrigerante. En este caso, la instalación se clasificaría como de **Tipo 3**, tratándose de un sistema de refrigeración en el que todas las partes que contienen refrigerante están situadas en una sala de máquinas no ocupada por personas; o al aire libre, en caso de que finalmente se opte por la tecnología de condensación por aire.

Por último, este artículo de la normativa realiza una clasificación de los locales según su accesibilidad. La instalación objeto de estudio se clasificaría dentro de la **Categoría C**, acceso autorizado. Pues se trata de recintos a los que solo tienen acceso personas autorizadas, conocedoras de las precauciones de seguridad generales y específicas del establecimiento, principalmente ubicación de salidas de emergencia y zonas de paso, como son los operarios y técnicos de mantenimiento de las distintas instalaciones que cohabitan en la zona.

5.5.2.3 Clasificación de las instalaciones frigoríficas

El RSIF, en su Artículo 8, establece una clasificación de las instalaciones frigoríficas en función del riesgo potencial en dos niveles: Nivel 1 y Nivel 2.

Para pertenecer al primer nivel se necesita cumplir al menos uno de una serie de requisitos:

- Instalaciones formadas por uno o varios sistemas frigoríficos independientes entre sí con una potencia eléctrica instalada en los compresores por cada sistema inferior o igual a 30 kW siempre que la suma total de las potencias eléctricas instaladas en los compresores frigoríficos, de todos los sistemas, no exceda de 100 kW.
- Estar formadas por equipos o sistemas compactos de cualquier potencia, con condensador incorporado (no remoto), siempre que se trate de unidades enfriadoras de agua, de fluidos secundarios, bombas de calor, o que formen parte de las mismas y que en ambos casos utilicen refrigerantes de alta seguridad (L1), y que no refrigeren cámaras de atmósfera artificial de cualquier volumen, o conjuntos de las mismas.

Atendiendo al primero de los requisitos, resulta obvio concluir que no se cumple. Los equipos de refrigeración necesarios oscilan en torno a 1500 kW y 900 kW de potencia de frigorífica, lo cual, considerando cualquiera de los rendimientos estacionales proporcionados por los fabricantes, hace que se supere de manera clara tanto el límite de 30 kW por equipo como la suma de 100 kW entre equipos dedicados a una misma central enfriadora, independientemente de la tecnología,

Por otra parte, el segundo requisito depende del tipo de refrigerante seleccionado. No limita a los equipos por su potencia, ya que se trata de unidades compactas que enfrían agua como fluido secundario. Sin embargo, no todas las opciones cuentan con refrigerantes de alta seguridad, utilizando multitud de ellas un refrigerante clasificado como A2L. Por tanto, será necesario estudiar ambos supuestos, **Nivel 1** y **Nivel 2**.

5.5.2.4 Determinación de carga máxima de refrigerante

El RSIF, en su Instrucción Frigorífica 04, indaga sobre la utilización de los diferentes refrigerantes. Especifica las limitaciones de carga de refrigerante de un sistema dado, mediante la clasificación que se ha realizado según

cuatro aspectos:

- a) Categoría de toxicidad del refrigerante
- b) Categoría de inflamabilidad
- c) Clasificación del local según su accesibilidad, de acuerdo con el artículo 7.
- d) Tipo de emplazamiento según el artículo 6.2.

El apéndice 2 de esta Instrucción Frigorífica desarrolla el método de determinación de carga de refrigerante. La cual subraya que los límites prácticos para los refrigerantes están basados en el efecto de un escape súbito de refrigerante con un tiempo de exposición breve. No se refieren a los límites de seguridad para una exposición diaria.

Resumidamente, a partir de las clasificaciones del refrigerante y del local, se entra en las tablas contenidas en el apéndice 1 de la IF-04, una según la categoría de toxicidad y la otra según la categoría de inflamabilidad del fluido refrigerante.

En estas tablas se obtiene (o no) una restricción en cuanto a la carga del refrigerante, que posteriormente ha de ser comparada con otros supuestos que especifica la norma, escogiendo la mayor carga permitida para cada categoría.

Finalmente se deberá seleccionar la carga menor obtenida confrontando los criterios de toxicidad e inflamabilidad.

A continuación, se muestran las tablas A y B pertenecientes al apéndice 1 de la IF-04, que muestran los requisitos de límite de carga para refrigerantes basados en su toxicidad y en su inflamabilidad, respectivamente.

CATEGORÍA DE TOXICIDAD	CATEGORIA DEL LOCAL POR ACCESIBILIDAD		TIPO DE UBICACIÓN DE LOS SISTEMAS			
			1	2	3	4
A	A		Límite toxicidad x volumen del local o apéndice 4		Sin límites de carga (a)	Los requisitos de carga por toxicidad tendrán que evaluarse según las categorías de los locales por ubicación de los sistemas 1,2 o 3 dependiendo de la ubicación de la envolvente ventilada
	B	Plantas superiores sin salidas de emergencia o sótanos	Límite toxicidad x volumen del local o apéndice 4			
		Otros	Sin límites de carga (a)			
	C	Plantas superiores sin salidas de emergencia o sótanos	Límite toxicidad x volumen del local o apéndice 4			
		Otros	Sin límites de carga (a)			
	B	A		Para sistemas de absorción o adsorción sellados: límite de toxicidad x volumen del local y no más de 2,5 kg. Resto de sistemas: límite de toxicidad x volumen del local		
B		Plantas superiores sin salidas de emergencia o sótanos	Límite de toxicidad x volumen del local	Carga máx. 25 kg (a)		
		Densidad de personal inferior a 1 persona por 10m ²	Carga máx. 10 kg	Sin límites de carga (a)		
		Otros		Carga máx. 25 kg (a)		
C		Densidad de personal inferior a 1 persona por 10m ²	Carga no mayor de 50 kg (a) y salidas de emergencia existentes.	Sin límites de carga (a)		
		Otros	Carga máx. 10 kg (a)	Carga máx. 25 kg (a)		

a) Para aire exterior aplicar límite de toxicidad por volumen del local punto 3.3.2 de IF-04 y para salas de máquinas IF-07

Tabla 41. Requisitos de límite de carga para refrigerantes basados en su toxicidad

Categoría de inflamabilidad	Categoría del local por accesibilidad		Tipo de ubicación de los sistemas			
			1	2	3	4
2L	A	Confort humano	Según apéndice 3 pero no superior a $m_2^a \times 1,5$ o según apéndice 4 pero no superior a $m_3^b \times 1,5$		Sin límite de carga ^c	Carga de refrigerante no superior a $m_3^b \times 1,5$
		Otras aplicaciones	20% x LII x volumen del local pero no más de $m_2^a \times 1,5$ o según apéndice 4 y no superior a $m_3^b \times 1,5$			
	B	Confort humano	Según apéndice 3 pero no superior a $m_2^a \times 1,5$ o según apéndice 4 pero no superior a $m_3^b \times 1,5$			
		Otras aplicaciones	20% x LII x volumen del local pero no más de $m_2^a \times 1,5$ o según apéndice 4 y no superior a $m_3^b \times 1,5$	20% x LII x volumen del local y no más de 25 kg ^c o según apéndice 4 pero no más de $m_3^b \times 1,5$		
	C	Confort humano	Según apéndice 3 pero no superior a $m_2^a \times 1,5$ o según apéndice 4 pero no superior a $m_3^b \times 1,5$			
		Otras aplicaciones	20% x LII x volumen del local pero no más de $m_2^a \times 1,5$ o según apéndice 4 y no superior a $m_3^b \times 1,5$	20% x LII x volumen del local y no más de 25 kg o según apéndice 4 pero no más de $m_3^b \times 1,5$		
		Inferior a 1 persona por cada 10 m ²	20% del LII x volumen del local y no más de 50 kg ^c o según apéndice 4 y no más de $m_3^b \times 1,5$	Sin límites de carga ^c		
	2	A	Confort humano	Según apéndice 3 pero no más de m_2^a		
Otras aplicaciones			20% x LII x volumen del local pero máximo m_2^a			
B		Confort humano	Según apéndice 3 pero no más de m_2^a			
		Otras aplicaciones	20% x LII x volumen del local pero máximo m_2^a			
C		Confort humano	Según apéndice 3 pero no más de m_2^a			
		Otras aplicaciones	Sótanos	20% x LII x volumen del local pero máximo m_2^a	20% del LII x volumen del local pero máx 25 kg ^c	
Plantas superiores	20% del LII x volumen del local pero máx 10 kg ^c	20% del LII x volumen del local pero máx 25 kg ^c				

a) $m_2 = 26 \text{ m}^3 \times \text{LII}$

b) $m_3 = 130 \text{ m}^3 \times \text{LII}$

c) Para aire exterior aplicar límite de toxicidad por volumen del local punto 3.3.2 de IF-04 y para salas de máquinas IF-07

Tabla 42. Requisitos de límite de carga para refrigerantes basados en su inflamabilidad

Categoría de inflamabilidad	Categoría del local por accesibilidad		Tipo de ubicación de los sistemas				
			1	2	3	4	
3	A	Confort humano		Según apéndice 3 y no más del valor mayor de m_2 o 1,5 kg		No más de 5kg ^c	Carga del refrigerante no mayor de m_3^b
		Otras aplicaciones	En sótanos	Solo sistemas sellado: 20% x LII x volumen del local y no más de 1kg			
			Sobre nivel terreno	Solo sistemas sellados 20% x LII x volumen del local y no más de 1,5kg			
	B	Confort humano		Según apéndice 3 y no más del valor mayor de m_2 o 1,5 kg		No más de 10 kg ^c	
		Otras aplicaciones	En sótanos	20% del LII por volumen del local y no más de 1 kg ^a			
			Sobre nivel terreno	20% del LII por volumen del local y no más de 2,5kg			
	C	Confort humano		Según apéndice 3 y no más del valor mayor de m_2 o 1,5 kg		Sin restricciones ^c	
		Otras aplicaciones	En sótanos	20% del LII por volumen del local y no más de 1 kg ^c			
			Sobre nivel terreno	20% x LII x volumen del local y no más de 10 kg ^c	20% x LII x volumen del local y no más de 25 kg ^c		

a) $m_2 = 26 \text{ m}^3 \times \text{LII}$
 b) $m_3 = 130 \text{ m}^3 \times \text{LII}$
 c) Para aire exterior aplicar límite de toxicidad por volumen del local punto 3.3.2 de IF-04 y para salas de máquinas IF-07

Tabla 43. Requisitos de límite de carga para refrigerantes basados en su inflamabilidad (continuación)

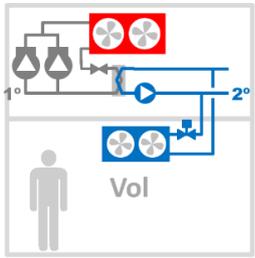
Recordando las clasificaciones realizadas para la determinación de la carga máxima de refrigerante aplicada al caso de estudio:

- a) Categoría de toxicidad del refrigerante A.
- b) Categoría de inflamabilidad 1 o 2L.
- c) Clasificación del local: Categoría C.
- d) Tipo de emplazamiento: Tipo 3.

El hecho de que se tengan refrigerantes con dos tipos distintos de clasificación en cuanto a su categoría de inflamabilidad hace que sea necesario estudiar ambos supuestos por separado.

En el caso de que el refrigerante escogido fuera el R-513A o el R-515B, los requisitos de seguridad corresponden a la casilla A3 de la tabla A (toxicidad), no apareciendo ni siquiera en la tabla B (inflamabilidad), por tratarse de refrigerantes de clase 1, de la IF-04. En dicha casilla no se establece ningún tipo de restricción en cuanto a la carga de refrigerante, más allá de sugerir el cumplimiento de las medidas de seguridad para equipos situados en salas de máquinas, enunciadas en la IF-07, en caso de que esa fuera su ubicación.

La empresa INTARCON ofrece en su página web una herramienta para el cálculo de límite de carga de refrigerante, [Calculadora frigorífica \(calcooling.com\)](http://calcooling.com). Introduciendo las características específicas de la instalación objeto de estudio. A modo de comprobación, se procede a utilizar dicha herramienta, comparándola con los resultados obtenidos directamente de la normativa.

Límite de carga de refrigerante			
Tipología de local	local residencial o público (hoteles, comercios, restaurantes...)	Tipo de instalación:	climatización de confort
	En plantas sótano		
Sistema frigorífico	sistema indirecto centralizado		
Ubicación del compresor:	sala máquinas separada		
Tipo de sistema:	solo refrigeración		
Normativa de seguridad:	RSIF 2019 (EN 378:2017)		
Área del local más pequeño:	100,0 m ²		
Altura del local más pequeño:	2,7 m		
Volumen del local más pequeño:	270,0 m ³		
Ubicación del sistema:	3i		
			
Refrigerante primario	Refrigerante:	R513A	Clase de seguridad:
	Potencial de Calentamiento Atmosférico (IPCC AR4):	631 K _{9eq} CO ₂ /kg	Límite de toxicidad:
	Límite práctico:	0,31900 kg/m ³	A1
Límite de carga	Carga máxima de refrigerante:	Sin limite de carga	

! Deben aplicarse los requisitos de seguridad para salas de máquinas, según RSIF 2019 IF07

Ilustración 52. Herramienta calcooling utilizada para el refrigerante R-513A

Como se puede observar, se llega a la misma conclusión: no existe una limitación en cuanto a carga de refrigerante. De la misma forma, la herramienta de cálculo sugiere el cumplimiento de los requisitos de seguridad en la sala de máquinas. Ni en este caso ni en los posteriores que se presentan cambia el resultado en función del volumen del local.

El refrigerante R515-B no se encuentra disponible para ser seleccionado en la herramienta de cálculo, pero comparte clasificación con el R513-A, por lo que se tiene confianza en que hubiera sido el mismo resultado.

En cuanto al refrigerante 1234-ze, los requisitos de seguridad corresponden a la casilla A3 de la tabla A (toxicidad) y a la casilla C3 de la categoría de inflamabilidad 2L en la tabla B (inflamabilidad), de la IF-04. En ninguna de las dos casillas se establece ningún tipo de restricción en cuanto a la carga de refrigerante, más allá de sugerir el cumplimiento de las medidas de seguridad para equipos situados en salas de máquinas, enunciadas en la IF-07, en caso de que esa fuera su ubicación.

De igual forma, se introducen los datos de este refrigerante para la situación específica del edificio en la herramienta de cálculo.

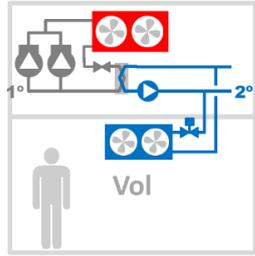
Límite de carga de refrigerante			
Tipología de local	local residencial o público (hoteles, comercios, restaurantes...)	Tipo de instalación:	climatización de confort
	En plantas sótano		
Sistema frigorífico	sistema indirecto centralizado		
Ubicación del compresor:	sala máquinas separada		
Tipo de sistema:	solo refrigeración		
Normativa de seguridad:	RSIF 2019 (EN 378:2017)		
Área del local más pequeño:	100,0 m ²		
Altura del local más pequeño:	2,7 m		
Volumen del local más pequeño:	270,0 m ³		
Ubicación del sistema:	3i		
			
Refrigerante primario	Refrigerante:	R1234ze	Clase de seguridad:
	Potencial de Calentamiento Atmosférico (IPCC AR4):	7 kg _{eq} CO ₂ /kg	Límite de toxicidad:
	Límite práctico:	0,06100 kg/m ³	Límite inferior de inflamabilidad:
			A2L
			0,28000 kg/m ³
			0,303 kg/m ³
Límite de carga	Carga máxima de refrigerante:	Sin límite de carga	
<p>Deben aplicarse los requisitos de seguridad para salas de máquinas, según RSIF 2019 IF07</p>			

Ilustración 53. Herramienta calcooling utilizada para el refrigerante R-1234ze

El resultado vuelve a ser el esperado, y con ello se concluye el cálculo de la carga máxima de refrigerante permitida. Es necesario recalcar que otra posible ubicación de los equipos de refrigeración es en exterior, en caso de que se opte por la tecnología de condensación por aire. Dicho es considerado por la norma más seguro aún que el estudiado, por lo que tampoco aparecerían limitaciones en cuanto a la carga de refrigerante, cumpliendo las medidas de seguridad requeridas.

5.5.2.5 Consideraciones de seguridad en función de la ubicación

El hecho de que no se limite la carga máxima de refrigerante debido a las condiciones de la instalación de refrigeración no quiere decir que esta quede exenta de cumplir otros muchos requisitos necesarios para asegurar la seguridad de las personas.

Actualmente, las enfriadoras se encuentran situadas en salas de máquinas compartidas con otra serie de instalaciones, como pueden ser sistema de aire comprimido, agua caliente sanitaria, entre otros. La instalación data de hace más de 30 años, donde los requisitos de seguridad no se ajustan a la actualidad. En este caso, dada la gran potencia del sistema y la cantidad de refrigerante, que supera los 500 kg en ambas centrales enfriadoras; es necesario que las nuevas enfriadoras se ubiquen en salas de máquinas específicas, en caso de situarse en el sótano.

