



UNIVERSITAT
JAUME I

UNIVERSITAT JAUME I

ESCOLA SUPERIOR DE TECNOLOGIA I CIÈNCIES EXPERIMENTALS
GRAU EN ENGINYERIA EN TECNOLOGIES INDUSTRIALS

Análisis y comparativa de sistemas de subenfriamiento en sistemas de refrigeración de CO₂ en climas cálidos

TRABAJO FINAL DE MÁSTER

AUTORA

Laura Nebot Andrés

DIRECTOR

Rodrigo Llopis Doménech

Castellón, Noviembre de 2017

“Lo más revolucionario que una persona puede hacer es decir siempre en voz alta lo que realmente está ocurriendo.”

(Rosa Luxemburgo)

Resumen

La refrigeración con ciclos de CO₂ simple está experimentando un fuerte cambio debido a las nuevas directivas europeas y los bajos rendimientos de estos sistemas en climas cálidos. Estudios teóricos y algunos ensayos experimentales apuntan al uso de ciclos de subenfriamiento mecánico para aumentar el rendimiento y la capacidad frigorífica de los ciclos base.

En este trabajo se analizan el sistema de subenfriamiento mecánico dedicado y el sistema de subenfriamiento mecánico integrado desde una perspectiva teórica y experimental con el fin de evaluar sus prestaciones y cuantificar las mejoras energéticas que aportan. Primeramente ambos ciclos son estudiados teóricamente para luego dimensionar las instalaciones que permitan realizar los ensayos experimentales.

Las simulaciones se realizan para el nivel de evaporación de 0°C y para el de -10°C; cubriendo un abanico de temperaturas ambiente comprendidas entre los 15°C y los 40°C. Además se analiza el comportamiento de ambos ciclos a lo largo de un año tipo en diferentes zonas climáticas y diferentes aplicaciones. Finalmente, el estudio de viabilidad muestra el interés de estas aplicaciones en climas cálidos y tamaños de planta elevados.

Abstract

The refrigeration with simple CO₂ cycles is undergoing a strong change due to the new European directives and the low performance of these systems in hot climates. Theoretical studies and some experimental trials point to the use of mechanical subcooling cycles to increase the performance and cooling capacity of the base cycles.

In this paper, the dedicated mechanical subcooling cycle and the integrated mechanical subcooling cycle are analyzed from a theoretical and experimental view, in order to evaluate their performance and quantify the energy improvements they provide. Firstly, both cycles are studied theoretically, for then sizing and designing the plants in order to perform the experimental tests.

The simulations are carried out for the evaporation levels of 0°C and -10°C, covering a range of ambient temperatures between 15°C and 40°C. In addition, the behavior of both cycles is analyzed over a year in different climatic zones and for different applications. Finally, the feasibility study shows the interest of these applications in hot climates and high plant sizes.

MEMORIA _____ **1**

1. OBJETO	5
2. ALCANCE	7
3. ANTECEDENTES	8
3.1. MÉTODOS DE SUBENFRIAMIENTO AMBIENTE	8
3.2. MÉTODOS INTERNOS	9
3.2.1. El intercambiador intermedio	9
3.2.2. Subenfriamiento mecánico integrado (IMS)	10
3.3. MÉTODOS DE SUBENFRIAMIENTO DEDICADO	12
3.3.1. Subenfriamiento mecánico dedicado (DMS)	12
4. NORMAS Y REFERENCIAS	14
4.1. DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS	14
4.2. PROGRAMAS DE CÁLCULO	14
4.3. BIBLIOGRAFÍA	15
5. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	17
6. REQUISITOS DE DISEÑO	19
6.1. CICLO SIMPLE DE CO ₂ SIN IHX	19
6.2. CICLO DE CO ₂ CON INTERCAMBIADOR INTERMEDIO	22
6.3. CICLO DE CO ₂ CON SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO DEDICADO	23
6.4. CICLO DE CO ₂ CON SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO INTEGRADO	26
7. ANÁLISIS DE SOLUCIONES	29
7.1. CONDICIONES DE OPERACIÓN CON Y SIN IHX	30
7.2. OPERACIÓN DEL CICLO CON SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO DEDICADO ...	37
7.2.1. COP	37
7.2.2. Potencia frigorífica	38
7.3. OPERACIÓN DEL CICLO CON SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO INTEGRADO .	40
7.3.1. COP	40
7.3.2. Potencia frigorífica	42
8. RESULTADOS FINALES	44
8.1. COP	44
8.2. POTENCIA FRIGORÍFICA	46
9. DIMENSIONAMIENTO DE LOS CICLOS DE APOYO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	48
9.1. DISEÑO DEL CICLO DE DMS	49
9.2. DISEÑO DEL CICLO DE IMS	51
9.3. ENSAYO DEL CICLO DEDICADO	54
9.4. ENSAYO DEL CICLO INTEGRADO	59
10. VIABILIDAD DE LOS SISTEMAS	60

10.1. AHORRO ENERGÉTICO	60
10.1.1. Refrigeración comercial	66
10.1.2. Refrigeración industrial	68
10.2. INVERSIÓN ECONÓMICA Y AMORTIZACIÓN DE LOS SISTEMAS	69
10.2.1. Rentabilidad	74
10.2.2. Payback	74
10.2.3. Tasa interna de retorno T.I.R.	74
11. CONCLUSIONES	79

ANEXOS _____ 81

A. AHORROS ENERGÉTICOS ANUALES	85
A.1. PLANTA 10kW	85
A.2. PLANTA 20kW	87
A.3. PLANTA 40kW	89
A.4. PLANTA 80kW	90
A.5. PLANTA 100kW	91
B. SELECCIÓN DE COMPRESORES PARA EL IMS	93
C. SELECCIÓN DE COMPRESORES PARA EL DMS	98
D. SELECCIÓN DE SUBCOOLERS PARA EL IMS.....	100
E. SELECCIÓN DE SUBCOOLERS PARA EL DMS.....	102
F. SELECCIÓN DE CONDENSADORES PARA EL DMS	103
G. SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE EXPANSIÓN PARA EL DMS.....	105
H. AHORROS ECONÓMICOS ANUALES.....	106
H.1. SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO INTEGRADO	106
H.2. SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO DEDICADO	107
I. ESTUDIO DE VIABILIDAD	108
I.1. SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO INTEGRADO	108
I.2. SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO DEDICADO	112

PLIEGO DE CONDICIONES _____ 117

1. MATERIALES Y COMPONENTES.....	121
1.1. Compresores.....	121
1.2. Condensadores	121
1.3. Subcoolers y evaporadores.....	121
1.4. Recipiente de líquido	121
1.5. Tuberías	122

1.6. Elementos de protección y seguridad	122
2. FLUIDOS REFRIGERANTES.....	122
2.1. Dióxido de carbono R744.....	122
2.2. R-1234yf.....	123
3. MANIPULACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA PLANTA.....	123
3.1. Detección y control de fugas.....	123
3.2. Recuperación del gas.....	123
3.3. Formación y certificación.....	123
 PRESUPUESTO _____	 125
 1. COSTE DEL DEDICATED MECHANICAL SUBCOOLING	 129
2. COSTE DEL INTEGRATED MECHANICAL SUBCOOLING	132
 PLANOS _____	 135

MEMORIA

MEMORIA 1

1. OBJETO	5
2. ALCANCE	7
3. ANTECEDENTES	8
3.1. MÉTODOS DE SUBENFRIAMIENTO AMBIENTE	8
3.2. MÉTODOS INTERNOS	9
3.3. MÉTODOS DE SUBENFRIAMIENTO DEDICADO.....	12
4. NORMAS Y REFERENCIAS	14
4.1. DISPOSICIONES LEGALES Y NORMAS APLICADAS.....	14
4.2. PROGRAMAS DE CÁLCULO	14
4.3. BIBLIOGRAFÍA	15
5. DEFINICIONES Y ABREVIATURAS	17
6. REQUISITOS DE DISEÑO	19
6.1. CICLO PURO DE CO ₂	19
6.2. CICLO DE CO ₂ CON INTERCAMBIADOR INTERMEDIO	22
6.3. CICLO DE CO ₂ CON SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO DEDICADO	23
6.4. CICLO DE CO ₂ CON SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO INTEGRADO	26
7. ANÁLISIS DE SOLUCIONES	29
7.1. CONDICIONES DE OPERACIÓN CON Y SIN IHX	30
7.2. OPERACIÓN DEL CICLO CON SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO DEDICADO ...	37
7.3. OPERACIÓN DEL CICLO CON SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO INTEGRADO .	40
8. RESULTADOS FINALES	44
8.1. COP	44
8.2. POTENCIA FRIGORÍFICA	46
9. DIMENSIONAMIENTO DE LOS CICLOS DE APOYO Y SELECCIÓN DE COMPONENTES	48
9.1. DISEÑO DEL CICLO DE DMS	49
9.2. DISEÑO DEL CICLO DE IMS	51
9.3. ENSAYO DEL CICLO DEDICADO	54
10. VIABILIDAD DE LOS SISTEMAS	60
10.1. AHORRO ENERGÉTICO	60
10.2. INVERSIÓN ECONÓMICA Y AMORTIZACIÓN DE LOS SISTEMAS.....	69
11. CONCLUSIONES	79

1. Objeto

La refrigeración es uno de los pilares de nuestra vida moderna, ya que está directamente relacionada con la conservación de alimentos, el confort y aspectos relacionados con la medicina. El Instituto Internacional de Refrigeración (IIR) [1] cuantifica que el sector de la refrigeración y aire acondicionado supone el 17% del consumo de electricidad total en el mundo. Además, el 2% de las emisiones totales de gases de efecto invernadero en el mundo son causadas por las emisiones a la atmósfera de los refrigerantes utilizados en estos sistemas [2], los denominados F-Gas, recogidos en el Protocolo de Kyoto [3] y recientemente en el Protocolo de Montreal a través del acuerdo de Kigali [4]. Teniendo en cuenta el predominio de los sistemas de compresión de vapor en el sector de la refrigeración en los últimos 20 años [5], los países industrializados deben desarrollar equipos eficientes y responsables con el medio ambiente.

Las recientes restricciones aprobadas en Europa para reducir las emisiones de los refrigerantes fluorados condicionan de manera significativa el mercado de la refrigeración comercial actual. La Reglamentación Europea F-Gas [6] limita el uso de estos gases con el fin de reducir el impacto medioambiental que estos generan, teniendo como objetivo reducir la cantidad de HFCs con elevado potencial de calentamiento global (GWP) presentes en el mercado hasta un 79% para 2030. Por consecuencia, es necesario el uso de refrigerantes con bajo GWP. Si bien el uso de estos fluidos reduce el impacto directo de la refrigeración (emisiones a la atmósfera) es necesario tener en cuenta el impacto indirecto: el consumo eléctrico de las instalaciones.

A partir de esta directiva, el CO₂ se vislumbra como el mejor refrigerante en muchas aplicaciones, ya que posee un GWP=1, no es tóxico, no inflamable y presenta buenas características de transmisión de calor. Su uso en refrigeración comercial se ha generalizado en los últimos años en los países más fríos de Europa, especialmente en los países nórdicos, donde las bajas temperaturas ambientales permiten que la eficiencia energética alcanzada por los ciclos de CO₂ sea incluso superior a la de las instalaciones basadas en HFC.

1. Objeto

Sin embargo, el problema reside en los sistemas de CO₂ utilizados actualmente, ya que ven reducido drásticamente su rendimiento en climas cálidos. Es por ello necesaria la búsqueda de soluciones para conseguir nuevos equipos de CO₂ competitivos en regiones cuya temperatura media anual supera los 15°C para poder reducir las emisiones y adaptarse a la normativa.

Este trabajo tiene como objeto la búsqueda y estudio de dichas soluciones, respondiendo a la necesidad tanto ambiental como tecnológica. Concretamente se basa en dos ciclos alternativos, ciclo de CO₂ con subenfriamiento mecánico dedicado y el ciclo con subenfriamiento mecánico integrado, configurados con el fin de contribuir a la implantación de los sistemas basados en CO₂ en zonas cálidas y permitir una reducción de emisiones al planeta. Dicho trabajo consta de diversas etapas en las que se realiza un estudio termodinámico de los ciclos y su comportamiento en diferentes condiciones, y un diseño de las instalaciones junto a una validación experimental, que permitirán comparar ambos sistemas entre sí.

2. Alcance

El ámbito de aplicación de este estudio pretende ser la refrigeración comercial e industrial en climas cálidos, si bien podría extenderse a todo el sector de la refrigeración en general. Es importante remarcar que su interés reside en la aplicación a altas temperaturas ambiente, con medias anuales superiores a 15°C, pese a ser interesante también para climas más fríos, aunque en ellos no existe la necesidad tan precisa, con lo cual quedan fuera del alcance directo de este proyecto.

Concretamente, dentro de la refrigeración comercial e industrial, este proyecto se centra en las aplicaciones de media temperatura, aquellas que tienen como objetivo mantener fresco el producto, comprendiendo niveles de evaporación entre -10°C y 0°C. Además este estudio también representa el comportamiento del ciclo de alta temperatura de los sistemas booster de CO₂, que conforman la mayor parte de supermercados.

De las soluciones contempladas en la actualidad, el subenfriamiento mecánico (MS) permite no solo incrementar la producción frigorífica de la planta sino también reducir la presión óptima de trabajo de este ciclo. Las mejoras obtenidas con este efecto se multiplican respecto a las instalaciones convencionales. Este subenfriamiento mecánico puede ser producido por dos vías, el dedicado o el integrado, según el posicionamiento del ciclo de apoyo. El presente trabajo abarca el estudio en profundidad y comparación de ambos ciclos de subenfriamiento desde una perspectiva termodinámica y experimentalmente con el objetivo de determinar si resultan soluciones viables y cuál de ellos sería más conveniente para su implantación en climas cálidos.

3. Antecedentes

3. Antecedentes

Actualmente se están estudiando diferentes alternativas para mejorar el comportamiento de los ciclos de CO₂ puros en zonas cálidas. Estas alternativas pasan por la combinación con otros ciclos, el aprovechamiento de las fuentes de temperatura o la modificación del ciclo.

Muchas de las opciones se centran en el subenfriamiento del CO₂, conseguido de diferentes maneras, ya que este introduce aspectos termodinámicos que resultan favorecedores para el ciclo, incrementando su capacidad frigorífica y reduciendo su presión alta óptima. La mejor opción dependerá del coste del subenfriamiento, tanto energético como económico.

Los diferentes métodos de subenfriamiento se pueden clasificar en tres grandes grupos:

- Métodos de subenfriamiento ambiente
- Métodos internos
- Métodos de subenfriamiento dedicado

3.1. Métodos de subenfriamiento ambiente

Dentro de los métodos de subenfriamiento con el ambiente encontramos el subenfriamiento natural realizado en el condensador. Este método únicamente resulta útil para aplicaciones en subcrítico, es decir, a muy altas temperaturas ya no resultaría efectivo. Los estudios teóricos realizados por Pottker et al. [7] para diferentes gases, muestran que el subenfriamiento en el condensador provoca un aumento del rendimiento del ciclo. En la Figura 1 se puede apreciar la evolución del COP de CO₂ (en negro) a medida que se varia el grado de subenfriamiento para una temperatura de entrada a condensador de 14°C, hallándose por tanto en la región subcrítica. El COP aumenta según lo hace el subenfriamiento, hasta llegar a un punto donde este es máximo, y posteriormente desciende de nuevo. Esto indica que existe un subenfriamiento óptimo para este sistema, para el cual se consigue un COP máximo. En este caso, el incremento conseguido respecto al mismo ciclo sin subenfriamiento alcanza el 12%.

3. Antecedentes

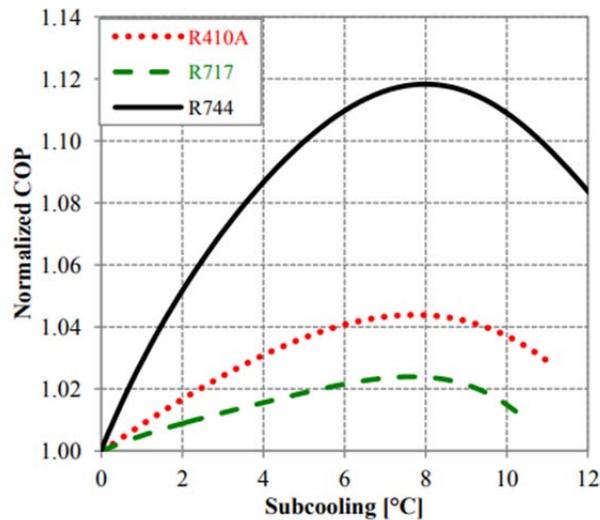


Figura 1. Evolución del COP del CO₂ (R744), del R717 y del R407A en función del grado de subenfriamiento para T_o = 0°C y una temperatura de entrada en condensador de 14°C [7].

Completando este grupo de subenfriamientos ambiente encontramos también las torres de enfriamiento o el almacenamiento de frío [8].

3.2. Métodos internos

Este grupo abarca diferentes posibilidades, de entre las cuales los métodos más relevantes son el intercambiador intermedio (IHX), el economizador [9] o el subenfriamiento mecánico integrado.

3.2.1. El intercambiador intermedio

El IHX es un método de subenfriamiento largamente estudiado, en sus diferentes posiciones dentro del ciclo, o incluso combinado con expansores [10], eyectores [11, 12] o con extracción de vapor del depósito intermedio [13]. Este intercambiador permite el incremento del COP y de la capacidad frigorífica del sistema pero eleva significativamente la temperatura de descarga del compresor, efecto perjudicial para su funcionamiento [14].

La posición en la que encontramos clásicamente este intercambiador es la mostrada en la Figura 2, situado justo después del gas-cooler para subenfriar el gas (del punto 3 al punto 4 de la imagen). El subenfriamiento producido por este provoca un aumento de la potencia frigorífica específica

3. Antecedentes

del gas (del punto 6 al 1) pero, las condiciones de aspiración también se ven afectas, aumentando así el trabajo de compresión.

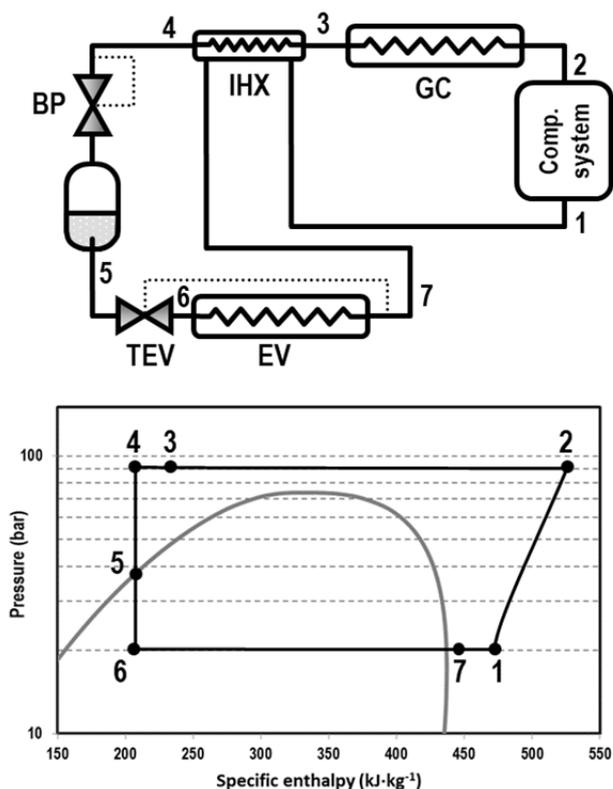


Figura 2. Esquema frigorífico del ciclo con IHX y su diagrama P-h.

Debido a los beneficios de este intercambiador y dado que aporta ciertas medidas de seguridad para el compresor, este método se aplica de manera habitual a los ciclos puros, considerándose ya prácticamente parte del ciclo simple de CO₂.

3.2.2. Subenfriamiento mecánico integrado (IMS)

Este efecto también se ha buscado con otros sistemas como el subenfriamiento mecánico integrado mostrado en la Figura 3.

3. Antecedentes

El inconveniente de esta configuración es que subenfriamos todo el refrigerante y se introducen mayores pérdidas en la primera expansión debido al mayor caudal trasegado. No obstante, este ciclo no se ha estudiado ni de manera teórica ni experimental hasta el momento y por tanto se necesita una fase de investigación más detallada para determinar la configuración óptima, su efecto e interés.

3.3. Métodos de subenfriamiento dedicado

Los métodos dedicados engloban aquellos métodos que constituyen ciclos completos anexionados al ciclo principal con el objetivo de mejorar las prestaciones de este. En la bibliografía más relevante encontramos los sistemas termoeléctricos [16], las ruedas desecantes, sistemas de absorción/adsorción y el subenfriamiento mecánico dedicado. De estos, el más relevante para este estudio es el subenfriamiento mecánico dedicado.

3.3.1. Subenfriamiento mecánico dedicado (DMS)

Al igual que el IMS, este sistema consiste en un ciclo de apoyo formado por un compresor adicional para subenfriar el gas a través de un subcooler, que es la unión térmica con el ciclo de apoyo (Figura 4). El DMS permite no solo incrementar la producción frigorífica de la planta sino también reducir la presión óptima de trabajo de este ciclo. Recientemente, Llopis et al. [17] aplicaron este sistema desde una perspectiva teórica a un ciclo de CO₂ transcrito, determinando que el incremento de eficiencia que puede aportar este sistema está en torno al 23% a altas temperaturas de cesión de calor, garantizando por tanto la eficiencia energética en zonas de clima cálido. Nebot-Andrés et al. [18] presentaron la validación experimental de dichos resultados teóricos, donde se observó que los límites de mejora energética son superiores a los establecidos de un modo conservador por las simulaciones teóricas.

3. Antecedentes

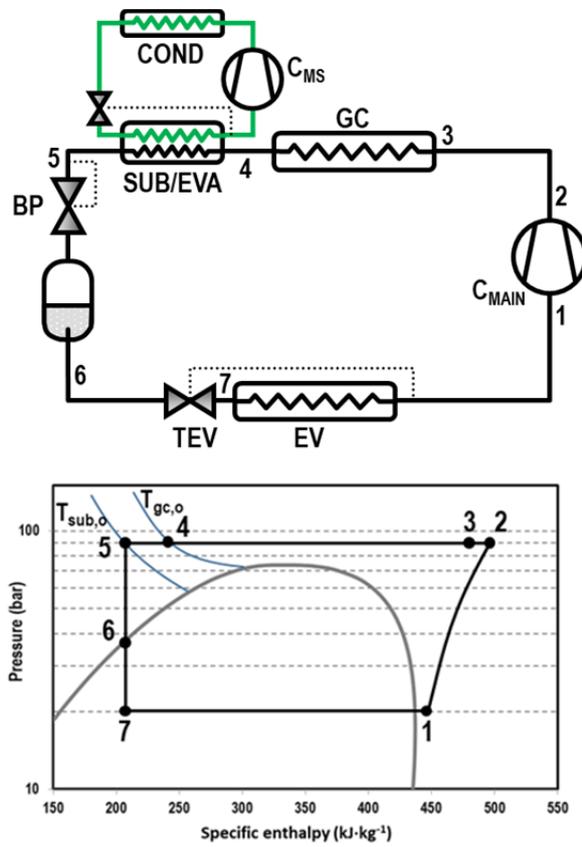


Figura 4. Esquema frigorífico del ciclo con dedicated mechanical subcooling y su diagrama P-h

Las mejoras obtenidas son importantes y por lo tanto resulta una opción muy adecuada para estudiar minuciosamente y verificar los resultados obtenidos hasta ahora.

4. Normas y referencias

4. Normas y referencias

4.1. Disposiciones legales y normas aplicadas

- Real Decreto 138/2011, de 4 de febrero, por el que se aprueban el Reglamento de seguridad para instalaciones frigoríficas y sus instrucciones técnicas complementarias.
- Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006.

4.2. Programas de cálculo

Los programas de cálculo utilizados para la realización de este proyecto son los siguientes:

- REFPROP (versión v.9.1): Base de datos del NIST que provee modelos de las propiedades termo-físicas de una gran variedad de fluidos industriales y mezclas de estas. Se ha utilizado en las simulaciones teóricas para la cálculo de los parámetros termodinámicos [19].
- Microsoft Excel 2010: Hoja de cálculo en la cual se han desarrollado y programado los modelos de cálculo para la simulación de los modelos termodinámicos.
- LabVIEW: Programa utilizado para monitorizar los datos de los ensayos experimentales.
- Bases de datos para la bibliografía:
 - Scopus
 - Researchgate
 - ScienceDirect
- Dorin Software (Version: 17.07): Software de selección. Date: 2017-04-04. Developed by Dr Wolf srl.

4. Normas y referencias

4.3. Bibliografía

1. International Institute of Refrigeration, *29th Informatory Note on Refrigeration Technologies. The Role of Refrigeration in the Global Economy*. 2015, IIR: France.
2. IPCC, *Climate Change 2014: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fifth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change [Core Writing Team, R.K. Pachauri and L.A. Meyer (eds.)]*. IPCC, Geneva, Switzerland, 151 pp. 2014.
3. United Nations, *The Kyoto Protocol to the Framework Convention on Climate Change*. 1997. Available at: http://unfccc.int/essential_background/kyoto_protocol/background/items/1351.php. 1997.
4. UNEP, *Report of the Twenty-Eighth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer*. 2016: Kigali, Rwanda.
5. International Institute of Refrigeration, *Refrigeration drives sustainable development. State of the Art - Report Card*. . IIR/IIF-UNEP, 2007.
6. European Commission, *Regulation (EU) No 517/2014 of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) No 842/2006*. 2014.
7. Pottker, G. and P. Hrnjak, *Effect of the condenser subcooling on the performance of vapor compression systems*. International Journal of Refrigeration, 2015. **50**: p. 156-164.
8. Mazzola, D., et al. *Supermarket application. Effects of sub-cooling on real R744 based trans-critical plants in warm and hot climate. Data analysis*. in *Refrigeration Science and Technology*. 2016.
9. Wang, H., et al., *Theoretical analysis and experimental research on transcritical CO₂ two stage compression cycle with two gas coolers (TSCC+TG) and the cycle with intercooler (TSCC+IC)*. Energy Conversion and Management, 2011. **52**(8): p. 2819-2828.
10. J.Shariatzadeh, O., et al., *Comparison of transcritical CO₂ refrigeration cycle with expander and throttling valve including/excluding internal heat exchanger: Exergy and energy points of view*. Applied Thermal Engineering, 2016. **93**: p. 779-787.
11. Zhang, Z.-y., et al., *Theoretical evaluation on effect of internal heat exchanger in ejector expansion transcritical CO₂ refrigeration cycle*. Applied Thermal Engineering, 2013. **50**(1): p. 932-938.
12. Goodarzi, M. and A. Gheibi, *Performance analysis of a modified transcritical CO₂ refrigeration cycle*. Applied Thermal Engineering, 2015. **75**(0): p. 1118-1125.

4. Normas y referencias

13. Karampour, M. and S. Sawalha, *Investigation of using Internal Heat Exchangers in CO₂ Trans-critical Booster System*, in *11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants*, I.-. IIF, Editor. 2014: Hanzhou, China.
14. Llopis, R., et al., *Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler*. *Applied Thermal Engineering*, 2015. **80**(0): p. 31-41.
15. Cecchinato, L., et al., *Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles*. *International Journal of Refrigeration*, 2009. **32**(5): p. 1058-1067.
16. Dai, B., et al., *Thermodynamic performance evaluation of transcritical carbon dioxide refrigeration cycle integrated with thermoelectric subcooler and expander*. *Energy*, 2017. **122**: p. 787-800.
17. Llopis, R., et al., *Energy improvements of CO₂ transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling*. *International Journal of Refrigeration*, 2015. **55**(0): p. 129-141.
18. Nebot-Andrés, L., et al. *Experimental evaluation of a dedicated mechanical subcooling system in a CO₂ transcritical refrigeration cycle*. in *Refrigeration Science and Technology*. 2016.
19. Lemmon, E.W., M.L. Huber, and M.O. McLinden, *REFPROP, NIST Standard Reference Database 23, v.9.1. National Institute of Standards, Gaithersburg, MD, U.S.A.* 2013.
20. Sánchez, D., et al., *Influence of the superheat associated to a semihermetic compressor of a transcritical CO₂ refrigeration plant*. *Applied Thermal Engineering*, 2010. **30**(4): p. 302-309.
21. Aprea, C., A. Greco, and A. Maiorino, *An experimental investigation on the substitution of HFC134a with HFO1234YF in a domestic refrigerator*. *Applied Thermal Engineering*, 2016. **106**: p. 959-967.
22. Llopis, R., et al., *Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling*. *International Journal of Refrigeration*, 2016. **69**: p. 361-368.
23. Nebot-Andrés, L., *Disseny i instal·lació d'un cicle de subrefredament mecànic per a la millora de l'eficiència energètica d'un cicle de CO₂ transcrític*, in *Departament d'Enginyeria Mecànica i Construcció*. 2015, Universitat Jaume I.
24. Torrella, E., et al., *Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data*. *International Journal of Refrigeration*, 2011. **34**(1): p. 40-49.
25. AIRAH, *Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012*. 2012: The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating.

