



UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE VALENCIA

Escuela Técnica Superior de Ingeniería del Diseño

Grado en Ingeniería Mecánica

Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrítico con eyectores.

Autor: Rafael Tarín Vidal

Tutor: Emilio José Sarabia Escrivá

Valencia, Diciembre 2019.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Índice.

Índice de figuras	3
Índice de fórmulas	4
1. Introducción.....	5
1.1. Resumen.....	5
1.2. Abstract.....	5
1.3. Introducción.....	6
2. EL dióxido de carbono en refrigeración.....	7
2.1. Antecedentes.....	7
2.2. Propiedades del CO ₂ como refrigerante.....	9
2.2.1. Características de CO ₂	10
2.2.2. Comparativa con otros refrigerantes.....	11
2.3. Obtención y procesamiento del CO ₂	12
3. EL ciclo Booster transcrito.....	14
3.1. Introducción.....	14
3.2. Ciclo Booster simple.....	15
3.3. Ciclo booster + compresión paralela.....	18
3.4. Ciclo booster + compresión paralela + eyectores.....	21
4. Instalación frigorífica.....	25
4.1. Descripción del edificio.....	25
4.2. Descripción de la instalación.....	28
4.2.1. Sistema de compresión.....	30
• Compresión paralela.....	32
4.2.2. Gas Cooler.....	34
4.2.3. Sistema de expansión.....	36
• Eyectores de gas.....	37
4.2.4. Sistema de evaporación.....	38
5. Metodología.....	40
5.1. Adquisición y registro de datos.....	40
5.2. Modelo analítico.....	43
5.2.1. Instalación existente.....	43
5.2.2. Implementación en otras ciudades.....	49



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

6. Resultados y conclusiones.....	49
Presupuesto	57
Introducción.....	57
Justificación de precios unitarios	57
Presupuestos parciales por capítulos.	58
Resumen del presupuesto	60
Planos.	61
Bibliografía.....	62



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Índice de figuras

Figura 1. Diagrama del proceso de obtención de CO ₂ . Extraída de [0]	13
Figura 2. .Mapa de distintas zonas de trabajo. Extraído de [1].....	14
Figura 3. Modelo termodinámico del ciclo Booster simple.	17
Figura 4. Representación en el diagrama P-H del ciclo Booster en simple fase transcrito 17	17
Figura 5. Representación en el diagrama P-H del ciclo Booster simple en fase subcrítica..... 18	18
Figura 6. Modelo termodinámico del ciclo booster 2ª generación.	20
Figura 7. Diagrama P-H del ciclo Booster 2ª generación	21
Figura 8. Esquema de un eyector. Obtenido de [11]	22
Figura 9. Modelo termodinámico del sistema de refrigeración por eyección. Obtenido de [5]. 23	23
Figura 10. Modelo termodinámico de la 3ª generación del ciclo booster.....	24
Figura 11. Diagrama P-H de la 3ª generación de ciclo booster.....	25
Figura 12. Planta Serifuit A1.....	26
Figura 13. Estructura metálica.	26
Figura 14. . Túneles de enfriado 4 y 5.	27
Figura 15. Esquema de la instalación real.....	29
Figura 16. Diagrama P-H del ciclo de la instalación.	30
Figura 17. . Datos técnicos de los compresores MT Obtenidos con el software de Bitzer.....	31
Figura 18. Central frigorífica.....	32
Figura 19. Compresores.	33
Figura 20. Datos técnicos de los compresores en paralelo obtenidos con el software de Bitzer.	34
Figura 21. Gas Cooler	35
Figura 22. Datos técnicos del Gas Cooler	36
Figura 23. Eyectores.....	37
Figura 24. Datos técnicos del evaporador.....	39
Figura 25. Parámetros recogidos	41
Figura 26. Analizador de redes instalado.....	42
Figura 27. Puntos característicos de la fórmula.....	44
Figura 28. Entrada condiciones de funcionamiento	46
Figura 29. Tabla de datos del modelo analítico.	47
Figura 30. Q _{HR} vs Tª Salida G.C.....	47
Figura 31. Tabla de ahorro energético para el mes de junio	50
Figura 32. Gráfico de ahorro energético en el mes de junio.....	50
Figura 33. Ahorro máximo en Madrid.....	51
Figura 34. Gráfico de ahorro energético en Madrid.	52
Figura 35. Ahorro energético en Barcelona.	52
Figura 36. Gráfico de ahorro energético en Barcelona.....	53
Figura 37. Ahorro energético en Valencia.....	53
Figura 38. Gráfico de ahorro energético en Valencia.	54
Figura 39. Tabla de ahorro energético en Sevilla.....	54
Figura 40. Gráfico de ahorro energético en Sevilla.....	55