➤ Ubicación en sótano

La modificación del espacio de la sala de máquinas para cerrar la parte dedicada a los equipos de refrigeración, aislándolo del resto de instalaciones, además de actualizar e incorporar todas las medidas de seguridad necesarias para cumplimentar la normativa resulta algo cuyo cumplimiento se antoja algo complicado, más difícil si cabe en el caso de que el refrigerante se clasificara según la clase de inflamabilidad A2L.

En base tanto al RSIF como a la UNE-EN 60079, que clasifica los emplazamientos de las atmósferas explosivas, se resumen a continuación los aspectos de seguridad a cumplir en una sala de máquinas interior con equipos con refrigerante R-1234ze:



Ilustración 54. Conjunto de medidas de seguridad necesarias para ubicación de enfriadoras en sala técnica típica

Como se comentó anteriormente, muchas de estas medidas no se cumplen actualmente, y su implementación puede llegar a resultar complicada o casi imposible, en algunos casos.

➤ Ubicación en exterior

La ubicación de los equipos destinados a la refrigeración del edificio en el exterior presenta, como se ha indicado anteriormente, una serie de ventajas en cuanto a restricciones normativas. Resulta relativamente intuitivo llegar a dicha conclusión, ya que a priori un equipo situado en el exterior (en un espacio restringido al acceso de personas) parece representar un menor peligro que un equipo confinado en un espacio cerrado, como puede ser una sala de máquinas situada en un sótano. Esto se hace evidente teniendo en cuenta que los principales peligros que suponen los equipos de refrigeración son por contener fluidos refrigerantes que pueden ser tóxicos o/e inflamables.

En cualquier caso, los sistemas situados en el exterior también han de seguir una serie de medidas de seguridad para salvaguardar la salud de las personas. El RSIF indica que los sistemas situados a la intemperie se situarán de forma que, en casos de escape, el refrigerante no penetre en los edificios colindantes. Asimismo, no deberá ser capaz de penetrar en orificios de aireación, puertas, trampillas o aberturas similares.

La ubicación en exterior es más apta para la tecnología de condensación por aire, pues estos equipos están especialmente diseñados para trabajar en dichas condiciones. Sin embargo, los equipos condensados por agua no suelen estar pensados para soportar las condiciones ambientales exteriores, por lo que, o son especialmente diseñados para ello, o necesitan de protecciones adicionales como pueden ser casetas o cubiertas. Por dichos motivos, la preferencia en caso de seleccionar una ubicación exterior serán la tecnología de condensación por aire.

Se presentan distintas ubicaciones como candidatas para alojar a los equipos de refrigeración:

En cuanto a la central enfriadora #01 existe la posibilidad de colocarlos en la cubierta de la torre cuidados medios, en la cubierta del edificio bandeja o en otra ubicación a nivel de la calle. La primera de las opciones tiene el inconveniente de que, aún retirando las torres de refrigeración obsoletas, no parece haber espacio suficiente para la colocación de los equipos, dada la disposición actual. Además, se encuentra en una planta muy elevada (cubierta de piso 22), por lo que tanto la potencia de bombeo como la facilidad de acceso para actividades de mantenimiento se convertirían en inconvenientes que jugarían en contra respecto a su elección. La disposición en la cubierta del edificio bandeja no presenta estos problemas, ya que se sitúa en una segunda planta, además

de haber espacio suficiente. Sin embargo, sería necesario realizar un estudio estructural para dilucidar la capacidad portante de dicho elemento. Por otra parte, sería necesario el tendido de tuberías que atravesaran el edificio hacia la cubierta, lo cual puede resultar engorroso en un edificio ya construido. Queda la opción a pie de calle, que, tras analizar las posibilidades, se presenta.



Ilustración 55. Ubicación propuesta para enfriadoras condensadas por aire ofertadas para central 1

Llegados a este punto es necesario indicar que, de las dos enfriadoras condensadas por aire presupuestadas, se tomarán las características del modelo ofrecido por DAIKIN para realizar las comprobaciones necesarias respecto a la normativa. En el estudio económico se vio que, teniendo el mismo refrigerante y tecnología, este fabricante conseguía un menor consumo energético, siendo el coste total en el periodo de estudio similar.

Para establecer la ubicación de las tres enfriadoras de la primera central es necesario cumplir los requisitos establecidos en el Anexo II de la Ordenanza 4/2021, de 30 de marzo, de Calidad del Aire y Sostenibilidad de Madrid. En él se establecen las distancias y condiciones técnicas de los puntos de evacuación de las instalaciones de refrigeración y ventilación forzada.

Estas distancias se toman en función del caudal de aire de expulsión y la relación espacial entre el punto de expulsión y el hueco receptor. Teniendo en cuenta las características de las enfriadoras:

Información unidad			
Contr. de capacidad	Stepless	Control de condensación	Brushless
Tipo de Compresor	Screw	Tipo Condensador	Microchannel
Nº Compresores	2	Nº Ventiladores Cond.	24
Nº Circuitos	2	Caudal aire nominal	152960 l/s
Refrigerante	R1234ze	Tipo Evaporador	ShellAndTube
Carga de refrigerante	225 kg	Altitud	0 m

Los datos de carga de refrigerante son sólo orientativos, consulte la placa de características de la unidad para conocer el valor específico.

Ilustración 56. Caudal de aire nominal enfriadora condensada por aire modelo EWAHH15TZSSD2

En el caso de estudio se tiene un caudal de aire de 152,93 m³/s. Ya que el caudal de aire es superior a 3 m³/s, el punto de expulsión y el hueco receptor no están situados en el mismo paramento, ni están orientados uno hacia el otro; la distancia mínima deberá ser de 7,5 m.

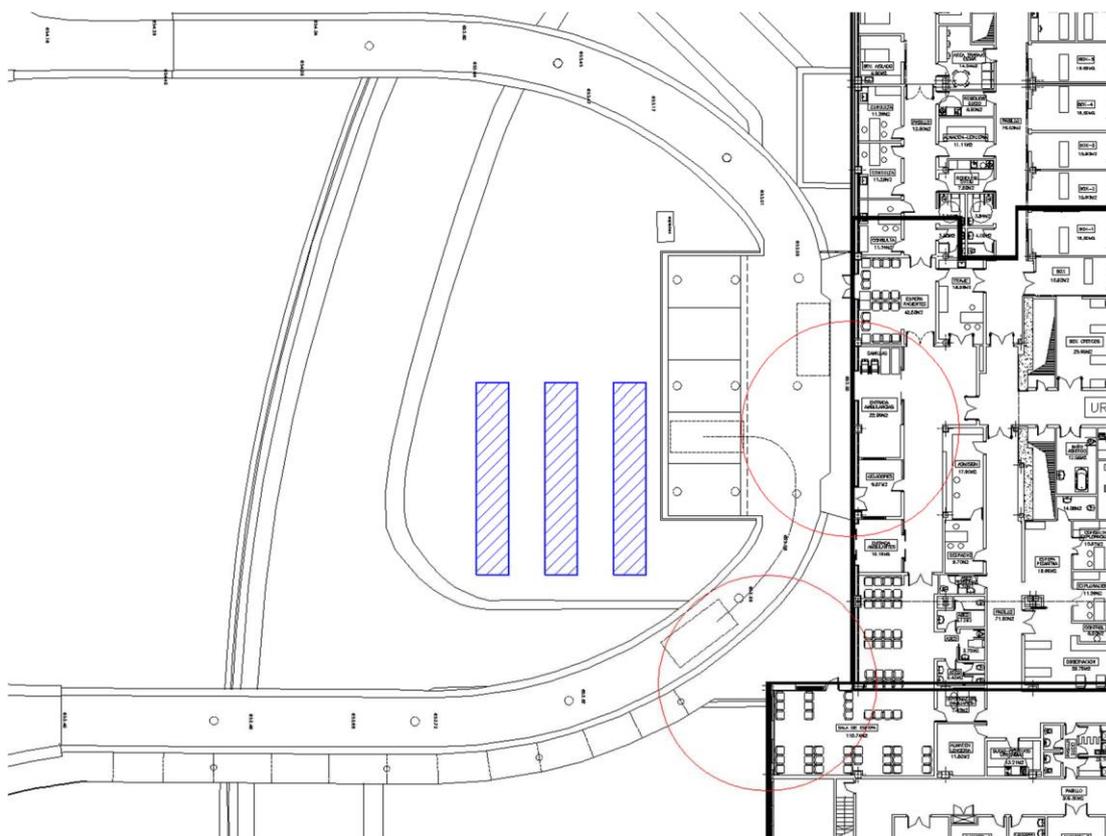


Ilustración 57. Comprobación cumplimiento distancia requerida por ordenanza municipal central 1

Tras comprobar la distancia mínima desde la ubicación propuesta a las ventanas situadas en la fachada del edificio, se puede observar que la distancia mínima requerida se satisface de forma amplia, cumplimentado así la ordenanza municipal.

Será necesario asegurarse que la zona en la que se encuentran sea de acceso restringido, así como establecer los mecanismos necesarios para detectar fugas de refrigerante e impedir que se puedan llegar a filtrar al edificio colindante.

Respecto a la ubicación de los equipos que conforman la central enfriadora #02, existen una serie de posibilidades: la cubierta del edificio de cuidados mínimos, en la cual se encuentran las obsoletas torres de refrigeración de dicha central (que serán desmontadas y retiradas); la cubierta del edificio bandeja, en un lugar próximo a la torre de cuidados mínimos, en cuyo semisótano se encuentra la central actualmente; o bien en una ubicación alternativa a nivel del suelo cercana a dicha torre.

A diferencia del caso anterior, no se encuentra una zona adecuada a nivel del suelo en las inmediaciones de la torre de cuidados medios. Por ello, se elige, finalmente, la cubierta del edificio bandeja como ubicación preferida, pues en términos de accesibilidad mejora a la cubierta de la torre. También existía la posibilidad de ubicar los equipos en la misma ubicación en la que se encuentran las torres de refrigeración actuales de dicha central, sin embargo, por motivos de continuidad de suministro, se descarta esta opción, pues supone dificultades adicionales para asegurar que no haya ningún corte en el suministro de frío durante el cambio de equipos.

Para establecer la ubicación de las dos enfriadoras de la segunda central es necesario cumplir los requisitos establecidos en el Anexo II de la Ordenanza 4/2021, de 30 de marzo, de Calidad del Aire y Sostenibilidad de Madrid. El él se establecen las distancias y condiciones técnicas de los puntos de evacuación de las instalaciones de refrigeración y ventilación forzada.

En este caso también se toman las características propias de la enfriadora ofrecida por DAIKIN, la cual resultó vencedora en el análisis económico. El caudal de aire caliente expulsado se obtiene, de esta forma, de su ficha

técnica.

Información unidad			
Contr. de capacidad	Stepless	Control de condensación	Brushless
Tipo de Compresor	Screw	Tipo Condensador	Microchannel
Nº Compresores	2	Nº Ventiladores Cond.	16
Nº Circuitos	2	Caudal aire nominal	90480 l/s
Refrigerante	R1234ze	Tipo Evaporador	ShellAndTube
Carga de refrigerante	125 kg	Altitud	0 m

Ilustración 58. Caudal de aire nominal enfriadora condensada por aire modelo EWAHH15TZSSD2

Con lo cual se obtiene un caudal de aire de $90,48 \text{ m}^3/\text{s}$. Ya que el caudal de aire es superior a $3 \text{ m}^3/\text{s}$, el punto de expulsión y el hueco receptor no están situados en el mismo paramento, ni están orientados uno hacia el otro; la distancia mínima deberá ser, nuevamente, de $7,5 \text{ m}$.

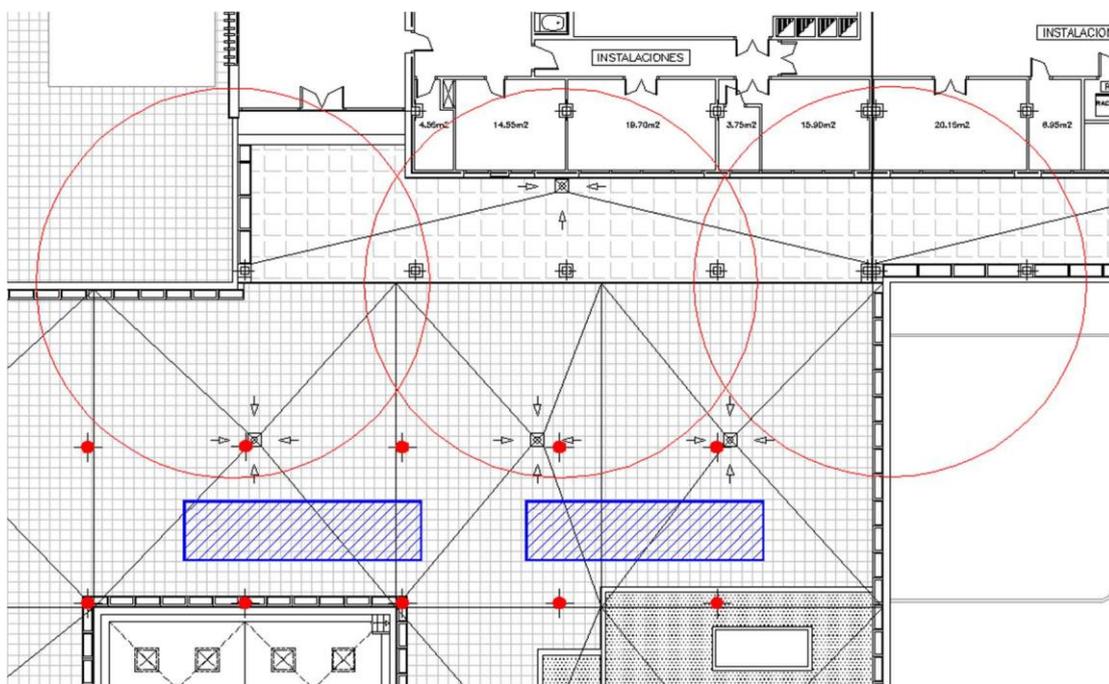


Ilustración 59. Comprobación cumplimiento distancia requerida por ordenanza municipal central 2

Como se puede comprobar, se cumple la restricción de distancia impuesta por la ordenanza en la ubicación propuesta. Se presenta además la ubicación aproximada de los pilares para hacer las bancadas de soportación de los equipos.

En este caso se deben tomar, además del resto de medidas de seguridad generales, las precauciones necesarias para impedir que el refrigerante pueda llegar a filtrarse a través de la cubierta. Será necesario un estudio estructural que asegure que la cubierta puede llegar a resistir la carga.

5.5.3 Estudio del riesgo generado por la Legionella

5.5.3.1 Introducción

La Legionella es una bacteria ambiental cuyo nicho natural se encuentra en las aguas superficiales, lagos, estanques y ríos. Desde estos reservorios naturales la bacteria puede llegar a los sistemas de abastecimiento y desde allí a los sistemas de agua sanitaria, ya sea fría o caliente, de consumo humano.

Esta bacteria es capaz de sobrevivir a un amplio abanico de condiciones fisicoquímicas, siendo capaz de

multiplicarse cuando se encuentra en agua con temperaturas de entre 20 °C y 45 °C, encontrándose en su temperatura óptima de reproducción entre 35 °C y 37 °C; y pudiendo ser destruida con temperaturas superiores a 70 °C.