5. Definiciones y abreviaturas

5. Definiciones y abreviaturas

COP	Coefficient of performance	
E	Energía	kW·h
h	Entalpía	kJ/kg
\dot{m}	Caudal másico	kg/s
N	Velocidad de rotación	rpm
P	Presión	bar
P _c	Potencia consumida	kW
\dot{Q}	Capacidad frigorífica	kW
SUB	Grado de subenfriamiento	°C
T	Temperatura	°C
w _c	Trabajo isentrópico de compresión	kJ/kg

Símbolos griegos

η_v	Rendimiento volumétrico	
η_G	Rendimiento global	
τ	Tasa de compresión	
v	Volumen específico	m ³ /kg
Δ	Incremento	

Subíndices

amb	Referente al ambiente
asp	Aspiración del compresor
CO ₂	Referente al CO ₂
dis	Descarga del compresor
DMS	Ref. al dedicated mechanical subcooling
gc	Referente al gas-cooler
i	Entrada
IMS	Ref. al integrated mechanical subcooling
k	Condensador

5. Definiciones y abreviaturas

o	Salida
O	Evaporador
SUB	Salida de subcooler
w	Referente al agua
yf	Referente al R1234yf

6. Requisitos de diseño

Las posibles soluciones a implementar son aquellas que mejoran el comportamiento del ciclo base, tanto en términos de rendimiento como de potencia. Para su evaluación es necesario conocer estos parámetros de cada ciclo y su funcionamiento. Como se ha referenciado en los apartados 3.2 y 3.3, las alternativas que tienen mejores perspectivas de mejora son los subenfriamientos dedicados, integrado y dedicado, por lo tanto serán los sistemas a diseñar e analizar. Por otro lado, resulta necesaria también la evaluación del ciclo base: el ciclo de CO₂ puro, calculado con y sin intercambiador intermedio, para referenciar las mejoras conseguidas a este ciclo de partida.

6.1. Ciclo simple de CO₂ sin IHX

El ciclo simple de CO₂ es un ciclo de compresión simple (Figura 5), compuesto de un compresor de una sola etapa, un intercambiador posicionado a su salida que trabaja como condensador si las condiciones de operación son subcríticas (por debajo del punto crítico) o como gas-cooler si nos encontramos en transcrito. Posteriormente se realiza una expansión en dos etapas con depósito intermedio, primeramente con una válvula back-pressure que permite controlar la presión en el gas-cooler cuando trabaja en transcrito y una electroválvula trabajando como termostática que controla el proceso de evaporación. La evaporación tiene lugar en el evaporador, donde obtenemos la potencia frigorífica del ciclo, y a continuación el refrigerante es aspirado de nuevo por el compresor para repetir el ciclo.

6. Requisitos de diseño

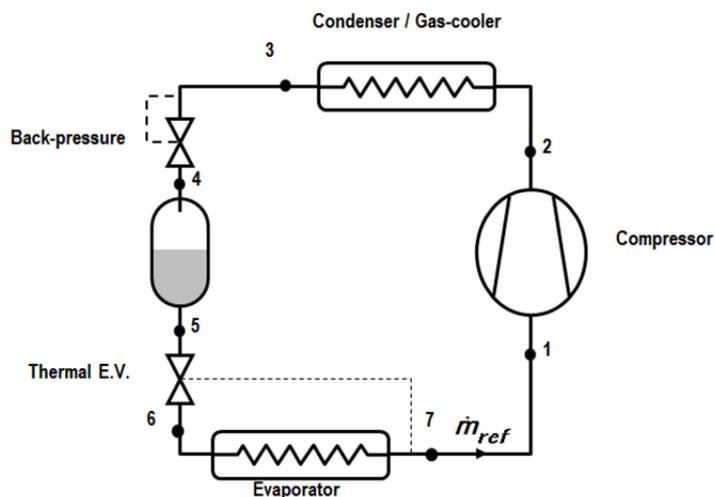


Figura 5. Esquema del ciclo puro de CO₂.

Para modelar el ciclo consideramos dos zonas de cálculo diferenciadas, por encima y por debajo del punto crítico:

- Zona transcritical (Figura 6): el CO₂ solo opera dentro de la zona transcritical, con una presión mínima admisible de 73.78 bar, sea cual sea la temperatura de salida de gas-cooler. Estará en zona transcritical cuando la temperatura ambiente sea superior a 25°C ($T_{amb} > 25^{\circ}\text{C}$).

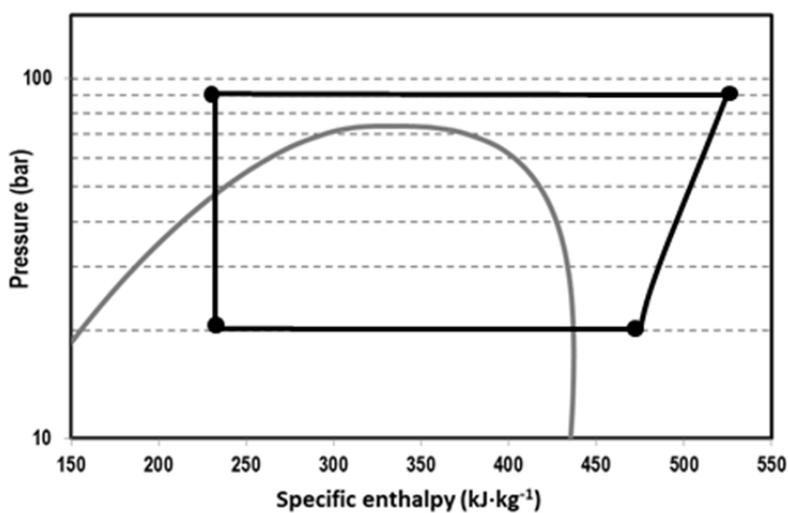


Figura 6. Diagrama del ciclo transcritical.

6. Requisitos de diseño

- Zona subcrítica (Figura 7): El gas-cooler enfría el vapor hasta la temperatura de salida de gas-cooler ($T_{gc,o}$) y el desrecalentamiento hasta saturación y la condensación la realiza el subcooler. La presión en el condensador es menor a la presión de saturación $P_{gc} < P_{sat}(T_{gc,o})$: Consideramos zona subcrítica cuando $T_{amb} < 25^{\circ}\text{C}$.

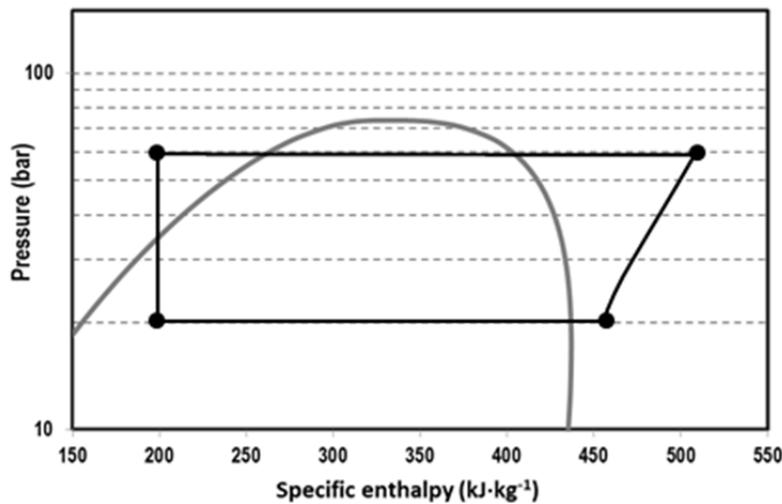


Figura 7. Diagrama zona subcrítica.

En el gas-cooler/condensador consideramos un approach respecto a la temperatura ambiente de 5°C , tal y como muestra la ecuación (1) debido al alto coeficiente de intercambio del CO_2 en estas condiciones.

$$T_{gc,o} = T_{amb} + 5 \quad (1)$$

El recalentamiento útil considerado en el evaporador de CO_2 es de 10K.

A partir de datos empíricos [20] se han modelado las curvas de comportamiento del compresor, siendo el rendimiento volumétrico, ecuación (2) y rendimiento global, ecuación (3):

$$\eta_v = 1,0171 - 0,1118 \tau \quad (2)$$

6. Requisitos de diseño

$$\eta_g = 0,7359 - 0,0517 \tau \quad (3)$$

Todas las propiedades termodinámicas han sido calculadas con el software REFPROP. Esta simulación permite variar la presión de trabajo (en transcrito) para una temperatura ambiente y un nivel de evaporación fijados.

6.2. Ciclo de CO₂ con intercambiador intermedio

Este ciclo corresponde al ciclo puro de CO₂ con un intercambiador intermedio añadido a la salida de gas-cooler/condensador, encargado de enfriar el líquido/gas a la salida de éste, gracias al intercambio de calor con el gas que sale del evaporador, momento en el cual sufre un recalentamiento antes de la aspiración del compresor.

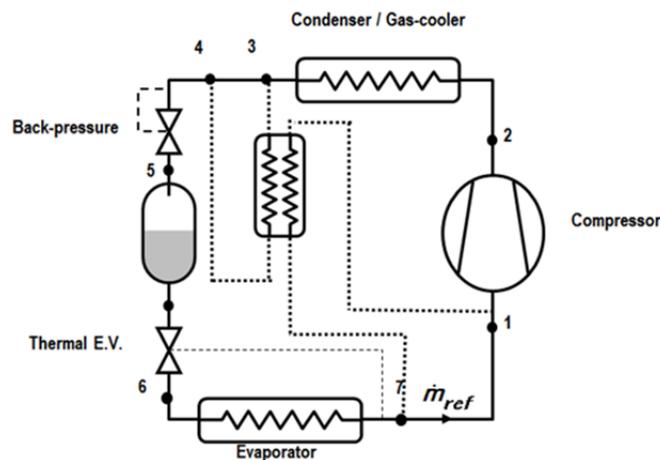


Figura 8. Ciclo puro con IHX.

La parametrización de este ciclo es igual que la del ciclo puro, añadiendo únicamente las restricciones que tienen relación con el intercambiador intermedio que son:

- Eficiencia en el IHX de un 40%.

El uso de este intercambiador intermedio permite un aumento tanto de la capacidad frigorífica, potencia recuperada en el evaporador, así como del COP pero modifica las condiciones de aspiración del compresor, elevando

6. Requisitos de diseño

la temperatura de descarga del mismo. Pese a este aspecto negativo, a causa de las mejoras que aporta, este es el ciclo con el que se opera habitualmente y por tanto será considerado el ciclo base de referencia al cual se compararán los resultados obtenidos en este proyecto.

6.3. Ciclo de CO₂ con subenfriamiento mecánico dedicado

El ciclo con subenfriamiento mecánico dedicado, mostrado en la Figura 4, consta de dos ciclos, un ciclo principal en el que el refrigerante es el CO₂, y un ciclo de apoyo, de menor tamaño, por el que circula otro refrigerante. El ciclo principal corresponde al puro de CO₂, que se evaluará con IHX (Figura 9 derecha) y sin (Figura 9 izquierda), para determinar cuál de las dos configuraciones es más beneficiosa, ya que el subenfriamiento dedicado ya proporciona las ventajas del IHX pero sin perjudicar la temperatura de salida del compresor.

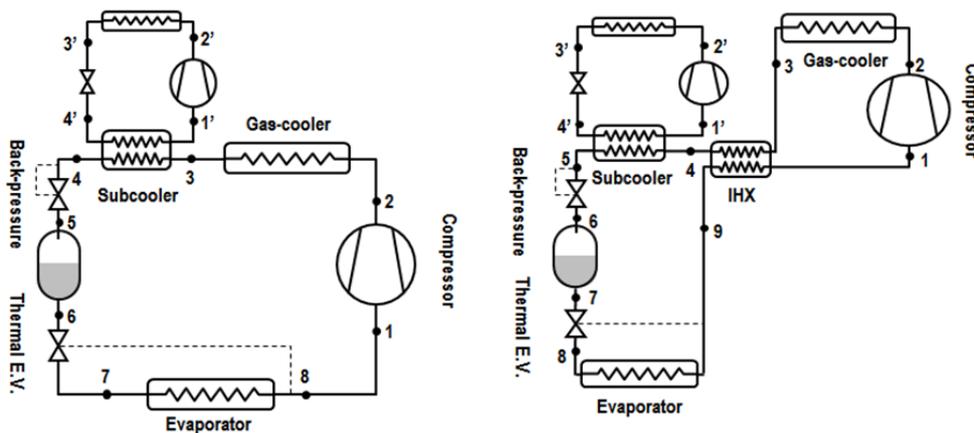


Figura 9. Ciclo con DMS (izq.) y con DMS+IHX (dcha.)

Por otro lado el ciclo de apoyo es un ciclo de compresión simple, con un compresor, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador. El evaporador es la conexión con el otro ciclo. Se trata de un intercambiador llamado subcooler que conecta térmicamente ambos ciclos, con el fin de subenfriar el CO₂ a la salida del gas-cooler/condensador. El refrigerante de apoyo empleado puede ser todo aquel que disponga de un rendimiento superior al del CO₂, en este caso se empleará el R1234yf, HFO, de la nueva generación de refrigerantes, ya que dispone de un bajo GWP con lo que contribuye a la reducción de las emisiones a la atmósfera y un

6. Requisitos de diseño

comportamiento similar al R134a (HFC) por lo que puede ser utilizado como sustitución directa [21].

En el diagrama P-h de la Figura 10 podemos observar el efecto del subcooler: en azul se muestra el ciclo transcrito puro mientras que en rojo observamos el mismo ciclo trabajando con el DMS en las mismas condiciones ambiente. Se aprecia que, enfriar el gas a la salida del gas-cooler ($T_{gc,o}$) hasta el punto de salida de subcooler, implica un aumento de la producción frigorífica específica (Δq_o), una reducción de la presión de trabajo (Δp_{gc}) y del trabajo específico de compresión (Δw_c).

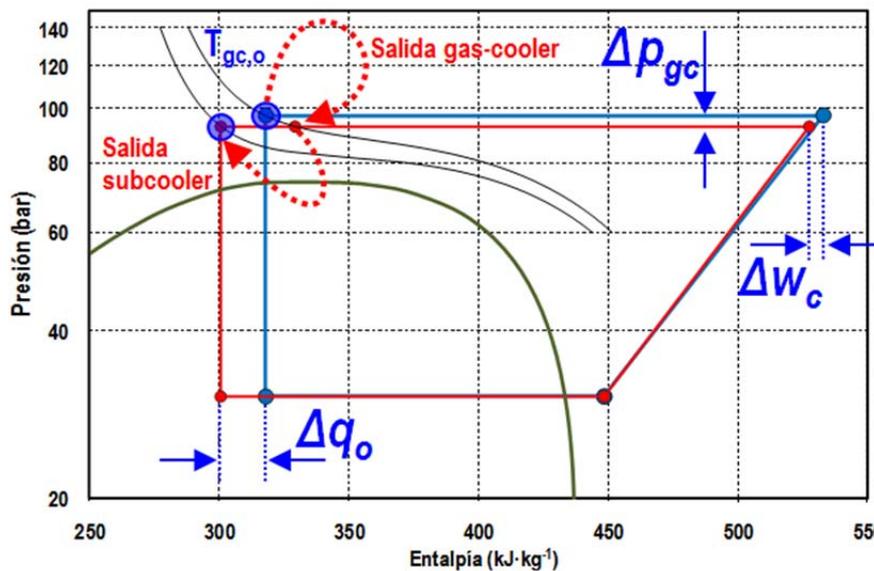


Figura 10. Diagrama P-h del ciclo puro con DMS.

Para modelar este ciclo partimos de las asunciones del apartado 6.1, añadiendo a estas las correspondientes al ciclo dedicado de subenfriamiento mecánico:

- El condensador del ciclo de apoyo cede calor al mismo foco que el condensador/gas-cooler del ciclo principal. En este caso como el coeficiente de transferencia de calor es inferior consideramos un approach de la temperatura de condensación (T_k) con el ambiente de 10K:

6. Requisitos de diseño

$$T_k = T_{amb} + 10 \quad (4)$$

- Al igual que el compresor principal, el compresor de apoyo que trabaja con R1234yf ha sido modelado con datos experimentales [22], obteniendo las curvas de comportamiento siguientes:

$$\eta_v = 0,9721 - 0,0533 \tau \quad (5)$$

$$\eta_g = 0,6323 - 0,0366\tau \quad (6)$$

- El recalentamiento útil considerado en el evaporador del DMS dedicado es de 5K.
- La temperatura a la salida del subcooler (T_{SUB}) será la temperatura de salida de gas-cooler menos el grado de subenfriamiento óptimo (SUB):

$$T_{SUB} = T_{gc,o} - SUB \quad (7)$$

- La eficiencia considerada en el subcooler es del 60%, obtenida a partir de datos experimentales [22].

Estas restricciones permiten simular el ciclo de trabajo a lo largo de ambas regiones operativas. En este caso, además de variar las presiones de operación es posible variar también el grado de subenfriamiento del gas. Esta diferencia de temperaturas aumentará en función del régimen de trabajo del compresor, existiendo también unos subenfriamientos óptimos para cada condición ambiente. Trabajando en la región transcítica podemos variar la presión de gas-cooler, teniendo así diferentes puntos de operación. Analizando el comportamiento del sistema a una temperatura ambiente dada y diferentes niveles de presión, observamos que existe una presión óptima de trabajo, donde el rendimiento del ciclo se maximiza [23]. Dicha presión se encuentra por debajo de la presión óptima del ciclo base, de modo que, con el uso de este apoyo aportamos una ventaja adicional: reducir la presión de trabajo y también la tasa de compresión del

6. Requisitos de diseño

compresor. Por lo tanto, este ciclo tendrá dos parámetros a optimizar: la presión de trabajo y el grado de subenfriamiento.

6.4. Ciclo de CO₂ con subenfriamiento mecánico integrado

El ciclo de CO₂ con IMS responde a una configuración similar a la del dedicado pero con menor número de componentes. La Figura 3 muestra el esquema el ciclo: el subcooler se encuentra a continuación del gas-cooler pero esta vez el intercambio de calor se lleva a cabo con el mismo fluido refrigerante, es decir, este ciclo únicamente contiene dióxido de carbono. Del depósito de expansión se extrae una cantidad de refrigerante que absorberá el calor del gas a su paso por el subcooler. Esta fracción de refrigerante es recomprimada y enviada de vuelta al ciclo principal en el punto de descarga del compresor, como consecuencia de esta separación de caudales, la potencia consumida del compresor principal es menor ya que el caudal trasegado se reduce. Obtenemos por lo tanto efectos similares que con el uso del MS dedicado utilizando un intercambiador menos (condensador) y con un único refrigerante.

En cuanto a su simulación, partiendo también del ciclo básico, únicamente es necesario añadir ciertas asunciones:

- El caudal interno (\dot{m}_{int}) es aquel que trasiega el compresor secundario. Este caudal viene definido por el balance de energía que tiene lugar en el subcooler y dependerá de cada punto de operación. Este caudal será variable y será función del caudal total (\dot{m}_{CO_2}) y del caudal trasegado por el compresor principal (\dot{m}_o) aquel que atraviesa el evaporador, según la ecuación (8). La separación de estos caudales tiene lugar en el depósito (Figura 11), del que se extrae el caudal que circula por el sistema integrado.

$$\dot{m}_{CO_2} = \dot{m}_{int} + \dot{m}_o \quad (8)$$

6. Requisitos de diseño

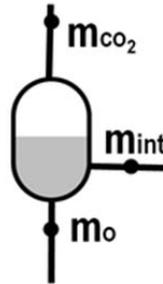


Figura 11. Distribución de caudales a partir del depósito.

- El compresor secundario es un compresor apto para CO_2 , de menor tamaño que el principal, simulado según los mismos rendimientos que el principal, ecuaciones (2) y (3), pero con volumen geométrico variable, siendo este definido por:

$$V_g = \frac{v_{suc} \times \dot{m}_{int}}{\eta_v} \quad (9)$$

- La temperatura a la salida del subcooler dependerá nuevamente del subenfriamiento aplicado a la salida de gas-cooler menos el grado de subenfriamiento óptimo:

$$T_{SUB} = T_{gc,o} - SUB \quad (10)$$

- La eficiencia del subcooler es del 60%.
- A la salida del depósito, se extrae el CO_2 que llega al intercambiador. Este proceso se puede llevar a cabo de diferentes maneras, ya sea expandiendo el gas, bombeándolo o aspirándolo con el compresor. Para poder expandirlo necesitamos una diferencia de presiones entre la válvula y el depósito de 3,5bar como mínimo. Si lo bombeamos podemos hacerlo a la misma presión de depósito. Operar de esta manera consigue mejores rendimientos ya que la tasa del compresor es menor y así reducimos su consumo. Por otro lado, las bombas de CO_2 tienen un coste elevado. La configuración escogida es por tanto aspirar el líquido con el compresor, sin realizar expansión. De todas maneras sí que es

6. Requisitos de diseño

necesaria la presencia de una válvula que controle el recalentamiento en el evaporador.

En la simulación de este modelo los parámetros modificables son la presión de trabajo y el grado de subenfriamiento. También es posible variar la temperatura intermedia, es decir, la temperatura de evaporación en el subcooler, controlándola con una electroválvula. En este caso se ha considerado que no se realiza la expansión, el líquido siendo únicamente bombeado desde el depósito hasta llegar al subcooler, de manera que la tasa de compresión es menor y en consecuencia la potencia consumida también menor.

7. Análisis de soluciones

Para analizar las diferentes soluciones se debe realizar el estudio del ciclo base (ciclo con IHX) y de los dos ciclos de subenfriamiento tanto en condiciones transcríticas como subcríticas, siempre buscando los puntos óptimos de funcionamiento para cada condición ambiente. Para ello se ha simulado cada ciclo para:

- Dos niveles de evaporación en el evaporador de CO₂.
- Rango de temperaturas ambiente que varía entre 15°C y 25°C (subcrítico) y 25°C hasta 40°C (transcrítico).
- En régimen transcrítico se ha realizado un barrido de presiones entre 74bar y 120bar hasta encontrar el punto óptimo.
- Para cada condición de operación en los dos sistemas con ciclo de apoyo se ha buscado el grado de subenfriamiento óptimo, para el cual el COP es máximo.

Los parámetros principales a estudiar son la capacidad frigorífica del ciclo (Q_o) y el COP, definidos como se muestra a continuación:

- Ciclo base:

La potencia frigorífica del ciclo es aquella obtenida en el evaporador, y calculada como el producto de la diferencia de entalpía entre entrada y salida por el caudal másico de CO₂. El COP se representa por el cociente entre la capacidad frigorífica y la potencia consumida por el compresor.

$$Q_o = \dot{m}_{CO_2}(h_{o,o} - h_{gc,o}) \quad (11)$$

$$COP = \frac{Q_o}{P_{c,CO_2}} \quad (12)$$

- Ciclo con MS dedicado:

En este ciclo la potencia obtenida proviene también del evaporador pero el salto entálpico que encontramos en éste es mayor. En cuanto al COP, tenemos que considerar también la potencia consumida por el compresor del DMS.

7. Análisis de soluciones

$$Q_{o,DMS} = Q_o + \dot{m}_{CO_2}(h_{gc,o} - h_{SUB}) \quad (13)$$

$$COP_{DMS} = \frac{Q_{o,DMS}}{P_{c,CO_2} + P_{c,yf}} \quad (14)$$

- Ciclo con MS integrado:

Igual ocurre con el sistema integrado: el subenfriamiento aumenta el salto de entalpías, término a tener en cuenta en el cálculo de la potencia frigorífica y el consumo del segundo compresor también debe tenerse en cuenta para el cálculo del COP.

$$Q_{o,IMS} = Q_o + \dot{m}_{CO_2}(h_{gc,o} - h_{SUB}) \quad (15)$$

$$COP_{IMS} = \frac{Q_{o,IMS}}{P_{c,CO_2} + P_{c,sec}} \quad (16)$$

7.1. Condiciones de operación con y sin IHX

No cabe duda que el ciclo base a tomar como referencia en este proyecto es el ciclo con intercambiador intermedio ya que este ya está ampliamente instaurado y además aporta ciertas mejoras.

La cuestión surge con la aplicación del subenfriamiento mecánico; es necesario determinar si su implementación se realizará con o sin este intercambiador. Para resolverlo, comparamos el funcionamiento de los ciclo base con el del ciclo con subenfriamiento mecánico en los dos supuestos. Por lo tanto, se comparan los siguientes ciclos con el fin de definir cuál es la mejor opción para aplicar el MS:

- Ciclo CO₂
- Ciclo CO₂ + IHX
- Ciclo CO₂ + MS
- Ciclo CO₂ + IHX + MS

7. Análisis de soluciones

Simulando los ciclos para dos niveles de evaporación (0°C y -10°C) a diversas temperaturas ambiente y presiones óptimas, obtenemos los resultados mostrados a continuación. La Figura 12 muestra los COPs calculados, tanto en transcrito como en subcrítico, para los cuatro sistemas. Observamos que el COP del ciclo puro y el del ciclo con IHX son muy similares. Sí que se aprecia un aumento de estos valores para el ciclo con MS, con y sin IHX, siendo la diferencia entre estos mínima.

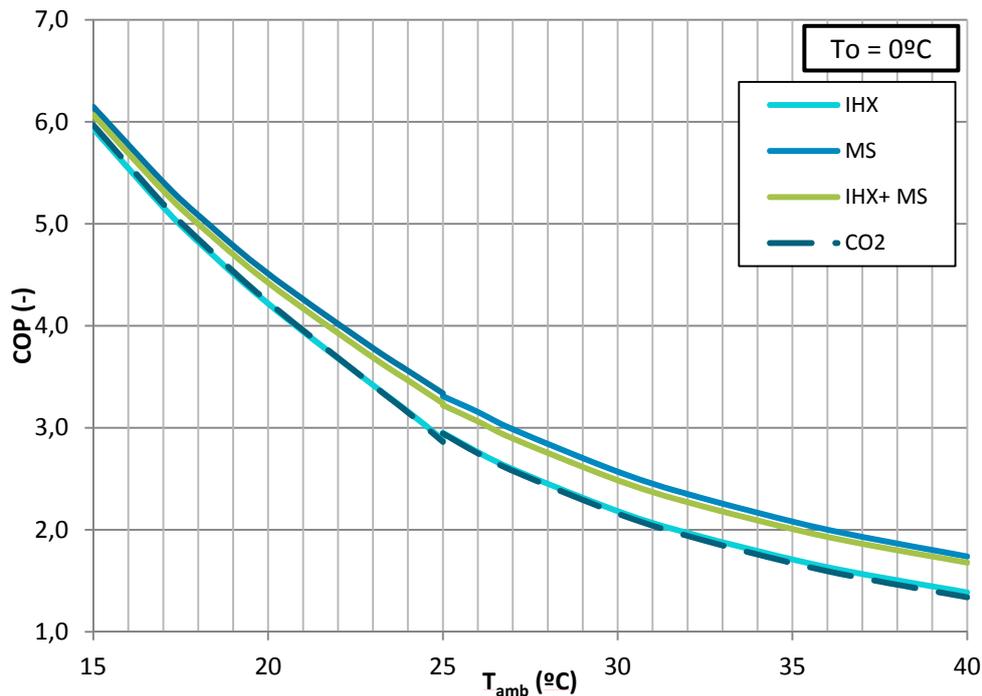


Figura 12. Evolución del COP de los diferentes sistemas para To=0°C.

Para cuantificar mejor estas diferencias, la Figura 13 representa los incrementos de COP conseguidos para estos dos sistemas con mayor rendimiento. Los incrementos están referenciados al considerado ciclo base, según se muestra a continuación:

$$\Delta COP(\%) = \frac{(COP_{MS} - COP_{CO_2+IHX}) \times 100}{COP_{CO_2+IHX}} \quad (17)$$

$$\Delta COP(\%) = \frac{(COP_{IHX+MS} - COP_{CO_2+IHX}) \times 100}{COP_{CO_2+IHX}} \quad (18)$$

7. Análisis de soluciones

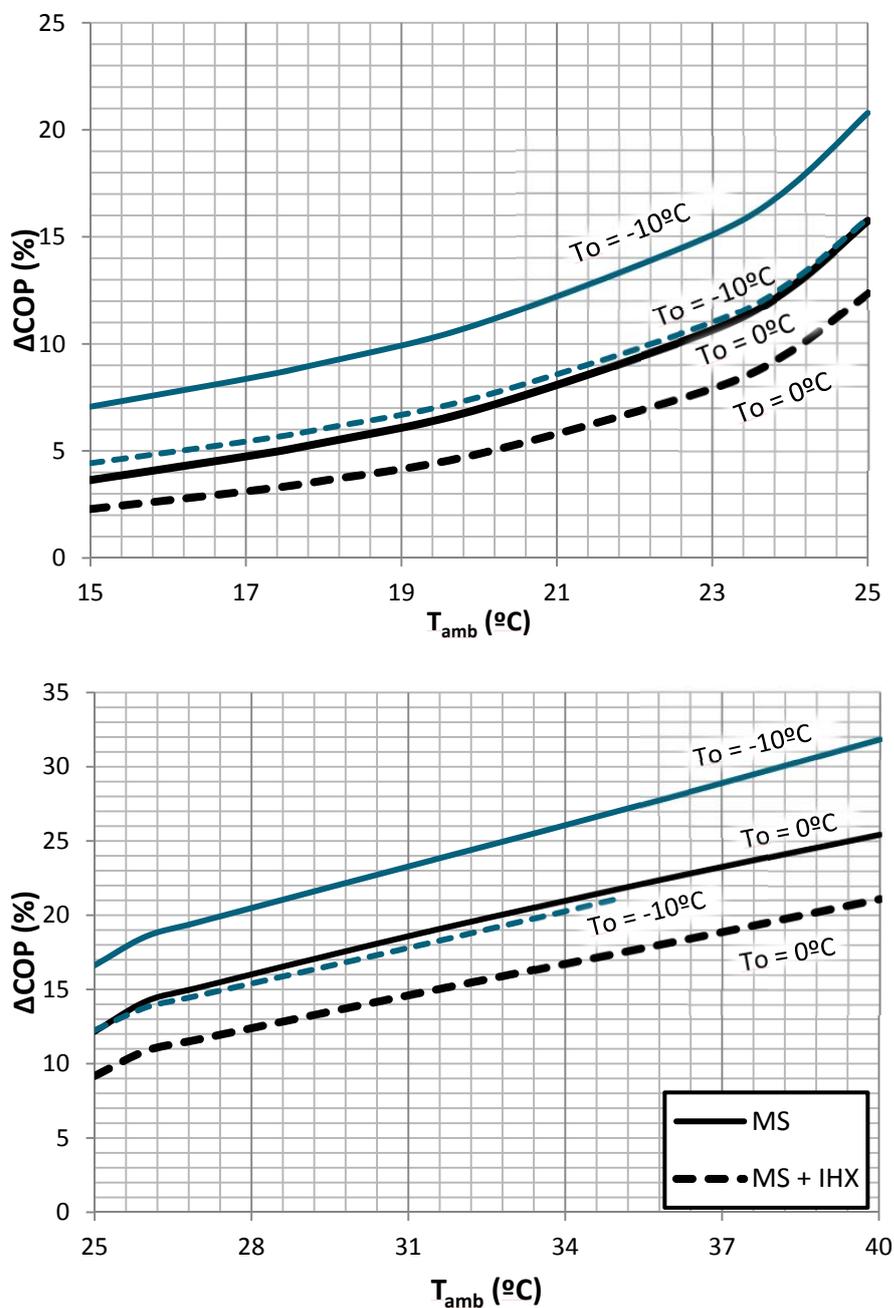


Figura 13. Incrementos de COP en subcrítico (arriba) y transcrítico (abajo).