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Índice de fórmulas

Fórmula: 1. Calor cedido en el Gas Cooler.....	43
Fórmula: 2. Cálculo de calor recuperado caso1.....	45
Fórmula: 3. Cálculo de calor recuperador caso2.....	45
Fórmula: 4. Curva de tendencia del caso 1.....	48
Fórmula: 5. Curva de tendencia del caso 2(subcrítico).....	48
Fórmula: 6. Curva de tendencia del caso 2 (Trancrítico).....	48



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

1. Introducción.

1.1. Resumen.

En este Trabajo de Fin de Grado se va a realizar un análisis energético de una instalación frigorífica existente de CO₂ transcrito con eyectores de vapor y sistema de compresión paralela, previa modelización informática del ciclo y análisis de datos obtenidos de la monitorización de la propia instalación, con el objetivo de observar su comportamiento, así como estudiar la viabilidad de la incorporación de un recuperador de calor en el gas cooler con el fin de ahorrar energía y reducir gastos. También se calculará el ahorro energético que se podría llevar a cabo si esta instalación trabajase en otras ciudades españolas.

La instalación objeto de estudio perteneciente a la empresa Serifruit S.A.T. situada en la localidad de Betxí (Castellón) y es gestionada por la empresa Frimorife S.L.U.

1.2. Abstract.

In this Final Degree Project, an energy analysis of an existing transcritical CO₂ refrigeration installation with steam ejectors and a parallel compression system will be carried out. All this will be performed after computer modeling of the cycle and analysis of data obtained from the monitoring of the installation itself and. Its aim will be to observe its behavior and calculate its complete efficiency as well as studying the feasibility of incorporating a heat recovering in the gas cooler in order to save energy and cut down on expenses. The energy savings that could be carried out if this installation worked in other Spanish cities will also be calculated.

The installation, object of study, belongs to Serifruit S.A.T. company, which is located in Betxí (Castellón) and ruled by Frimorife S.L.U. company.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

1.3. Introducción

El presente documento está redactado con carácter de Trabajo de Fin de Grado de la titulación de Grado en Ingeniería Mecánica por la Universidad politécnica de Valencia. En él se va a realizar un análisis energético de una instalación frigorífica que trabaja con un ciclo un ciclo simple de CO₂. La instalación es, por tanto, de una sola etapa de compresión y una sola temperatura de evaporación. Dicha instalación está provista de un sistema de expansión con multieyector y otro sistema de compresión paralela con el fin de aumentar la eficiencia del ciclo.

En primer lugar haremos un repaso breve de la historia que tiene el dióxido de carbono como refrigerante. También veremos las imposiciones regulatorias que se han ido aprobando en diferentes tratados medioambientales a lo largo de la segunda mitad siglo XX y principios del XXI, con el fin de entender la importancia de los gases naturales, y en especial el CO₂, en la refrigeración industrial de hoy en día. Estas imposiciones tienen como objetivo la regulación de emisiones de gases refrigerantes a la atmósfera.

A continuación se detallan las características que posee el dióxido de carbono como refrigerante mostrando sus defectos y virtudes y se comparan frente a un fluido refrigerante ideal. También hacemos una comparación de las principales propiedades termodinámicas y medioambientales con el CO₂ y otros refrigerantes.

Para el estudio de la instalación, se va a modelizar el ciclo con el que trabaja, utilizando para ello el programa CoolSelector de Danfoss y el editor de hojas de cálculo Microsoft Excel. Una vez obtenido un modelo válido, procederemos a introducir los parámetros necesarios de los distintos puntos clave que previamente habremos extraído de los datos que nos proporciona la monitorización de la instalación.

Por último extraeremos conclusiones de funcionamiento de la instalación como la variación de su comportamiento para distintas épocas del año. Además se estudiará la viabilidad de incorporar un recuperador de calor en el gas cooler para la producción de agua caliente para distintos usos.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

2. EL dióxido de carbono en refrigeración.

2.1. Antecedentes.

Desde tiempos remotos, la refrigeración ha sido definida como el proceso de alcanzar y mantener una temperatura inferior a la del ambiente, ya sea para conservar el estado de los alimentos o para favorecer a la creación de un entorno confortable para el ser humano [5].

Con la aparición de procesos industriales, este concepto de refrigeración extendió su aplicación a mantener y reducir la temperatura de determinados cuerpos o sistemas cuyo funcionamiento está ligado a temperaturas de operación muy elevadas. Más concretamente, en el ámbito de los motores de combustión, el proceso de refrigeración es de gran importancia, ya que la disminución de la temperatura de admisión del motor hasta los niveles óptimos asegura una mejora en el rendimiento del mismo. [5].