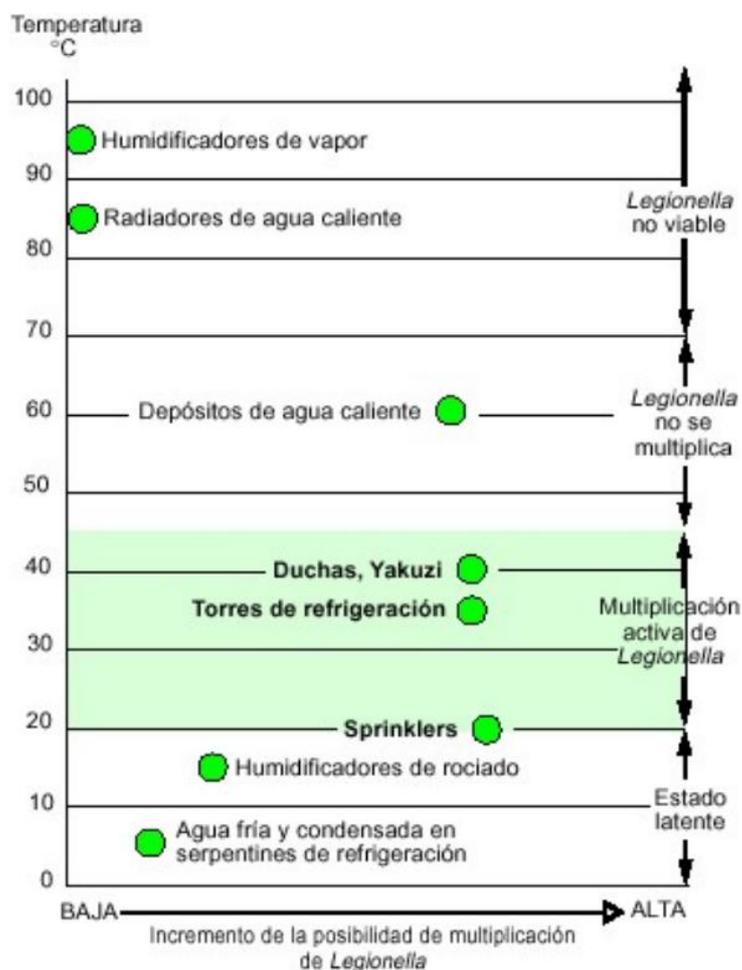


Ilustración 60. Desarrollo de Legionella en función de la temperatura

El peligro ocasionado por la Legionella radica en su capacidad de producir enfermedades en los seres humanos. La forma más frecuente de transmisión es por inhalación de aerosoles en los cuales esté contenida, no siendo transmitida de forma general entre seres infectados, ya sean personas u otros animales; por beber agua que contenga la bacteria, ni consumir alimentos a los que haya contaminado.

La principal enfermedad causada por la Legionella es la Legionelosis, que puede presentarse de dos formas principales: la Enfermedad del Legionario y la Fiebre de Pontiac. La Enfermedad del Legionario es una forma grave de neumonía que puede ser potencialmente fatal si no se trata adecuadamente. Los síntomas incluyen fiebre alta, tos, dificultad para respirar, dolor muscular, y dolor de cabeza. Por otro lado, la Fiebre de Pontiac es una enfermedad más leve, similar a la gripe, que generalmente no resulta en neumonía y suele resolverse por sí sola.

5.5.3.2 La Legionella y las torres de refrigeración

➤ Proliferación

Llegados a este punto del estudio, es ampliamente conocido la relación existente entre los sistemas de refrigeración condensados por agua y las torres de refrigeración. Estos elementos auxiliares, necesarios para

enfriar el agua que circula a través del condensador, presentan las condiciones ideales para la proliferación de la Legionella. Si se examina la documentación técnica de las torres de refrigeración ofertadas, puede apreciarse que, según sus condiciones de diseño, el agua sale tras su paso por el condensador a unos 35 °C. Esta temperatura se reduce hasta los 28 °C tras el proceso de enfriamiento evaporativo que tiene lugar en la torre, lo que quiere decir que el agua contenida en la balsa ronda aproximadamente esta temperatura.

Es por ello por lo que las balsas de las torres de refrigeración representan un medio preferente para la proliferación de la Legionella, se conjuga el tener un volumen de agua con una cierta situación de estancamiento y estar a la temperatura adecuada para su reproducción.

➤ **Eliminación**

Se ha comentado con anterioridad que la Legionella puede ser destruida elevando la temperatura del agua por encima de 70 °C. Esta práctica se realiza cada vez más en equipos acumuladores de agua caliente sanitaria, ya que, aunque a la temperatura de 60 °C a la cual suelen encontrarse la bacteria no se multiplica; tampoco se elimina, y podría presentar un peligro para las personas. Como se ha dicho, los equipos actuales vienen incorporados con una resistencia capaz de dar un shock de temperatura para elevarla por encima de la requerida, o bien se realiza la misma operación con el agua caliente sanitaria de recirculación antes de reintroducirla en el depósito, pues la pérdida de temperatura a través del circuito ha podido favorecer a la Legionella.

Sin embargo, este método de eliminación de la bacteria por shock térmico no es adecuado para el caso de estudio, en torres de refrigeración. El agua de balsas se encuentra, siempre que funcione el sistema de refrigeración, en las condiciones adecuadas para la proliferación de la Legionella. Elevar la temperatura del agua de balsas, que precisamente ha sido recién enfriada, por encima de 70 °C, no parece tener ningún sentido desde el punto de vista energético. Se perderían todas las ventajas en cuanto a la reducción de consumo que pueden presentar los sistemas condensados por agua de torre.

Por esta razón, en estas instalaciones se utilizan biocidas dosificados de forma continua como método alternativo para acabar con la bacteria. Las empresas encargadas del mantenimiento de las torres de refrigeración deben ser especializadas, con una certificación para el manejo de productos químicos de riesgo. Además de la adición de los distintos biocidas utilizados, suele ser común la necesidad del control de las incrustaciones, del crecimiento de algas y la corrosión, pues dichos fenómenos pueden facilitar cobijo y protección a la Legionella frente a la acción de los productos biocidas en el agua.

➤ **Brotos de Legionella debidos a torres de refrigeración**

Los equipos actuales incorporan una serie de medidas para evitar la transmisión de la bacteria en forma de aerosoles, desde la torre de refrigeración. El Real Decreto 487/2022, de 21 de junio, por el que se establecen los requisitos sanitarios para la prevención y el control de la legionelosis, fija una serie de medidas cuyo objetivo es mantener el funcionamiento correcto de los sistemas, controlando y evitando la proliferación de la Legionella. Entre estas medidas se encuentra la obligación de que las torres de refrigeración cuenten con un separador de gotas de alta eficiencia incorporado. Este elemento debe asegurar que el caudal de agua arrastrado sea menor del 0,002% del caudal de agua circulante. Si se examina la normativa anterior, el Real Decreto 865/2003 ya imponía un límite del 0,05%.

Aún con todas estas medidas de seguridad, se llegan a producir brotes de Legionella relacionados con las torres de refrigeración. Pueden estar debidos a un incorrecto mantenimiento y control del agua del circuito de refrigeración, así como al funcionamiento incorrecto de los elementos que evitan la emisión de aerosoles a la atmósfera. En cualquier caso, la transmisión se puede llegar a producir a grandes distancias y tener consecuencias fatales para la salud de las personas.



Ilustración 61. Capacidad de transmisión de la Legionella

A continuación, se recogen una serie de casos de brotes de Legionella originados por torres de refrigeración:

- Sevilla (Sevilla, 2009)

Muerte de 5 personas y daños a otras 14 debido a un brote de Legionella originado en la torre de refrigeración del hotel Macarena de Sevilla. Petición de hasta cuatro años de cárcel a los responsables. Se comprobaron graves irregularidades en el mantenimiento y conocimiento de los encargados de llevarlo a cabo. [Dos condenas de 2.700 euros por cinco muertes tras el brote de legionela \(diariodesevilla.es\)](#)

- Manzanares (Ciudad Real, 2015)

El brote ocasiona el fallecimiento de 4 personas con un total de 237 afectados. Se detectó presencia de la bacteria en torres de refrigeración y fuentes ornamentales cercanas a la localidad. [Toda la información sobre el brote de legionella en Manzanares \(higiaiberica.com\)](#)

- Blanes (Girona, 2012)

Un total de 17 afectados, algunos de los cuales llegaron a pasar varios días en la UCI, por el brote de Legionella originado en las torres de refrigeración de dos empresas de la localidad que, aunque habían desinfectado las instalaciones, no erradicaron por completo la bacteria. [Salud da por cerrado el brote de legionela de Blanes, que ha tenido 17 afectados | Noticias de Cataluña | EL PAÍS \(elpais.com\)](#)

- Sabadell (Barcelona, 2014)

El brote se salda con 6 muertes y 38 personas afectadas. Tras realizar multitud de muestras, las pruebas apuntan a una torre de refrigeración de una empresa cercana. [Una metalúrgica causó el brote de legionela en Sabadell \(lavanguardia.com\)](#)

- Lisboa (Portugal, 2017)

Dos torres de refrigeración del Hospital San Francisco Javier, en Lisboa, causan 6 muertos y 56 afectados [Seis muertos y 56 afectados por un brote de legionela en Lisboa \(abc.es\)](#)

Existen multitud de casos más, tanto en España como en el resto del mundo. Según un estudio de los brotes conocidos de la enfermedad del legionario en 2017, el cual se adjunta en el apartado de referencias, en el 51,5% de los brotes de Legionella no se llegó a identificar la instalación que causó el brote. De los casos en los que sí se pudo identificar, el 18,8% habían sido provocadas por torres de refrigeración.

5.5.4 Comparación de tecnologías y conclusión

Tras haber realizado el estudio de seguridad sobre los distintos sistemas de refrigeración propuestos, se ha llegado a una serie de conclusiones.

En primer lugar, y aunque se trata de una consideración que sale del ámbito de lo puramente normativo; el tener una gran carga de refrigerante inflamable en el sótano de un hospital no puede resultar algo atractivo para los responsables de este. Es algo que resulta obvio y, en caso de aceptarlo tiene que ser por la prestación de unas ventajas considerables, como pueden ser un ahorro de costes y una mejora de la eficiencia energética. En cualquier caso, debido a la vulnerabilidad de las personas que pueden ser usuarias de este tipo de edificio, la seguridad debe primar, ante todo.

El uso de la tecnología de condensación por agua liga, de alguna forma, la ubicación de las enfriadoras a la sala de máquinas donde se encuentran los actuales, ya que no suelen estar preparados para las condiciones exteriores. Aunque la normativa no establezca límites en cuanto a la carga de refrigerante en este caso, sí es necesario la implementación y mejora de múltiples medidas de seguridad con las que actualmente no se cuenta. El hecho de que no se trate de un nuevo diseño, sino de una remodelación, dificulta enormemente o incluso llega a hacer que resulte prácticamente imposible cumplir con la normativa teniendo en cuenta las condiciones actuales y equipos circundantes.

La tecnología de refrigeración por aire consigue eliminar de golpe todos estos problemas que se presentan, pues los requisitos de seguridad ante la instalación de equipos de refrigeración en el exterior son mucho más sencillos de cumplir en la instalación objeto de estudio.

En cuanto al riesgo por la Legionella, es necesario aclarar que, aunque cada vez se producen menos brotes asociados a las torres de refrigeración por el endurecimiento de la normativa y la concienciación con las correctas labores de mantenimiento; siempre sigue existiendo el riesgo.

Las condiciones propensas para el crecimiento de la bacteria en caso de mala praxis, asociadas con la especial peligrosidad que representa la transmisión de la enfermedad en un entorno de personas vulnerables, hace aumentar los argumentos en contra del uso de esta tecnología de condensación. Un recinto hospitalario, como el de objeto de estudio, congrega a multitud de personas de edad avanzada o que cuentan con enfermedades subyacentes que pueden aumentar la letalidad debida a la transmisión.

Si desaparecen la torres de refrigeración, utilizando enfriadoras condensadas por aire, desaparece el riesgo ocasionado por la Legionella, al menos en cuanto a la instalación de refrigeración.

5.6 Análisis de sostenibilidad

5.6.1 Introducción

La sostenibilidad del medio ambiente se ha convertido en un pilar fundamental para el diseño y desarrollo de infraestructuras, instalaciones y productos en multitud de ámbitos: industriales, residenciales y de servicios. En el sector de la refrigeración, ambos sistemas tienen implicaciones significativas en términos de coste, eficiencia energética y seguridad. Además, su elección juega un papel muy importante en la sostenibilidad ambiental, cuyo principal exponente a estudiar, por su criticidad en la actualidad, será el consumo de agua.

El agua es un recurso vital para el planeta y para los humanos. Desafíos como el cambio climático, el crecimiento de la población mundial o la intensificación de la actividad industrial hacen que cada vez cobre una mayor importancia el control y uso del recurso hídrico.

5.6.2 Consumo de agua en sistemas de refrigeración

Una vez se ha llegado al último apartado del análisis multidisciplinar, se conocen en profundidad las distintas tecnologías estudiadas de enfriamiento de agua para fines de climatización. Una diferencia fundamental relacionada con el aspecto de la sostenibilidad es el consumo, por parte de los sistemas de refrigeración condensados por agua, de agua de red para el enfriamiento del agua del circuito de condensación en torres. Este consumo es indispensable teniendo en cuenta la tecnología de enfriamiento evaporativo mediante la cual funcionan estos equipos, además de otros consumos que se dan debido a otros aspectos.

A continuación, se muestra una tabla a modo de resumen, la cual suma los consumos anuales debidos a los tres mecanismos de pérdida de agua en torres estudiados: evaporación, arrastre de gotas y purga, suponiendo unas condiciones medias de funcionamiento de los equipos para cada central enfriadora objeto de estudio.

	CONSUMO DE AGUA (M3/AÑO)	
	CENTRAL ENFRIADORA 1	CENTRAL ENFRIADORA 2
Evaporación	8.204,39	341,06
Arrastre de gotas	71,51	2,94
Purga	5.510,41	227,37
SUBTOTAL	13.786,32	571,37
TOTAL	14.357,69	

Tabla 44. Consumo de agua debido a las torres de refrigeración (m3/año)

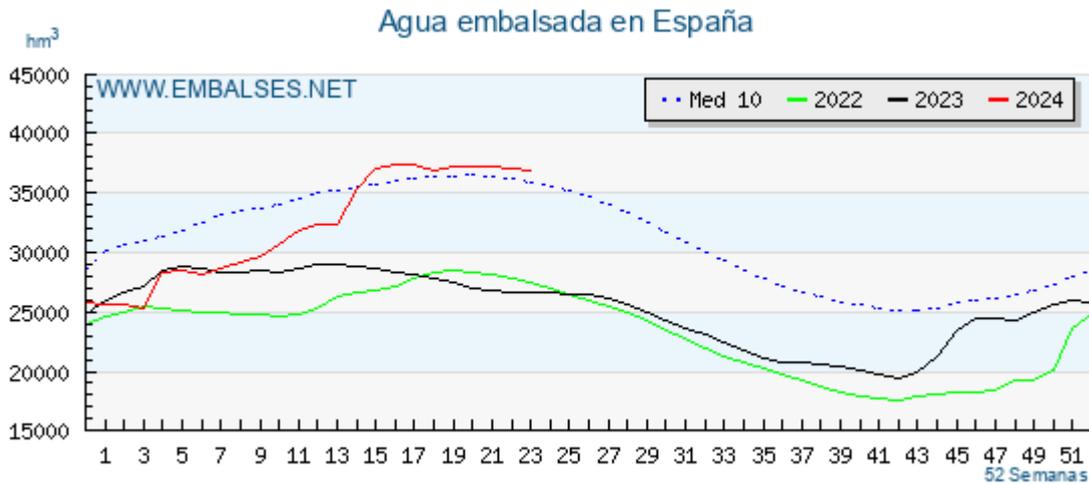
Como ya se adelantó cuando se calcularon estos consumos en el análisis económico, dichos valores son hallados mediante fórmulas teóricas incluidas en la Guía Técnica de Torres de Refrigeración que proporciona el IDAE. Según el criterio de diversos expertos consultados con décadas de experiencia en la materia, los consumos reales que se dan en estos sistemas distan moderadamente del cálculo teórico, pudiendo llegar a ser en ocasiones dos o tres veces superior al obtenido.

Las razones tras esta diferencia, en ocasiones notable, de consumo son varias. Por una parte, todos los componentes de los equipos, y en este caso de las torres; pierden eficiencia y se degradan a lo largo del tiempo. Los rellenos, separadores de gotas y demás partes de las torres acusan la suciedad y el efecto que pueden llegar a experimentar debido a los químicos. Por otro lado, en el cálculo del caudal de purga solo se tuvo en cuenta la relación estequiométrica para mantener el agua de las balsas por debajo de determinado nivel de concentración de sólidos y biocidas, pero no se tiene en cuenta que estas se suelen vaciar de manera periódica con objeto de realizar mantenimientos y limpiezas profundas, además de experimentar un mayor caudal de purga tras tratamientos de desinfección de choque.

Todos estos motivos infieren que, aunque no sea conveniente proporcionar un valor numérico, pues este sería una mera estimación; el consumo de agua en torres es superior al de cálculo.

5.6.3 Presente y futuro del recurso hídrico en España

En la actualidad, España, en el contexto mundial de cambio climático, se ve amenazada principalmente por una serie de problemáticas derivadas de este.



Si se analizan los datos de agua embalsada proporcionados por la AEMET (Asociación Española de Meteorología), no parece claro que la situación halla empeorado respecto a etapas anteriores. Si bien el principio de 2024 ha sido un año especialmente bueno en cuanto a precipitaciones, obviando este comienzo de año, si se presta atención a la tendencia en los últimos 10 o 12 años, se puede ver claramente como el volumen de agua embalsada en España ha experimentado una bajada sustancial.