Podemos observar la diferencia entre el uso del subenfriamiento mecánico únicamente o su uso en combinación con el IHX. Con el MS solo conseguimos incrementos desde el 7% hasta más del 20% en subcrítico

7. Análisis de soluciones

para $T_o = -10^\circ\text{C}$ y desde casi un 4% hasta del 16% para $T_o = 0^\circ\text{C}$. En transcrito los incrementos alcanzan un 32% ($T_o = -10^\circ\text{C}$) y más de un 25% ($T_o = 0^\circ\text{C}$). Sin embargo, analizando su uso en combinación con el intercambiador intermedio, estos incrementos no superan el 15% en subcrítico y el 20% en transcrito para $T_o = -10^\circ\text{C}$. De igual modo ocurre para $T_o = 0^\circ\text{C}$, donde los incrementos obtenidos con esta combinación también son inferiores a los obtenidos con el MS por separado.

Según los rendimientos de ambos ciclos, el uso del intercambiador intermedio no es beneficioso en su combinación con el subenfriamiento mecánico. Para determinar que sí que es preferible el uso del subenfriamiento mecánico por separado, analizaremos los otros parámetros clave en su comportamiento. La Figura 14 muestra los incrementos de la potencia frigorífica, calculados como indican las ecuaciones (19) y (20).

$$\Delta Q(\%) = \frac{(Q_{MS} - Q_{CO_2+IHX}) \times 100}{Q_{CO_2+IHX}} \quad (19)$$

$$\Delta Q(\%) = \frac{(Q_{IHX+MS} - Q_{CO_2+IHX}) \times 100}{Q_{CO_2+IHX}} \quad (20)$$

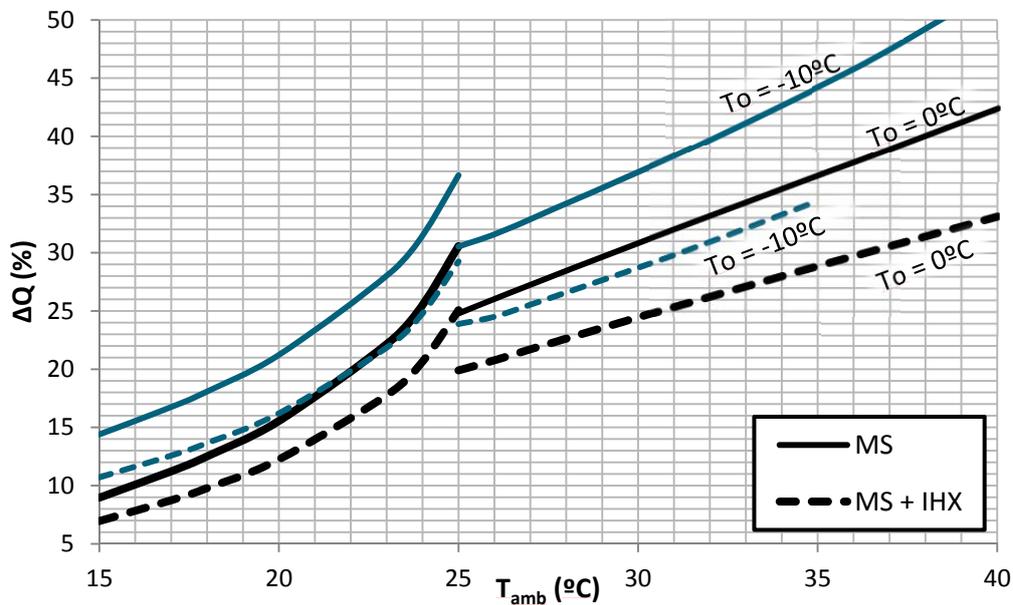


Figura 14. Incrementos de capacidad frigorífica.

7. Análisis de soluciones

Ambos ciclos producen una mejora significativa, pero de nuevo observamos que el uso del mechanical subcooling sin intercambiador intermedio resulta más beneficioso. Ambos ciclos deben trabajar en puntos óptimos, donde su rendimiento es superior. Para comparar ambas configuraciones, resulta interesante analizar también los grados de subenfriamiento óptimos para cada una, mostrados en la Figura 15. En subcrítico, los subenfriamientos óptimos son muy similares para ambos sistemas, variando entre 7°C y 11°C para $T_o = -10^\circ\text{C}$ y entre 4°C y 7°C para $T_o = 0^\circ\text{C}$. En transcrito, los subenfriamientos óptimos son superiores que en subcrítico alcanzando incluso los 15°C para $T_o = -10^\circ\text{C}$ a una temperatura ambiente de 40°C. El uso del IHX implica aquí mayor subenfriamiento necesario, siendo entre uno o dos grados superior al necesario para el sistema con subenfriamiento únicamente.

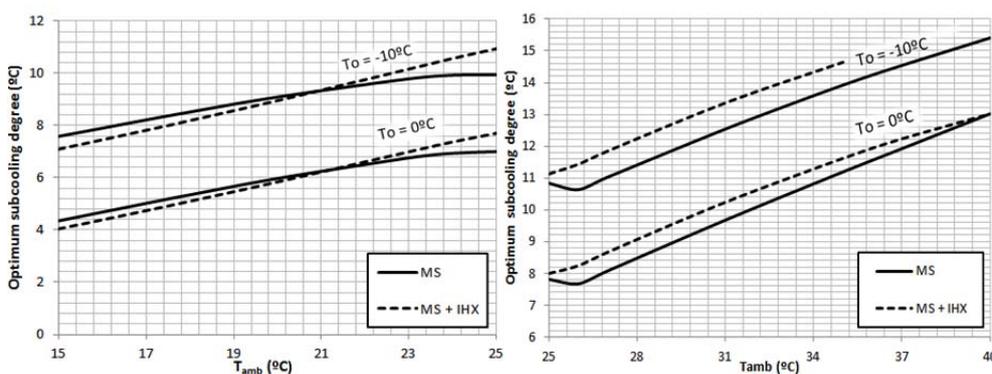


Figura 15. Subenfriamientos óptimos de cada sistema: subcrítico (izq.) y transcrito (dcha.).

Como bien se ha mencionado anteriormente, uno de los inconvenientes del IHX es la modificación de las condiciones de aspiración del compresor, elevando la temperatura de descarga, alcanzando incluso temperaturas peligrosas. Este fenómeno es importante sobretodo trabajando en transcrito ya que dichas temperaturas son mayores. En la Figura 16 podemos observar la evolución de estas temperaturas para el nivel de evaporación de 0°C . La temperatura de descarga del ciclo puro llega a alcanzar los 102°C . Los dos sistemas que utilizan el intercambiador intermedio ven incrementada la temperatura de descarga [24], siendo mayor para el ciclo sin MS. Para este ciclo, el uso del IHX supone aumentar de 102°C la temperatura de descarga hasta 118°C , es decir, el uso de este componente incrementa 16°C la temperatura de salida del compresor. Es el

7. Análisis de soluciones

ciclo con subenfriamiento mecánico el que proporciona temperaturas inferiores, incluso por debajo de las del ciclo de CO₂ puro, resultado por tanto éste otro aspecto beneficioso de implementar este sistema.

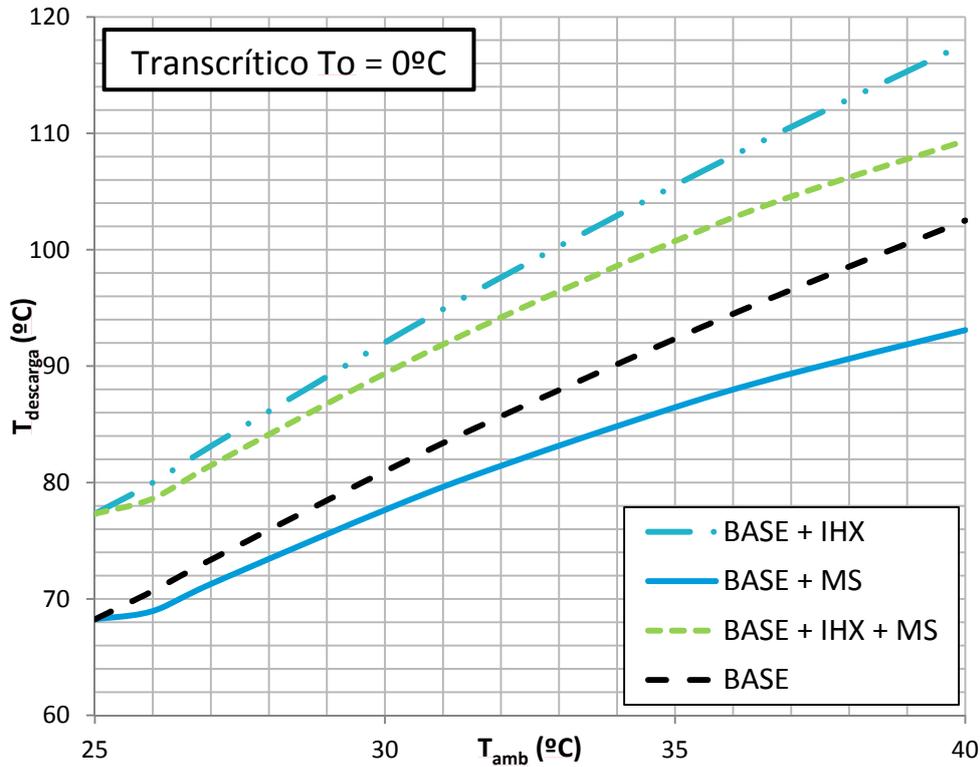


Figura 16. Evolución de la temperatura de descarga para los cuatro ciclos.

Por último, otro parámetro interesante en la operación de estos ciclos es la presión alcanzada en el gas-cooler. En subcrítico esta presión es dependiente de la temperatura de condensación con lo que resulta la misma para todos los ciclos. Por el contrario, en transcrítico, la presión se puede regular, independientemente de la temperatura, existiendo una temperatura óptima para cada punto de operación. La Figura 17 muestra los decrementos de presión óptima en referencia al ciclo puro, siendo calculados como la diferencia entre ambas presiones:

$$\Delta P(\text{bar}) = P_{optCO2} - P_{optIHX} \quad (21)$$

$$\Delta P(\text{bar}) = P_{optCO2} - P_{optMS} \quad (22)$$

$$\Delta P(\text{bar}) = P_{optCO2} - P_{optIHX+MS} \quad (23)$$

7. Análisis de soluciones

Gracias al subenfriamiento mecánico se consigue reducir la presión óptima de manera significativa, alcanzando incluso una reducción de 11,5bar. Por su parte, el intercambiador intermedio no introduce decrementos tan importantes, alcanzando únicamente una diferencia de -1,96bar. La combinación de ambos sistemas tiene un efecto muy similar sobre las presiones al del ciclo con mechanical subcooling, siendo los dos sistemas prácticamente análogos cuando nos referimos a este parámetro.

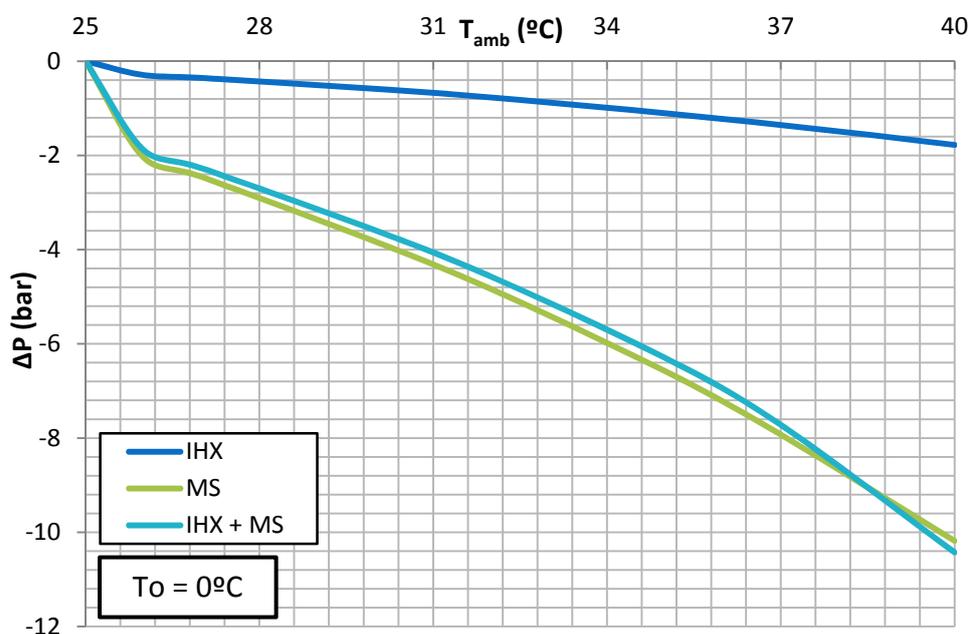


Figura 17. Decremento de las presiones óptimas.

Por lo tanto, tal y como se muestra en este apartado, la implementación del subenfriamiento mecánico debe realizarse sin intercambiador intermedio, ya que se obtienen mayores incrementos para todos los parámetros energéticos del sistema y además reduce en mayor medida la presión óptima de trabajo y no eleva la temperatura de descarga del compresor, sino que incluso la disminuye.

7.2. Operación del ciclo con subenfriamiento mecánico dedicado

Para cumplir con el objetivo de cuantificar la mejora aportada por los ciclos de apoyo a los parámetros energéticos del ciclo clásico, es necesario tratar los resultados como incrementos. Gracias a los datos extraídos del apartado anterior podemos afirmar que el ciclo de subenfriamiento dedicado trabajará sin intercambiador intermedio.

En esta sección se recogen los principales resultados (COP y Q) obtenidos para el ciclo de CO₂ con subenfriamiento mecánico dedicado referenciados al ciclo base (CO₂ + IHX), según se ha detallado en las ecuaciones (17) y (19).

7.2.1. COP

La Figura 19 y la Figura 19 muestran los incrementos de COP obtenidos para las condiciones estudiadas siempre partiendo de los valores óptimos de rendimiento.

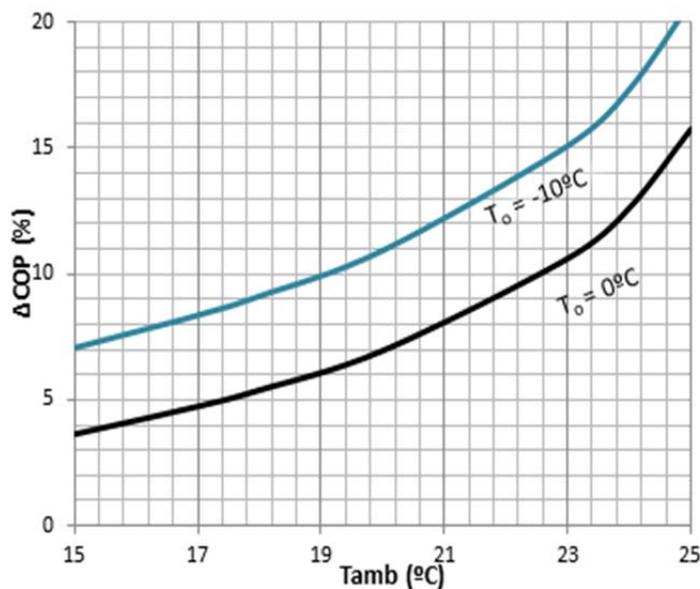


Figura 18. Incremento de COP proporcionado por el uso del MS dedicado en subcrítico.

7. Análisis de soluciones

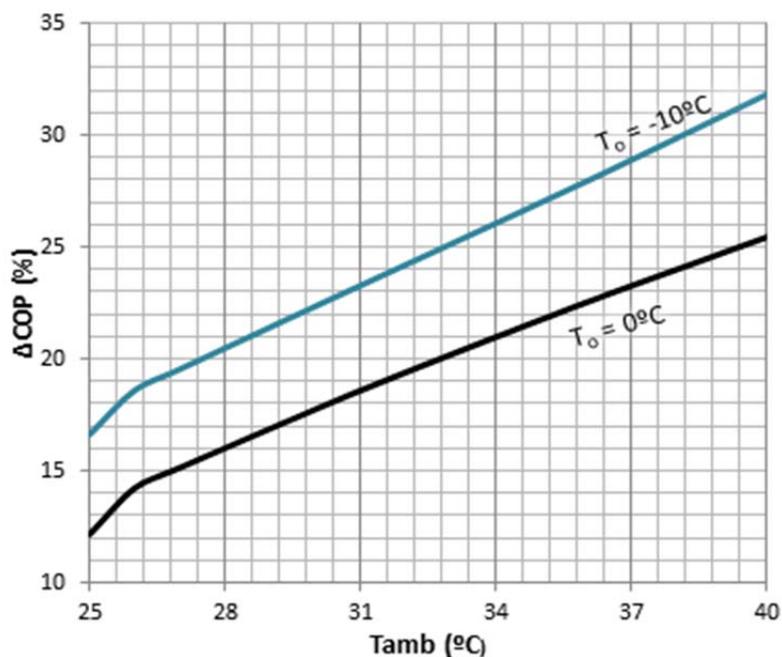


Figura 19. Incremento de COP proporcionado por el uso del MS dedicado en transcrito.

Los incrementos de COP obtenidos varían de 3.64% hasta el 15.75% para $T_o=0^{\circ}\text{C}$ y del 7.07% hasta el 20.79% para $T_o=-10^{\circ}\text{C}$ en subcrítico. En transcrito los incrementos suponen del 12.16% hasta 25.45% para $T_o=0^{\circ}\text{C}$. En $T_o=-10^{\circ}\text{C}$ varían del 16.63% hasta 31.83%.

7.2.2. Potencia frigorífica

A continuación, en la Figura 20 y la Figura 21, se muestran los incrementos de capacidad frigorífica obtenidos para cada uno de los puntos de COP máximo. En subcrítico los incrementos suponen entre el 8.30% y 31.54% para $T_o=0^{\circ}\text{C}$ y entre 13.35% y 38.14% para $T_o=-10^{\circ}\text{C}$. Estos varían del 25.10% hasta el 45.33% para $T_o=0^{\circ}\text{C}$ y del 31.14% hasta 50.73% para $T_o=-10^{\circ}\text{C}$ en transcrito.

7. Análisis de soluciones

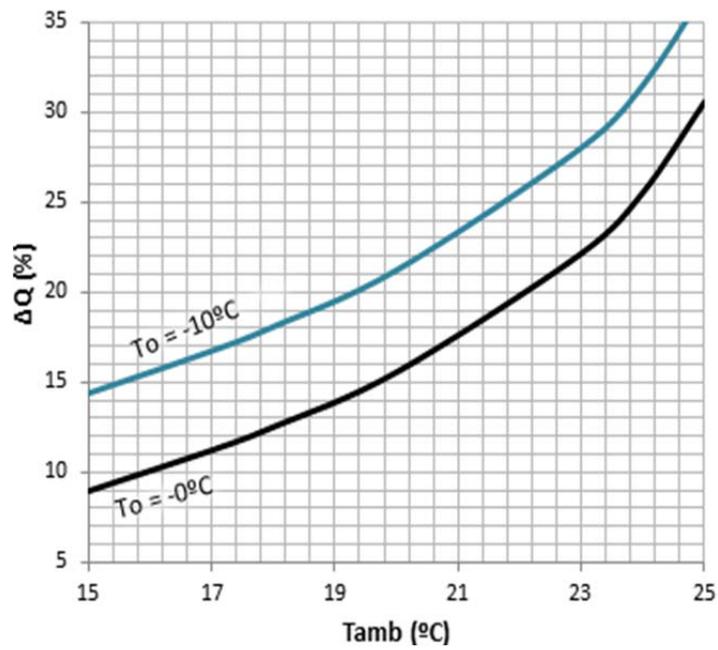


Figura 20. Incremento de potencia frigorífica proporcionado por el uso del MS dedicado en subcrítico.

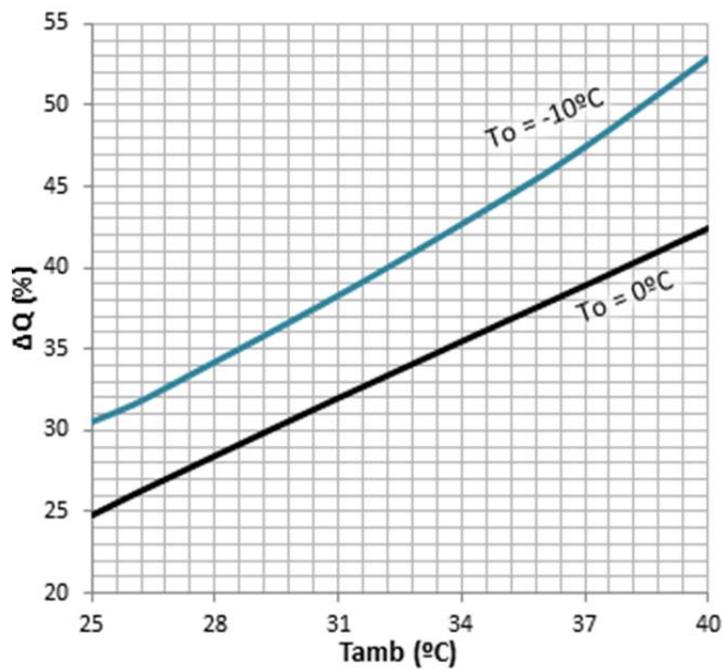


Figura 21. Incremento de potencia frigorífica proporcionado por el uso del MS dedicado en transcrito.

7. Análisis de soluciones

En los resultados obtenidos para ambos parámetros energéticos se han podido observar las mejoras introducidas por el ciclo de subenfriamiento mecánico dedicado. Los incrementos de potencia y COP obtenidos no son despreciables y pueden resultar muy interesantes para su aplicación práctica, sobretodo en climas cálidos, ya que, si bien siempre resultan beneficiosos, la mejora obtenida es mayor cuanto mayor es la temperatura de la fuente de disipación.

7.3. Operación del ciclo con subenfriamiento mecánico integrado

En cuanto al MS integrado, los resultados se relacionan de igual modo con los parámetros del ciclo base, siendo el incremento de COP el mostrado en la ecuación (17) y el incremento de la potencia frigorífica en la ecuación (19).

7.3.1. COP

Los incrementos de COP para los dos niveles de evaporación están representados en la Figura 22 para el funcionamiento en subcrítico y en la Figura 23 los incrementos de COP en transcrito.

Los rangos de incrementos obtenidos para este sistema están recogidos en la Tabla 2.

	$T_o=0^{\circ}\text{C}$	$T_o=-10^{\circ}\text{C}$
Subcrítico	8.83%-21.59%	13.04%-26.76%
Transcrítico	16.83%-20.43%	22.03%-28.54%

Tabla 1. Rango de incrementos de COP obtenidos.

7. Análisis de soluciones

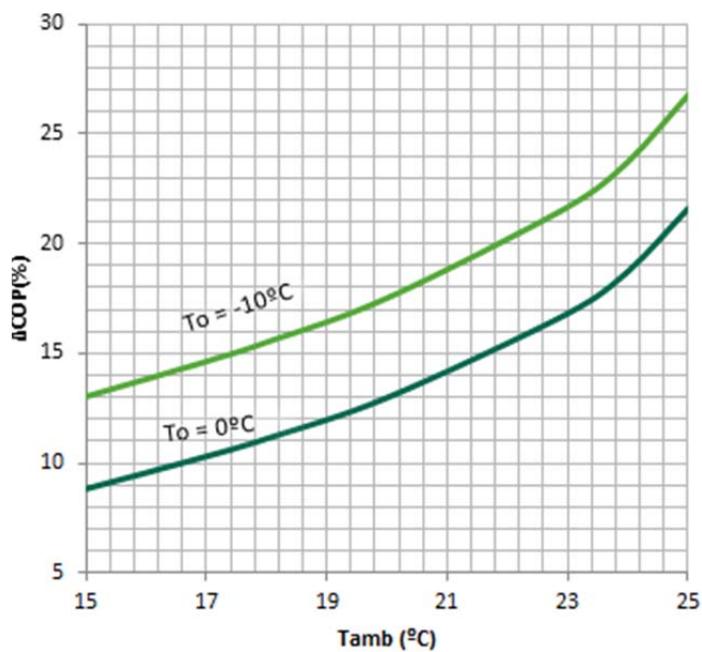


Figura 22. Incremento de COP proporcionado por el uso del MS integrado en subcrítico.

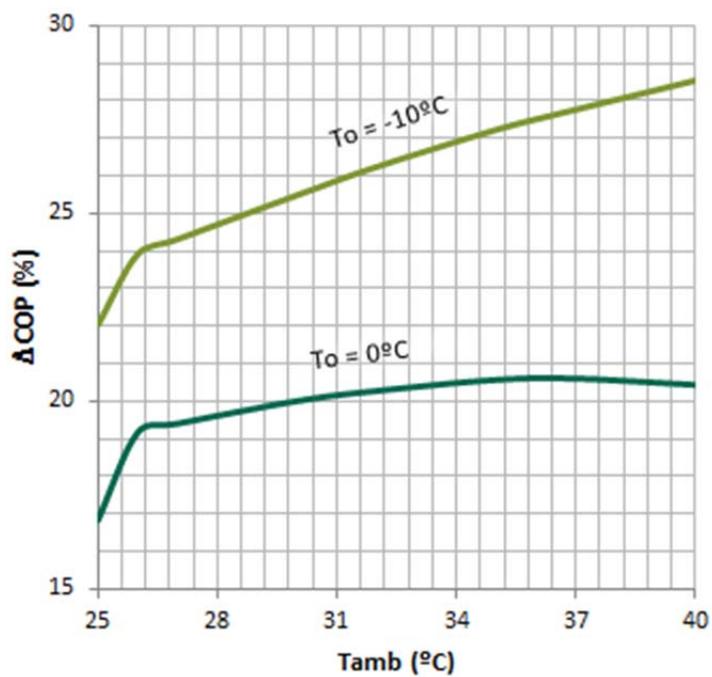


Figura 23. Incremento de COP proporcionado por el uso del MS integrado en transcrito.

7. Análisis de soluciones

7.3.2. Potencia frigorífica

Las mejoras en la potencia frigorífica en subcrítico se muestran en la Figura 24 y en la Figura 25 para transcrito. Al igual que ocurre con el COP y con todos los parámetros energéticos del otro sistema analizado, los incrementos obtenidos son mayores cuando mayor es la temperatura de disipación y también resultan más favorables para temperaturas de evaporación más bajas.

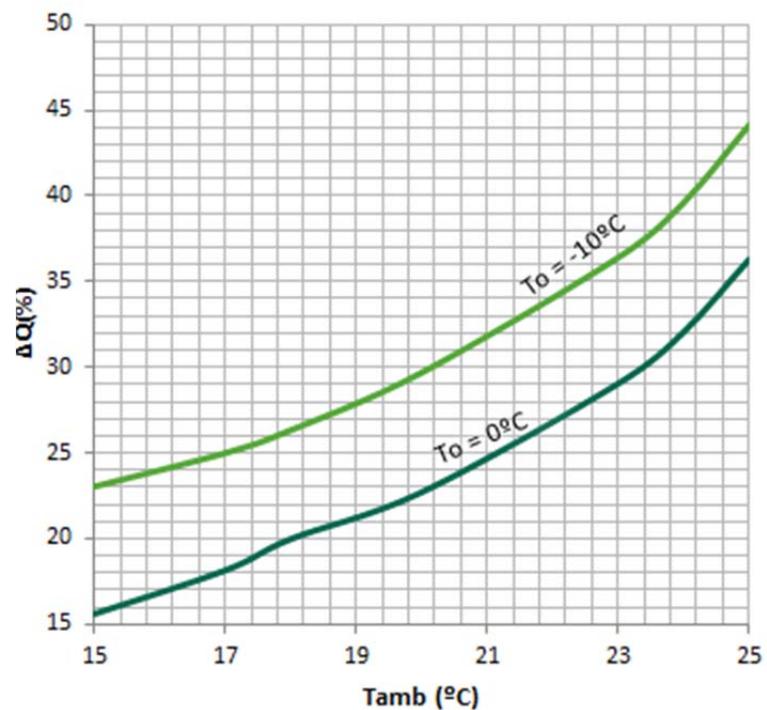


Figura 24. Incremento de potencia frigorífica proporcionado por el uso del MS integrado en subcrítico.

7. Análisis de soluciones

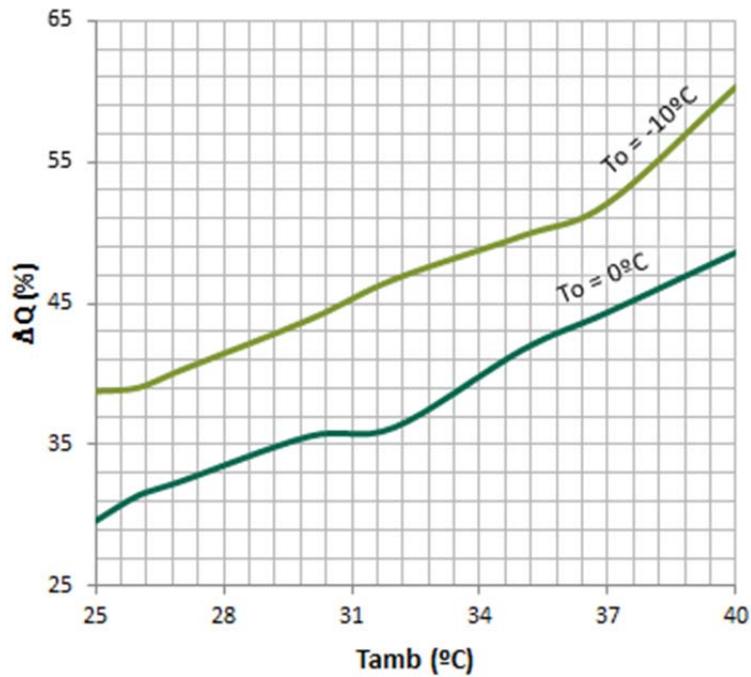


Figura 25. Incremento de potencia frigorífica proporcionado por el uso del MS integrado en transcrito.

Los parámetros calculados para este ciclo demuestran también un incremento positivo tanto en potencia como en COP debido al uso del ciclo de apoyo. Estos rangos de incrementos siguen una tendencia creciente, tal y como se recoge en la Tabla 2.

	$T_o=0^{\circ}\text{C}$	$T_o=-10^{\circ}\text{C}$
Subcrítico	15.60%-36.30%	23.03%-44.15%
Transcrítico	29.62%-48.60%	38.78%-60.33%

Tabla 2. Rango de incrementos de potencia obtenidos.

8. Resultados finales

8. Resultados finales

El estudio de los tres ciclos que son objeto de este trabajo permite conocer su comportamiento así como hacer posible su comparación. El estudio teórico ha reflejado que ambos ciclos de apoyo aportan mejoras significativas al comportamiento del ciclo base: se incrementa la potencia frigorífica del ciclo, se aumenta su rendimiento (COP), la presión de trabajo disminuye y la temperatura de descarga del compresor se reduce. Si bien todas ellas son beneficiosas, las más interesantes y que atañen a este estudio son el COP y la potencia frigorífica.

8.1. COP

El COP es uno de los parámetros que se ve más perjudicado a altas temperaturas y esta solución ha permitido aumentar significativamente sus niveles. Es necesario evaluar estos incrementos en los puntos en los que el COP es máximo, punto para el cual existe un subenfriamiento óptimo a realizar. El COP aumenta progresivamente según lo hace la temperatura ambiente, para todas las configuraciones. Este comportamiento demuestra las ventajas de ambas soluciones para climas cálidos, objetivo de este trabajo, ya que se consiguen aumentos muy favorables para temperaturas ambiente superiores a 25°C, donde los sistemas de CO₂ puros tienen peor comportamiento. Los incrementos registrados son superiores para la temperatura de evaporación de -10°C, con lo que los beneficios resultan mayores para temperaturas de evaporación más frías.

Ambos ciclos provocan un incremento similar, pero con el fin de seleccionar el más conveniente, es adecuado compararlos entre ellos. La Figura 26 representa los COPs de ambos sistemas para la temperatura de evaporación de -10°C.

8. Resultados finales

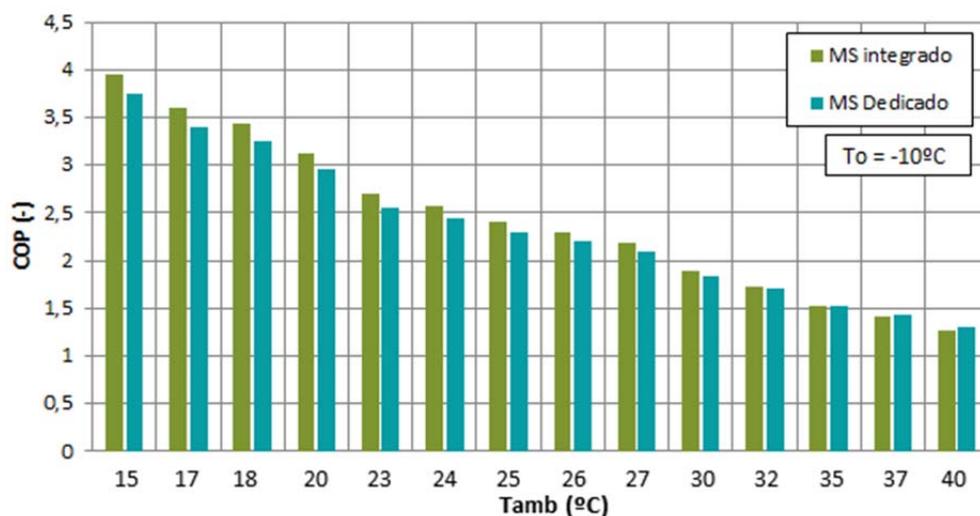


Figura 26. COPs del sistema integrado y del sistema dedicado para el rango de temperaturas ambiente de 15°C a 40°C.

Los datos reflejados indican que en términos de COP el sistema más conveniente es el subenfriamiento mecánico integrado si bien ambos son muy próximos. Este ciclo proporciona un mayor COP, un 4.31% mayor de media para $T_o = -10^\circ\text{C}$ y 4.30% para $T_o = 0^\circ\text{C}$, siempre que la temperatura ambiente sea menor a 35°C . Para temperaturas superiores es el ciclo dedicado el ligeramente superior, pero dado que estas temperaturas se dan en menores ocasiones podemos afirmar que el que aporta mejores COPs es el integrado.

Si bien el ciclo de apoyo permite solventar la problemática a altas temperaturas en cuanto a la pérdida de rendimiento, este aumento de COP es beneficioso para todos los rangos de operación, ya que este COP está directamente relacionado con el consumo eléctrico, y por lo tanto si mejoramos el rendimiento, el consumo se reduce y con él lo hacen también las emisiones indirectas al ambiente, otro de los objetivos fundamentales de este estudio. Por último, cabe destacar también que esta reducción del consumo tiene asociado un ahorro económico no despreciable.

8. Resultados finales

8.2. Potencia frigorífica

El segundo parámetro más importante es la potencia frigorífica. Las plantas se diseñan con el objetivo de satisfacer una carga frigorífica dada. Hemos visto que esta potencia aumenta con el uso de los sistemas de subenfriamiento mecánico, con lo que las mismas plantas podrían satisfacer demandas mayores.

Los aumentos en la potencia siguen una tendencia muy similar a la del COP: aumenta más cuanto mayor es la temperatura ambiente hasta incluso superar incrementos del 55% para el nivel de evaporación de -10°C a 40°C ambiente. Estos incrementos son superiores a los ofrecidos por otras soluciones estudiadas hasta el momento. De igual modo que ocurre con el COP, los aumentos son superiores cuanto menor es la temperatura de evaporación. Otro efecto muy importante conseguido es que suaviza la caída de capacidad a altas temperaturas. Los sistemas puros de CO_2 sufren una caída fuerte cuando la temperatura sube demasiado, no pudiendo satisfacer la demanda para la cual han sido diseñados. Esto provoca fallos de funcionamiento o la necesidad de sobredimensionar mucho las instalaciones para poder hacer frente a estas caídas. El subenfriamiento mecánico hace que esta caída no sea tan fuerte, manteniendo la potencia frigorífica producida mucho más estable a lo largo de todo el rango de temperaturas de trabajo.

Los aumentos de potencia conseguidos permitirían crear equipos mucho más reducidos para satisfacer una misma demanda, cumpliendo con el servicio con una planta menor y con tamaños de compresor menores, consiguiendo menores consumos y por tanto ahorros económicos.

La Figura 27 compara la potencia frigorífica de ambos ciclos a $T_0=-10^{\circ}\text{C}$, permitiendo definir qué sistema es el más adecuado. De igual modo que ocurre con el COP ambos ciclos tienen un impacto similar pero en este caso es siempre el subenfriamiento mecánico integrado el que consigue mayores potencias frigoríficas. La diferencia entre ambos supone una capacidad media 4.72% superior por parte del integrado para $T_0=0^{\circ}\text{C}$ y de 5.77% para $T_0=-10^{\circ}\text{C}$.

8. Resultados finales

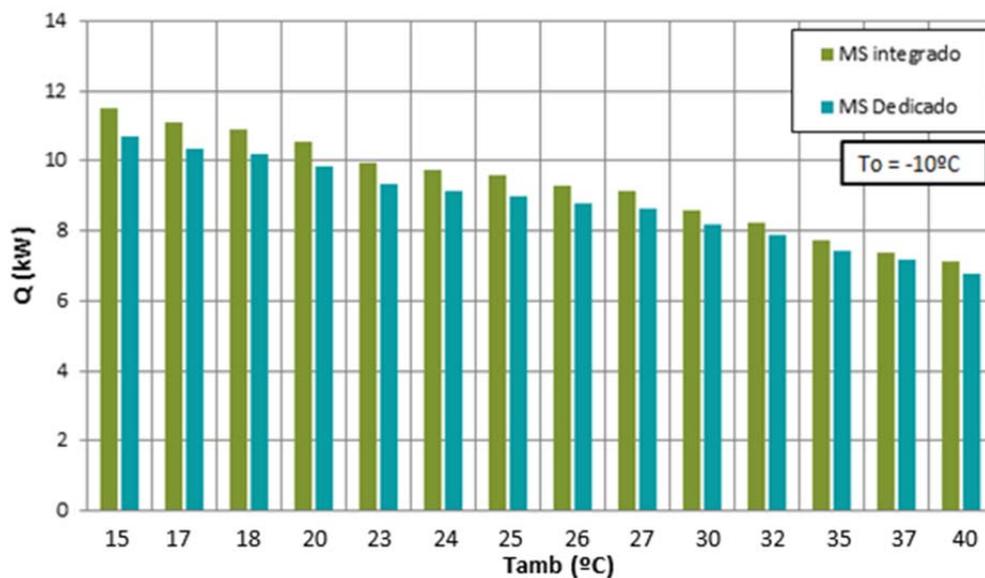


Figura 27. Potencia frigorífica del sistema integrado y del sistema dedicado para el rango de temperaturas ambiente de 15°C a 40°C.

De estos datos extraemos que en términos de potencia frigorífica, el sistema integrado también es el más adecuado.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

Se desea aplicar los dos ciclos de subenfriamiento estudiados a una planta de CO₂ existente [24], mostrada en la Figura 28, con el fin de mejorar el comportamiento de ésta, y así corroborar los resultados teóricos obtenidos. La planta es una instalación transcritical funcionando con un compresor semi-hermético de simple etapa (1), con una potencia frigorífica nominal de 4kW a 1450 rpm y un desplazamiento de 3.48 m³/h. La expansión se realiza con un sistema de doble etapa con un depósito (6) entre etapas. El sistema de expansión está formado por dos válvulas, la primera de ellas es una back-pressure (5), válvula de presión presostática que permite regular la presión de trabajo del gas-cooler y gracias a la cual se buscaran los subenfriamientos óptimos para controlar el funcionamiento adecuado del ciclo. La segunda, es una válvula electrónica (7), actuando como termostática que controla el nivel en el evaporador. La planta cuenta también con un gas-cooler (2) y un evaporador concéntricos (8), de flujos contracorriente con superficies de intercambio de 0.6 m² y 0.42 m² respectivamente. Después del gas-cooler encontramos el intercambiador intermedio (3).

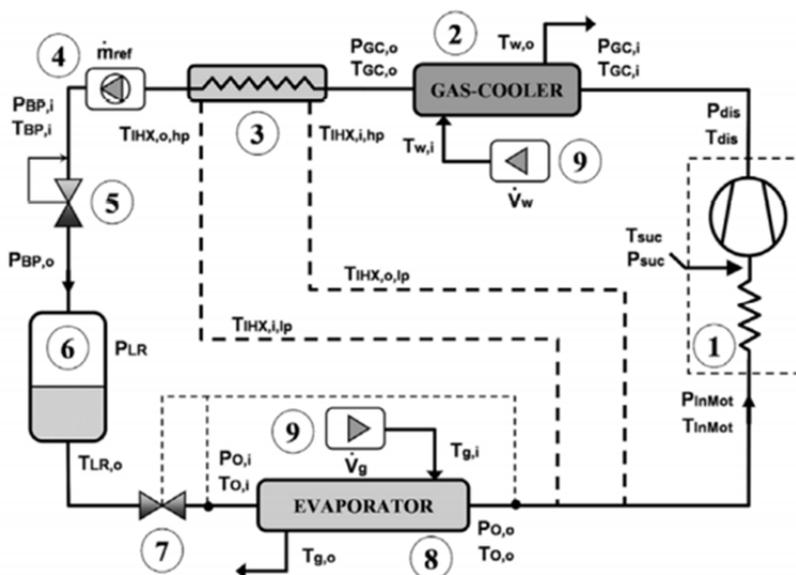


Figura 28. Esquema de la planta de CO₂ transcritical.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

9.1. Diseño del ciclo de DMS

Para el dimensionamiento del ciclo de subenfriamiento dedicado es necesario conocer el aporte de potencia frigorífica de este ciclo respecto al total. En base a las simulaciones realizadas para las distintas condiciones de operación, observamos que el dedicated mechanical subcooling aporta entre un 20% y un 50% de la potencia total, siendo posible dimensionarlo como el 40% de la capacidad total, ya que gracias al variador de frecuencia del compresor podemos ajustar la velocidad para aumentar o disminuir la potencia del compresor.

Por lo tanto, para una planta de 10 kW totales será necesario un compresor que proporcione alrededor de 4 kW de frío en régimen nominal. En el anexo C se muestra el proceso de selección del compresor Bitzer escogido, que es el 2KES-05Y-40S, de 4.56 kW de potencia nominal y un desplazamiento de 4.06 m³/h.

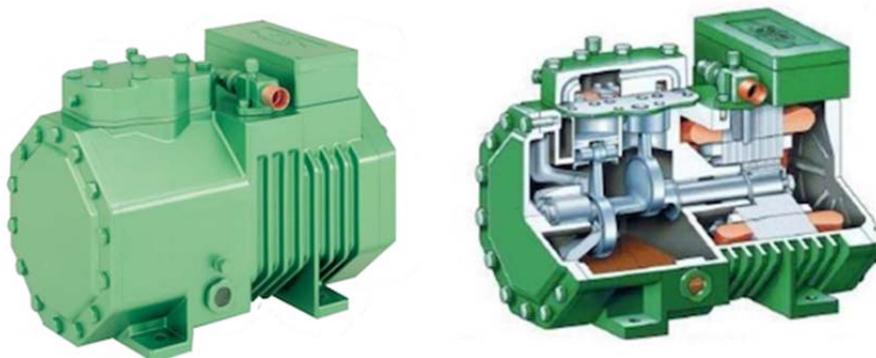


Figura 29. Compresor Bitzer 2KES-05Y-40S.

El subcooler será el elemento que actuara de nexo entre los dos ciclos, por un lado del cual circulará el CO₂ para ser subenfriado y por el otro tendremos el R1234yf que evaporará. Necesitamos por tanto un intercambiador de placas soldadas que resista altas presiones. En el anexo E se detalla la selección de dicho intercambiador, de la marca SWEP, el B17x8, de 8 placas.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes



Figura 30. Intercambiador B17 de placas de SWEF.

Para este ciclo es necesario seleccionar también el condensador y la válvula de expansión. Para el primero seleccionaremos un carcasa-tubos, que servirá a su vez de depósito de líquido. Tal y como se muestra en el anexo F, se ha seleccionado el condensador K033N de la marca Bitzer, de 2 pasos.



Figura 31. Condensador K033N de Bitzer.

La válvula de expansión es electrónica, con modulación proporcional, para garantizar un control eficiente de la instalación. Seleccionamos una válvula CAREL con tecnología E²V, apta para trabajar con R1234yf. Siguiendo el proceso detallado en el anexo G se ha seleccionado la válvula E2V14.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

9.2. Diseño del ciclo de IMS

El ciclo de subenfriamiento integrado resulta más sencillo de dimensionar ya que únicamente se deben seleccionar dos elementos principales: el compresor, que será un compresor transcrito semi-hermético, y el subcooler, intercambiador de placas que soporte altas presiones.

La planta final deberá tener una capacidad frigorífica de alrededor 10kW. El ciclo de subenfriamiento debe ser diseñado acorde a esta capacidad y por ello es necesario conocer en qué medida este ciclo de apoyo aporta potencia al ciclo completo. En base a las simulaciones realizadas, y considerando la aplicación de media temperatura ($T_o = -10^{\circ}\text{C}$), podemos determinar el tamaño necesario del compresor secundario. La Figura 32 muestra el porcentaje de capacidad frigorífica que aporta el ciclo de apoyo, Q_{MS} , potencia frigorífica en el subcooler, respecto a la capacidad total Q_o del ciclo. Esta potencia oscila desde el 20% a bajas temperaturas, hasta el 90%, a temperaturas elevadas, donde el subenfriamiento necesario resulta mayor.

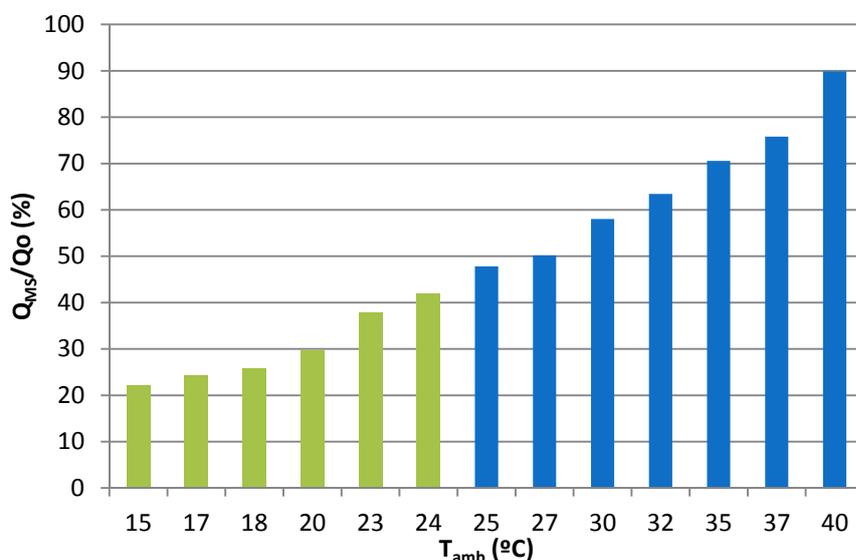


Figura 32. Relación de potencias frigoríficas del integrated mechanical subcooling para $T_o=-10^{\circ}\text{C}$ en subcrítico (verde) y transcrito (azul).

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

Será necesario por lo tanto seleccionar un compresor que se adapte al máximo a estos rangos, siendo posible aplicar un variador de velocidad que permita modificar la potencia. El compresor tendrá aproximadamente una capacidad del 55% de la total, siendo posible suministrar más o menos potencia alrededor de este punto, que se encuentra en la zona de mayores horas de funcionamiento. Por lo tanto, el compresor deberá tener una potencia frigorífica que ronde los 5,5kW. El compresor seleccionado ha sido el compresor transcrito de CO₂ de DORIN CD 180H, tal y como se detalla en el anexo B.



Figura 33. Compresor DORIN 180H.

En cuanto al subcooler, al igual que para el ciclo dedicado, seleccionamos un compresor de placas de la marca SWEP. Dicho intercambiador deberá proporcionar una potencia de 5,5kW, con las temperaturas de entrada y salida obtenidas en las simulaciones. El evaporador seleccionado es el SWP B17x8, en base a los datos de entrada mostrados en el anexo 0. Es un intercambiador resistente a muy altas presiones, pudiendo soportar hasta 140 bares, de 8 placas con soldadura de cobre (Figura 34) y fabricado en acero inoxidable.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

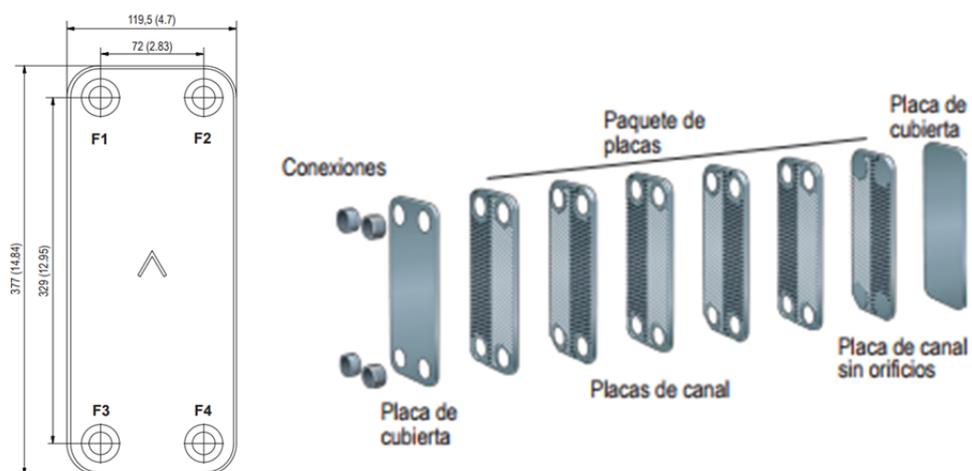


Figura 34. Estructura y tamaño de placa del intercambiador seleccionado.

El resto de componentes necesarios para este ciclo son una válvula solenoide que se instalará a la salida del depósito y los conductos necesarios para unir los componentes al sistema.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

9.3. Ensayo del ciclo dedicado

Con el fin de corroborar experimentalmente los resultados obtenidos en las simulaciones se ensayan los ciclos tal y como han sido dimensionados en el apartado anterior, adaptando la planta existente con el nuevo ciclo de subenfriamiento mecánico.

Los ensayos se han realizado enviando agua caliente a una temperatura dada tanto al gas-cooler como al condensador del MS dedicado para simular las condiciones de temperatura ambiente, ya que ambos disipan al mismo foco caliente. Por otro lado, el evaporador de CO₂ ha sido suministrado con otro lazo, trabajando con una mezcla tyfoxit-agua (84% en volumen) que permite mantener una temperatura constante en el evaporador para simular el nivel de evaporación deseado.

Las medidas se han realizado con los equipos siguientes:

- 21 termopares tipo T para medir las temperaturas de los fluidos en diferentes puntos.
- 14 sondas de presión que permiten monitorizar la presión en cada punto.
- 3 caudalímetros másicos Coriolis para medir los flujos principales y 2 caudalímetros volumétricos para los fluidos secundarios.
- 2 wattímetros para conocer la potencia eléctrica consumida por cada compresor.

Para cuantificar las mejoras se han ensayado ambos ciclos por separado. Las condiciones de ensayo han sido:

- Niveles de disipación: 24.0, 30.2 y 40.0°C, con una desviación máxima de $\pm 0.35^\circ\text{C}$. Esta temperatura corresponde a la temperatura del agua de entrada al gas-cooler ($T_{w,in}$) y condensador del MS. Los flujos son 0.32 kg/s y 0.21 kg/s respectivamente.
- Niveles de evaporación: $0.0 \pm 0.3^\circ\text{C}$ y $-10.0 \pm 0.3^\circ\text{C}$.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

- La presión en el gas-cooler se ha variado en un amplio rango de presiones para cada condición de trabajo gracias al ajuste de la back-pressure.
- Ambos compresores se han ensayado a velocidad nominal (1450 rpm). La velocidad de rotación del compresor del MS podría variarse para conseguir diferentes grados de subenfriamiento y así encontrar el óptimo, pero debido a que se trata de un primer ensayo, se ha trabajado a velocidad fija para observar el comportamiento del ciclo.
- Todas las válvulas de expansión han sido configuradas para obtener un recalentamiento de 5°C.
- Cada condición de ensayo se ha realizado en régimen estacionario y se han tomado medidas cada 5 segundos durante 15 minutos, obteniendo posteriormente cada punto por el promedio de valores registrados.

La Figura 35 y la Figura 36 muestran los niveles de COP en función de la presión en el gas-cooler para 0°C de evaporación y -10°C respectivamente. Se muestran los valores de la instalación transcítica pura (en verde) y para el ciclo con el subenfriamiento mecánico dedicado (en rojo). Los resultados se muestran para las diferentes condiciones ambiente ensayadas.

En todos los casos podemos observar que el COP de la instalación con MS dedicado es siempre superior al de la transcítica pura para unas condiciones de trabajo determinadas, tal y como indicaban las simulaciones teóricas. Además, a lo largo de un punto de funcionamiento se observa también que existe una presión para la cual el COP llega a su valor máximo, siendo esta la presión óptima de trabajo.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

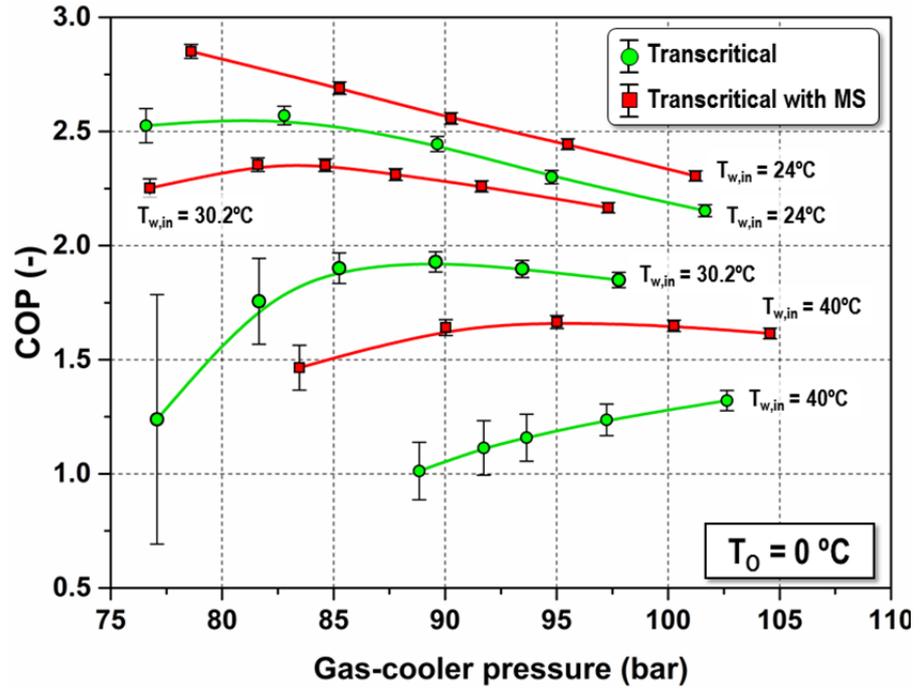


Figura 35. COP con y sin MS dedicado a $T_o = 0^\circ\text{C}$.

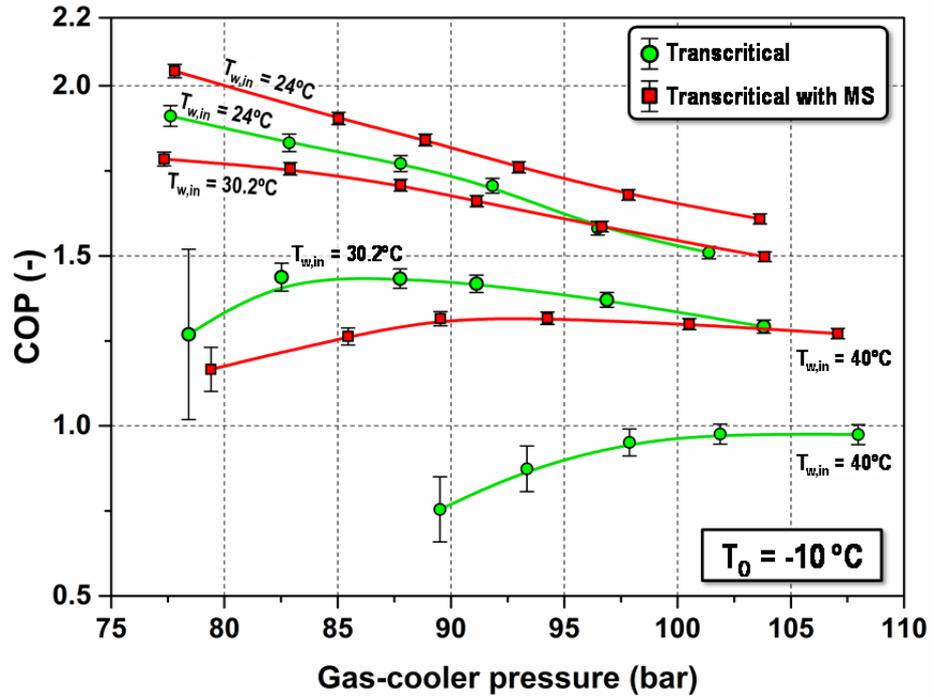


Figura 36. COP con y sin MS dedicado a $T_o = -10^\circ\text{C}$.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

Para conocer con detalle el efecto de esta modificación sobre el ciclo puro es necesario cuantificar el incremento obtenido experimentalmente. Para ello se comparará el COP máximo de cada ciclo, ya que este sería el punto más adecuado de trabajo para obtener el mejor rendimiento de la máquina. Por tanto, comparando COPs óptimos obtenemos los incrementos mostrados en la Tabla 3, calculados de igual forma que en el estudio teórico.