Aunque no se pueda demostrar una diferencia notoria en cuanto al nivel de agua embalsada, sí se tiene certeza de que existe una creciente variabilidad e intensificación de las precipitaciones, lo cual supone una amenaza para el recurso hídrico nacional. La disponibilidad del agua se ve afectada por este fenómeno:

- **Patrones irregulares de lluvia:** en los últimos años, se ha observado que las lluvias presentan una mayor irregularidad. Se alternan breves periodos de lluvias intensas, en los cuales este recurso no puede ser

aprovechado eficazmente; con largos periodos de sequía, afectando a la agricultura, la ganadería e incluso obligando a imponer restricciones al consumo humano, como se lleva viendo en numerosas comunidades autónomas en los últimos años.

- **Eventos extremos:** las lluvias torrenciales provocan inundaciones, las cuales no solo representan una pérdida inmediata de agua que podría ser considerada como útil, sino que también provocan daños en infraestructuras y en el medio ambiente, dificultando aún más una gestión sostenible del agua.

La influencia del cambio climático está potenciando estos patrones irregulares de lluvia y los eventos extremos. Según el reciente informe del IPCC (Panel Intergubernamental sobre Cambio Climático), se espera que, en el sur de Europa, incluyendo a España, se experimente un aumento de los fenómenos de sequía y olas de calor. Lo cual ejercerá aún más presión sobre el agua y su gestión sostenible.

Otra amenaza que se cierne sobre este bien tan preciado es la demanda creciente del mismo que existe. España es uno de los mayores productores agrícolas de Europa, siendo este sector el mayor consumidor de agua en nuestro país.

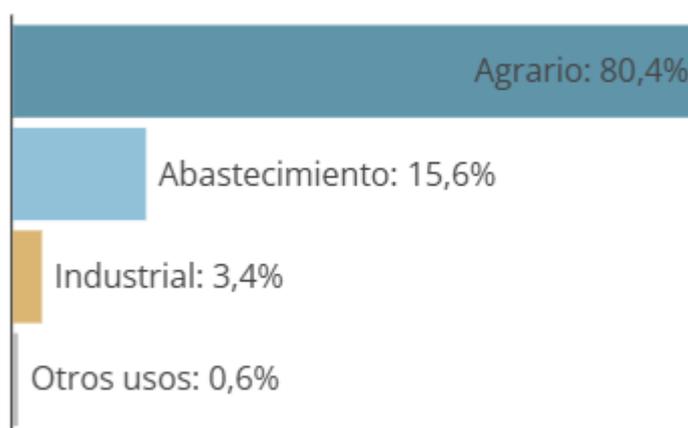


Ilustración 64. Principales usos del agua en España. Fuente: MITECO

Ante el continuo desarrollo de la economía y el crecimiento poblacional, resulta imprescindible establecer estrategias adecuadas para preservar y asegurar la disponibilidad del recurso hídrico en un futuro, mediante su uso razonable y correcta gestión.

5.6.4 Ahorro de energía vs Gasto de agua

El principal motivo por el que se utilizan los sistemas de refrigeración condensados por agua, además de por su mayor flexibilidad en cuanto a condiciones de operación, es por su mayor eficiencia energética. Esta no es tan acusada como la que representa la diferencia de los rendimientos medios estacionales de los equipos, pues también habría que añadir los consumos de energía de los equipos auxiliares que se estudiaron anteriormente. Aún así, esta tecnología presenta una ventaja en cuanto al consumo energético frente los sistemas condensados por aire objeto de estudio.

En la mayoría de las ocasiones se suele dar una mayor importancia a una mayor eficiencia en cuanto a consumo de energía, subestimando y prestando una menor atención al posible impacto del consumo de otro recurso, como es el hídrico.

Es aceptado de manera unánime que la mejora de la eficiencia energética es algo deseable, pero siempre que esta mejora no suponga otros males. Según Red Eléctrica, 2023 fue el año en el que se pulverizaron todos los máximos históricos de generación renovable en España. Por primera vez en la historia, más de la mitad del mix (50,3%) tuvo su origen en recursos de origen renovable.

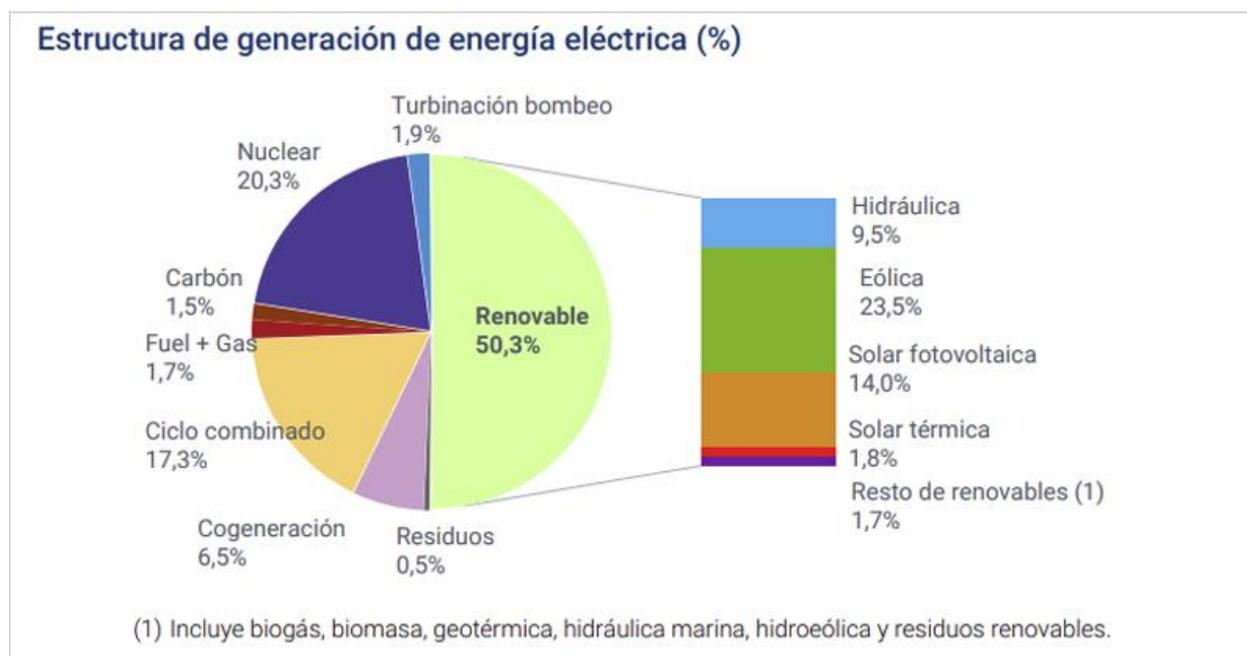


Ilustración 65. Estructura de generación de energía eléctrica en España en 2023. Fuente: Red Eléctrica

Siguiendo la misma tendencia, el proyecto de mejora de eficiencia energética del complejo hospitalario ha previsto la instalación de numerosos paneles fotovoltaicos con el fin de autoabastecerse, produciendo de una forma limpia gran parte de la energía que consume.

Con estos datos se pretende argumentar que el consumo de energía en sí, obviando la necesidad de reducirlo en la medida de lo posible, no tiene por qué ser perjudicial para el medio ambiente. La energía tanto nacional como producida in situ tiene un carácter cada vez más renovable, lo cual ayuda a su sostenibilidad a largo plazo. Además, la obtención del agua también conlleva un gasto de energía en su tratamiento para convertirla en apta para consumo.

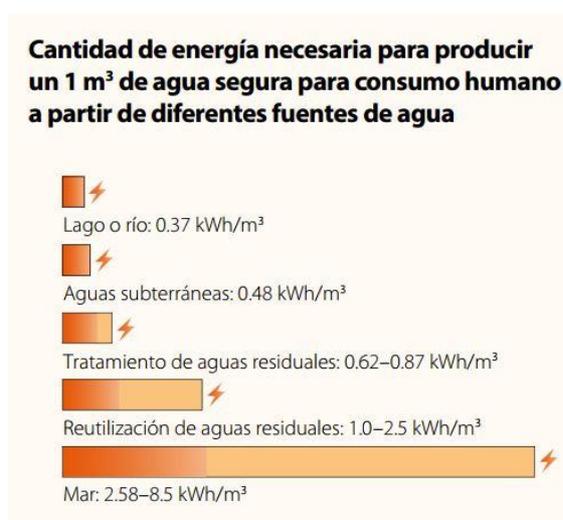


Ilustración 66. Energía necesaria para producir 1 m³ de agua potable en función de su procedencia. Fuente: WBSCD

El agua en las torres de refrigeración se expulsa a la atmósfera mediante evaporación y a la red de saneamiento mediante las purgas. Esto no quiere decir que se deban escoger estas fuentes de agua para su valoración. En momentos de sequía, mientras que grandes cantidades de agua potable son utilizadas para este fin, las autoridades se ven obligadas a utilizar desaladoras de agua o incluso a traer agua potable en barcos. Ello supone,

en cualquier caso, un gasto enorme de energía.

Es necesario añadir también que, teniendo en cuenta la existencia de una demanda creciente de agua, ha de analizarse si la energía eléctrica experimenta la misma tendencia.

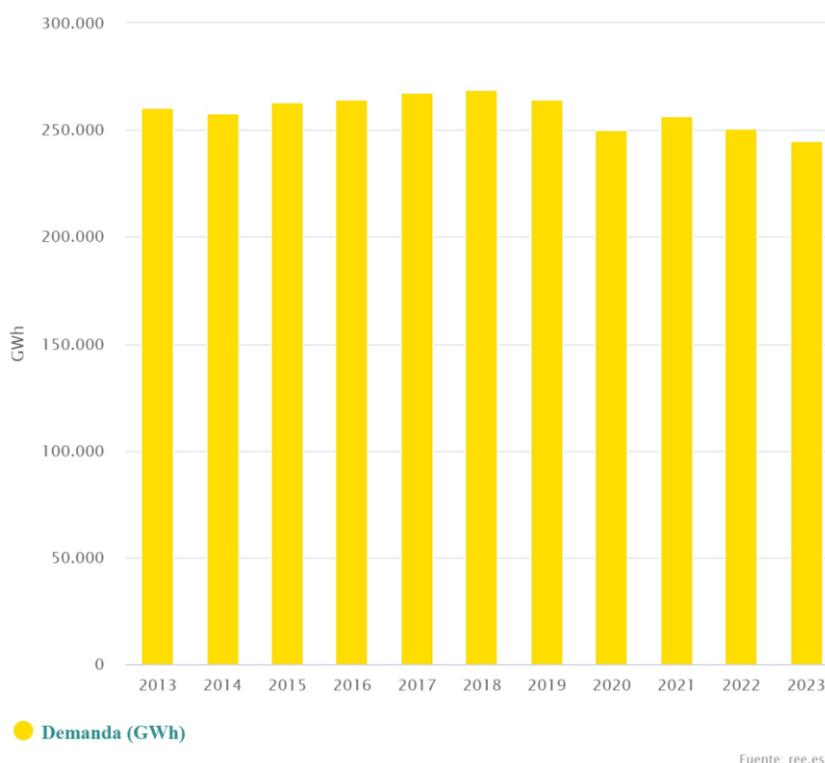


Ilustración 67. Evolución de la demanda de energía eléctrica en España en los últimos 10 años. Fuente: Red Eléctrica

Analizando la demanda nacional de energía eléctrica de los últimos 10 años, puede observarse que no existe aumento en ella. Por el contrario, se denota una leve disminución. Este fenómeno puede ser explicado por la mejora de la eficiencia de los equipos que consumen electricidad, impulsado por las mejoras tecnológicas y las restricciones normativas.

Aunque la demanda no haya aumentado en los últimos años, esta situación tiene visos de cambiar en un futuro próximo, por la influencia de la electrificación progresiva y la transición energética. El cambio de paradigma que supondrá la prohibición de la fabricación de automóviles con motores de combustión para el año 2035 en Europa acelerará en gran medida la transición hacia el vehículo eléctrico. Además, en el entorno residencial, existe un fuerte aumento de la sustitución de calderas de gas por bombas de calor. Todo ello, sumado a la continua digitalización en todos los sectores proyectan un aumento de la demanda eléctrica en años venideros.

Aunque el recurso hídrico embalsado en nuestro país no haya experimentado una gran disminución en los últimos años, los efectos del cambio climático hacen que cada vez sea más difícil su aprovechamiento y correcta gestión. Los sistemas refrigerados por aire presentan una peor eficiencia energética, pero es necesario analizar si esta diferencia resulta suficiente para su elección teniendo en cuenta los aspectos perjudiciales en cuanto a sostenibilidad del consumo de agua de las torres de refrigeración, menos aún teniendo en cuenta la previsión de producción de energía renovable in situ que existe en el proyecto, y el avance de la generación nacional hacia energías cada vez más limpias.

6 CONCLUSIÓN Y ELECCIÓN DE LOS EQUIPOS

Tras haber realizado un análisis multidisciplinar estudiando aspectos tecnológicos, económicos, energéticos, de seguridad y de sostenibilidad de las distintas tecnologías y equipos, se ha llegado de forma efectiva a una serie de conclusiones que inclinarán la balanza a la hora de seleccionar la oferta ganadora.

El análisis tecnológico permitió estudiar de una forma más profunda el funcionamiento de los distintos sistemas, proporcionando los conocimientos básicos necesarios para tener una visión crítica

En las fases iniciales de este trabajo se consideró la posibilidad de utilizar como herramienta una matriz de toma de decisiones, donde se puntuaran las distintas opciones tecnológicas según diversos criterios sacados del análisis multidisciplinar. Este enfoque tenía como objetivo seleccionar la opción más adecuada en función del cómputo total de puntos obtenidos por cada alternativa. Sin embargo, conforme avanzaba el estudio, se hizo cada vez más evidente que no sería necesario recurrir a esta herramienta.

El análisis reveló que una tecnología en particular sobresalía claramente en numerosos aspectos críticos, simplificando así la decisión final.

- Desde un punto de vista económico, la tecnología de refrigeración condensada por aire resulta más atractiva. Pese a tener una menor eficiencia energética que su homóloga condensada por agua, los equipos auxiliares que esta última necesita, así como sus diferentes consumos, elevan su coste hasta situarlo por encima de la primera.
- En cuanto a consumo energético, los sistemas refrigerados por agua parten con ventaja por su mayor parámetro SEER dada la naturaleza de su funcionamiento. Sin embargo, el consumo de sus equipos auxiliares disminuye sensiblemente esta diferencia.
- En relación con los aspectos de seguridad, la refrigeración por aire evita los inconvenientes presentados por la situación de los equipos en unas salas de máquinas subterráneas cuya remodelación supondría un esfuerzo muy elevado, ya que estos equipos son diseñados para trabajar en exterior, donde las exigencias en materia de seguridad son mucho menores. Además, se evita la, aunque poco probable, posible transmisión de Legionella en un lugar repleto de personas vulnerables, lo que resultaría en consecuencias fatales en caso de que se produzca un brote.
- En materia de sostenibilidad, aunque los equipos condensados por aire presenten una menor eficiencia energética, esto se suple con la ausencia de gasto de agua, lo cual adquiere una importancia vital en el contexto en el que se encuentra España y el sur de Europa. La producción renovable in situ prevista en el proyecto de reforma para el complejo hospitalario, así como una producción a nivel nacional cada vez más sostenible hacen que un ligero aumento en el consumo eléctrico no sea determinante.

Por todas estas razones se decide realizar la elección de la tecnología de condensación por aire como la más adecuada para el caso de estudio. De entre estos equipos, las enfriadoras ofertadas por DAIKIN, 3 unidades del modelo EWAHH15TZSSD2 para la central enfriadora 1 y dos unidades del modelo EWAH900TZXS2 para la central enfriadora 2. Se propondrá la ubicación discutida en el apartado de análisis de seguridad para estos nuevos equipos y se establecerá un desmontaje ordenado de los actuales, asegurando una secuencia correcta para evitar la pérdida de suministro.

Tras el completo análisis multidisciplinar que se ha realizado a lo largo de este estudio, se ha tomado conciencia de que una tarea como la que se presentaba tiene muchas aristas y diferentes puntos de vista. Una comprensión profunda del ciclo frigorífico y sus componentes ayuda a tener una visión crítica del proceso de toma de decisiones que se inicia con las distintas ofertas de los fabricantes. Finalmente se ha llegado a una elección que se considera la más adecuada teniendo en cuenta todas las características específicas que intervienen en este trabajo.

ANEXO A. APROVECHAMIENTO ENERGÉTICO MEDIANTE LA RECUPERACIÓN DE CALOR RESIDUAL DE LAS ENFRIADORAS

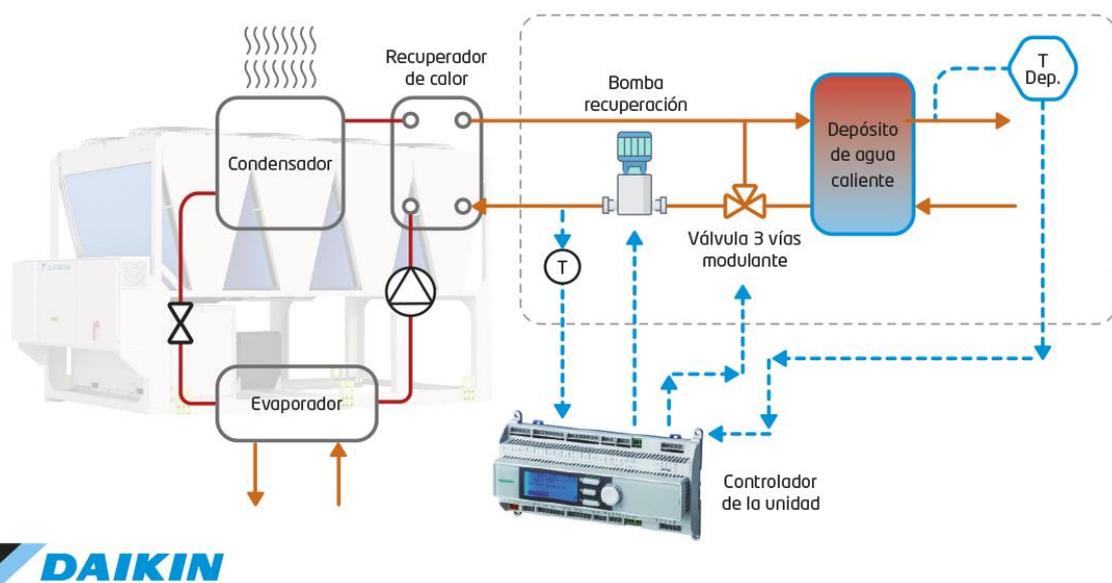
Una de las principales estrategias que se vienen a la mente al oír hablar de eficiencia energética suele ser la mejora del rendimiento. Un rendimiento superior para un mismo efecto útil conlleva un menor consumo, y, por tanto, el equipo es considerado más eficiente energéticamente. Sin embargo, un aspecto al que no suele darse la misma importancia es al aprovechamiento de la energía residual.

No hay nada más eficiente que aprovechar una energía de desecho, considerada por ello residual, utilizándola de forma general para instalaciones o sistemas distintos al de su lugar original de procedencia.

Recordando los flujos de trabajo que se tienen en un ciclo frigorífico, se puede constatar que teóricamente, el calor a disipar en el condensador es la suma del efecto frigorífico que se consigue y de la energía eléctrica consumida por el equipo. Por tanto, se consigue una energía térmica en forma de calor superior a las necesidades de refrigeración, y que en el contexto de esta instalación no es útil, la cual es desechada mediante la disipación al medio ambiente.

Este calor residual, que generalmente se cede a la atmósfera, puede ser aprovechado en sistemas distintos al de refrigeración, como puede ser el precalentamiento del agua caliente sanitaria.

Existen distintos fabricantes de equipos de refrigeración que incorporan sistemas de recuperación de calor. Básicamente, la estrategia consiste en incorporar otro intercambiador de calor refrigerante-agua, como primera etapa de cesión de calor en el condensador. En cualquier caso, el intercambiador refrigerante-aire y su correspondiente ventilador deben de seguir siendo dimensionados para evacuar la totalidad de calor que se pudiera llegar a producir en el condensador, ya que, en ausencia de funcionamiento del sistema de recuperación de calor, se debe poder disipar, igualmente, toda la energía térmica generada.



DAIKIN

Ilustración 68. Sistema de recuperación de calor en enfriadoras del fabricante DAIKIN

Para llevar a cabo este procedimiento, se contacta con el fabricante cuyo equipo fue elegido vencedor del análisis multidisciplinar, para discernir si puede incluir este sistema en sus enfriadoras, o en caso negativo puede presentar equipos equivalentes que cuenten con esta tecnología. Dicho fabricante afirma que sus equipos pueden llevar esta tecnología de recuperación de calor en diferentes configuraciones, por lo que un análisis exhaustivo de todas ellas para elegir la más adecuada resulta fundamental.

En primer lugar, es necesario analizar las posibles temperaturas de agua de recuperación de calor. Tras haber indicado que se busca la mayor temperatura posible de recuperación sin comprometer el rendimiento de la enfriadora, DAIKIN ofrece algunas alternativas. De entre ellas, la opción que consigue una mayor temperatura, manteniendo el rendimiento del equipo original sin recuperación es la de una temperatura de entrada-salida del agua de recuperación de 45 °C - 50 °C. Esta opción se encuentra disponible tanto para las enfriadoras de ambas plantas de refrigeración.

El agua que se consigue elevar a 50 °C no es el agua caliente de consumo, sino que forma parte de un pequeño circuito auxiliar que incorporará otro intercambiador para, esta vez sí, transmitir la energía térmica al ACS. La explicación de este diseño está relacionada con aspectos de seguridad. El circuito auxiliar de agua de intercambio supone una barrera más, impidiendo posibles contaminaciones por fugas de refrigerante del ACS. Por tanto, si se diseña este segundo intercambiador con una diferencia de temperatura terminal típica, de 5 °C, se estaría obteniendo ACS a una temperatura de 40 °C.

Otro aspecto a tener en cuenta es la modalidad de recuperación de calor con la que cuente la enfriadora, pudiendo ser parcial o total. En el caso de la recuperación de calor parcial, solo una parte de la energía generada en forma de calor puede ser aprovechada por el sistema de recuperación, lo que significa que el sistema de disipación de calor convencional con el que cuente el equipo deberá estar en funcionamiento, pues no todo el calor podrá ser recuperado. Respecto a la recuperación de calor total, el sistema se diseña para recuperar la máxima cantidad de calor posible, aunque debido a pérdidas inevitables y razones prácticas, nunca puede ser conseguido.

Se ofrece la posibilidad de incluir recuperación de calor parcial para las enfriadoras que forman parte de la central 1, mientras que las enfriadoras de la central 2 son capaces de incorporar, además, la recuperación total. A continuación, se muestra la capacidad de recuperación de calor parcial para ambos casos:

Rendimiento recuperación parcial de calor

Capacidad refrig.	1537 kW	Temp. RC IN/OUT	45 °C / 50 °C
Capacidad recup. calor	275.4 kW	Caudal agua Evaporador	52.35 l/s
Potencia abs.	630.3 kW	Pérdida de carga evaporador	30.6 kPa
TEER (Pot.R. + Pot.C.) / P.I.	2.887 kW / kW	Caudal RC	13.20 l/s
		Pérdida carga RC	2.40 kPa

Ilustración 69. Características técnicas relativas a la recuperación de calor de la enfriadora EWAHH15TZSSD2

Rendimiento recuperación parcial de calor

Capacidad refrig.	852.3 kW	Temp. RC IN/OUT	40 °C / 45 °C
Capacidad recup. calor	226.7 kW	Caudal agua Evaporador	40.56 l/s
Potencia abs.	309.4 kW	Pérdida de carga evaporador	46.7 kPa
TEER (Pot.R. + Pot.C.) / P.I.	3.521 kW / kW	Caudal RC	10.80 l/s
		Pérdida carga RC	6.30 kPa

Ilustración 70. Características técnicas relativas a la recuperación de calor de la enfriadora EWAH900TZXS2D

- **Sistema de producción de ACS actual**

Para poder seleccionar la mejor opción disponible para el caso de estudio, será necesario conocer más en profundidad cuáles son y como se cubren las necesidades de ACS en el complejo hospitalario.

Según el DB HE4 del Código Técnico de la Edificación, la demanda total de ACS del complejo hospitalario,

con 520 camas, es de 55 l/persona.día y que la temperatura media del agua de red a lo largo del año se sitúa en torno a 13 °C, y hay que elevarla hasta 60°C para llevarla a temperatura de consumo, se tiene:

$$Demanda ACS = m * c_p * \Delta T * t$$

$$m = 520 \text{ camas} * 55 \frac{l}{\text{persona.día}} * \frac{1kg}{1l} * \frac{1 \text{ día}}{86.400s} = 0,33 \frac{kg}{s}$$

$$\begin{aligned} Demanda ACS &= 0,33 \frac{kg}{s} * 4,18 \frac{kJ}{kg.K} * (60 \text{ °C} - 13 \text{ °C}) * 8760h = 64,83 kW * 8760h \\ &= 569.314 kWh. \text{ año} \end{aligned}$$

Donde:

m = Caudal másico de agua caliente sanitaria requerido

c_p = Capacidad calorífica del agua

ΔT = Salto térmico experimentado por el agua desde temperatura de red a temperatura de consumo

t = tiempo de estudio de la demanda

Actualmente, la totalidad de la energía necesaria para la producción de ACS viene proporcionada por calderas de gas natural, cuyo rendimiento es del 92%. Este agua caliente generada se almacena en 7 acumuladores de 4.000 l de capacidad cada uno.

- **Criterio de elección de equipos con recuperador de calor**

La información de la demanda de energía en forma de calor para la obtención del ACS requerida según las necesidades del complejo hospitalario es fundamental para la elección de los equipos de recuperación de calor, pero también es necesario apoyarse en las características específicas de funcionamiento de cada central enfriadora.

Así, es necesario estudiar los tiempos de funcionamiento de cada central, suponiendo que funcionaran a régimen nominal, para proporcionar la demanda de refrigeración requerida por el hospital. De esta forma, se ve que ambas enfriadoras disminuyen de manera muy ligera su potencia nominal, manteniendo el valor de su SEER, como fue requerido. Por tanto, recordando la demanda anual de refrigeración de 5.248,50 MWh y 213,60 MWh para cada una de las centrales, y las nuevas potencias nominales de 1537 kW y 850,5 kW, se obtiene un tiempo de funcionamiento según potencia nominal de 3.414 h y 251 h, respectivamente.

Las capacidades respectivas de recuperación de calor de cada central que se indicaron anteriormente son de 275,4 kW y 226,7 kW. Multiplicando este valor por las horas de funcionamiento de ambas centrales según su potencia nominal, se obtiene la energía total recuperada para el precalentamiento de ACS. Esta energía resulta en 940.215,6 kWh y 56.901,7 kWh anuales. Es inmediato concluir que, aunque las capacidades de recuperación de calor son similares, la gran diferencia de horas de funcionamiento hace que resulte más atractivo incluir este sistema para las enfriadoras pertenecientes a la central 1, pues la otra central apenas genera energía aprovechada debido a su bajo tiempo en uso.

No obstante, la capacidad de recuperación de calor hallada mediante este procedimiento para la central 1 resulta errónea. Un despiste a la hora de realizar estos cálculos culmina en la asunción de que la energía generada según capacidad de recuperación y tiempo de funcionamiento es superior a la requerida por el edificio y, por lo tanto, las necesidades de ACS están cubiertas. Sin embargo, se recalca que la máxima temperatura a la que se puede precalentar el agua teniendo en cuenta las limitaciones de este sistema es de 40 °C. Aunque se pueda tener energía de sobra, no se podrá aprovechar, al menos, para este fin.

Por tanto, para establecer un reparto en cuanto a la energía de aporte para ACS, se dividirá a los sistemas según el porcentaje de demanda que cubren, en función del salto térmico que cada una aporten al agua.

$$\text{Salto térmico total} = 60\text{ }^{\circ}\text{C} - 13\text{ }^{\circ}\text{C} = 47\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Salto térmico en recuperadores} = 40\text{ }^{\circ}\text{C} - 13\text{ }^{\circ}\text{C} = 27\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\text{Salto térmico en calderas} = 60\text{ }^{\circ}\text{C} - 40\text{ }^{\circ}\text{C} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\% \text{ demanda ACS recuperadores} = \frac{\text{Salto térmico en recuperadores}}{\text{Salto térmico total}} = \frac{27\text{ }^{\circ}\text{C}}{47\text{ }^{\circ}\text{C}} * 100 = 57,45\%$$

$$\% \text{ demanda ACS calderas} = \frac{\text{Salto térmico calderas}}{\text{Salto térmico total}} = \frac{20\text{ }^{\circ}\text{C}}{47\text{ }^{\circ}\text{C}} * 100 = 42,55\%$$

Se muestra a continuación una tabla que resume estos cálculos, calculando también la energía final para la obtención del ACS, a partir de los rendimientos medios estacionales.

	Demanda (kWh/año)	Sistema	% de demanda cubierta	Rendimiento medio estacional	Energía primaria (kWh)
ACS	569.314	Caldera Gas Natural	42,55	0,92	272.281
		Recuperación calor en enfriadora	57,45	1,0	318.816
					591.096

Tabla 45. Contribución sistemas de aporte de energía para ACS

Una vez ha sido determinado que los equipos que dispondrán de este sistema de recuperación de calor residual serán las enfriadoras pertenecientes a la central 1, se ha de decidir el número de estos equipos que incorporan esta tecnología. Según los cálculos realizados teniendo en cuenta la temperatura máxima a la que puede ser precalentada el agua, con unas 1.158 horas de funcionamiento de las enfriadoras a su potencia nominal conseguiría satisfacer dicha energía. Esto, más allá de ser una estimación en unas condiciones de funcionamiento determinadas, indica que, para lograr recuperar la energía deseada, no siempre que funcionen las enfriadoras va a ser necesario el funcionamiento del sistema de recuperación.

La posibilidad de incluir esta tecnología en un único equipo de los tres que se tienen en esta central enfriadora se deshecha rápidamente. En caso de mantenimiento o avería del equipo con recuperador, no se podría seguir obteniendo este plus de energía para el ACS, incumpliendo los objetivos. La opción de que solo dos o los tres equipos incluyan recuperación puede generar diferentes opiniones. La desventaja que presenta es que supone un coste extra. Las ventajas son una mayor libertad a la hora de establecer una rotación en los equipos para que experimenten un desgaste debido al uso uniforme, no existiendo ninguna preocupación por las necesidades de recuperación de calor, ya que todos cuentan con las mismas características.

Finalmente, debido a que, como se verá posteriormente, el coste de incluir este sistema no resulta un desembolso excesivo, se decide equipar a las tres enfriadoras seleccionadas con sistemas de recuperación parcial de calor.

- Categorización de la recuperación como energía renovable

Es necesario indicar que el proyecto de remodelación del complejo hospitalario no exige a la instalación objeto de estudio, el sistema de refrigeración, la implantación de medidas enfocadas al aporte de energía renovable para ACS exigido por la normativa. La sección cuatro del DB HE del Código Técnico de la Edificación eleva al 70% de la demanda energética anual para ACS el aporte de energía renovable, ya que en el caso de estudio se superan los 5000 litros/día de consumo.

Resulta tentador pensar que, ante la defensa férrea que se ha realizado, y tras haber puesto en valor la recuperación de calor residual como método estrella de aumento de eficiencia energética; este sistema podría incluirse dentro de los categorizados como renovables. ¿Qué podría haber más renovable que el aprovechamiento de una energía que va a ser desperdiciada, por no ser útil en el sistema en el cuál es generada? Para dilucidar esta cuestión, será necesario realizar un estudio en profundidad sobre la normativa aplicable.

Para ello, se analizará el DB HE, pues en él está recogida la exigencia de contribución de energía renovable para producción de ACS.

La sección 0, referente a la limitación de consumo energético, en su apartado 4.1 y su punto 5 contiene un comentario realizado por el MITMA (Ministerio de Transportes, Movilidad y Agenda Urbana) el cual reza lo siguiente: *“En este sentido véase la definición de Energía procedente de fuentes renovables del Anejo A. En el caso de sistemas, como las bombas de calor, que captan energía ambiente (considerada energía renovable producida in situ), debe tenerse en cuenta que esta captura solo se produce en el modo de calentamiento, mientras que en el modo de enfriamiento se expulsa energía térmica al exterior; y esta no debe considerarse un suministro de energía renovable al edificio.”*

Tras este comentario queda claro que la energía térmica generada en las enfriadoras, que es necesario disipar, no puede ser clasificada como energía renovable.

Sin embargo, la sección 4, referente a la contribución mínima de energía renovable para cubrir la demanda de agua caliente sanitaria, en su apartado 3.1 y su punto 5 dice lo siguiente: *“La contribución renovable mínima para ACS y/o climatización de piscinas cubiertas podrá sustituirse parcial o totalmente por energía residual procedente equipos de refrigeración, de deshumectadoras y del calor residual de combustión del motor de bombas de calor accionadas térmicamente, siempre y cuando el aprovechamiento de esta energía residual sea efectiva y útil para el ACS. Únicamente se tomará en consideración la energía obtenida por la instalación de recuperadores de calor ajenos a la propia instalación térmica del edificio. En el caso de recuperación de energía residual procedente de equipos de refrigeración en edificios de uso residencial privado, no se podrá contabilizar un aprovechamiento de energía superior al 20% de la extraída.”*

La última parte del texto es relativa a edificios de uso residencial privado, lo cual no aplica al caso de estudio, por lo que no existen limitaciones en cuanto a porcentaje. La idea principal que intenta transmitir el párrafo parece bastante clara, la contribución mínima de ACS no solo tiene ser energía considerada como renovable, sino que esta puede ser sustituida por distintos tipos de energía residual, entre la que se encuentra la generada en equipos de refrigeración.