	$T_o = 0^{\circ}\text{C}$	$T_o = -10^{\circ}\text{C}$
$T_{w,in} = 24^{\circ}\text{C}$	10.9 %	6.9 %
$T_{w,in} = 30.2^{\circ}\text{C}$	22.1 %	24.1 %
$T_{w,in} = 40^{\circ}\text{C}$	26.1 %	30.3 %

Tabla 3. Incrementos de COP obtenidos experimentalmente.

En cuanto a la capacidad frigorífica podemos observar también un aumento respecto al ciclo base, tal y como muestran la Figura 37 ($T_o = 0^{\circ}\text{C}$) y la Figura 38 ($T_o = -10^{\circ}\text{C}$).

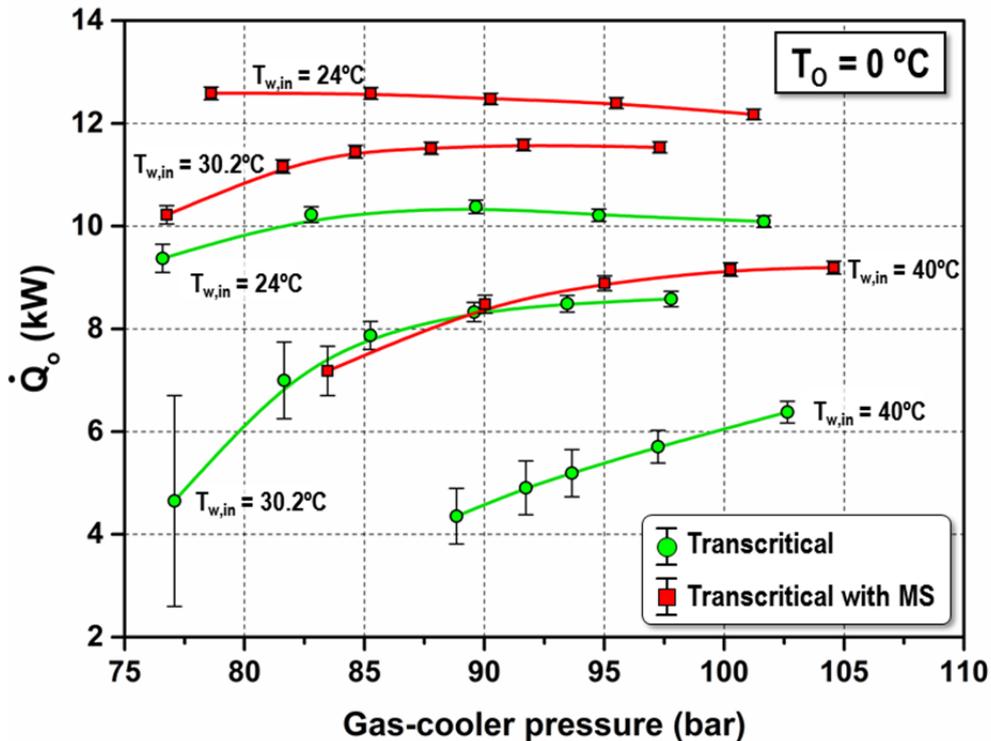


Figura 37. Potencia frigorífica con y sin MS dedicado a $T_o = 0^{\circ}\text{C}$.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

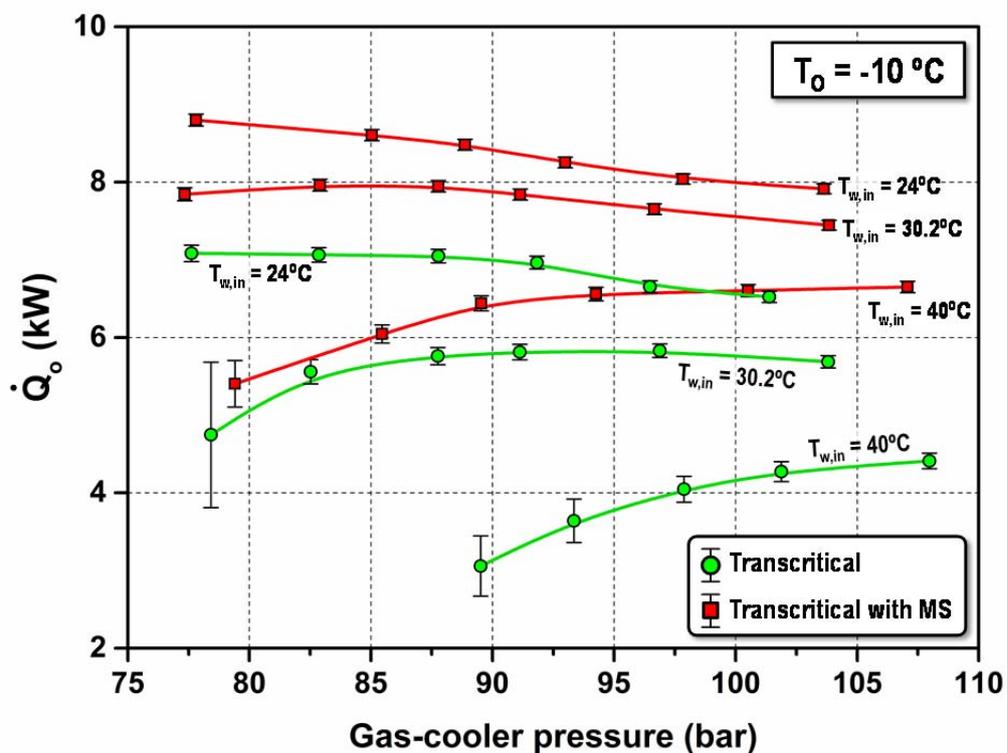


Figura 38. Potencia frigorífica con y sin MS dedicado a To = -10°C.

En este caso comparamos los puntos de cada ciclo para los cuales hemos obtenido el máximo COP, ya que este sería el punto real de trabajo. Con ello, los incrementos obtenidos son:

	To = 0°C	To = -10°C
Tw,in = 24°C	23.1 %	24.2 %
Tw,in = 30.2°C	34.0 %	41.1 %
Tw,in = 40°C	30.2 %	55.7 %

Tabla 4. Incrementos de potencia frigorífica obtenidos experimentalmente.

9. Dimensionamiento de los ciclos de apoyo y selección de componentes

Estos resultados corroboran los obtenidos en el estudio teórico y demuestran el efecto muy positivo que tiene esta alternativa a los ciclos clásicos.

De igual modo es conveniente el ensayo del ciclo de subenfriamiento mecánico integrado, para el cual serán necesarias nuevas modificaciones en la planta experimental. Actualmente esta configuración del ciclo está en fase de construcción.

9.4. Ensayo del ciclo integrado

Los resultados obtenidos para el ciclo de subenfriamiento mecánico integrado también deben de ser corroborados experimentalmente. Para ello se realizara el ensayo del ciclo en diferentes condiciones igual que se ha hecho para el ciclo dedicado. Actualmente esta etapa está en fase de desarrollo.

10. Viabilidad de los sistemas

10. Viabilidad de los sistemas

Los ciclos de apoyo estudiados suponen nuevas configuraciones de los equipos, variando su tamaño e introduciendo un coste adicional. Por otro lado, debido a que estos aumentan tanto COP como potencia frigorífica, las dimensiones y potencia del ciclo base inicial se pueden reducir, ya que el apoyo permitiría conseguir de igual modo el objetivo para el cual están diseñados. Por lo tanto, existirá un coste adicional del ciclo de apoyo pero el ciclo central resultará también más económico.

En cuanto a las diferencias entre ambos, el de subenfriamiento mecánico integrado resulta más sencillo ya que únicamente tiene un fluido de trabajo y además tiene un intercambiador menos.

Otro aspecto muy importante de las nuevas configuraciones es su regulación y control, ya que en estas nuevas plantas se debe trabajar siempre en puntos óptimos, controlando diversos parámetros de trabajo como la presión o el grado de subenfriamiento para beneficiarse al máximo del uso del ciclo. Por tanto, es necesario un estudio a fondo del modo de operación de la planta y de un sistema que permita automatizarlo al máximo. Además, este debe funcionar en todo momento, ya que, si bien es más beneficioso para altas temperaturas, siempre aporta mejoras, aunque más reducidas, pero todas contribuyen a la reducción de consumo energético a lo largo del año, reducción de las emisiones y ahorro energético.

10.1. Ahorro energético

Pese a los resultados obtenidos, es el funcionamiento al largo del año el que determinará cuál de ambos sistemas es más viable según su aplicación y la localización de ésta. Para conocer el ahorro energético conseguido es necesario simular el comportamiento de los ciclos a lo largo del año. Para ello se utiliza el método de los BINs de temperatura [25] con los datos meteorológicos proporcionados por Energy Plus (<https://energyplus.net/weather>), distribuidos en 20 franjas de temperatura desde -10°C hasta 40°C (Tabla 5) y aplicados las 4 ciudades europeas mostradas en la Figura 39, correspondiendo a diferentes tipos de clima:

10. Viabilidad de los sistemas

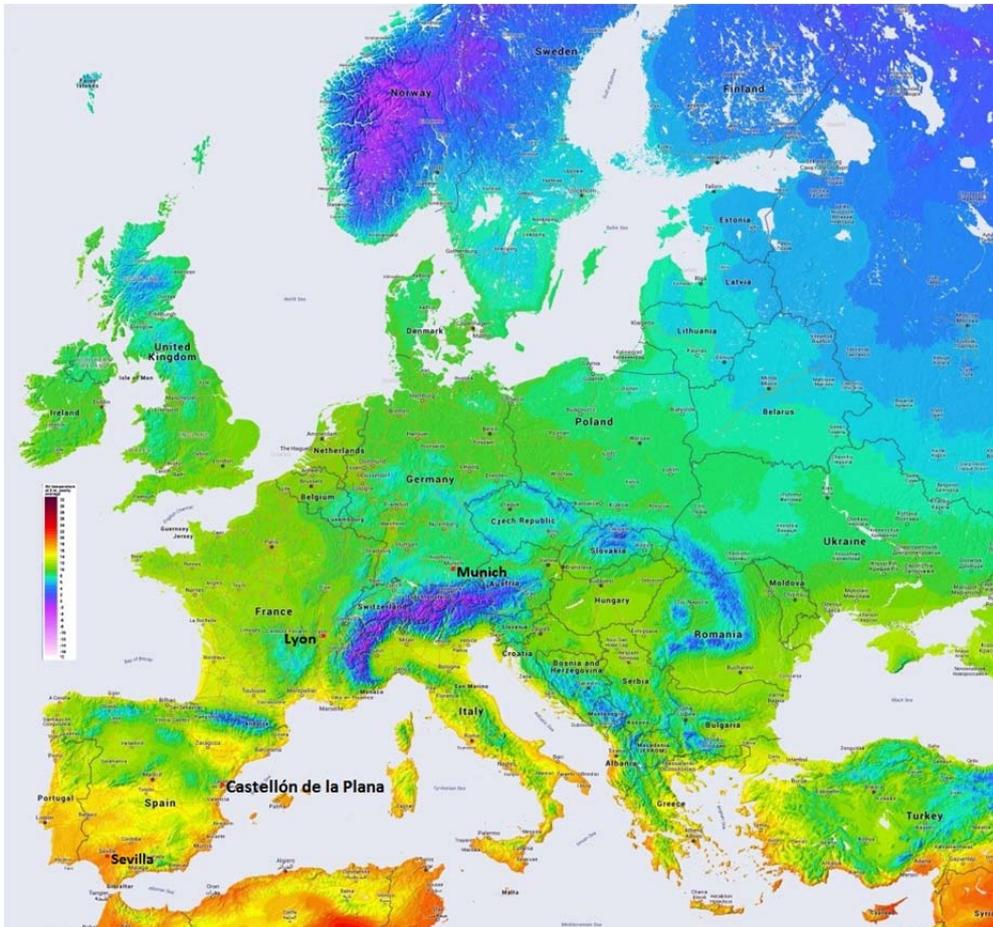


Figura 39. Mapa de temperaturas medias anuales del centro y sur de Europa.

- Sevilla ($T_m = 18,3^\circ\text{C}$) - Cálido
- Castellón de la Plana ($T_m = 16,8^\circ\text{C}$) - Templado
- Lyon ($T_m = 12,0^\circ\text{C}$) - Templado-Frío
- Munich ($T_m = 8,1^\circ\text{C}$) - Frío

10. Viabilidad de los sistemas

T _{min} (°C)	T _{max} (°C)	T _m (°C)	nº de horas			
			Castellón	Sevilla	Lyon	Munich
-10	-7,5	-8,75	0	0	0	0
-7,5	-5	-6,25	0	0	0	0
-5	-2,5	-3,75	0	0	0	392
-2,5	0	-1,25	0	0	0	1126
0	2,5	1,25	0	0	596	1165
2,5	5	3,75	0	0	1272	784
5	7,5	6,25	332	217	1112	951
7,5	10	8,75	1059	934	666	489
10	12,5	11,25	1175	1112	954	999
12,5	15	13,75	1096	973	1005	891
15	17,5	16,25	1122	1187	1040	917
17,5	20	18,75	1185	876	859	550
20	22,5	21,25	1136	1133	578	465
22,5	25	23,75	737	673	430	31
25	27,5	26,25	486	615	248	0
27,5	30	28,75	432	274	0	0
30	32,5	31,25	0	394	0	0
32,5	35	33,75	0	186	0	0
35	37,5	36,25	0	186	0	0
37,5	40	38,75	0	0	0	0

Tabla 5. BINs de temperatura.

La distribución de horas para cada localidad correspondientes a cada BIN de temperatura se muestra en la Figura 40. En el gráfico podemos ver que en climas cálidos la mayor parte de las horas se concentran a temperaturas elevadas, mientras que para climas fríos esto ocurre para BINs más bajos.

10. Viabilidad de los sistemas

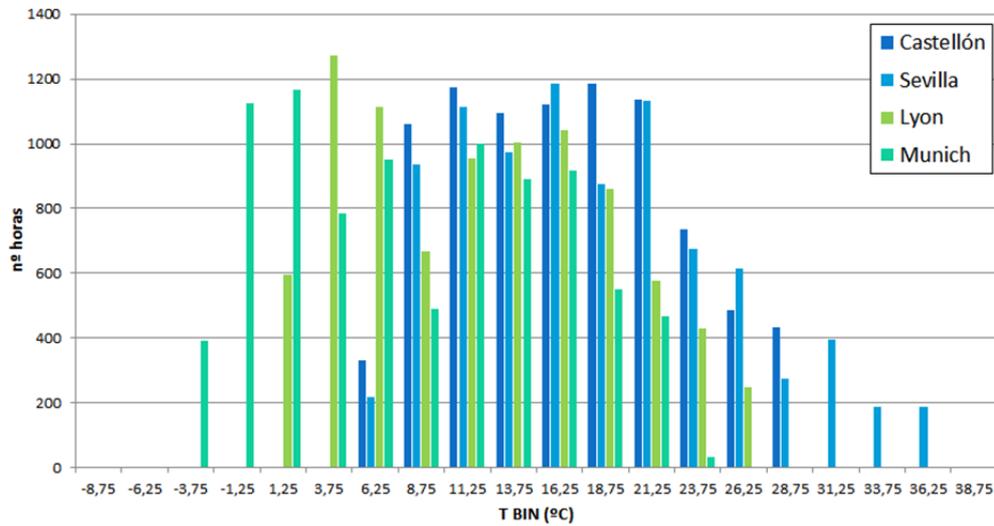


Figura 40. Distribución del número de horas para cada BIN de temperatura.

Gracias a las simulaciones previas de los tres ciclos estudiados podemos establecer una relación entre el COP óptimo del sistema y la temperatura ambiente, obteniendo así curvas de rendimiento en función de la temperatura. Estas ecuaciones permitirán calcular el COP óptimo para cada BIN de temperatura. La ecuación ajustada a partir de los valores calculados es:

$$COP_{opt} = A \cdot T^3 + B \cdot T^2 + C \cdot T + D \quad (24)$$

Siendo los coeficientes A, B, C y D los recogidos en la Tabla 6.

10. Viabilidad de los sistemas

	A	B	C	D
CICLO BASE (CO₂ + IHX)				
SUB T _o = -10°C	-0,0004	0,026	-0,7013	9,5457
TRANS T _o = -10°C	0	0,0024	-0,2187	5,937
SUB T _o = 0°C	-0,0009	0,0606	-1,6446	19,954
TRANS T _o = 0°C	0	0,0044	-0,3872	9,8646
INTEGRATED MECHANICAL SUBCOOLING				
SUB T _o = -10°C	0	0,0026	-0,2542	7,1856
TRANS T _o = -10°C	0	0,0025	-0,2365	6,7636
SUB T _o = 0°C	0	0,009	-0,6504	14,17
TRANS T _o = 0°C	0	0,0045	-0,4095	10,889
DEDICATED MECHANICAL SUBCOOLING				
SUB T _o = -10°C	0	0,0031	-0,2665	7,0429
TRANS T _o = -10°C	0	0,0022	-0,2104	6,1633
SUB T _o = 0°C	0	0,0096	-0,6612	13,89
TRANS T _o = 0°C	0	0,004	-0,3646	9,9109

Tabla 6. Coeficientes de la ecuación de COP óptimo.

La Figura 41 y la Figura 42 muestran la representación de estas curvas de COP en función de la temperatura ambiente para los tres sistemas. Observamos que a temperaturas bajas el COP del ciclo base supera al de los ciclos con apoyo.

Este comportamiento nos determina otro aspecto de la operación de las plantas: cuando el COP del sistema con subenfriamiento mecánico sea menor al del ciclo base, se parará el ciclo de apoyo y se trabajará únicamente con el ciclo clásico, para así poder obtener el máximo beneficio. En las simulaciones se ha tenido en cuenta este aspecto siempre que el COP base fuese superior.

En base a estas asunciones y a las curvas de COP obtenidas se determinará la viabilidad energética de los sistemas para dos aplicaciones: la refrigeración comercial y la refrigeración industrial.

10. Viabilidad de los sistemas

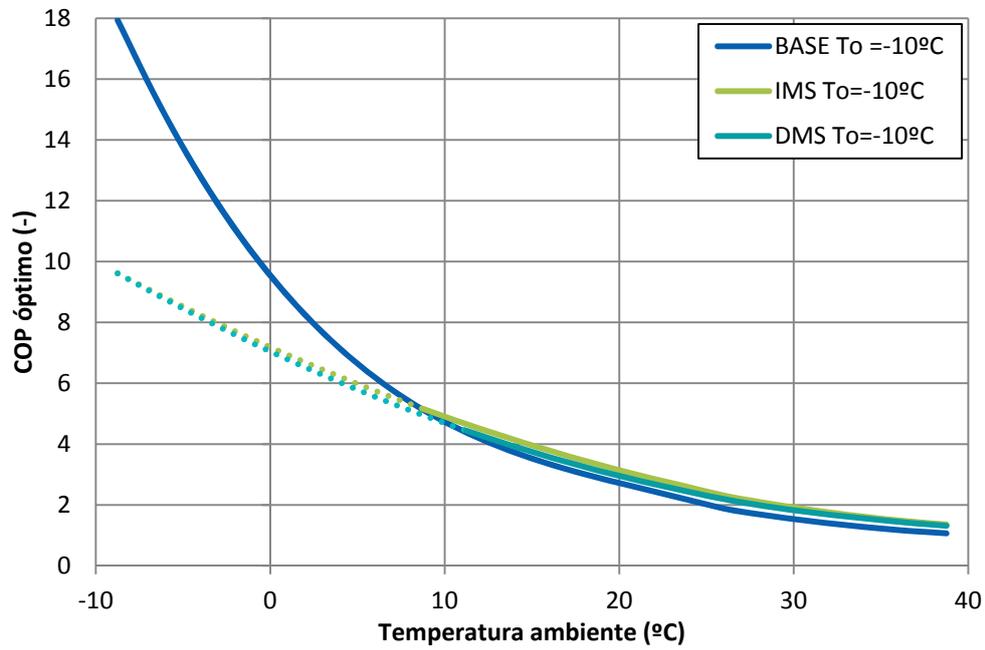


Figura 41. COP óptimo de cada sistema en función de la temperatura ambiente ($T_o = -10^\circ\text{C}$).

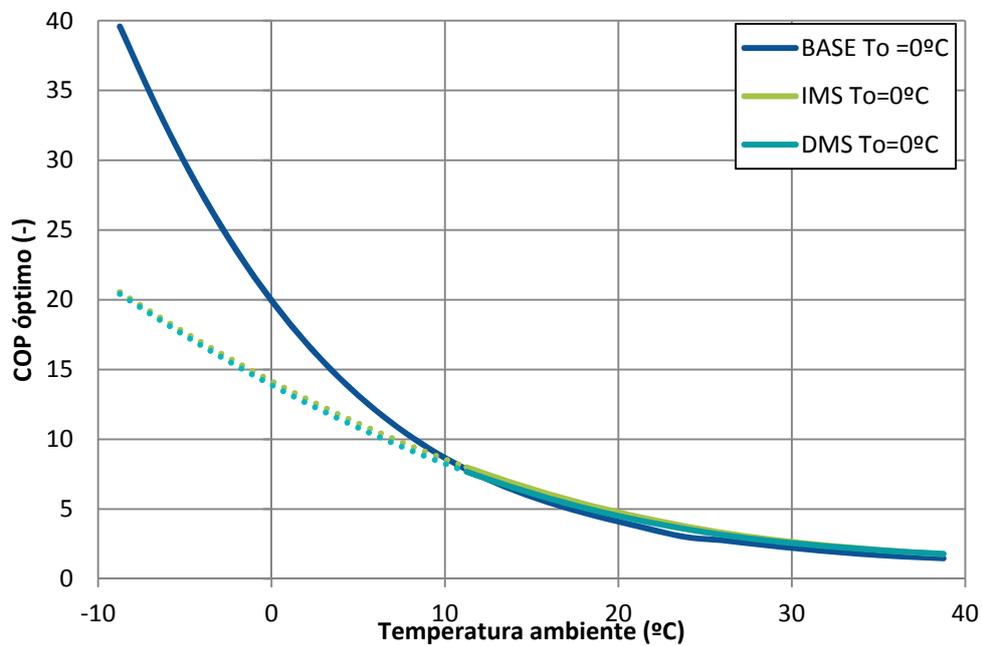


Figura 42. COP óptimo de cada sistema en función de la temperatura ambiente ($T_o = 0^\circ\text{C}$).

10. Viabilidad de los sistemas

10.1.1. Refrigeración comercial

La refrigeración comercial es aquella relacionada con la conservación de alimentos y productos en supermercados o establecimientos. En esta aplicación, la necesidad de frío tiene lugar en un ambiente controlado, es decir, dentro del establecimiento, donde la temperatura interior es constante y por lo tanto la demanda frigorífica también lo es. Por otro lado, el equipo productor de frío se encuentra en el exterior de la zona climatizada, condensando por lo tanto a la temperatura ambiente exterior, en este caso variable en función del clima de cada localidad, representado por los BINs de temperatura.



Figura 43. Ejemplo de refrigeración comercial.

Un supermercado medio tiene una demanda de alrededor 80kW en todos sus servicios. Debido a que nos centramos en la aplicación de media temperatura, consideraremos una demanda frigorífica constante del 50% de la potencia total, es decir, 40kW. Conociendo el COP del sistema en cada momento del año y su potencia frigorífica podemos calcular el consumo eléctrico anual con la ecuación (25) y, comparándolo con el del ciclo base, obtendremos el ahorro energético conseguido en un año (ecuación (26)).

$$E = \frac{\dot{Q}_o}{COP} \times h_{BIN} \quad (25)$$

10. Viabilidad de los sistemas

$$\text{Ahorro energético (\%)} = \frac{E_{MS} - E_{base}}{E_{base}} \times 100 \quad (26)$$

La Figura 44 muestra el ahorro anual obtenido para cada localidad con el uso de los dos sistemas de subenfriamiento mecánico en una aplicación de refrigeración comercial a $T_o = -10^\circ\text{C}$. En el anexo A se recogen los consumos anuales de esta aplicación.

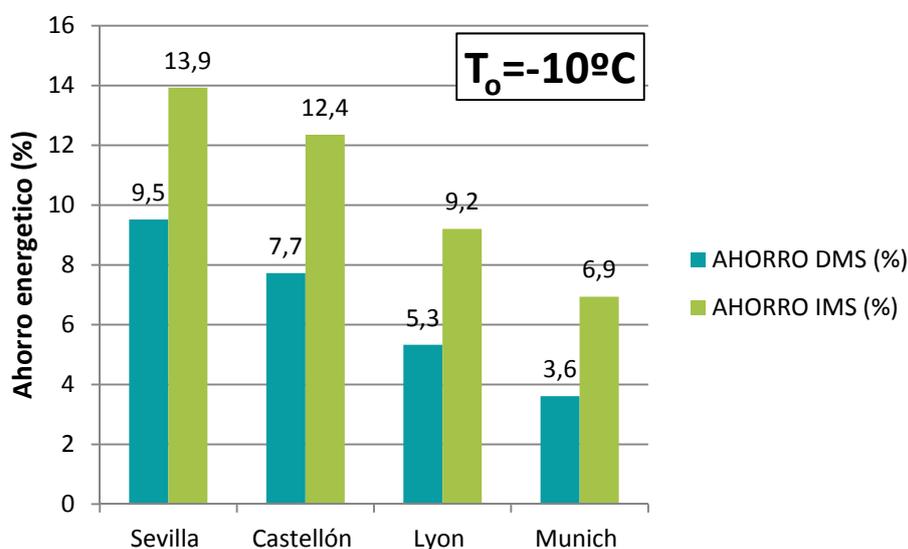


Figura 44. Ahorros energéticos obtenidos para refrigeración comercial con $T_o = -10^\circ\text{C}$.

Observamos a simple vista que el sistema integrado produce un ahorro más significativo en todos los casos y que este ahorro es más pronunciado cuando mayor es la temperatura ambiente de la zona evaluada, ya que es a altas temperaturas donde realmente los sistemas de apoyo mejoran el COP del sistema.

El ahorro obtenido para el IMS oscila entre el 6,9% y el 13,9%, mientras que para el DMS lo hace entre el 3,6% y el 9,5%. Para la misma aplicación pero para una temperatura de evaporación de 0°C , las reducciones en el consumo van del 6,5% al 13,2% para el IMS y del 3,7% hasta el 9,8% para el DMS, tal y como se muestra en el anexo.

10. Viabilidad de los sistemas

10.1.2. Refrigeración industrial

La refrigeración industrial es aquella relacionada con las cámaras frigoríficas donde se mantienen los alimentos antes de su distribución. Estas cámaras están completamente reguladas a la temperatura deseada para la conservación. Su consumo depende por tanto del ambiente ya que la potencia frigorífica necesaria para mantener una determinada temperatura será mayor cuanto mayor sea la temperatura exterior. Se ha considerado que la demanda frigorífica para temperaturas exteriores inferiores a 21°C es el 50% de la potencia total y a partir de 31°C es del 100%. Entre ambas temperaturas existe una dependencia lineal entre temperatura y carga.

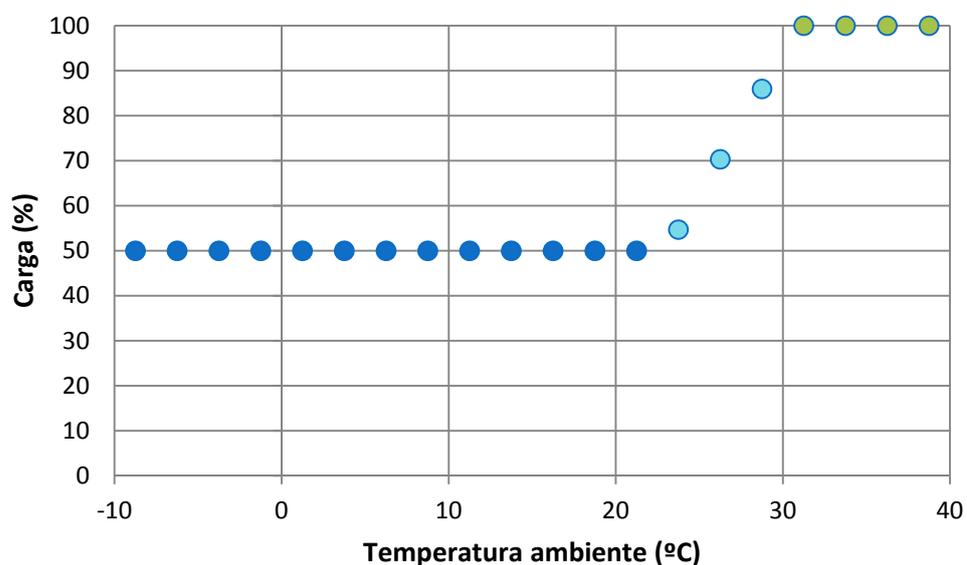


Figura 45. Porcentaje de carga frigorífica considerado.

Para este caso tenemos por lo tanto que para temperaturas inferiores a 23°C, la demanda de la planta será de 40kW y para las superiores a 31°C será de 80kW. Los ahorros obtenidos siguen una tendencia similar a aquellos obtenidos para refrigeración comercial, según muestra la Figura 46, pero en este caso los incrementos son mayores ya que las demandas de carga frigorífica más altas tienen lugar para temperaturas elevadas, donde el COP de los sistemas con subenfriamiento mecánico mejora más sustancialmente respecto al ciclo base.

10. Viabilidad de los sistemas

El ahorro obtenido para el sistema integrado va desde un 11,4% en Munich hasta un 19,9% en Sevilla. Por otro lado, el sistema dedicado se queda en los mismos valores que obteníamos en refrigeración comercial para las ciudades más frías ya que en estas se trabaja la mayor parte del tiempo a media carga, y llega hasta ahorros del 11,0% para la localidad más cálida. Para temperaturas de evaporación de 0°C, las reducciones en el consumo van del 6,5% al 14,1% para el IMS y del 3,7% hasta el 11,0% para el DMS, valores similares a los obtenidos para refrigeración comercial (anexo A).

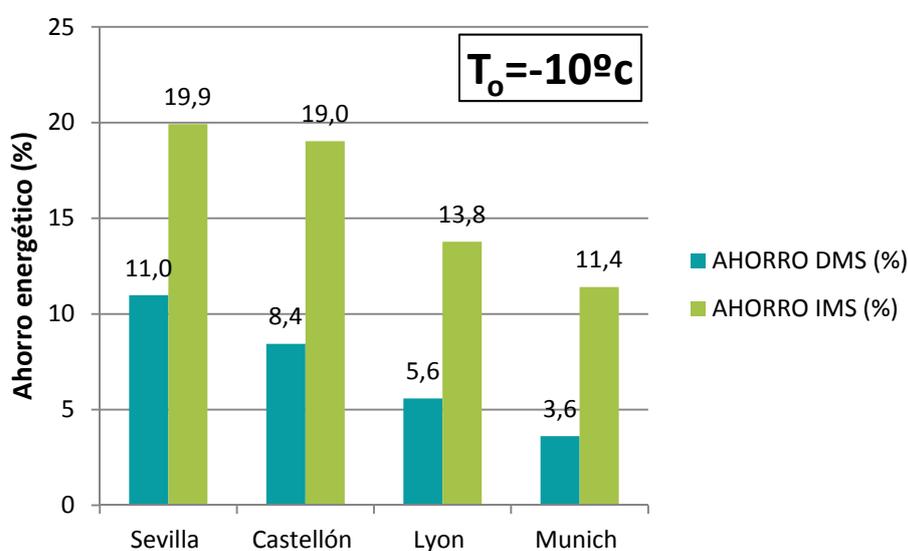


Figura 46. Ahorros energéticos obtenidos para refrigeración industrial con $T_0 = -10^\circ\text{C}$.

10.2. Inversión económica y amortización de los sistemas

Ambos ciclos de subenfriamiento suponen una modificación de la planta original, añadiendo nuevos componentes mecánicos y con ellos un coste adicional. Es decir, la aplicación de estos ciclos de apoyo puede suponer un ahorro energético importante, y con ello, un ahorro económico; pero suponen también una inversión a realizar. En este apartado se valorará dicha inversión económica y su amortización a lo largo de los años, así como el periodo de retorno de la inversión y la viabilidad de ésta.

10. Viabilidad de los sistemas

Para ello necesitamos cuantificar el ahorro anual que supone cada instalación en términos económicos y también el sobrecoste que supone para la empresa: coste de la instalación, intereses e impuestos.

En primer lugar, tal y como se ha detallado en el apartado 10.1, cada planta supone un ahorro energético respecto a la configuración inicial, diferente para cada instalación y en cada localidad, debido a las diferentes condiciones ambientales. Esta reducción de consumo se puede convertir en un ahorro económico. Si menor es la potencia eléctrica consumida, menor será el coste de funcionamiento. Conocida la energía reducida anualmente podemos calcular el ahorro económico anual en base a la ecuación (27) :

$$\text{Ahorro económico (€)} = \text{Ahorro energético (kWh)} \times 0,14 \left(\frac{\text{€}}{\text{kWh}} \right) \quad (27)$$

Cuantificado el ahorro económico necesitamos calcular el coste de inversión del ciclo de subenfriamiento mecánico y del integrado, teniendo en cuenta el coste de los componentes seleccionados para cada tamaño de instalación. En el presupuesto se detalla el coste de las plantas de 10kW, 20kW, 40kW, 80kW y 100kW y el coste total aparece reflejado en la Figura 47.

Observamos que para plantas pequeñas el sistema integrado resulta más económico ya que está formado por menos componente, mientras que para plantas de mayor tamaño el sistema dedicado consigue precios más reducidos. Esto se debe al elevado coste de los compresores de CO₂ de gran tamaño que encontramos en el sistema integrado.

Cuanto mayor es el tamaño de planta, mayor es su coste pero también hemos visto que mayor es el ahorro conseguido. En este apartado se pretende por tanto determinar el periodo de retorno de cada inversión y analizar cuáles de ellas resultan más recomendables.

10. Viabilidad de los sistemas

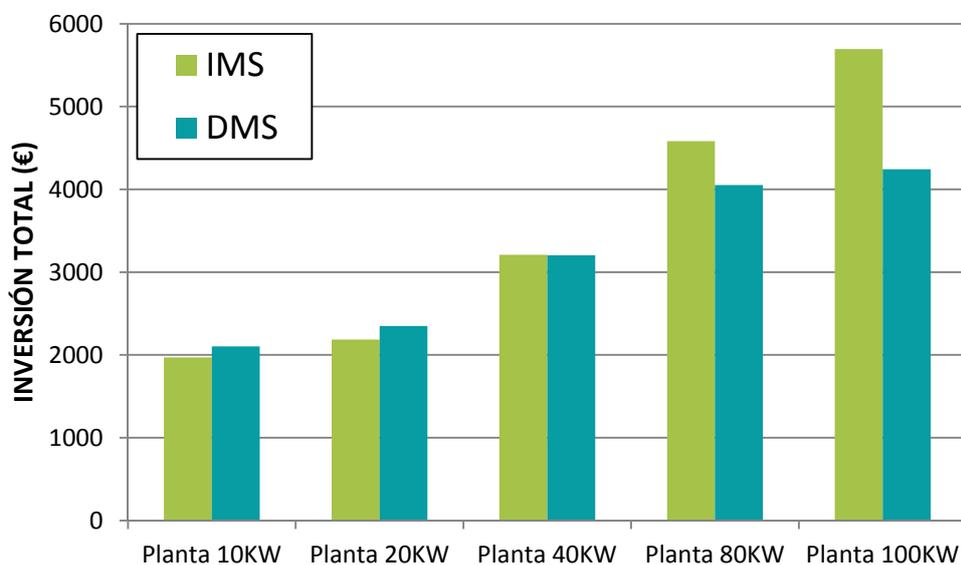


Figura 47. Inversión total de los ciclos para cada tamaño de planta.

El ahorro económico, al igual que el ahorro energético variará según la localización, el tamaño de planta, la aplicación y el nivel de evaporación. La Tabla 7 muestra los ahorros conseguidos con el uso del subenfriamiento mecánico integrado en cada localidad para la aplicación de refrigeración industrial a $T_o = -10^\circ\text{C}$. Estos ahorros se encuentran representados en la Figura 48.

	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
	Ahorro anual (€)			
Planta 10KW	434,87	292,47	151,54	85,65
Planta 20KW	869,74	584,94	303,09	171,30
Planta 40KW	1739,48	1169,87	606,17	342,60
Planta 80KW	3478,96	2339,75	1212,34	685,20
Planta 100KW	4348,70	2924,69	1515,43	856,50

Tabla 7. Ahorro económico anual para refrigeración industrial y $T_o = -10^\circ\text{C}$ con IMS.

10. Viabilidad de los sistemas

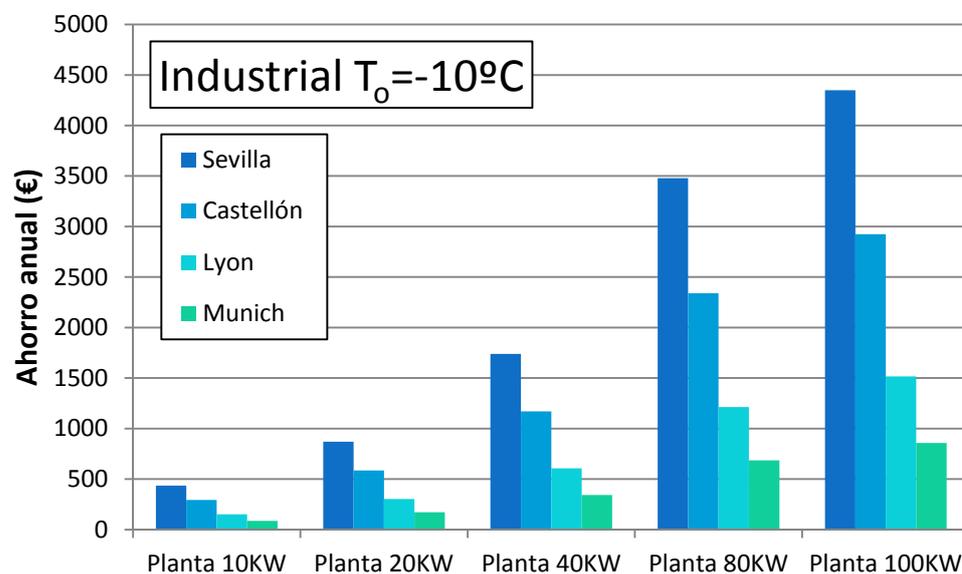


Figura 48. Ahorros anuales conseguidos con el ciclo integrado.

La Tabla 8 presenta los ahorros conseguidos para la misma aplicación con el uso del ciclo de subenfriamiento dedicado. Estos están representados gráficamente en la Figura 49.

	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
	Ahorro anual (€)			
Planta 10KW	313,72	189,28	89,17	44,61
Planta 20KW	627,45	378,56	178,34	89,21
Planta 40KW	1254,90	757,12	356,68	178,42
Planta 80KW	2509,80	1514,24	713,35	356,85
Planta 100KW	3137,25	1892,80	891,69	446,06

Tabla 8. Ahorro económico anual para refrigeración industrial y $T_0 = -10^\circ\text{C}$ con DMS.

En el anexo H se pueden consultar los ahorros económicos para el resto de aplicaciones.

10. Viabilidad de los sistemas

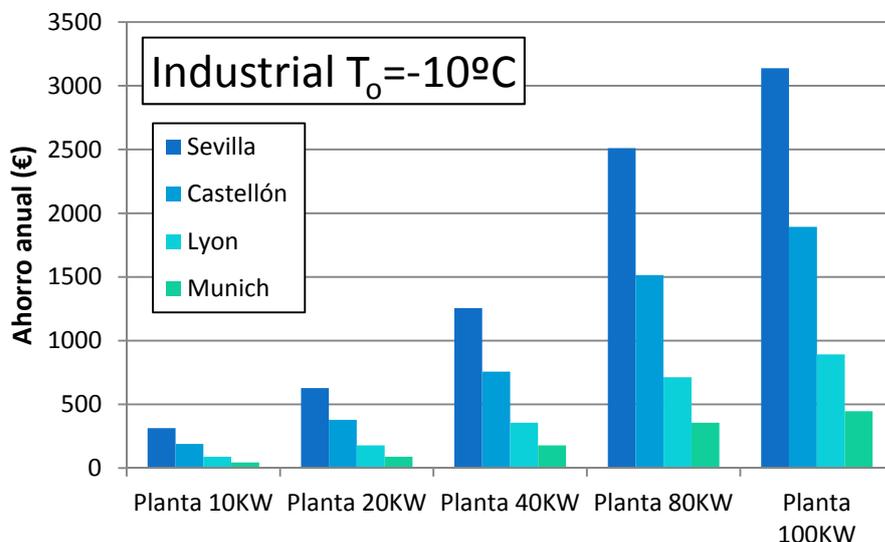


Figura 49. Ahorros anuales conseguidos con el ciclo dedicado.

Comparando ambos ciclos observamos que el ciclo integrado produce ahorros superiores. Por ejemplo, en la Figura 50 se comparan los ahorros conseguidos en la ciudad de Sevilla por cada uno de los sistemas.

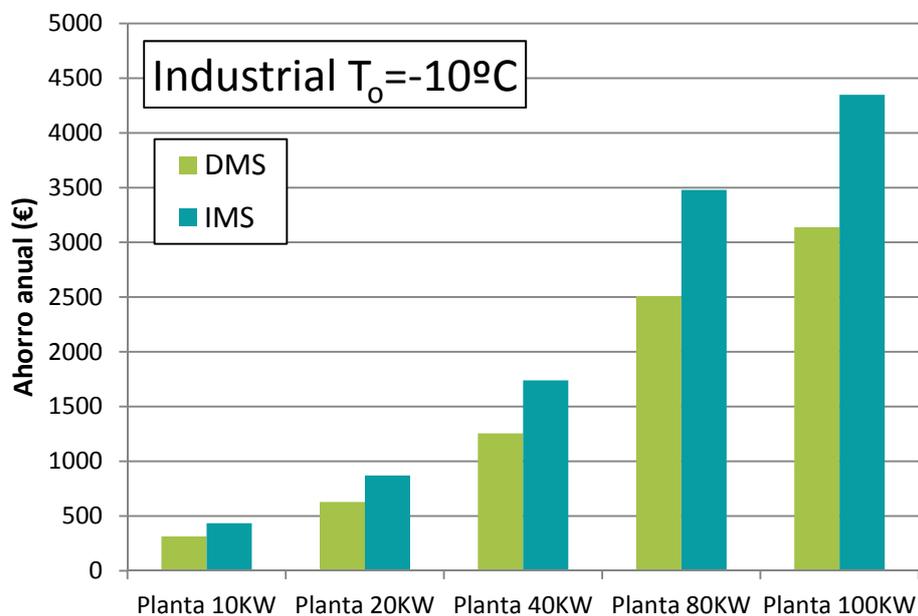


Figura 50. Comparativa del ahorro de ambos sistemas en Sevilla.

10. Viabilidad de los sistemas

Dado que se trata de una inversión que produce un ahorro energético y económico, la podemos valorar gracias a varias variables económicas, como son la rentabilidad, la tasa interna de retorno y el payback. Primeramente es necesario conocer el importe de la inversión. Anteriormente se han especificado los costes totales de cada planta. Estos son los recursos económicos necesarios para llevar este proyecto a cabo. Para este estudio consideraremos que se solicita un préstamo para afrontar la inversión señalada. Este préstamo tendrá un interés del 6% y será abonado en 3 plazos. Por lo tanto, la cantidad económica necesaria final será de:

$$Inversión = Coste\ instalación \times (1 + interés)^{años} \quad (28)$$

10.2.1. Rentabilidad

La rentabilidad nos permite valorar las propuestas de mejora, para decidir si éstas tienen interés económico. El beneficio será el ahorro anual conseguido gracias a la inversión realizada. Calculamos la rentabilidad según:

$$Rentabilidad = \frac{Beneficio}{Inversión} \times 100 \quad (29)$$

10.2.2. Payback

El payback o periodo simple de retorno determina el periodo necesario para que los ahorros devuelvan la inversión necesaria. Esto tiene lugar cuando la suma de los flujos de caja es positiva (ecuación (30)).

$$\sum_t \text{Flujos de caja} > 0 \quad (30)$$

10.2.3. Tasa interna de retorno T.I.R.

La Tasa Interna de Retorno (TIR) nos permite medir con exactitud el rendimiento de la inversión. Este parámetro representa la tasa media que permite recuperar el 100% de la inversión con los ingresos conseguidos a lo largo del tiempo de operación.

10. Viabilidad de los sistemas

Será por tanto el valor que cumpla la siguiente ecuación:

$$0 = -I + \sum_t \frac{\text{Flujos de caja}_t}{(1 + TIR)^t} \quad (31)$$

Este parámetro permitirá comparar varias inversiones: será más rentable aquella con mayor TIR.

Definidos los tres parámetros, pasaremos a analizarlos para todas las condiciones estudiadas en el subenfriamiento mecánico dedicado y el integrado. En el anexo I se encuentran dichos valores.

Estas instalaciones tienen una vida útil de unos 15 años, por tanto, es aconsejable recuperar la inversión antes de que transcurra dicho tiempo. Consideraremos que si el *payback* es inferior a 5 años, el tiempo de retorno de la inversión es muy favorable. Si este tiempo está entre los 5 y los 10 años podemos hablar de una inversión a largo plazo, ya que recuperaremos el capital y además quedarán unos años para obtener beneficios. Casos que tengan un *payback* superior no deberían llevarse a cabo.

La Figura 51 muestra el *payback* de todos los casos analizados de la planta de 100kW con el sistema de subenfriamiento mecánico integrado. Podemos observar dichos parámetros también para el caso con el sistema dedicado en la Figura 52. Vemos que ambas siguen la misma tendencia: para localidades más cálidas el tiempo de retorno de la inversión es menor siendo menor también cuanto menor es la temperatura de evaporación.

Entre los dos tipos de aplicación estudiados, vemos que el *payback* resulta menor cuando la carga demandada es variable, es decir, en refrigeración industrial. Esto se debe a que el coste de la instalación es el mismo pero el ahorro conseguido mayor, como ya se ha detallado anteriormente.

Comparando ambas tipologías de subenfriamiento, vemos que el integrado consigue devolver la inversión realizada antes que el dedicado.

10. Viabilidad de los sistemas

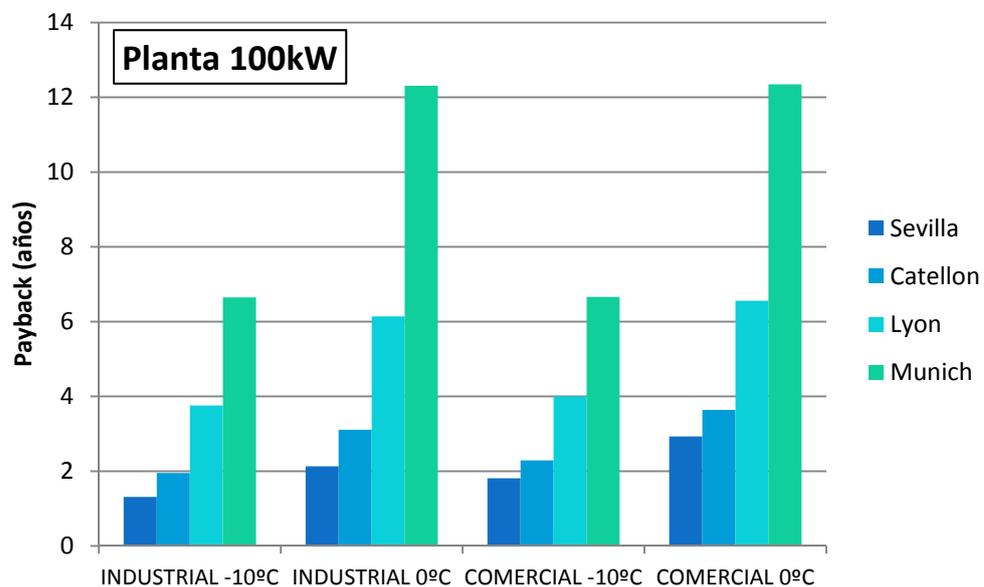


Figura 51. Payback de la planta de 100kW con IMS.

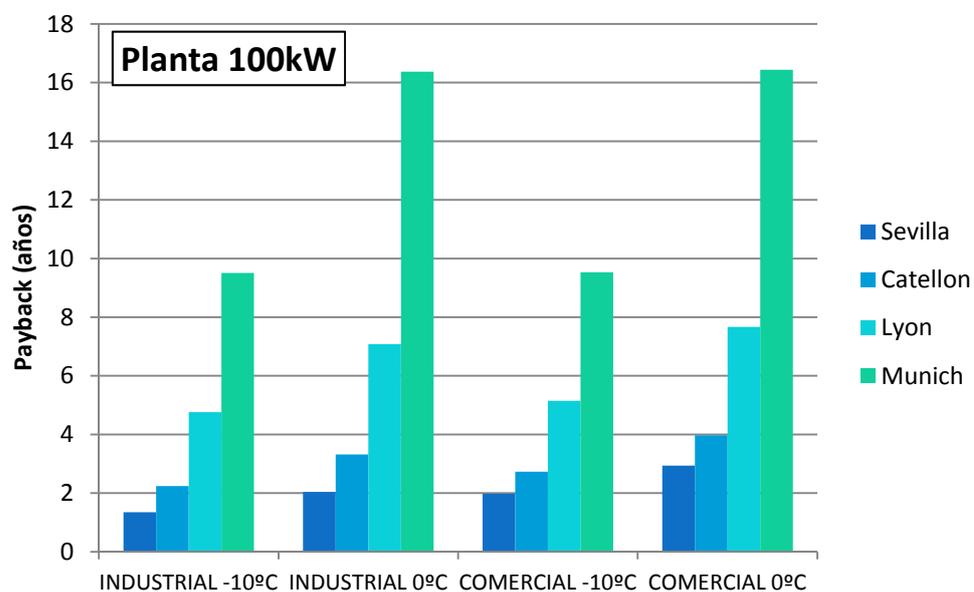


Figura 52. Payback de la planta de 100kW con DMS.

Resulta interesante comparar diversos tamaños de planta para cada aplicación. La Figura 53 compara el payback de todos los tamaños de

10. Viabilidad de los sistemas

instalación con subenfriamiento integrado para la ciudad de Sevilla. Observamos con claridad que para tamaños de planta pequeños el payback es muy elevado. En cambio, a partir de tamaños medios y grandes, el payback se reduce considerablemente. Podemos concluir que la adaptación de los ciclos base a ciclos con subenfriamiento resulta más conveniente para plantas de potencia media-elevada.

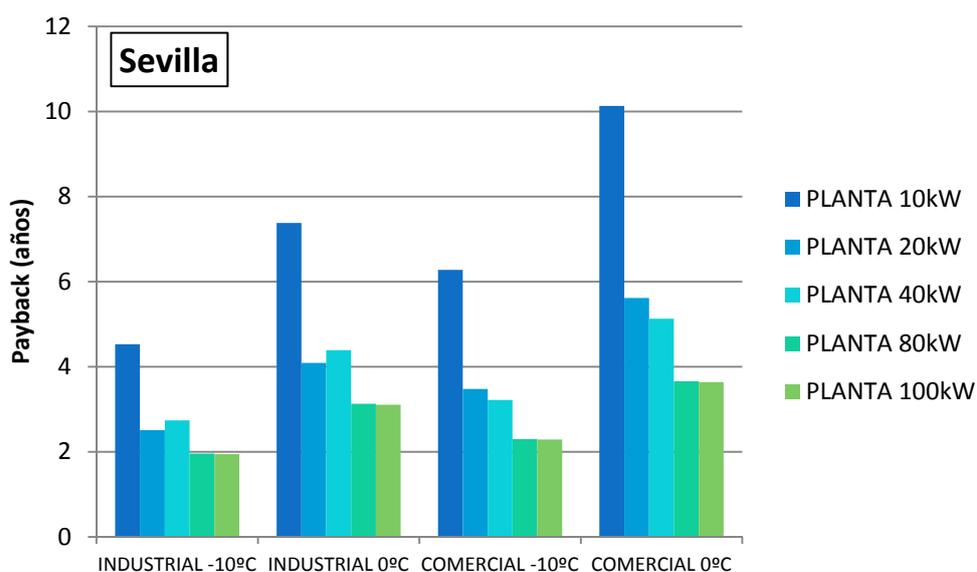


Figura 53. Payback del ciclo con IMS en la localidad de Sevilla.

Para la rentabilidad y el TIR encontramos aspectos similares. La inversión resulta más rentable cuanto mayor es la temperatura ambiente, menor la temperatura de evaporación y mayor el tamaño de planta (Anexo I).

Todos aquellos casos en que el TIR resulte menor al 6% (tasa de interés) no son inversiones rentables. Esto ocurre para prácticamente todos los casos de Munich, debido a que se trata de un clima frío, en el cual los ciclos de subenfriamiento no introducen una mejora sustancial, con lo que el ahorro es mínimo y la inversión no resulta rentable. Esto ocurre también en Lyon para los tamaños de planta de 10kW y de 20kW, si bien en Castellón y Sevilla para estos tamaños de planta la rentabilidad es tan baja que no resulta aconsejable la inversión.

10. Viabilidad de los sistemas

Se aconseja invertir en los sistemas analizados siempre que el payback sea inferior a 10 años y siempre que el TIR sea superior al tipo de interés y aconsejablemente a la rentabilidad.

La F-gas limita el uso de refrigerantes de alto GWP a plantas de potencia superior a los 40kW. De este estudio concluimos que todas aquellas máquinas de esta potencia y superiores deberán utilizar CO₂ apoyado por cualquiera de los dos sistemas de enfriamiento, siendo ambos rentables y gracias a los cuales, además, se conseguirá cierto beneficio económico.

11. Conclusiones

La refrigeración tiene un alto impacto en el calentamiento global debido a las emisiones de gases que produce, tanto directas como indirectas. Por ello es muy importante desarrollar nuevas soluciones que permitan reducir este impacto, consiguiendo plantas con mejor rendimiento y utilizando gases menos nocivos.

En este trabajo se ha evaluado de manera teórica dos modificaciones de sistemas simples de CO₂ como alternativa a los ciclos clásicos de HFCs, con el objetivo de conseguir que los ciclos de este refrigerante natural sean competitivos en climas cálidos donde hasta día de hoy no eran viables por su bajo rendimiento. Los ciclos estudiados, tanto el subenfriamiento mecánico dedicado como el subenfriamiento mecánico integrado, aportan numerosos beneficios al sistema clásico como son un aumento considerable del COP y también de la potencia frigorífica del sistema. Estos aumentos han sido validados por el ensayo experimental de la planta de subenfriamiento mecánico dedicado que ha mostrado tales incrementos experimentalmente.

Ambos ciclos han mostrado un efecto muy similar aunque el integrado ha resultado ligeramente superior, hecho que unido con su configuración más simple resultaría el ciclo más recomendado a implementar.

En cuanto a la viabilidad de ambos ciclos se han observado tendencias similares: cuanto más cálido sea el clima en el cual funciona el ciclo mayor es su rentabilidad y se recupera la inversión más rápidamente. El ciclo resulta más rentable cuanto mayor es su tamaño y menor la temperatura de evaporación. Si bien es aconsejable tanto en refrigeración comercial como industrial, es para esta última para la que provoca mayores beneficios.

En conclusión, el ciclo más recomendado es el sistema integrado ya que los beneficios que aporta son mayores y porque su rentabilidad y amortización es superior. Para plantas de potencias superiores a los 40kW en climas cálidos es indiscutible el uso de CO₂ con sistemas de subenfriamiento debido a las restricciones de la directiva europea. Para plantas de tamaño inferior, el límite en el GWP del refrigerante es menos restrictivo, pero será necesario estudiar otras alternativas, ya que el

subenfriamiento mecánico no es aconsejable para plantas de pequeño tamaño debido a su baja rentabilidad.

Como vías de futuro queda profundizar más en el comportamiento de ambos ciclos para optimizar sus sistemas. También la experimentación del ciclo integrado, que actualmente se encuentra en construcción, y el test de los ciclos frente a condiciones más aplicadas y durante periodos más largos, con el fin de conocer su comportamiento en aplicaciones reales. Una vez sus comportamientos sean dominados se desarrollará el sistema de control y regulación de las plantas.

ANEXOS

A. AHORROS ENERGÉTICOS ANUALES	85
A.1. PLANTA 10kW	85
A.2. PLANTA 20kW	87
A.3. PLANTA 40kW	89
A.4. PLANTA 80kW	90
A.5. PLANTA 100kW	91
B. SELECCIÓN DE COMPRESORES PARA EL IMS	93
C. SELECCIÓN DE COMPRESORES PARA EL DMS	98
D. SELECCIÓN DE SUBCOOLERS PARA EL IMS	100
E. SELECCIÓN DE SUBCOOLERS PARA EL DMS	102
F. SELECCIÓN DE CONDENSADORES PARA EL DMS	103
G. SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE EXPANSIÓN PARA EL DMS	105
H. AHORROS ECONÓMICOS ANUALES	106
H.1. SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO INTEGRADO	106
H.2. SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO DEDICADO	107
I. ESTUDIO DE VIABILIDAD	108
I.1. SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO INTEGRADO	108
I.2. SUBENFRIAMIENTO MECÁNICO DEDICADO	112

A. Ahorros energéticos anuales

A.1. Planta 10kW

Las tablas siguientes muestran los consumos energéticos anuales para cada ciclo estudiado para Sevilla, Castellón de la Plana, Lyon y Munich, tanto en refrigeración comercial como industrial, para los niveles de evaporación -10°C y 0°C. Se recogen también los ahorros conseguidos con cada uno de los sistemas de subenfriamiento respecto al ciclo base.

	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO ₂ + IHX (kWh)	128775,1	115086,9	88341,1	70427,9
DMS (kWh)	116518,8	106192,0	83634,4	67884,7
IMS (kWh)	110837,9	100866,9	80208,5	65542,1
AHORRO _{DMS} (%)	9,5	7,7	5,3	3,6
AHORRO _{IMS} (%)	13,9	12,4	9,2	6,9

Tabla 9. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a -10°C de evaporación.

	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO ₂ + IHX (kWh)	84027,1	73568,8	53357,1	40349,0
DMS (kWh)	75783,4	67464,9	50194,9	38874,5
IMS (kWh)	72910,1	64624,4	48398,5	37714,2
AHORRO _{DMS} (%)	9,8	8,3	5,9	3,7
AHORRO _{IMS} (%)	13,2	12,2	9,3	6,5

Tabla 10. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a 0°C de evaporación.