Este párrafo también lleva incorporado un comentario del MITMA tratando de evitar posibles interpretaciones múltiples. *“Al especificar que el aprovechamiento del calor residual debe ser efectivo y útil para el ACS, se pretende evitar la justificación del aprovechamiento de energía residual de muy baja intensidad energética producida en un tiempo prolongado, dada la dificultad de que, en esas condiciones, la aportación energética pueda contribuir realmente a la producción de ACS...Este párrafo también especifica que los recuperadores de calor que pueden ser considerados son aquellos ajenos a la instalación térmica, y se entiende como tal aquel cuya presencia o ausencia no modifica el esquema ni el funcionamiento ni el rendimiento de la instalación que genera el calor residual. De este modo, por un lado, no se tomará en consideración la energía obtenida de los recuperadores propios de los sistemas de generación, como podría ser un recuperador de humos integrado en el sistema de generación y cuyo impacto se reflejaría, en cualquier caso, en el rendimiento del equipo, y por otro lado, se podrá tomar en consideración la energía obtenida, por ejemplo por un recuperador de calor que aproveche el calor residual de una torre de refrigeración”*

La primera parte del comentario hace referencia a la efectividad y utilidad real del recuperador para la contribución al aporte de energía de ACS, no dejando que sea tan baja y prolongada en el tiempo que no ayude realmente a su generación. Tras realizar un análisis crítico de la situación, se llega a una conclusión distinta a la hipótesis inicial de energía de recuperación. Cuando el sistema de refrigeración esté en funcionamiento, en relativamente pocas horas se generará la energía suficiente para cubrir la parte proporcional de ACS estimada

para los recuperadores de calor. No obstante, no siempre funcionan los equipos de refrigeración. En caso de no necesitarlos, por las condiciones climáticas, no se obtiene su efecto útil térmico para el precalentamiento del agua. Además, no es algo que se pueda enmendar, pues las necesidades de agua caliente son diarias, y no existe capacidad adicional de almacenamiento para aprovechar los momentos en los que se produzcan excedentes de energía. Debido a esto, se concluye que la energía de recuperación, aunque es suficientemente alta como para ser aprovechada, las características estacionales de su generación hacen que su cómputo total sea sensiblemente inferior al predicho, no teniendo una manera fiable de estimarlo sin datos históricos de consumo de refrigeración a lo largo del año.

En cuanto a la segunda parte del comentario, resulta un poco más difícil de comprender. Introduce el término de recuperadores ajenos a la instalación, puntualizando más adelante que no pueden ser propios de los sistemas de generación. Las enfriadoras seleccionadas traen consigo un sistema de recuperación el cual está incluido en el equipo como opción adicional, no lo lleva equipado de serie. También se ha prestado especial cuidado en que no modifique las características ni el rendimiento de la instalación original, como puede comprobarse fácilmente comparando los parámetros SEER de los equipos con y sin recuperación.

Por ello, parece que todo apunta en la dirección de que podría ser considerado como energía residual sustitutiva de la energía renovable para los fines dictados. Sin embargo, la definición de recuperador ajeno deberá consultarse con los organismos procedentes para aclarar esta cuestión, y la dificultad de establecer un valor confiable de su aportación dificulta enormemente el poder ser contabilizada para dicho fin.

- Consecuencias económicas y técnicas derivadas de la recuperación de calor

Pese a que se ha indicado anteriormente que en realidad no se podría alcanzar la contribución teórica de energía de recuperación de calor para precalentamiento de ACS por la naturaleza de funcionamiento de este sistema, y su dependencia estacional, es cierto que se ha actuado de una manera muy rígida respecto a ello. Al fin y al cabo, se trata de una estimación de máximos, tomando la ocupación del complejo hospitalario al completo. Si esto no fuera así, se podrían conseguir almacenar excedentes de energía en los tanques acumuladores. Además, el procedimiento de cálculo que se realiza para obtener la contribución de las distintas energías para la producción de ACS suele simplemente calcular la capacidad de contribución anual, no entrando en más detalles. De esta manera, y a modo de ejercicio teórico que sale del alcance del trabajo, se tomará la energía hipotética anual de recuperación que se calculó para discutir las consecuencias que ello tendría para el proyecto.

La primera de ellas es evidente, originalmente toda la producción de ACS estaba supeditada al funcionamiento de una serie de calderas de gas. La inclusión de esta energía de aporte residual alternativa supondrá un ahorro de 318.816 kWh de energía primaria y 80.341 kg de CO². Sin embargo, el proyecto de mejora de eficiencia energética, en otros apartados incluye la previsión de una serie de paneles fotovoltaicos y térmicos híbridos para suplir a la contribución renovable de ACS. Esto es correcto, teniendo en cuenta que, como se indicó, no se puede considerar la recuperación como aportación para el precalentamiento del ACS debido a su dificultad de cuantificación.

Por otra parte, es necesario valorar el desembolso económico que supone la inclusión de la tecnología de recuperación de calor en los equipos. En este caso sería de 11.039,95 € por cada uno de los equipos en los que fuera instalado, resultando en un montante total de 33.119,85 €, para un total de 3 equipos. Si se calcula el ahorro en gas que se experimentaría en la situación original, suponiendo un precio medio de 0,07 €/kWh, este sería de 22.317,12 € anuales. Analizando los datos, se puede concluir que el ahorro hipotético supera con creces a la inversión realizada.

ANEXO B. INTRODUCCIÓN A LOS CERTIFICADOS DE AHORRO ENERGÉTICO (CAEs)

Un Certificado de Ahorro Energético (CAE) es un documento electrónico que garantiza que, tras llevar a cabo una actuación de eficiencia energética, se ha conseguido un nuevo ahorro de energía final equivalente a 1kWh. Se trata de un activo que puede ser objeto de compra-venta.

Su introducción es muy reciente, datando de enero de 2023 y su función es ayudar a rentabilizar las actuaciones de mejora de la eficiencia energética en edificación y en industria.

El marco regulatorio está integrado por las siguientes normativas, principalmente:

- RD 36/2023 de 24 de enero: Sistema de Certificados de Ahorro Energético.
- Orden TED/296/2023, de 27 de marzo: Obligaciones de aportación al Fondo Nacional de Eficiencia Energética en el año 2023.
- Orden TED/815/2024, de 18 de julio, por la que se desarrolla el Real Decreto 36/2023.
- Orden TED/845/2023, de 18 de julio: Catálogo de fichas CAE.

- **Origen de los CAEs**

Los acuerdos suscritos por los diferentes países cuyo objetivo es la lucha contra el cambio climático y objetivos en cuanto a la lucha contra el aumento de la temperatura media del planeta respecto a épocas preindustriales culmina en la adopción de una serie de estrategias. Estas consisten en la realización de auditorías energéticas, el fomento de las energías renovables, electrificación del parque automovilístico y la creación del Sistema Nacional de Obligaciones de Eficiencia Energética (SNOEE), entre otras.

Los sujetos obligados, los cuales se definirán más adelante, realizan una serie de aportaciones anuales al Fondo Nacional de Eficiencia Energética (FNEE), que usa estos fondos para subvencionar actuaciones de mejora en la eficiencia energética a particulares. La problemática de estas subvenciones es que, en ocasiones, se demoran mucho en el tiempo, siendo esta la razón por la que surgen los CAEs, como medio para agilizar de manera notoria la financiación de estas actuaciones.

Este sistema pretende aumentar los resultados de mejora de eficiencia limitando en gran medida la participación de organismos públicos en el proceso, el cual se inicia y desarrolla mayoritariamente entre particulares y empresas privadas.

- **Funcionamiento de los CAEs**

Estos certificados de ahorro energético pertenecen al Sujeto Obligado, tras realizar la compra del ahorro de energía final al Beneficiario, una vez ha sido reconocido por el emisor de certificados de ahorro energético.

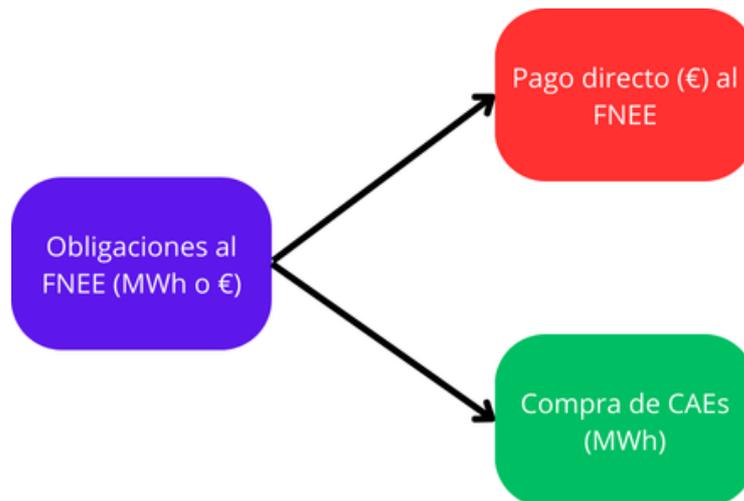


Ilustración 71. Métodos de contribución al FNEE de los Sujetos Obligados

La proporción máxima que se puede aportar en forma de compra de CAEs, la cual es voluntaria, está regulada por la autoridad pertinente, aumentando en los sucesivos años venideros. La ventaja de este método de aportación, alternativo al tradicional, es que la compra de CAEs resulta más económica que el pago directo, por lo que se produce un ahorro.

- **Principales actores que intervienen en el proceso**

El proceso de emisión y compra-venta de los certificados de ahorro energético consta de cuatro actores principales, los cuales tienen distintas funciones y responsabilidades.

- Sujetos Obligados

Son las empresas que deben contribuir obligatoriamente al FNEE. Incluyen comercializadores de energía eléctrica y/o de gas natural, operadores de productos petrolíferos al por mayor, operadores de gases licuados de petróleo al por mayor, etc. En cualquier caso, la aportación en forma de compra de CAEs será voluntaria.



- Sujetos Delegados

Es el único ente autorizado para crear o generar un CAE, que supone el paso previo a su comercialización. Se trata de empresas privadas que están sujetas al cumplimiento de una serie de requisitos mínimos establecidos en la regulación, generalmente dedicadas al sector energético. En España, a fecha de realización de este trabajo, existen en torno a 30 Sujetos Delegados autorizados. Ayudan y asesoran al Beneficiario de los CAE para su emisión, recibiendo una contraprestación económica a cambio.



- Beneficiarios

Aquella persona física o jurídica que se beneficia de la actuación de mejor de eficiencia energética, obteniendo un impacto positivo de los ahorros de energía final generados. Resulta imprescindible el convenio con la figura del Sujeto Delegado, para poder proceder a la creación del CAE.

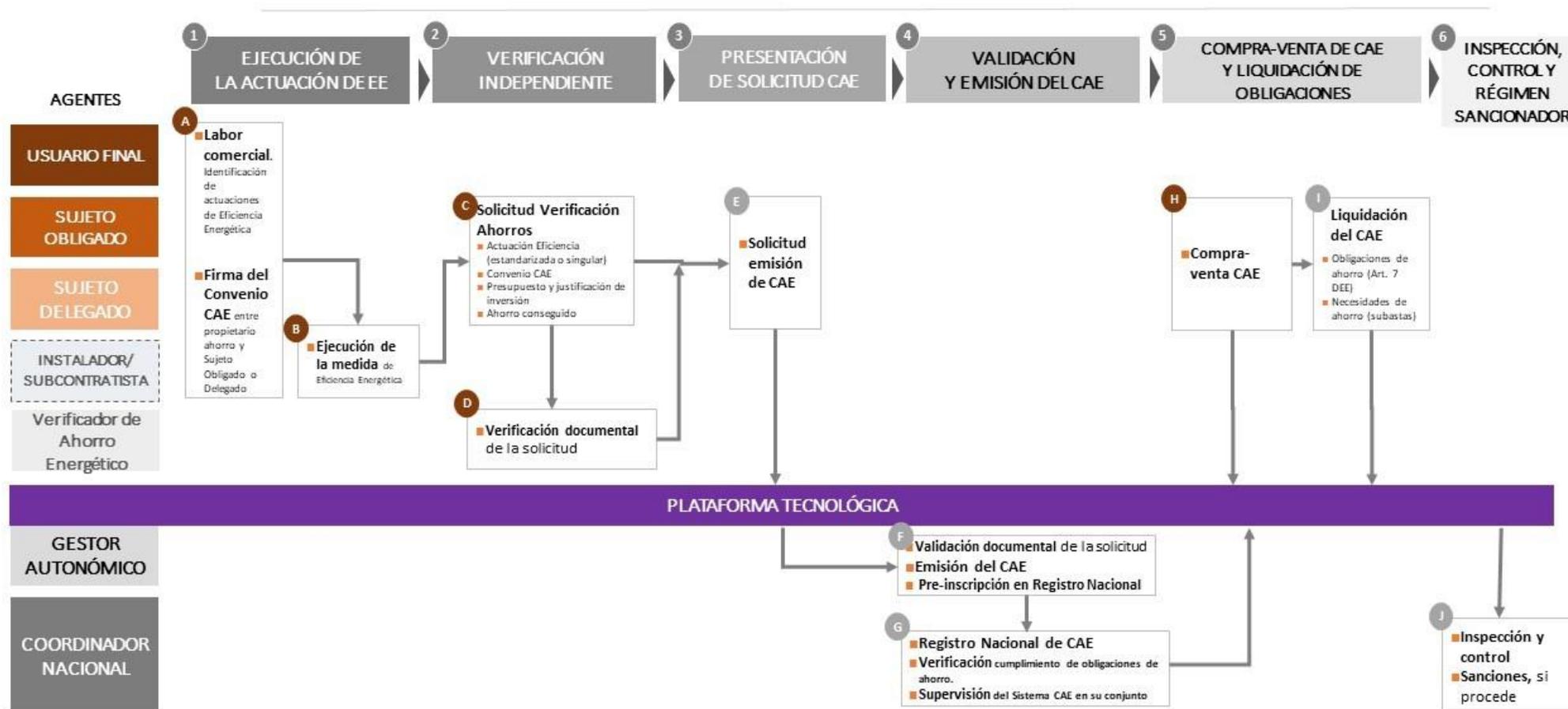
- Organismo Evaluador de Conformidad

Ente asimilable a las OCAs, mediante el cual la administración pública delega en entidades privadas el ajuste a la normativa del proceso de emisión de CAEs. Evalúa la corrección de la cuantificación de ahorro de energía plasmada en las fichas técnicas. Son organismos acreditados por la Entidad Nacional de Acreditación (ENAC).



Además de los actores anteriormente mencionados, intervienen el Gestor Autonómico del CAE, encargado de validar la información contenida en el expediente CAE y, en su caso, proceder a su emisión y preinscripción en el registro correspondiente; y el Coordinador Nacional del Sistema de CAE, que coordina y dirige el correcto funcionamiento del sistema a nivel nacional.

QUÉ ES EL SISTEMA CAE: El proceso



Fuente: Real Decreto 36/2023, de 24 de enero, por el que se establece un sistema de Certificados de Ahorro Energético

Ilustración 72. Diagrama de flujo CAE. Fuente: MITECO

Con un primer vistazo al proceso completo puede parecer que acabará resultando poco atractivo, como algunas modalidades de subvenciones, por su alto grado de burocratización y consiguiente lentitud asociada, nada más lejos de la realidad. La administración pública solo interviene en un par de pasos claves, realizándose la mayoría del procedimiento entre los actores privados estudiados anteriormente, estando tipificado el tiempo máximo de respuesta en los diferentes pasos del proceso.

- **Evolución del volumen de los CAEs en los próximos años**

Como se ha indicado, esta nueva alternativa para que los Sujetos Obligados cumplan con sus aportaciones al FNEE es relativamente reciente. En la actualidad se encuentra todavía en sus primeras fases, aunque desde las instituciones se impulsará de manera ágil para que en un periodo de tres años se multiplique por diez la contribución en forma de compra de CAEs.



Ilustración 73. Evolución del volumen de CAEs en los próximos años. Fuente: MITECO

Este rápido aumento de volumen permitirá una mayor oportunidad de ahorro a los Sujetos Obligados y de igual forma un flujo superior de financiación que promoverá el aumento de las actuaciones cuyo objetivo sea la mejora de la eficiencia energética en diversos ámbitos.

- **Fichas técnicas**

Como se indicó anteriormente, para que una acción sea elegible para la generación de un CAE, tiene que tratarse de una actuación cuya realización de como resultado una reducción en el uso de energía final. Ahora bien, dependiendo de la naturaleza de estas acciones, se clasifican como estandarizadas o singulares.

Las acciones estandarizadas están formadas por un conjunto de actuaciones que se consideran típicas, frecuentes y recurrentes en cuanto a los objetivos de mejora de eficiencia energética que persiguen. Algunos ejemplos pueden ser el cambio de equipos de climatización por otros más modernos y con mejor rendimiento, la sustitución de calderas por bombas de calor, etc.