En la Figura 54 se representan los ahorros obtenidos en refrigeración comercial para el nivel de evaporación de 0°C y para el mismo nivel de evaporación en refrigeración industrial en la Figura 55

A. Ahorros energéticos anuales

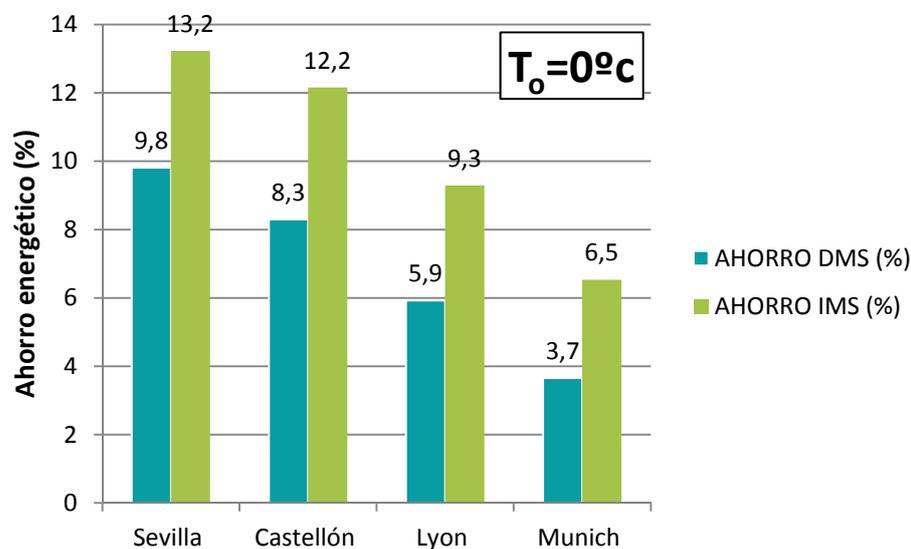


Figura 54. Ahorros energéticos en refrigeración comercial para $T_0=0^\circ\text{C}$.

	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO ₂ + IHX (kWh)	163213,1	128219,3	91253,7	70480,8
DMS (kWh)	145286,0	117403,2	86158,3	67931,9
IMS (kWh)	130702,6	103825,7	78685,9	62442,5
AHORRO _{DMS} (%)	11,0	8,4	5,6	3,6
AHORRO _{IMS} (%)	19,9	19,0	13,8	11,4

Tabla 11. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a -10°C de evaporación.

	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO ₂ + IHX (kWh)	108223,5	82615,8	55365,8	40387,5
DMS (kWh)	96351,3	75324,1	51944,2	38906,8
IMS (kWh)	92965,3	72169,4	50066,6	37744,8
AHORRO _{DMS} (%)	11,0	8,8	6,2	3,7
AHORRO _{IMS} (%)	14,1	12,6	9,6	6,5

Tabla 12. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a 0°C de evaporación.

A. Ahorros energéticos anuales

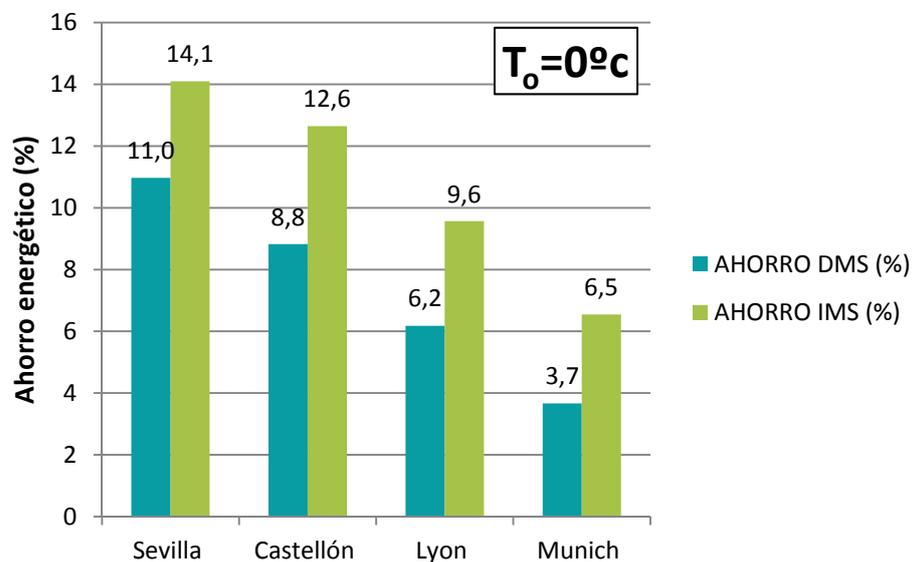


Figura 55. Ahorros energéticos en refrigeración industrial para $T_o=0^\circ\text{C}$.

A.2. Planta 20kW

COMERCIAL $T_o = -10^\circ\text{C}$	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO ₂ + IHX (kWh)	32193,8	28771,7	22085,3	17607,0
DMS (kWh)	29129,7	26548,0	20908,6	16971,2
IMS (kWh)	27709,5	25216,7	20052,1	16385,5
AHORRO DMS (%)	9,5	7,7	5,3	3,6
AHORRO IMS (%)	13,9	12,4	9,2	6,9
AHORRO DMS (kWh)	3064,1	2223,7	1176,7	635,8
AHORRO IMS (kWh)	4484,3	3555,0	2033,2	1221,4

Tabla 13. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a -10°C de evaporación (20kW).

A. Ahorros energéticos anuales

COMERCIAL To = 0°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	21006,8	18392,2	13339,3	10087,3
DMS (kWh)	18945,8	16866,2	12548,7	9718,6
IMS (kWh)	18227,5	16156,1	12099,6	9428,6
AHORRO DMS (%)	9,8	8,3	5,9	3,7
AHORRO IMS (%)	13,2	12,2	9,3	6,5
AHORRO DMS (kWh)	2060,9	1526,0	790,5	368,6
AHORRO IMS (kWh)	2779,2	2236,1	1239,6	658,7

Tabla 14. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a 0°C de evaporación (20kW).

INDUSTRIAL To = -10°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	40803,3	32054,8	22813,4	17620,2
DMS (kWh)	36321,5	29350,8	21539,6	16983,0
IMS (kWh)	34590,9	27876,7	20648,5	16396,6
AHORRO DMS (%)	11,0	8,4	5,6	3,6
AHORRO IMS (%)	15,2	13,0	9,5	6,9
AHORRO DMS (kWh)	4481,8	2704,0	1273,8	637,2
AHORRO IMS (kWh)	6212,4	4178,1	2164,9	1223,6

Tabla 15. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a -10°C de evaporación (20kW).

INDUSTRIAL To = 0°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	27055,9	20654,0	13841,5	10096,9
DMS (kWh)	24087,8	18831,0	12986,0	9726,7
IMS (kWh)	23241,3	18042,3	12516,7	9436,2
AHORRO DMS (%)	11,0	8,8	6,2	3,7
AHORRO IMS (%)	14,1	12,6	9,6	6,5
AHORRO DMS (kWh)	2968,0	1822,9	855,4	370,2
AHORRO IMS (kWh)	3814,5	2611,6	1324,8	660,7

Tabla 16. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a 0°C de evaporación (20kW).

A. Ahorros energéticos anuales

A.3. Planta 40kW

COMERCIAL To = -10°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	64387,6	57543,5	44170,6	35214,0
DMS (kWh)	58259,4	53096,0	41817,2	33942,4
IMS (kWh)	55419,0	50433,4	40104,2	32771,1
AHORRO DMS (%)	9,5	7,7	5,3	3,6
AHORRO IMS (%)	13,9	12,4	9,2	6,9
AHORRO DMS (kWh)	6128,1	4447,5	2353,4	1271,6
AHORRO IMS (kWh)	8968,6	7110,0	4066,3	2442,9

Tabla 17. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a -10°C de evaporación (40kW).

COMERCIAL To = 0°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	42013,6	36784,4	26678,5	20174,5
DMS (kWh)	37891,7	33732,4	25097,5	19437,2
IMS (kWh)	36455,1	32312,2	24199,3	18857,1
AHORRO DMS (%)	9,8	8,3	5,9	3,7
AHORRO IMS (%)	13,2	12,2	9,3	6,5
AHORRO DMS (kWh)	4121,9	3052,0	1581,1	737,3
AHORRO IMS (kWh)	5558,5	4472,2	2479,3	1317,4

Tabla 18. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a 0°C de evaporación (40kW).

INDUSTRIAL To = -10°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	81606,6	64109,6	45626,8	35240,4
DMS (kWh)	72643,0	58701,6	43079,1	33966,0
IMS (kWh)	69181,7	55753,4	41297,1	32793,3
AHORRO DMS (%)	11,0	8,4	5,6	3,6
AHORRO IMS (%)	15,2	13,0	9,5	6,9
AHORRO DMS (kWh)	8963,6	5408,0	2547,7	1274,5
AHORRO IMS (kWh)	12424,9	8356,2	4329,8	2447,1

Tabla 19. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a -10°C de evaporación (40kW).

A. Ahorros energéticos anuales

INDUSTRIAL To = 0°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	54111,7	41307,9	27682,9	20193,7
DMS (kWh)	48175,7	37662,1	25972,1	19453,4
IMS (kWh)	46482,7	36084,7	25033,3	18872,4
AHORRO DMS (%)	11,0	8,8	6,2	3,7
AHORRO IMS (%)	14,1	12,6	9,6	6,5
AHORRO DMS (kWh)	5936,1	3645,9	1710,8	740,4
AHORRO IMS (kWh)	7629,1	5223,2	2649,6	1321,3

Tabla 20. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a 0°C de evaporación (40kW).

A.4. Planta 80kW

COMERCIAL To = -10°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	128775,1	115086,9	88341,1	70427,9
DMS (kWh)	116518,8	106192,0	83634,4	67884,7
IMS (kWh)	110837,9	100866,9	80208,5	65542,1
AHORRO DMS (%)	9,5	7,7	5,3	3,6
AHORRO IMS (%)	13,9	12,4	9,2	6,9
AHORRO DMS (kWh)	12256,3	8895,0	4706,8	2543,2
AHORRO IMS (kWh)	17937,2	14220,1	8132,7	4885,8

Tabla 21. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a -10°C de evaporación (80kW).

COMERCIAL To = 0°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	84027,1	73568,8	53357,1	40349,0
DMS (kWh)	75783,4	67464,9	50194,9	38874,5
IMS (kWh)	72910,1	64624,4	48398,5	37714,2
AHORRO DMS (%)	9,8	8,3	5,9	3,7
AHORRO IMS (%)	13,2	12,2	9,3	6,5
AHORRO DMS (kWh)	8243,7	6103,9	3162,1	1474,5
AHORRO IMS (kWh)	11117,0	8944,4	4958,5	2634,8

Tabla 22. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a 0°C de evaporación (80kW).

A. Ahorros energéticos anuales

INDUSTRIAL To = -10°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	163213,1	128219,3	91253,7	70480,8
DMS (kWh)	145286,0	117403,2	86158,3	67931,9
IMS (kWh)	138363,4	111506,8	82594,1	65586,6
AHORRO DMS (%)	11,0	8,4	5,6	3,6
AHORRO IMS (%)	15,2	13,0	9,5	6,9
AHORRO DMS (kWh)	17927,1	10816,0	5095,4	2548,9
AHORRO IMS (kWh)	24849,7	16712,5	8659,6	4894,3

Tabla 23. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a -10°C de evaporación (80kW).

INDUSTRIAL To = 0°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	108223,5	82615,8	55365,8	40387,5
DMS (kWh)	96351,3	75324,1	51944,2	38906,8
IMS (kWh)	92965,3	72169,4	50066,6	37744,8
AHORRO DMS (%)	11,0	8,8	6,2	3,7
AHORRO IMS (%)	14,1	12,6	9,6	6,5
AHORRO DMS (kWh)	11872,2	7291,7	3421,7	1480,7
AHORRO IMS (kWh)	15258,1	10446,5	5299,2	2642,7

Tabla 24. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a 0°C de evaporación (80kW).

A.5. Planta 100kW

COMERCIAL To = -10°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	160968,9	143858,7	110426,4	88034,9
DMS (kWh)	145648,5	132740,0	104543,0	84855,9
IMS (kWh)	138547,4	126083,6	100260,6	81927,6
AHORRO DMS (%)	9,5	7,7	5,3	3,6
AHORRO IMS (%)	13,9	12,4	9,2	6,9
AHORRO DMS (kWh)	15320,4	11118,7	5883,5	3179,0
AHORRO IMS (kWh)	22421,5	17775,1	10165,9	6107,2

Tabla 25. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a -10°C de evaporación (100kW).

A. Ahorros energéticos anuales

COMERCIAL To = 0°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	105033,9	91961,0	66696,3	50436,3
DMS (kWh)	94729,2	84331,1	62743,7	48593,1
IMS (kWh)	91137,6	80780,6	60498,2	47142,8
AHORRO DMS (%)	9,8	8,3	5,9	3,7
AHORRO IMS (%)	13,2	12,2	9,3	6,5
AHORRO DMS (kWh)	10304,7	7629,9	3952,6	1843,1
AHORRO IMS (kWh)	13896,2	11180,4	6198,1	3293,5

Tabla 26. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. comercial a 0°C de evaporación (100kW).

INDUSTRIAL To = -10°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	204016,4	160274,1	114067,1	88101,0
DMS (kWh)	181607,5	146754,0	107697,9	84914,9
IMS (kWh)	172954,3	139383,4	103242,6	81983,2
AHORRO DMS (%)	11,0	8,4	5,6	3,6
AHORRO IMS (%)	15,2	13,0	9,5	6,9
AHORRO DMS (kWh)	22408,9	13520,0	6369,2	3186,1
AHORRO IMS (kWh)	31062,2	20890,6	10824,5	6117,8

Tabla 27. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a -10°C de evaporación (100kW).

INDUSTRIAL To = 0°C	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
CO2 + IHX (kWh)	135279,3	103269,8	69207,3	50484,4
DMS (kWh)	120439,1	94155,2	64930,2	48633,5
IMS (kWh)	116206,7	90211,7	62583,3	47181,0
AHORRO DMS (%)	11,0	8,8	6,2	3,7
AHORRO IMS (%)	14,1	12,6	9,6	6,5
AHORRO DMS (kWh)	14840,2	9114,6	4277,1	1850,9
AHORRO IMS (kWh)	19072,7	13058,1	6624,0	3303,3

Tabla 28. Consumos anuales en cada ciudad y ahorro respecto ciclo base para ref. industrial a 0°C de evaporación (100kW).

B. Selección de compresores para el IMS

Para la selección de los compresores que compondrán los ciclos de subenfriamiento integrado de diferentes capacidades frigoríficas utilizamos el programa de selección de la marca Dorin, seleccionando compresores semi-herméticos de CO₂ preparados para soportar altas presiones. Las plantas para las que se dimensionan tendrán las siguientes potencias frigoríficas: 10kW, 20kW, 40kW, 80kW y 100kW.

Para su selección son necesarios los parámetros siguientes:

- Temperatura de evaporación: corresponde a la temperatura intermedia (temperatura de evaporación en el subcooler).
- Presión en gas-cooler.
- Recalentamiento en línea y en el evaporador.
- Temperatura de salida de gas-cooler: esta temperatura corresponde con la de salida de subcooler (T_{SUB}), ya que es ella quien define el punto de expansión.
- Potencia necesaria en el evaporador.

Para una temperatura de evaporación del ciclo principal de -10°C, en base a las simulaciones realizadas, observamos que la potencia proporcionada en el subcooler varía entre un 40% y un 90% del total aproximadamente. Estos valores corresponden a todas las condiciones de operación simuladas, tanto en subcrítico como en transcrito. El compresor deberá dimensionarse para el punto de funcionamiento más habitual, sabiendo que podrá reducir o aumentar su velocidad de giro para ajustarse a las necesidades. Por lo tanto, consideraremos que la potencia suministrada en subcooler debe ser aproximadamente del 55% del total.

Asimismo, la temperatura intermedia varía entre 5°C y 20°C, con lo que tomamos como temperatura de evaporación 12°C. A su vez, la temperatura de salida de gas-cooler la fijaremos a 16°C y los recalentamientos serán de 5K.

La Figura 56 muestra la interfaz del software de selección y los parámetros introducidos para el compresor de la planta de 10kW.

B. Selección de compresores para el IMS

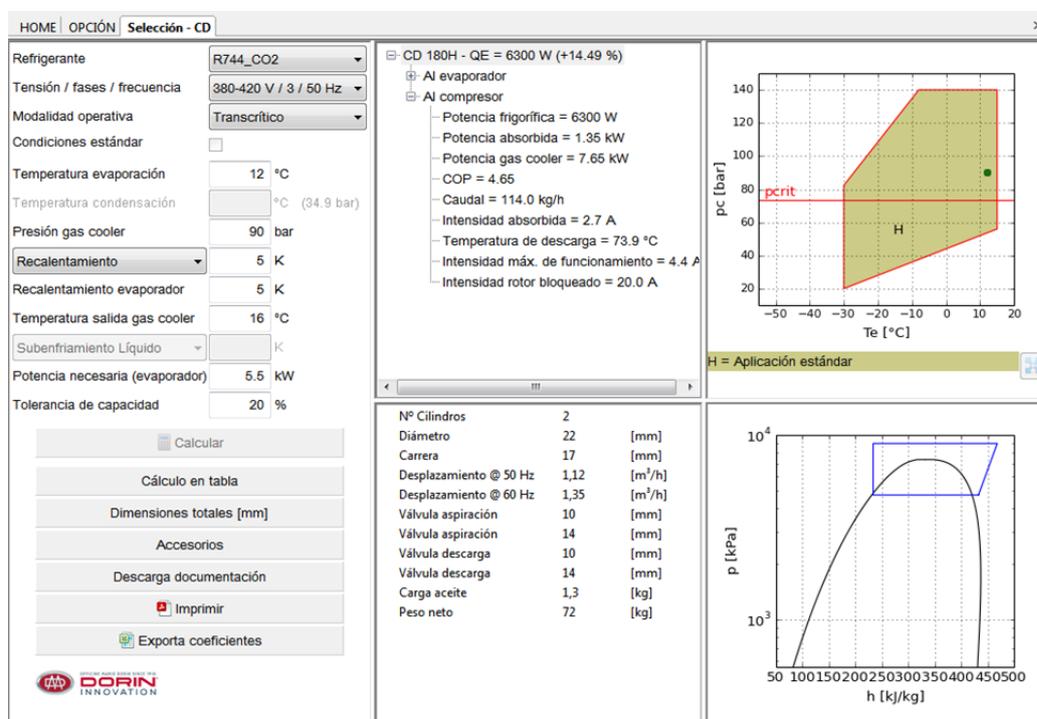


Figura 56. Software de selección DORIN.

- Planta de 10kW:

Los parámetros de entrada son los comentados en el apartado anterior y la potencia necesaria será de 5,5kW. El compresor seleccionado (Figura 57) para este caso es el CD 180H que proporciona una potencia en el subcooler de 6300W.

- Planta de 20kW:

En este caso se necesita una potencia de 11kW. El compresor que mejor se ajusta a estos datos de entrada es el CD 350H, con un desvío en la capacidad deseada de un +3,07%.

B. Selección de compresores para el IMS



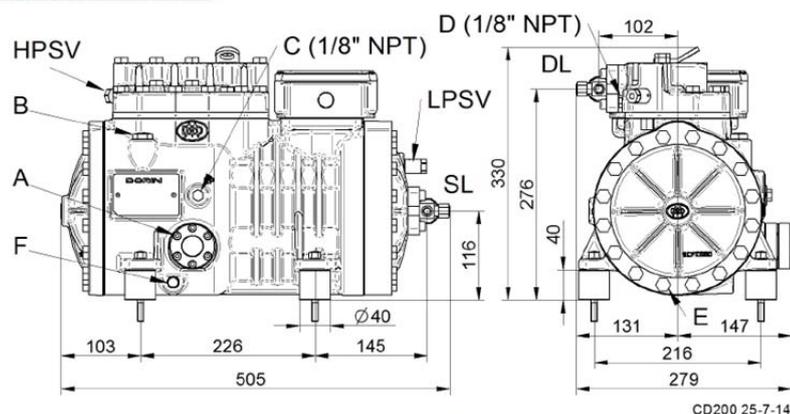
OFFICINE MARIO DORIN SINCE 1918
DORIN
 INNOVATION

Modelo: CD 180H - PAGE 1

18/10/2017 - Dorin Software v. 17.07

Todos los datos están sujeto a cambio

Dimensiones totales [mm]



- | | |
|--------------------------|----------------------------------|
| A – Visor aceite | F – Resistencia cárter |
| B – Tapón carga aceite | DL – Válvula servicio descarga |
| C – Toma baja presión | SL – Válvula servicio aspiración |
| D – Toma alta presión | LPSV – Válvula seguridad LP |
| E – Tapón vaciado aceite | HPSV – Válvula seguridad HP |

Figura 57. Dimensiones del compresor CD 180H.

■ Planta de 40kW:

Siendo necesaria una potencia frigorífica de 22kW, existen dos opciones: seleccionar un único compresor o dos de menor capacidad. Si seleccionamos un único compresor este resulta demasiado grande o demasiado pequeño (Figura 58), alejándose casi un 20% de la potencia deseada. Para este caso resulta más acertado seleccionar dos compresores de aproximadamente 11kW (CD 350H).

- ⊕ CD 380H - QE = 18220 W (-17.22 %)
- ⊕ CD 700H - QE = 26130 W (+18.74 %)

Figura 58. Compresores de potencias cercanas a 22kW.

B. Selección de compresores para el IMS

▪ Planta de 80kW:

Se requiere una potencia de 44kW en el subcooler. Debido a que se trata de una potencia elevada seleccionaremos varios compresores más pequeños, teniendo así dos alternativas: 4 compresores CD 350H o 3 compresores CD 360H. Con la segunda opción conseguimos un margen de error menor (Figura 59), por lo que seleccionamos tres compresores de 14,64kW.

CD 360H - QE = 14640 W (+0.23 %)	CD 350H - QE = 11340 W (+3.07 %)
Al evaporador	Al evaporador
Al compresor	Al compresor
... Potencia frigorífica = 14640 W	... Potencia frigorífica = 11340 W
... Potencia absorbida = 2.98 kW	... Potencia absorbida = 2.36 kW
... Potencia gas cooler = 17.61 kW	... Potencia gas cooler = 13.70 kW
... COP = 4.92	... COP = 4.81
... Caudal = 265.0 kg/h	... Caudal = 205.3 kg/h
... Intensidad absorbida = 6.2 A	... Intensidad absorbida = 5.1 A
... Temperatura de descarga = 72.8 °C	... Temperatura de descarga = 73.2 °C
... Intensidad máx. de funcionamiento = 9.4	... Intensidad máx. de funcionamiento = 7.3 A
... Intensidad rotor bloqueado = 43.5 A	... Intensidad rotor bloqueado = 32.0 A

Figura 59. Datos técnicos de los compresores seleccionados.

▪ Planta de 100kW:

Ahora necesitamos una potencia de 55kW en el subcooler. Al igual que con la planta de 80kW, seleccionamos varios compresores de menor tamaño. Las opciones son 5 compresores de 11kW, 4 compresores de 13,75kW o 3 compresores de 18,3kW. La configuración de 3 compresores es la que nos permite ajustarnos más a la potencia deseada por lo tanto, seleccionamos 3 compresores CD 380H.

B. Selección de compresores para el IMS

	CD 180H	CD 350H	CD 360H	CD 380H
Potencia frigorífica (W)	6300	11340	14640	18220
Potencia absorbida (kW)	1,35	2,36	2,98	3,83
Nº Cilindros	2	2	2	2
Diámetro (mm)	22	25	25	28
Carrera (mm)	17	22	28	28
Desplazamiento (m3/h)	1,12	1,88	2,39	3,00
Carga aceite (kg)	1,3	1,3	1,3	1,3
Peso neto (kg)	72	76	78	77

Tabla 29. Características técnicas de los compresores seleccionados.

En la Tabla 30 se recoge el resumen de la selección realizada.

	CD 180H	CD 350H	CD 360H	CD 380H
Planta 10kW	1	-	-	-
Planta 20kW	-	1	-	-
Planta 40kW	-	2	-	-
Planta 80kW	-	-	3	-
Planta 100kW	-	-	-	3

Tabla 30. Resumen de selección.

Los compresores se acompañaran de un variador de frecuencia que permitirá controlar la velocidad de giro. Las plantas que tengan más de un compresor, el variador se instalará únicamente en uno de ellos.

C. Selección de compresores para el DMS

C. Selección de compresores para el DMS

En este apartado se seleccionan los compresores del ciclo de dedicated mechanical subcooling para formar parte de instalaciones de diferente tamaño. El ciclo de apoyo trabaja con el HFO R1234yf, por lo tanto es necesario seleccionar compresores adecuados para el uso de este fluido. Los compresores semi-herméticos de la marca Bitzer (www.bitzer.de/websoftware/) de R134a pueden trabajar con este gas sin afectar de manera significativa al comportamiento de este componente. Al igual que en el apartado anterior, las plantas serán de las siguientes capacidades: 10kW, 20kW, 40kW, 80kW y 100kW.

Para su selección son necesarios los parámetros siguientes:

- Potencia frigorífica necesaria.
- Temperatura de evaporación del MS: corresponde a la temperatura de evaporación del R1234yf en el subcooler/evaporador.
- Temperatura de condensación.
- Recalentamiento.

Para el nivel de evaporación de la planta de -10°C , en base a las simulaciones realizadas, observamos que el ciclo dedicado aporta entre un 25% y un 50% de la potencia frigorífica total, por tanto seleccionaremos compresores de una capacidad entorno al 40% de la planta.

La temperatura media de evaporación del R1234yf es de 22°C y la de condensación entre 35°C y 40°C .

La Figura 60 muestra la interfaz del software de selección y los parámetros introducidos para el compresor de la planta de 10kW. En la Tabla 31 se muestran los compresores seleccionados para cada planta así como sus características principales.

C. Selección de compresores para el DMS

BITZER Software v6.7.0 rev1852

Semi-hermetic Reciprocating Compressors

Mode: Refrigeration and Air con.

Refrigerant: R134a

Reference temperature: Dew point temp.

Compressor type: Single Compressor

Series: Standard

Motor version: all

Compressor selection: Cooling capacity: 4 kW

Operating point: Evaporating SST: 22 °C, Condensing SDT: 40 °C

Operating conditions: Liq. subc. (in condenser): 5 K, Suction gas temperature: 32 °C

Useful superheat: 100 %

Operating mode: Auto

Capacity control: Power supply, Power frequency: 50Hz, Power voltage: Standard (400V)

27.10.2017 11:47:30

Additional cooling/ Limitations (see Limits + T. Data)!
Smallest compressor type
*According to EN12900 (20°C suction gas temp., 0K liquid subcooling)

Compressor	2KES-05Y-40S
Capacity steps	100%
Cooling capacity	4,59 kW
Cooling capacity *	--
Evaporator capacity	4,59 kW
Power input	0,78 kW
Current (400V)	1,75 A
Voltage range	380-420V
Condenser Capacity	5,37 kW
COP/EER	5,86
COP/EER *	--
Mass flow	96,3 kg/h
Operating mode	Standard
Discharge gas temp. w/o cooling	67,6 °C

Figura 60. Software de selección Bitzer.

	Q_{MS} (kW)	Modelo compresor	Potencia nominal (kW)	Desplazamiento (m ³ /h)
Planta 10kW	4	2KES-05Y-40S	4,56	4,06
Planta 20kW	8	2HES-2Y-40S	7,52	6,51
Planta 40kW	16	2DES-3Y-40S	16,73	13,42
Planta 80kW	32	4DES-7Y-40S	33,9	26,84
Planta 100kW	40	4CES-9Y-40S	41,3	32,48

Tabla 31. Compresores seleccionados para el DMS.

D. Selección de subcoolers para el IMS

D. Selección de subcoolers para el IMS

El subcooler debe ser apto para trabajar con CO₂ a altas presiones, por ello es conveniente un intercambiador de placas soldadas de acero inoxidable. El fabricante escogido es SWEPE y los intercambiadores se escogerán gracias a su herramienta de selección (<http://www.sponline.swep.net>), utilizando los mismos parámetros de entrada que para la selección de los compresores. En este caso, los parámetros importantes son las temperaturas de entrada y salida del gas y la potencia frigorífica intercambiada (Figura 61 y Figura 62).

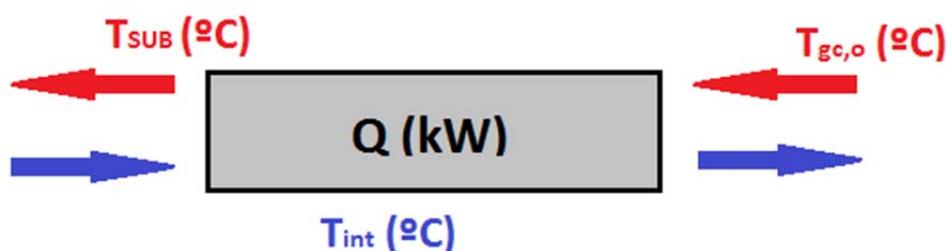


Figura 61. Esquema de temperaturas en el subcooler.

Para una temperatura de evaporación $T_o = -10°C$ tenemos que la temperatura media de salida de gas-cooler ($T_{gc,o}$) es de $30°C$ y la de salida de subcooler (T_{SUB}) de $15°C$. La temperatura de evaporación en el subcooler (T_{int}) es de $12°C$. La potencia corresponde al 55% de la potencia total de la planta. En la siguiente tabla se recogen las potencias necesarias para cada planta y el intercambiador seleccionado.