Gracias al conocimiento previo y clasificación de estas actuaciones se crean fichas individualizadas para cada una de ellas, introduciendo fórmulas y parámetros tabulados para un cálculo ágil de la cuantificación del ahorro, y por tanto del número de CAEs que se obtendría. Así, se busca la estandarización con objetivo de hacer que el procedimiento sea más rápido y fácil. Las fichas técnicas estandarizadas se dividen según el ámbito de aplicación: industria, terciario, residencial y transporte.

Por otro lado, cuando las acciones resultan más complejas o no tienen una ficha técnica que pueda asemejarse a ellas, se denominan acciones singulares. El procedimiento a seguir, al no encontrarse estandarizado y tabulado,

se dilata más en el tiempo. Pues han de aportarse de una manera razonada todos los cálculos que justifiquen el ahorro energético pretendido, el cual debe ser posteriormente comprobado mediante la reclamación de facturas de equipos o incluso mediciones in situ.

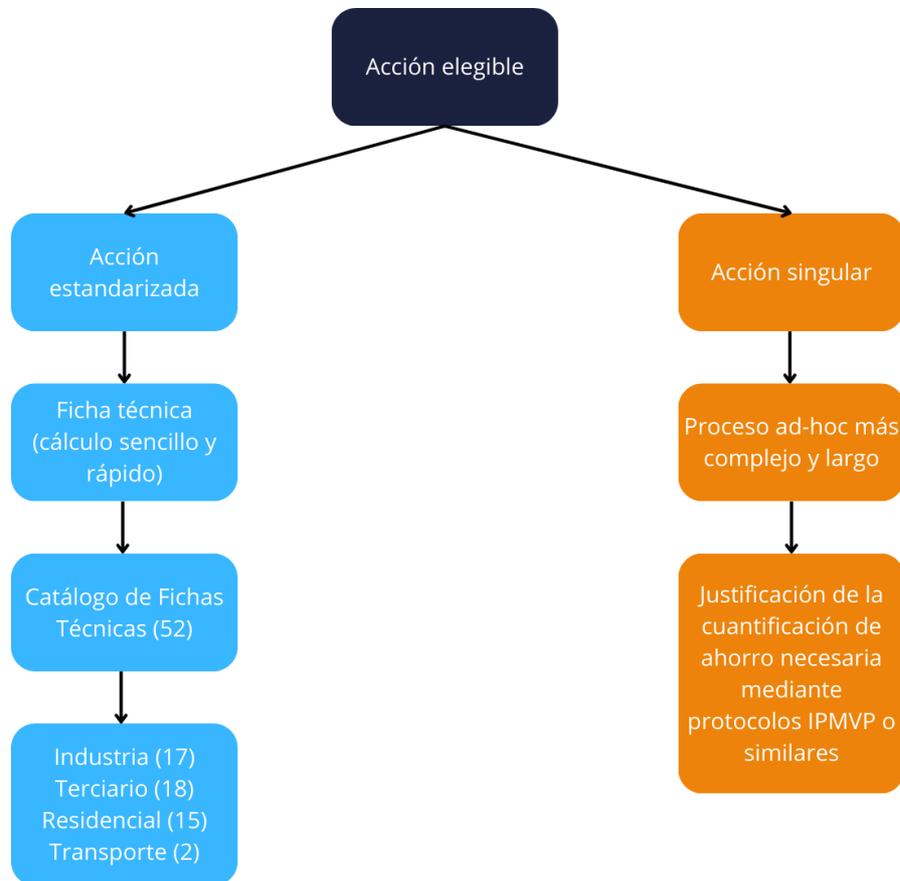


Ilustración 74. Tipos de acciones elegibles para la generación de los CAEs

• Aplicación de los CAEs al proyecto objeto de estudio

Tras conocer qué son, así como el proceso desde la creación de un CAE hasta la obtención de la contraprestación económica, se infieren las ventajas económicas que resultarían de la posible inclusión de este incentivo de actividades cuya finalidad sea obtener un ahorro energético.

Hasta ahora se ha considerado a los equipos actuales como obsoletos por su tiempo de uso, así eran considerados por la propiedad, por lo que no se ha reparado en estudiar sus características técnicas más allá de su potencia nominal. Así, únicamente se ha realizado la comparativa en cuanto a consumo de los equipos ofertados por los fabricantes.

De entre las fichas técnicas existentes, se podría pensar que el modelo TER140, referido a la Reforma, sustitución o nueva instalación de planta enfriadora de procesos de alta eficiencia es susceptible de ser incorporada en el presente trabajo. Sin embargo, dicha elección resulta equivocada por dos factores:

- Para empezar, prestando atención a la fórmula que incluye la ficha, el ahorro energético es calculado como la inversa de los rendimientos de las enfriadoras, multiplicado por una serie de factores dependientes de las características de la instalación.

$$AE = (1/SEPR_{ref} - 1/SEPR) \cdot h \cdot F_d \cdot F_c \cdot P_f$$

La fórmula no enfrenta los rendimientos reales del equipo a sustituir y del sustituto, sino que para el primero toma un valor de referencia según unas tablas.

Enfriadoras aire-agua				Enfriadoras agua-agua			
Instalación:		nueva*	exist.	Instalación:		nueva*	exist.
T. fluido	P _F	SEPR _{ref}		T. fluido	P _F	SEPR _{ref}	
AT (7/12 °C)	≤ 400 kW	5,00	4,00	AT (7/12 °C)	≤ 400 kW	7,00	5,40
	> 400 kW	5,50	4,40		> 400 kW	8,00	6,40
MT (-8/-2 °C)	≤ 300 kW	2,58	2,06		≤ 1500kW		
	> 300 kW	3,22	2,58		> 1500kW		
BT (-25/-19 °C)	≤ 200 kW	1,70	1,36	MT (-8/-2 °C)	≤ 300 kW	3,29	2,63
	> 200 kW	1,84	1,47	> 300 kW	4,37	3,50	
				BT (-25/-19 °C)	≤ 200 kW	2,09	1,67
				> 200 kW	2,42	1,94	

Tabla 46. SEPR de referencia enfriadoras de la ficha técnica

La instalación objeto de estudio, al tener la peculiaridad de que se sustituye un equipo condensado por agua por uno con tecnología de condensación por aire, hace que, debido a que los rendimientos de referencia de las enfriadoras agua-agua para equipos de una alta potencia nominal sean demasiado elevados al ser comparados con los rendimientos de los equipos reales condensados por aire. De esta manera, al solo tener en cuenta dichos rendimientos, el resultado es negativo, indicando que no se produce ningún ahorro.

- La segunda razón resulta de la naturaleza del trabajo objeto de estudio. Se trata de una remodelación profunda, en la que no se modifican solo los equipos pertenecientes a una instalación determinada, sino la envolvente del edificio, además de las instalaciones de climatización. Es por ello por lo que la ficha técnica TER080, referente a la Rehabilitación profunda de un edificio terciario existente se amolda mejor a este caso, siendo fiel a la descripción que se da en la misma.

Aunque se trata de una acción estandarizada, en la práctica se trata de un proceso ad-hoc para el caso de estudio, en el cual se deberán calcular, siguiendo una serie de procedimientos establecidos, el consumo de energía en el caso inicial, y el consumo de energía tras las actuaciones realizadas en los distintos ámbitos. Por ello, se vislumbra un proceso minucioso en el que se puede contar con los certificados energéticos incluidos en el proyecto previos a las remodelaciones, y la realización de los mismos para el complejo hospitalario una vez realizados todos los cambios. Debido a la magnitud del proyecto, así como a las ineficiencias energéticas previas se estima que el ahorro potencial podría ser lo suficientemente grande para tener un impacto notable.

REFERENCIAS

- Guía técnica Torres de Refrigeración, 2007 – Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía
- RD 552/2019 – Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas
- Código Técnico de la Edificación – Documento Básico HS Salubridad, 2022
- Tarifas Canal de Isabel II, 2024 - [93924022-6396-2be8-d36e-cc33509c01b1 \(canaldeisabelsegunda.es\)](https://www.canaldeisabelsegunda.es)
- Torres de Refrigeración y Condensadores Evaporativos – Ministerio de Sanidad sanidad.gob.es/ciudadanos/saludAmbLaboral/agenBiologicos/pdfs/4_leg.pdf
- Sanosil - Cómic Legionella en sistemas de refrigeración/torres de refrigeración, 2022 [PPT - Legionella en sistemas de refrigeración: Comic - ES by Sanosil - Issuu](#)
- Seguas – Mantenimiento preventivo de Torres de Refrigeración, 2022 [Mantenimiento en torres de refrigeración \(seguas.com\)](https://seguas.com)
- RD 487/2022 de 21 de junio – Requisitos sanitarios para la prevención y el control de la legionelosis, Ministerio de Sanidad
- Guía técnica para la prevención y control de la Legionelosis, Subdirección General de Sanidad Ambiental y Salud Laboral
- Ferrer Azcona, Juan Ángel – Informe Técnico Brotes conocidos de Enfermedad del Legionario en 2017
- Keyter, 2023 - [¿Por qué los Certificados de Ahorro Energético \(CAEs\)? - Keyter](#)
- Sistema de Certificados de Ahorro Energético (CAE), MITECO - [Sistema de Certificados de Ahorro Energético \(CAE\) \(miteco.gob.es\)](https://miteco.gob.es)
- Intarcon, 2024 - [Certificados de Ahorro Energético \(CAEs\) - INTARCON](#)
- Javier Cano, 2024 – Evolución precio de los refrigerantes [\(25\) Publicación | Feed | LinkedIn](#)
- Carrier, 2021 – [Gama Carrier con R-515B: un refrigerante eficiente y respetuoso con el medioambiente](#)
- Ayuntamiento de Madrid – Ordenanza 4/2021, de 30 de marzo, de Calidad del Aire y Sostenibilidad
- Indubel – Refrigerantes [mt_cap_12 \(indubel.com.ar\)](https://indubel.com.ar)
- Instituto Nacional de Seguridad e Higiene en el Trabajo – NTP 538: Legionelosis: medidas de prevención y control en instalaciones de suministro de agua
- Departamento de Termotecnia, Escuela Técnica Superior de Sevilla – Apuntes Tecnología Frigorífica
- Intarcon - Herramienta para el cálculo de la carga máxima de refrigerante permitiva por la normativa [Calculadora frigorífica \(calcooling.com\)](https://calcooling.com)
- Colegio de Ingenieros Industriales de Andalucía Occidental - Jornada telemática sobre CAES, marzo de 2024

FICHAS TÉCNICAS EQUIPOS SELECCIONADOS

EWAHH15TZSSD2



- > Enf. cond. por Aire
- > Monotornillo Inverter
- > - efficiency
- > Configuración de ruido estándar
- > R1234ze refrigerante

- ➔ **Descripción unidad:** Enfriadora Daikin de condensación por aire con compresor monotornillo Inverter y refrigerante R1234ze. Color: Blanco marfil (código Munsell 5Y7.5/1) (±RAL7044).
- ➔ **Compresor:** Compresor monotornillo semihermético con variador de frecuencia integrado (VFD) diseñado por Daikin para lograr un rendimiento optimizado tanto a plena carga como en carga parcial. La capacidad es modulada continuamente por el VFD integrado. El refrigerante es enfriado por el variador, lo que permite un funcionamiento continuo independientemente de las condiciones ambientales (a diferencia de los variadores refrigerados por aire y glicol). Las versiones Gold y Platinum están equipadas con tecnología de relación de volumen variable (VVR) para mejorar aún más la eficacia de la compresión durante el funcionamiento a carga parcial.
- ➔ **Evaporador:** La unidad de un circuito está equipada con un evaporador de placas soldadas de acero inoxidable con un calentador eléctrico para la protección contra la congelación y conexiones de agua de tipo Victaulic de serie. La unidad de dos circuitos está equipada con evaporador de carcasa y tubos, con tubos de cobre mejorados enrollados en láminas de tubos de acero para una máxima transferencia de calor. Los evaporadores son de paso único tanto en el lado del refrigerante como en el del agua, con bajas caídas de presión del refrigerante y conexiones de agua de tipo Victaulic de serie.
- ➔ **Condensador:** El condensador de aluminio y tipo microcanal se suministra como configuración estándar. Está fabricado íntegramente en aluminio con tubos planos que contienen pequeños canales. Entre los tubos se insertan aletas de aluminio que maximizan el intercambio de calor. La tecnología de microcanales garantiza el máximo rendimiento con la mínima superficie para el intercambiador. La cantidad de carga de refrigerante se reduce si se compara con el condensador de tubos y aletas. Cu/Al - El condensador de tubos de cobre y aletas de aluminio está disponible como opción.
- ➔ **Ventiladores condensador:** Los ventiladores son de tipo hélice con álabes de diseño de alta eficiencia desarrollados por Daikin para maximizar el rendimiento. Las unidades estándar están equipadas con ventiladores con motor AC; los motores EC están disponibles como opción para mejorar la eficiencia a carga parcial, reducir el ruido y ampliar el rango de funcionamiento a temperaturas ambiente negativas.
- ➔ **Circuito refrigerante:** Cada unidad tiene uno o dos circuitos refrigerantes independientes que incluyen: compresor, refrigerante, evaporador, intercambiador de calor del lado del aire, válvula de expansión electrónica, indicador de humedad, filtro secador, válvulas de carga, presostato de alta, transductores de alta y baja presión, transductor de presión de aceite y sensor de temperatura de aspiración.
- ➔ **Eléctrico :** La alimentación y el control están en el panel principal, fabricado para garantizar la protección contra cualquier condición meteorológica. Tiene un grado IP54 y está protegido contra el contacto accidental con partes activas. El panel está equipado con una puerta que interrumpe el suministro de energía cuando se abre.



EWAHH15TZSSD2

- > Enf. cond. por Aire
- > Monotornillo Inverter
- > - efficiency
- > Configuración de ruido estándar
- > R1234ze refrigerante

➔ **Controlador:** El controlador MicroTech 4 ofrece un entorno de control fácil de usar. La lógica de control está diseñada para proporcionar la máxima eficiencia, para continuar el funcionamiento en condiciones de funcionamiento inusuales y para proporcionar un historial de funcionamiento de la unidad. Interfaz sencilla con comunicación BACnet, Ethernet TCP/IP o Modbus. El maestro-esclavo es un estándar que permite conectar 4 unidades para que trabajen como un sistema único.



Descrip. unidad

Número modelo	Versión de eficiencia	Configuración sonora	Pot. alimen.
EWAHH15TZSSD2	Silver	Estándar	400 V / 50 Hz / 3~

Prestaciones calculadas según la norma EN14511-3:2022

Rendimientos en refrigeración

Capacidad refriger.	1537 kW	IPLV.IP	6.216 kW / kW
Potencia abs.	630.1 kW	SEER	5.686 kW / kW
Eficiencia refriger. EER	2.439 kW / kW	$\eta_{s,c}$	224.4 %
Lw / Lp @ 1m	99.6 dB(A) / 76.0 dB(A)	SEPR	6.428 kW / kW
Temperatura ambiente	38.6 °C		
	Evaporador		
Fluido Entrada/Salida	14.00 °C / 7.00 °C	Caudal agua	52.35 l/s
Pérdida de carga	30.6 kPa	Factor ensuciam.	0.00e+0°C m²/W
Fluido	Water		

SEER declarado según EN14825, aplicación fan coil 12/7°C (entrada/salida) temperaturas del agua. SEPR declarado según EN14825:2018, aplicación de refrigeración de procesos a alta temperatura (no certificado por Eurovent). Nivel de potencia acústica según ISO 9614-1. IPLV.IP y los datos de eficiencia estacional se refieren generalmente a la unidad estándar sin opcionales.

Rendimiento recuperación parcial de calor

Capacidad refriger.	1537 kW	Temp. RC IN/OUT	45 °C / 50 °C
Capacidad recup. calor	275.4 kW	Caudal agua Evaporador	52.35 l/s
Potencia abs.	630.3 kW	Pérdida de carga evaporador	30.6 kPa
TEER (Pot.R. + Pot.C.) / P.I.	2.887 kW / kW	Caudal RC	13.20 l/s
		Pérdida carga RC	2.40 kPa

Información unidad

Contr. de capacidad	Stepless	Control de condensación	Brushless
Tipo de Compresor	Screw	Tipo Condensador	Microchannel
Nº Compresores	2	Nº Ventiladores Cond.	24
Nº Circuitos	2	Caudal aire nominal	152960 l/s
Refrigerante	R1234ze	Tipo Evaporador	ShellAndTube
Carga de refrigerante	225 kg	Altitud	0 m

Los datos de carga de refrigerante son sólo orientativos, consulte la placa de características de la unidad para conocer el valor específico.

Información Eléctrica

Pot. alimen.	400 V / 50 Hz / 3~	Método de arranque	Ud. de Frecuencia Variable
Corriente de func.	994 A	Corriente máx. dimen. cable	1552 A
Corriente máx. de func.	1410 A	Corriente máx. de entr.	0.00 A

Tolerancia de tensión $\pm 10\%$. Desequilibrio de tensión de fase $\pm 3\%$. Los datos eléctricos se refieren a la unidad básica sin opcionales adicionales; consulte la placa de características de la unidad para conocer el valor específico.

Información Acústica


Nivel de Presión Sonora a 1 m de la unidad (2x10-5 Pa)

63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	dB(A)
84.8	75.1	74.3	74.6	71.7	68.7	58.8	53.4	76.5

Valores referidos a Evaporador 12/7°C y 35°C ambiente, funcionamiento a plena carga, y a unidad sin opcionales adicionales. Nivel de presión sonora calculado a partir del nivel de potencia sonora. La presión sonora en la banda de octava es orientativa y no vinculante.

Información Física

Tamaño conexiones	273 mm	Long.	13568 mm
		Ancho	2238 mm
Peso envío/funcionamiento	9843 kg / 10068 kg	Altura	2553 mm

Información referida a la unidad estándar sin opcionales.

Opc.

61	DISCHARGE LINE SHUT OFF VALVE
62	SUCTION LINE SHUT OFF VALVE
63	HIGH PRESSURE SIDE MANOMETERS
64	LOW PRESSURE SIDE MANOMETERS
76-b	SOUND PROOF SYSTEM (COMPRESSOR)
10	DOUBLE SET POINT
11A	THERMAL OVERLOAD PROTECTION
13A	PHASE SEQUENCE PROTECTION
14	INVERTER COMPRESSOR STARTER
15	PHASE MONITOR AND UNDER / OVERVOLTAGE CONTROL
57	EVAPORATOR ELECTRIC HEATER
60	ELECTRONIC EXPANSION DEVICE
67	AMBIENT OUTSIDE TEMPERATURE SENSOR AND SET-POINT RESET
68	HOUR RUN METER
69	GENERAL FAULT CONTACTOR
90	SET-POINT RESET, DEMAND LIMIT AND ALARM FROM EXTERNAL DEVICE
03	PARTIAL HEAT RECOVERY
20	EVAPORATOR VICTAULIC KIT
29	20 MM EVAPORATOR INSULATION
96	AUTOMATIC CIRCUIT BREAKERS (FANS)
97	MAIN SWITCH INTERLOCK
42B	SPEEDTROL (MIN AMBIENT -20°C)
229	BRUSHLESS FAN (WITH FAN SILENT MODE)
128	MASTER SLAVE
220	MOBILE APP HMI (ACCESS POINT ONLY)

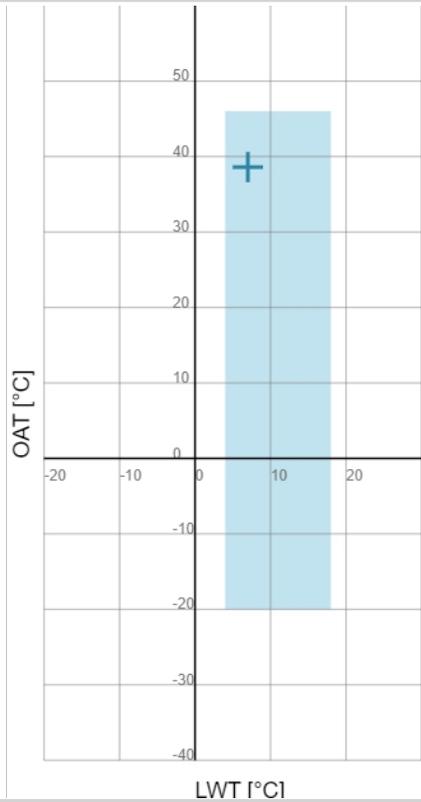
Notas Generales



Para más información sobre los productos seleccionados, visite <http://www.daikineurope.com/industrial/>. Los rendimientos de las unidades pueden ser testeados en un laboratorio de pruebas de acuerdo a los estándares reconocidos de la industria. Esta ficha técnica es generada por el software Daikin Applied Tool y distribuido por Daikin Applied Europe S.p.A. El presente software no constituye una oferta vinculante para Daikin Applied Europe S.p.A, quién compiló el contenido del software según su conocimiento. No se otorga ninguna garantía expresa o implícita por la integridad, precisión, confiabilidad o idoneidad para un propósito particular de su contenido y los productos y servicios presentados en el mismo. Las especificaciones están sujetas a cambios sin previo aviso. Las imágenes del producto son sólo indicativas y sólo tienen fines ilustrativos; las imágenes pueden diferir del producto solicitado y están sujetas a cambios sin previo aviso. Daikin Applied Europe S.p.A. rechaza explícitamente cualquier responsabilidad por cualquier daño directo o indirecto, en el sentido más amplio, que surga o esté relacionado con el uso y/o interpretación de este documento. Todo el contenido está protegido por derechos de autor de Daikin Applied Europe S.p.A.



Envelope chart



Notas Certificación

Dentro del alcance del programa de Certificación de Enfriadoras de agua condensadas por aire de AHRI. El rendimiento certificado por AHRI se puede obtener del fabricante.

Certificado acorde al programa de Certificación de Eurovent: Enfriadoras y Bombas de Calor (LCP-HP). Las calificaciones estándar se especifican en la sección "Requisitos de calificación" de las normas de calificación. Las calificaciones de la norma se verifican mediante pruebas realizadas acorde a las siguientes normas: EN 14511-3:2013 (pruebas de rendimiento) e ISO 9614 (pruebas acústicas).





EWAH900TZXS2



- > Enf. cond. por Aire
- > Monotornillo Inverter
- > - efficiency
- > Configuración de ruido estándar
- > R1234ze refrigerante

- ➔ **Descripción unidad:** Enfriadora Daikin de condensación por aire con compresor monotornillo Inverter y refrigerante R1234ze. Color: Blanco marfil (código Munsell 5Y7.5/1) (±RAL7044).
- ➔ **Compresor:** Compresor monotornillo semihermético con variador de frecuencia integrado (VFD) diseñado por Daikin para lograr un rendimiento optimizado tanto a plena carga como en carga parcial. La capacidad es modulada continuamente por el VFD integrado. El refrigerante es enfriado por el variador, lo que permite un funcionamiento continuo independientemente de las condiciones ambientales (a diferencia de los variadores refrigerados por aire y glicol). Las versiones Gold y Platinum están equipadas con tecnología de relación de volumen variable (VVR) para mejorar aún más la eficacia de la compresión durante el funcionamiento a carga parcial.
- ➔ **Evaporador:** La unidad de un circuito está equipada con un evaporador de placas soldadas de acero inoxidable con un calentador eléctrico para la protección contra la congelación y conexiones de agua de tipo Victaulic de serie. La unidad de dos circuitos está equipada con evaporador de carcasa y tubos, con tubos de cobre mejorados enrollados en láminas de tubos de acero para una máxima transferencia de calor. Los evaporadores son de paso único tanto en el lado del refrigerante como en el del agua, con bajas caídas de presión del refrigerante y conexiones de agua de tipo Victaulic de serie.
- ➔ **Condensador:** El condensador de aluminio y tipo microcanal se suministra como configuración estándar. Está fabricado íntegramente en aluminio con tubos planos que contienen pequeños canales. Entre los tubos se insertan aletas de aluminio que maximizan el intercambio de calor. La tecnología de microcanales garantiza el máximo rendimiento con la mínima superficie para el intercambiador. La cantidad de carga de refrigerante se reduce si se compara con el condensador de tubos y aletas. Cu/Al - El condensador de tubos de cobre y aletas de aluminio está disponible como opción.
- ➔ **Ventiladores condensador:** Los ventiladores son de tipo hélice con álabes de diseño de alta eficiencia desarrollados por Daikin para maximizar el rendimiento. Las unidades estándar están equipadas con ventiladores con motor AC; los motores EC están disponibles como opción para mejorar la eficiencia a carga parcial, reducir el ruido y ampliar el rango de funcionamiento a temperaturas ambiente negativas.
- ➔ **Circuito refrigerante:** Cada unidad tiene uno o dos circuitos refrigerantes independientes que incluyen: compresor, refrigerante, evaporador, intercambiador de calor del lado del aire, válvula de expansión electrónica, indicador de humedad, filtro secador, válvulas de carga, presostato de alta, transductores de alta y baja presión, transductor de presión de aceite y sensor de temperatura de aspiración.
- ➔ **Eléctrico :** La alimentación y el control están en el panel principal, fabricado para garantizar la protección contra cualquier condición meteorológica. Tiene un grado IP54 y está protegido contra el contacto accidental con partes activas. El panel está equipado con una puerta que interrumpe el suministro de energía cuando se abre.



EWAH900TZXSD2

- > Enf. cond. por Aire
- > Monotornillo Inverter
- > - efficiency
- > Configuración de ruido estándar
- > R1234ze refrigerante

➔ **Controlador:** El controlador MicroTech 4 ofrece un entorno de control fácil de usar. La lógica de control está diseñada para proporcionar la máxima eficiencia, para continuar el funcionamiento en condiciones de funcionamiento inusuales y para proporcionar un historial de funcionamiento de la unidad. Interfaz sencilla con comunicación BACnet, Ethernet TCP/IP o Modbus. El maestro-esclavo es un estándar que permite conectar 4 unidades para que trabajen como un sistema único.



Descrip. unidad			
Número modelo	Versión de eficiencia	Configuración sonora	Pot. alimen.
EWAH900TZSD2	Gold	Estándar	400 V / 50 Hz / 3~

Prestaciones calculadas según la norma EN14511-3:2022

Rendimientos en refrigeración			
Capacidad refrig.	873.6 kW	IPLV.IP	6.629 kW / kW
Potencia abs.	292.2 kW	SEER	6.195 kW / kW
Eficiencia refrig. EER	2.990 kW / kW	$\eta_{s,c}$	244.8 %
Lw / Lp @ 1m	94.2 dB(A) / 72.0 dB(A)	SEPR	6.929 kW / kW
Temperatura ambiente	38.6 °C		
	Evaporador		
Fluido Entrada/Salida	12.00 °C / 7.00 °C	Caudal agua	41.66 l/s
Pérdida de carga	48.7 kPa	Factor ensuciam.	0.00e+0°C m²/W
Fluido	Water		

SEER declarado según EN14825, aplicación fan coil 12/7°C (entrada/salida) temperaturas del agua. SEPR declarado según EN14825:2018, aplicación de refrigeración de procesos a alta temperatura (no certificado por Eurovent). Nivel de potencia acústica según ISO 9614-1. IPLV.IP y los datos de eficiencia estacional se refieren generalmente a la unidad estándar sin opcionales.

Información unidad			
Contr. de capacidad	Stepless	Control de condensación	Brushless
Tipo de Compresor	Screw	Tipo Condensador	Microchannel
Nº Compresores	2	Nº Ventiladores Cond.	16
Nº Circuitos	2	Caudal aire nominal	90480 l/s
Refrigerante	R1234ze	Tipo Evaporador	ShellAndTube
Carga de refrigerante	125 kg	Altitud	0 m

Los datos de carga de refrigerante son sólo orientativos, consulte la placa de características de la unidad para conocer el valor específico.

Información Eléctrica			
Pot. alimen.	400 V / 50 Hz / 3~	Método de arranque	Ud. de Frecuencia Variable
Corriente de func.	476 A	Corriente máx. dimen. cable	721 A
Corriente máx. de func.	655 A	Corriente máx. de entr.	0.00 A

Tolerancia de tensión $\pm 10\%$. Desequilibrio de tensión de fase $\pm 3\%$. Los datos eléctricos se refieren a la unidad básica sin opcionales adicionales; consulte la placa de características de la unidad para conocer el valor específico.

Información Acústica								
Nivel de Presión Sonora a 1 m de la unidad (2x10 ⁻⁵ Pa)								
63 Hz	125 Hz	250 Hz	500 Hz	1000 Hz	2000 Hz	4000 Hz	8000 Hz	dB(A)
73.9	70.6	70.5	72.0	67.1	60.2	58.1	49.9	72.3

Valores referidos a Evaporador 12/7°C y 35°C ambiente, funcionamiento a plena carga, y a unidad sin opcionales adicionales. Nivel de presión sonora calculado a partir del nivel de potencia sonora. La presión sonora en la banda de octava es orientativa y no vinculante.

Información Física			
Tamaño conexiones	219.1 mm	Long.	9103 mm
		Ancho	2238 mm
Peso envío/funcionamiento	6842 kg / 6967 kg	Altura	2553 mm



Información referida a la unidad estándar sin opcionales.

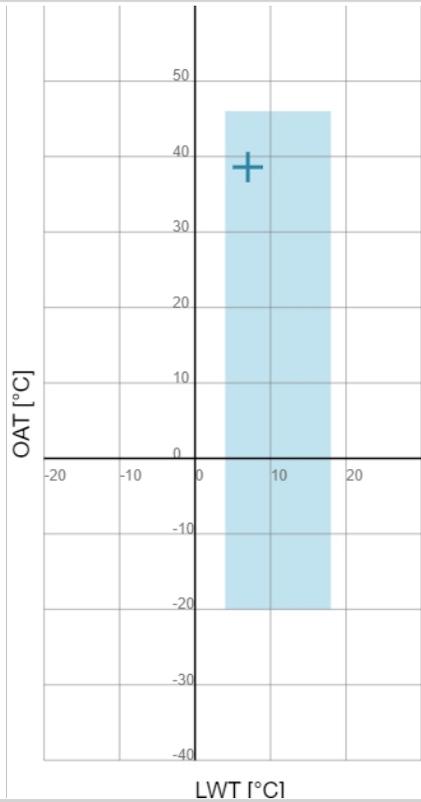
Opc.	
20	EVAPORATOR VICTAULIC KIT
29	20 MM EVAPORATOR INSULATION
61	DISCHARGE LINE SHUT OFF VALVE
62	SUCTION LINE SHUT OFF VALVE
63	HIGH PRESSURE SIDE MANOMETERS
64	LOW PRESSURE SIDE MANOMETERS
76-b	SOUND PROOF SYSTEM (COMPRESSOR)
10	DOUBLE SET POINT
11A	THERMAL OVERLOAD PROTECTION
13A	PHASE SEQUENCE PROTECTION
14	INVERTER COMPRESSOR STARTER
15	PHASE MONITOR AND UNDER / OVERVOLTAGE CONTROL
57	EVAPORATOR ELECTRIC HEATER
60	ELECTRONIC EXPANSION DEVICE
67	AMBIENT OUTSIDE TEMPERATURE SENSOR AND SET-POINT RESET
68	HOUR RUN METER
69	GENERAL FAULT CONTACTOR
90	SET-POINT RESET, DEMAND LIMIT AND ALARM FROM EXTERNAL DEVICE
96	AUTOMATIC CIRCUIT BREAKERS (FANS)
97	MAIN SWITCH INTERLOCK
42B	SPEEDTROL (MIN AMBIENT -20°C)
229	BRUSHLESS FAN (WITH FAN SILENT MODE)
128	MASTER SLAVE
220	MOBILE APP HMI (ACCESS POINT ONLY)

Notas Generales

Para más información sobre los productos seleccionados, visite <http://www.daikineurope.com/industrial/>. Los rendimientos de las unidades pueden ser testeados en un laboratorio de pruebas de acuerdo a los estándares reconocidos de la industria. Esta ficha técnica es generada por el software Daikin Applied Tool y distribuido por Daikin Applied Europe S.p.A. El presente software no constituye una oferta vinculante para Daikin Applied Europe S.p.A, quién compiló el contenido del software según su conocimiento. No se otorga ninguna garantía expresa o implícita por la integridad, precisión, confiabilidad o idoneidad para un propósito particular de su contenido y los productos y servicios presentados en el mismo. Las especificaciones están sujetas a cambios sin previo aviso. Las imágenes del producto son sólo indicativas y sólo tienen fines ilustrativos; las imágenes pueden diferir del producto solicitado y están sujetas a cambios sin previo aviso. Daikin Applied Europe S.p.A. rechaza explícitamente cualquier responsabilidad por cualquier daño directo o indirecto, en el sentido más amplio, que surga o esté relacionado con el uso y/o interpretación de este documento. Todo el contenido está protegido por derechos de autor de Daikin Applied Europe S.p.A.



Envelope chart



Notas Certificación

Dentro del alcance del programa de Certificación de Enfriadoras de agua condensadas por aire de AHRI. El rendimiento certificado por AHRI se puede obtener del fabricante.

Certificado acorde al programa de Certificación de Eurovent: Enfriadoras y Bombas de Calor (LCP-HP). Las calificaciones estándar se especifican en la sección "Requisitos de calificación" de las normas de calificación. Las calificaciones de la norma se verifican mediante pruebas realizadas acorde a las siguientes normas: EN 14511-3:2013 (pruebas de rendimiento) e ISO 9614 (pruebas acústicas).