Q_o (kW)	Q_{MS} (kW)	Subcooler	Área (m ²)
10	5,5	B17x8	0,246
20	11,0	B17x14	0,492
40	22,0	B17x26	0,984
80	44,0	B16DWx50	1,97
100	55,0	2 x B17x26 + B17x14	2,46

Tabla 32. Subcoolers seleccionados.

D. Selección de subcoolers para el IMS

The image shows the SWEP software interface for evaporator design. The top navigation bar includes 'Home', 'New', 'Open', 'Save', 'Print', 'Table', 'Product cart', and 'Connection I'. Below this is a tabbed interface with 'Diseño', 'Rendimiento', and 'Valoración' tabs. The 'Diseño' tab is active, showing the 'Evaporator - Design' configuration page. The page is divided into two columns: 'Lado 1' and 'Lado 2'. The 'Lado 1' column contains input fields for 'Subcooled liq. temp.', 'Inlet vapor quality', 'Outlet vapor quality', 'Evaporation temperature', 'Superheating', 'Flujo', 'Caída de presión máx.', 'Sobredimensionamiento', and 'Factor de ensuciamiento'. The 'Lado 2' column contains input fields for 'Temperatura de entrada', 'Temperatura de salida', 'Flujo', and 'Caída de presión máx.'. A 'Calcular' button is located at the bottom of the form.

Home New Open Save Print Table Product cart Connection I

Diseño Rendimiento Valoración

Calculation Type **Evaporator - Design**

Fluido de lado 1 R744 (Carbon Dioxide) ▼

Fluido de lado 2 R744 (Carbon Dioxide) 85bar ▼

Flow direction Counter current ▼

Intercambiadores B-Types;V-Types;Double Wall;Phase-out;Grounded ▼

Lado 1 **Lado 2**

Potencia calorífica 5.5 kW

Subcooled liq. temp. °C

Inlet vapor quality 0.01

Outlet vapor quality 1.00

Temperatura de entrada 30 °C

Evaporation temperature 10 °C

Superheating 5 K

Temperatura de salida 15 °C

Flujo kg/s

Caída de presión máx. 200 kPa

Sobredimensionamiento %

Factor de ensuciamiento m², °C/kW

Rendimiento automático

Calcular

Figura 62. Herramienta de selección de SWEP.

E. Selección de subcoolers para el DMS

E. Selección de subcoolers para el DMS

Esta instalación debe tener un subcooler similar al del ciclo integrado ya que por uno de sus circuitos circula CO₂, y por lo tanto debe resistir altas presiones. Es por ello que seleccionamos también intercambiadores de placas soldadas de acero inoxidable de la marca SWEP. En este caso los fluidos son por un lado el R1234yf y por el otro el dióxido de carbono. Las temperaturas necesarias como parámetros de entrada son:

- Por parte del CO₂: salida de gas-cooler ($T_{gc,o}$) y salida de subcooler (T_{SUB}).
- Por parte del R1234yf: temperatura de evaporación en el subcooler ($T_{o,yf}$).

La potencia frigorífica corresponde al 40% de la potencia total de la planta. A continuación se detallan las potencias necesarias para cada planta y el intercambiador seleccionado.

Q_o (kW)	Q_{MS} (kW)	Subcooler	Área (m ²)
10	4,0	B17x8	0,246
20	8,0	B17x10	0,328
40	16,0	B17x16	0,574
80	32,0	B16DWx30	1,15
100	40,0	B16DWx38	1,48

Tabla 33. Subcoolers seleccionados.

Los subcoolers seleccionados son similares a los seleccionados para el sistema integrado aunque tienen una superficie de intercambio algo menor, ya que la potencia que necesitamos transmitir es más reducida.

F. Selección de condensadores para el DMS

F. Selección de condensadores para el DMS

El condensador no resulta un elemento muy restringido a la hora del dimensionamiento. Este intercambiador tendrá como fluidos de trabajo el agua (medio de disipación del calor) y el HFO R-1234yf. Cualquier intercambiador diseñado para Agua / R-134a será apto para esta aplicación.

Con el fin de simplificar la máquina, se instalará un intercambiador carcasa-tubos, que hará a su vez de condensador y de depósito de líquido. Gracias al programa de selección de Bitzer (Figura 63) y a los puntos de trabajo simulados anteriormente seleccionamos el compresor para cada tamaño de planta.

Los parámetros que necesitamos introducir son los fluidos de trabajo, la potencia de condensación (entorno al 50% de la capacidad de enfriamiento total) y las temperaturas de entrada de agua y de condensación.

The screenshot shows the BITZER Software v6.7.0 rev1852 interface. On the left, there are input fields for condenser selection: Series (Standard), Refrigerant (R134a), Cooling agent (Water), Concentration in water (0), Condenser capacity (5 kW), Passes no. (2), Operating point (Condensing temperature: 40 °C, Water inlet temp.: 30 °C, Water outlet temp.: 31,0 °C), Operating conditions (Liq. subc. (in condenser): 1 K), and Fouling factor (0,00004 m²K/W). On the right, there is a schematic diagram of a shell-and-tube condenser with temperature labels: 34,9 °C, 30,0 °C, 40,0 °C, and 39,0 °C. Below the diagram is a table with tabs for Result, Limits, Technical Data, Dimensions, Information, and Documentation. The 'Result' tab is active, showing an 'Estimated calculation' table.

Condenser type	K033N	K033N	K073H
Passes no.	2	4	4
Condenser Capacity	5,00 kW	5,01 kW	5,00 kW
Allowed max. capacity	8,00 kW	6,90 kW	13,20 kW
Condensing SDT	40,0 °C	40,0 °C	40,0 °C
Water outlet temp.	34,9 °C	36,8 °C	38,8 °C
Volume flow	0,88 m³/h	0,64 m³/h	0,49 m³/h
Vol.flow min.	0,43 m³/h	0,21 m³/h	0,43 m³/h
Vol.flow max.	1,38 m³/h	0,69 m³/h	1,38 m³/h
Fluid velocity	1,03 m/s	1,50 m/s	0,57 m/s
Pressure drop	0,05 bar	0,20 bar	0,03 bar

Figura 63. Programa de selección de Bitzer para el condensador.

F. Selección de condensadores para el DMS

Con todo ello seleccionamos el condensador K033N para la planta de 10kW, y también los necesarios para el resto de tamaños de instalación. Dichos condensadores están recogidos en la Tabla 34.

Q_o (kW)	Modelo condensador	Nº pasos
10	K033N	2
20	K073H	2
40	K203H	4
80	K373H	2
100	K373H	2

Tabla 34. Condensadores seleccionados.

G. Selección de válvulas de expansión para el DMS

G. Selección de válvulas de expansión para el DMS

Seleccionaremos válvulas de expansión electrónicas de la marca CAREL. Para ello, se ha utilizado el software de selección (exvselectiontool.carel.com/ExVLab/) de la marca, el cual gracias a los parámetros principales de operación selecciona la válvula más adecuada para esta aplicación.

Para la selección debemos introducir la potencia frigorífica, la temperatura de condensación máxima y la temperatura de evaporación.



Figura 64. Software de selección de CAREL.

Las válvulas seleccionadas para cada planta se muestran en la siguiente tabla:

Q_o (kW)	Q_{MS} (kW)	Modelo válvula
10	4,0	E2V14
20	8,0	E2V24
40	16,0	E2V30
80	32,0	E3V45
100	40,0	E3V45

Tabla 35. Válvulas seleccionadas CAREL.

H. Ahorro económico anual

H. Ahorros económicos anuales

H.1. Subenfriamiento mecánico integrado

	Ahorro anual (€)			
	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
Comercial $T_o = -10^{\circ}\text{C}$				
Planta 10KW	313,90	248,85	142,32	85,50
Planta 20KW	627,80	497,70	284,64	171,00
Planta 40KW	1255,60	995,41	569,29	342,01
Planta 80KW	2511,21	1990,81	1138,58	684,01
Planta 100KW	3139,01	2488,52	1423,22	855,01
Comercial $T_o = 0^{\circ}\text{C}$				
Planta 10KW	194,55	156,53	86,77	46,11
Planta 20KW	389,09	313,05	173,55	92,22
Planta 40KW	778,19	626,10	347,10	184,43
Planta 80KW	1556,38	1252,21	694,19	368,87
Planta 100KW	1945,47	1565,26	867,74	461,09
Industrial $T_o = 0^{\circ}\text{C}$				
Planta 10KW	267,02	182,81	92,74	46,25
Planta 20KW	534,03	365,63	185,47	92,49
Planta 40KW	1068,07	731,25	370,95	184,99
Planta 80KW	2136,14	1462,51	741,89	369,97
Planta 100KW	2670,17	1828,13	927,36	462,47

Tabla 36. Ahorros económicos anuales para cada aplicación del IMS.

H. Ahorros económicos anuales

H.2. Subenfriamiento mecánico dedicado

	Ahorro anual (€)			
	Sevilla	Castellón	Lyon	Munich
Comercial $T_o = -10^{\circ}\text{C}$				
Planta 10KW	214,49	155,66	82,37	44,51
Planta 20KW	428,97	311,32	164,74	89,01
Planta 40KW	857,94	622,65	329,47	178,02
Planta 80KW	1715,88	1245,30	658,95	356,05
Planta 100KW	2144,85	1556,62	823,69	445,06
Comercial $T_o = 0^{\circ}\text{C}$				
Planta 10KW	144,27	106,82	55,34	25,80
Planta 20KW	288,53	213,64	110,67	51,61
Planta 40KW	577,06	427,27	221,35	103,22
Planta 80KW	1154,12	854,55	442,70	206,43
Planta 100KW	1442,65	1068,18	553,37	258,04
Industrial $T_o = 0^{\circ}\text{C}$				
Planta 10KW	207,76	127,60	59,88	25,91
Planta 20KW	415,53	255,21	119,76	51,83
Planta 40KW	831,05	510,42	239,52	103,65
Planta 80KW	1662,10	1020,84	479,03	207,30
Planta 100KW	2077,63	1276,05	598,79	259,13

Tabla 37. Ahorros económicos anuales para cada aplicación del DMS.

I. Estudio de viabilidad

I. Estudio de viabilidad

I.1. Subenfriamiento mecánico integrado

INDUSTRIAL -10°C			
Sevilla			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	21	19	4,53
PLANTA 20kW	40	33	2,51
PLANTA 40kW	54	46	1,84
PLANTA 80kW	76	65	1,32
PLANTA 100kW	76	64	1,31
Castellón			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	12	12	6,74
PLANTA 20kW	26	22	3,74
PLANTA 40kW	36	31	2,74
PLANTA 80kW	51	43	1,96
PLANTA 100kW	51	43	1,95
Lyon			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	2	6	13
PLANTA 20kW	11	12	7,21
PLANTA 40kW	17	16	5,29
PLANTA 80kW	26	22	3,78
PLANTA 100kW	26	22	3,76
Munich			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-5	4	23,01
PLANTA 20kW	2	7	12,76
PLANTA 40kW	7	9	9,37
PLANTA 80kW	12	13	6,69
PLANTA 100kW	12	13	6,65

Tabla 38. Parámetros económicos del IMS para aplicación industrial a $T_o=-10^\circ\text{C}$.

I. Estudio de viabilidad

INDUSTRIAL 0°C			
	Sevilla		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	11	11	7,38
PLANTA 20kW	23	21	4,09
PLANTA 40kW	33	28	3
PLANTA 80kW	46	39	2,15
PLANTA 100kW	47	39	2,13
	Castellón		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	4	8	10,78
PLANTA 20kW	15	14	5,98
PLANTA 40kW	22	19	4,39
PLANTA 80kW	31	27	3,13
PLANTA 100kW	32	27	3,11
	Lyon		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-4	4	21,25
PLANTA 20kW	3	7	11,78
PLANTA 40kW	8	10	8,65
PLANTA 80kW	14	14	6,18
PLANTA 100kW	14	14	6,14
	Munich		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-11	2	42,61
PLANTA 20kW	-5	4	23,62
PLANTA 40kW	-2	5	17,35
PLANTA 80kW	2	7	12,39
PLANTA 100kW	3	7	12,31

Tabla 39. Parámetros económicos del IMS para aplicación industrial a $T_o=0^\circ\text{C}$.

I. Estudio de viabilidad

COMERCIAL -10°C			
Sevilla			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	14	13	6,28
PLANTA 20kW	28	24	3,48
PLANTA 40kW	39	33	2,56
PLANTA 80kW	55	46	1,82
PLANTA 100kW	55	46	1,81
Castellón			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	9	11	7,92
PLANTA 20kW	22	19	4,39
PLANTA 40kW	30	26	3,22
PLANTA 80kW	43	36	2,3
PLANTA 100kW	44	37	2,29
Lyon			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	1	6	13,85
PLANTA 20kW	10	11	7,68
PLANTA 40kW	16	15	5,64
PLANTA 80kW	24	21	4,02
PLANTA 100kW	24	21	4
Munich			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-5	4	23,05
PLANTA 20kW	2	7	12,78
PLANTA 40kW	7	9	9,38
PLANTA 80kW	12	13	6,7
PLANTA 100kW	12	13	6,66

Tabla 40. Parámetros económicos del IMS para aplicación comercial a $T_o=-10^{\circ}\text{C}$.

I. Estudio de viabilidad

COMERCIAL 0°C			
	Sevilla		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	5	8	10,13
PLANTA 20kW	16	15	5,62
PLANTA 40kW	23	20	4,12
PLANTA 80kW	34	29	2,94
PLANTA 100kW	34	29	2,93
	Castellón		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	2	7	12,59
PLANTA 20kW	12	12	6,98
PLANTA 40kW	18	16	5,13
PLANTA 80kW	27	23	3,66
PLANTA 100kW	27	23	3,64
	Lyon		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-5	4	22,71
PLANTA 20kW	2	7	12,59
PLANTA 40kW	7	9	9,25
PLANTA 80kW	13	13	6,6
PLANTA 100kW	13	13	6,56
	Munich		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-11	2	42,74
PLANTA 20kW	-5	4	23,69
PLANTA 40kW	-2	5	17,4
PLANTA 80kW	2	7	12,42
PLANTA 100kW	3	7	12,35

Tabla 41. Parámetros económicos del IMS para aplicación comercial a $T_0=0^\circ\text{C}$.

I. Estudio de viabilidad

I.2. Subenfriamiento mecánico dedicado

INDUSTRIAL -10°C			
Sevilla			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	12	13	6,7
PLANTA 20kW	26	22	3,74
PLANTA 40kW	39	33	2,55
PLANTA 80kW	62	52	1,61
PLANTA 100kW	74	62	1,35
Castellón			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	4	8	11,11
PLANTA 20kW	14	14	6,2
PLANTA 40kW	23	20	4,23
PLANTA 80kW	37	31	2,68
PLANTA 100kW	44	37	2,24
Lyon			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-5	4	23,58
PLANTA 20kW	2	6	13,17
PLANTA 40kW	7	9	8,98
PLANTA 80kW	16	15	5,68
PLANTA 100kW	20	18	4,76
Munich			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-12	2	47,13
PLANTA 20kW	-6	3	26,33
PLANTA 40kW	-2	5	17,96
PLANTA 80kW	4	7	11,35
PLANTA 100kW	6	9	9,51

Tabla 42. Parámetros económicos del DMS para aplicación industrial a $T_o=-10^{\circ}\text{C}$.

I. Estudio de viabilidad

INDUSTRIAL 0°C			
	Sevilla		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	5	8	10,12
PLANTA 20kW	16	15	5,65
PLANTA 40kW	25	22	3,86
PLANTA 80kW	41	34	2,44
PLANTA 100kW	49	41	2,04
	Castellón		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-1	5	16,48
PLANTA 20kW	7	9	9,2
PLANTA 40kW	14	13	6,28
PLANTA 80kW	24	21	3,97
PLANTA 100kW	29	25	3,32
	Lyon		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-9	2	35,11
PLANTA 20kW	-3	4	19,61
PLANTA 40kW	1	6	13,38
PLANTA 80kW	8	10	8,46
PLANTA 100kW	11	12	7,08
	Munich		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-16	1	81,14
PLANTA 20kW	-11	2	45,32
PLANTA 40kW	-8	3	30,92
PLANTA 80kW	-3	4	19,55
PLANTA 100kW	-1	5	16,37

Tabla 43. Parámetros económicos del DMS para aplicación industrial a $T_0=0^\circ\text{C}$.

I. Estudio de viabilidad

COMERCIAL -10°C			
Sevilla			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	6	9	9,8
PLANTA 20kW	16	15	5,48
PLANTA 40kW	26	22	3,74
PLANTA 80kW	42	36	2,36
PLANTA 100kW	50	42	1,98
Castellón			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	1	6	13,51
PLANTA 20kW	10	11	7,54
PLANTA 40kW	18	16	5,15
PLANTA 80kW	30	26	3,25
PLANTA 100kW	36	31	2,73
Lyon			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-6	3	25,52
PLANTA 20kW	1	6	14,26
PLANTA 40kW	6	9	9,73
PLANTA 80kW	14	14	6,15
PLANTA 100kW	18	16	5,15
Munich			
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-12	2	47,23
PLANTA 20kW	-6	3	26,39
PLANTA 40kW	-2	5	18
PLANTA 80kW	4	7	11,38
PLANTA 100kW	6	9	9,53

Tabla 44. Parámetros económicos del DMS para aplicación comercial a $T_o=-10^{\circ}\text{C}$.

I. Estudio de viabilidad

COMERCIAL 0°C			
	Sevilla		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	0	6	14,57
PLANTA 20kW	9	10	8,14
PLANTA 40kW	16	15	5,55
PLANTA 80kW	28	24	3,51
PLANTA 100kW	34	29	2,94
	Castellón		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-3	4	19,68
PLANTA 20kW	4	8	10,99
PLANTA 40kW	10	11	7,5
PLANTA 80kW	20	18	4,74
PLANTA 100kW	24	21	3,97
	Lyon		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-10	2	37,99
PLANTA 20kW	-4	4	21,22
PLANTA 40kW	0	6	14,48
PLANTA 80kW	7	9	9,15
PLANTA 100kW	10	11	7,67
	Munich		
	TIR (%)	Rentabilidad (%)	Payback (años)
PLANTA 10kW	-16	1	81,48
PLANTA 20kW	-11	2	45,51
PLANTA 40kW	-8	3	31,05
PLANTA 80kW	-3	4	19,63
PLANTA 100kW	-1	5	16,44

Tabla 45. Parámetros económicos del DMS para aplicación comercial a $T_0=0^\circ\text{C}$.

PLIEGO DE CONDICIONES

Pliego de condiciones

PLIEGO DE CONDICIONES	117
1. MATERIALES Y COMPONENTES	121
2. FLUIDOS REFRIGERANTES	122
3. MANIPULACIÓN Y MANTENIMIENTO DE LA PLANTA	123

Pliego de condiciones

1. Materiales y componentes

1.1. Compresores

Los compresores deben ser aquellos referenciados en la memoria o equivalentes, en estado adecuado y accionados por un motor eléctrico. Deben ir acompañados del variador de frecuencia correspondiente y será necesario el control del nivel de aceite de los mismos de manera periódica.

Para su regulación y seguridad, dispondrán de un presostato de alta y uno de baja. Si la normativa así lo requiere, se dotarán también de una válvula de seguridad en la descarga. El separador de aceite está incorporado en los compresores seleccionados. Si no fuese así, sería necesario añadir dicho separador y acumulador de aceite.

Debido a las altas presiones de trabajo y a las temperaturas elevadas en la descarga, el compresor debe estar colocado en un lugar que evite accidentes o golpes fortuitos, y dispuesto de elementos anti-vibraciones.

La planta estará dispuesta de forma que todas sus partes sean accesibles por el personal técnico para futuras reparaciones o tareas de mantenimiento.

1.2. Condensadores

El condensador debe de disipar el mayor calor posible, por lo tanto esta parte del circuito no estará aislada térmicamente.

1.3. Subcoolers y evaporadores

Los evaporadores serán aquellos seleccionados en la memoria o en caso de utilizar un equivalente, éstos tendrán la capacidad frigorífica suficiente para atender las necesidades. Son los evaporadores de los ciclos de apoyo, con lo que las presiones de trabajo no son inferiores a 0°C, así que no será necesario disponer de un sistema de desescarche. Sí que es necesario que resistan altas presiones y que estén correctamente aislados del exterior.

1.4. Recipiente de líquido

En esta instalación se han seleccionado los condensadores con el tamaño suficiente para actuar a su vez como recipientes de líquido. En el caso de seleccionar un condensador de menor capacidad, será necesaria la

Pliego de condiciones

instalación de un recipiente de líquido, de capacidad como mínimo un 25% superior a la capacidad del evaporador. También deberá soportar la presión máxima de trabajo y cumplir con el Reglamento de Aparatos a Presión.

1.5. Tuberías

Las tuberías serán de cobre pulido y se evitará la presencia de vapor de agua en su interior. Las uniones se realizarán con soldadura fuerte. En la zona baja del circuito será necesario aislar las tuberías para evitar perder capacidad frigorífica. En la zona alta resulta conveniente no aislarlas, para así disipar más calor al ambiente. Las tuberías se dispondrán en una zona resguardada por seguridad, evitando zonas de paso. Es recomendable instalar un visor en un punto de circulación de refrigerante para poder comprobar el estado del mismo.

1.6. Elementos de protección y seguridad

Como elementos de seguridad y protección se dispondrá de presostatos de alta y baja que cortaran la alimentación del motor en caso de detectar una presión no recomendada. También se dispondrá de válvulas de descarga que se activarán aliviando la presión cuando se alcance una sobrepresión. La planta dispondrá también de válvulas de seccionamiento, correctamente señaladas, y de manómetros, adaptados a cada fluido de trabajo, y con un rango de graduaciones adaptado a las presiones de trabajo.

2. Fluidos refrigerantes

2.1. Dióxido de carbono R744

El dióxido de carbono es un refrigerante natural, no tóxico ni inflamable (Categoría A1). Debido a sus altas presiones de trabajo es necesario dotar a la instalación de materiales adaptados para ello y su manipulación debe ser cuidadosa.

En fase líquida no es compatible con algunos materiales como el vitón. Se debe atender a su rápida evaporación, que provoca congelación en la zona baja de la instalación. Se trata de un vapor más pesado que el aire con lo que, a altas concentraciones, puede provocar asfixia. Dispondremos en la planta de un detector de CO₂ con una alarma asociada que indique si se sobrepasan los niveles límite de CO₂ en el ambiente y detectar posibles fugas.

2.2. R-1234yf

Se trata de una hidrofluoroolefina de nombre 2,3,3,3-Tetrafluoropropene, formada por carbono, hidrogeno y flúor. No es toxica pero sí ligeramente inflamable (Categoría A2L) ya que presenta una velocidad de llama muy lenta. Debido a su ligera inflamabilidad (UPF 12.3 %v/v; LFL 6.2 %v/v) es necesario consultar el standard EN378 'Refrigerating systems and heat pumps - Safety and environmental requirements' para ver los límites de carga de refrigerante.

Al descomponerse en la atmósfera forma ácido trifluoroacético, que es un ácido orgánico fuerte que no degradable en el agua. En caso de incendio forma fluoruro de hidrógeno, gas altamente tóxico y corrosivo. Su rápida evaporación también puede provocar congelación y el vapor es más pesado que el aire.

3. Manipulación y mantenimiento de la planta

3.1. Detección y control de fugas

Las instalaciones que contengan cantidades de más de 500 toneladas equivalentes de CO₂ contarán con un sistema de detección de fugas que alerte de las eventuales fugas. Los operadores de plantas que contengan gases en cantidades equivalentes a 5 toneladas de CO₂ o más velarán por que dichos equipos sean objeto de control de fugas. El control de fugas se efectuará por personas físicas certificadas.

3.2. Recuperación del gas

Si se extrae el gas de la planta, los operadores deben asegurarse que el gas sea recuperado para ser reciclado, regenerado o destruido. La recuperación debe llevarse a cabo por una persona física certificada.

3.3. Formación y certificación

Todas las personas que manipulen la planta deben de estar formadas y certificadas para la manipulación de gases HFO o gases de alta presión (CO₂) según convenga.

PRESUPUESTO

PRESUPUESTO _____ 125

1. COSTE DEL DEDICATED MECHANICAL SUBCOOLING 129

2. COSTE DEL INTEGRATED MECHANICAL SUBCOOLING 132

1. Coste del dedicated mechanical subcooling

En esta sección se presenta el coste económico de la implementación del ciclo de subenfriamiento dedicado para diversos tamaños de planta. Se han tenido en cuenta los elementos seleccionados que se deben añadir al ciclo ya existente. Los precios utilizados han sido proporcionados por el distribuidor Pecomark en el año 2017. Este presupuesto no incluye mano de obra, únicamente el coste del material.

PLANTA 10kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor 2KES-05Y-40S	425,7	1	425,7
Válvula E2V14	96,6	1	96,6
Condensador K033N	334	1	334,0
Subcooler B17x8	327	1	327,0
Variador de frecuencia	140	1	140,0
Accesorios	779	1	779,0
TOTAL (€)			2102,3

Tabla 46. Presupuesto DMS planta 10kW.

PLANTA 20kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor 2HES-2Y-40S	444,3	1	444,3
Válvula E2V24	96,6	1	96,6
Condensador K073H	414,0	1	414,0
Subcooler B17x10	424,5	1	424,5
Variador de frecuencia	190,5	1	190,5
Accesorios	779	1	779,0
TOTAL (€)			2348,9

Tabla 47. Presupuesto DMS planta 20kW.

Presupuesto

PLANTA 40kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor 2DES-3Y-40S	707,4	1	707,4
Válvula E2V30	96,6	1	96,6
Condensador K203H	726,0	1	726,0
Subcooler B17x16	574,0	1	574,0
Variador de frecuencia	321,5	1	321,5
Accesorios	779	1	779,0
TOTAL (€)			3204,5

Tabla 48. Presupuesto DMS planta 40kW.

PLANTA 80kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor 4DES-7Y-40S	1044,0	1	1044,0
Válvula E3V45	101,5	1	101,5
Condensador K373H	981,5	1	981,5
Subcooler B16DWx30	652,0	1	652,0
Variador de frecuencia	494,0	1	494,0
Accesorios	779	1	779,0
TOTAL (€)			4052,0

Tabla 49. Presupuesto DMS planta 80kW.

PLANTA 100kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor 4CES-9Y-40S	1134,0	1	1134,0
Válvula E3V45	101,5	1	101,5
Condensador K373H	981,5	1	981,5
Subcooler B16DWx38	717,2	1	717,2
Variador de frecuencia	529,2	1	529,2
Accesorios	779	1	779,0
TOTAL (€)			4242,4

Tabla 50. Presupuesto DMS planta 100kW.

Presupuesto

En la siguiente tabla se detalla el apartado de accesorios que completan el ciclo de subenfriamiento mecánico dedicado y que son comunes a todos los tamaños de planta.

ACCESORIOS			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Filtro deshumificador	11	1	11,0
Presostatos	43	2	86,0
Flexibles presostato	10,7	2	21,4
Visor	29	1	29,0
Solenoides	29,8	1	29,8
Cuadro eléctrico	400	1	400,0
Válvulas de bola	37,7	4	150,8
Uniones flexibles	25,5	2	51,0
TOTAL (€)			779,0

Tabla 51. Presupuesto de los accesorios del DMS.

Presupuesto

2. Coste del integrated mechanical subcooling

De igual modo que en el primer apartado, aquí se detallan los costes de cada ciclo de subenfriamiento integrado, atendiendo a su potencia nominal. Los precios también se han obtenido del suministrador Pecomark y los compresores del comercial IBA CASTELLON S.L.

PLANTA 10kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor CD 180H	800,0	1	800,0
Subcooler B17x8	327,0	1	327,0
Accesorios	703,6	1	703,6
Variador de frecuencia	140,0	1	140,0
TOTAL (€)			1970,6

Tabla 52. Presupuesto IMS planta 10kW.

PLANTA 20kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor CD 350H	874,6	1	874,6
Subcooler B17x14	424,5	1	424,5
Accesorios	703,6	1	703,6
Variador de frecuencia	182,35	1	182,4
TOTAL (€)			2185,0

Tabla 53. Presupuesto IMS planta 20kW.

PLANTA 40kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor CD 350H	874,6	2	1749,1
Subcooler B17x26	574,0	1	574,0
Accesorios	703,6	1	703,6
Variador de frecuencia	182,4	1	182,4
TOTAL (€)			3209,1

Tabla 54. Presupuesto IMS planta 40kW.

Presupuesto

PLANTA 80kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor CD 360H	944,5	3	2833,6
Subcooler B16DWx50	802,0	1	802,0
Accesorios	703,6	1	703,6
Variador de frecuencia	243,3	1	243,3
TOTAL (€)			4582,5

Tabla 55. Presupuesto IMS planta 80kW.

PLANTA 100kW			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Compresor CD 380H	1039,0	3	3117,0
Subcooler B17x14	424,5	1	424,5
Subcooler B17x26	574,0	2	1148,0
Accesorios	703,6	1	703,6
Variador de frecuencia	300,9	1	300,9
TOTAL (€)			5694,0

Tabla 56. Presupuesto IMS planta 100kW.

A continuación se presupuestan los accesorios que forman parte del subenfriamiento mecánico integrado.

ACCESORIOS			
Componente	Precio unitario (€/ud)	Número de unidades	Precio total (€)
Filtro deshumificador	11	1	11,0
Presostatos	43	2	86,0
Flexibles presostato	10,7	2	21,4
Visor	29	1	29,0
Solenoides	29,8	1	29,8
Cuadro eléctrico	400	1	400,0
Válvulas de bola	37,7	2	75,4
Uniones flexibles	25,5	2	51,0
TOTAL (€)			703,6

Tabla 57. Presupuesto de los accesorios del IMS.

PLANOS