Entre los métodos de enfriamiento artificial más utilizados destaca el de compresión, que consiste en forzar mecánicamente, mediante el uso de un compresor, la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado dividido en dos zonas, de alta y baja presión, con el propósito de que el fluido absorba calor del ambiente en la zona de baja presión y lo ceda en la de alta presión [5]. El ciclo booster, en que nos centramos en este trabajo, se basa en este principio y utiliza el dióxido de carbono como gas refrigerante. En el trabajo se analiza un ciclo simple derivado del booster.

El dióxido de carbono como gas refrigerante tiene una larga historia. Sus propiedades como posible fluido refrigerante natural han sido estudiadas desde la mitad del siglo XIX debido, entre otros factores, a su amplia disponibilidad.

Es en la última década del siglo XIX, en el año 1890, cuando se data la primera utilización del dióxido de carbono (CO₂) en sistemas de congelación. Fue entonces utilizado para el transporte de alimentos a largas distancias en buques frigoríficos, que cubrían rutas desde países del continente oceánico como Australia y Nueva Zelanda, hasta Europa, para su distribución y consumo.

A comienzos del siglo XX, se produjo el auge de su desarrollo, ganado popularidad, tanto por las buenas propiedades que presentaba para enfriar y congelar productos, como por su nula inflamabilidad y baja toxicidad. Sin



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

embargo, tras la aparición de los refrigerantes sintéticos en torno a la década de 1940 comenzó el declive del dióxido de carbono como gas refrigerante cuyo uso fue desplazado por el clorodifluorometano, más conocido en refrigeración con la nomenclatura de R-22, ya que presentaba buenas propiedades para la refrigeración; en comparación, incluso mejores que las del CO₂; como eran una alta densidad, un bajo punto de fusión, baja viscosidad, baja tensión superficial y bajas presiones de saturación. Este hecho provocó la sustitución del dióxido de carbono por el R-22 prácticamente por completo hacia la década de los 60.

Para mediados de la década de los 80, los refrigerantes naturales habían sido sustituidos casi por completo; a excepción del amoníaco (NH₃) conocido en refrigeración como R-717; por un gran número de nuevos fluidos refrigerantes pertenecientes a la familia de los clorofluorocarbonados. [8]

Los clorofluorocarburos, denominados también CFC, son sustancias derivadas de los hidrocarburos saturados obtenidos mediante la sustitución de átomos de hidrógeno por átomos de cloro y flúor, con el propósito de disminuir su inflamabilidad y aumentar de esta forma su estabilidad química. Como ya se ha mencionado anteriormente, estas sustancias no son productos naturales, sino sintéticas, fruto de la química industrial. No son tóxicos, ni inflamables y tienen una reactividad muy baja. Por esta última razón su degradación es muy difícil y su presencia en la atmósfera se prolonga durante periodos de tiempo de entre cincuenta y cien años. [3]

Se estima que durante la década de 1980, se liberaron a la atmósfera más de un millón de toneladas de CFC por año, sin considerar los efectos adversos que esto podría producir. Más tarde se observó una relación directa entre las emisiones de CFC a la atmósfera y el tamaño del agujero de la capa de ozono.

Afortunadamente, se firmaron acuerdos internacionales como el Protocolo de Montreal (1987), al que siguieron el de Londres (1990), Copenhague (1992), Viena (1995), Montreal (1997) y Pekín (1999), con el fin de regular las emisiones de estos compuestos a la atmósfera.

Aunque en un principio no se llevó a la eliminación total de este tipo de refrigerantes, estos tratados fueron el comienzo del fin de los CFC's y más tarde de los hidroclorofluorocarbonos (HCFC), impulsando así el uso de los refrigerantes hidrofurocarbonos (HFC), que no serían una solución permanente, ya que más tarde, quedó demostrada su contribución directa al problema del calentamiento Global debido al hecho de que éstas



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

sustancias contribuyen al efecto invernadero una vez son liberadas a la atmósfera.

La nueva clasificación de tipo medioambiental, el Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA), más conocido por sus siglas en inglés Global Warming Potential (GWP), tomó importancia, sobre todo a partir del protocolo de Kyoto(2005). Dicho parámetro hace referencia al impacto al cambio climático, a lo largo del tiempo, que produce una liberación de un kilogramo de un gas de efecto invernadero, teniendo como referencia dicho efecto causado por el Dióxido de carbono. [8]

Por todo ello, el día 16 de abril de 2014, se aprueba un nuevo reglamento europeo, por el que se deroga el antiguo Reglamento (CE) nº 842/2006. Se trata del Reglamento Europeo 517/2014 sobre gases fluorados más conocido como normativa F-Gas cuyo propósito es limitar la emisión de este tipo de gases de efecto invernadero a la atmósfera. La principal restricción de este reglamento es la reducción progresiva de fluidos refrigerantes con un GWP elevado (superior a 150), hasta prohibición total del uso de los mismos en el año 2022. [9][2]

Para el cumplimiento de estas restricciones medioambientales, los refrigerantes naturales están recobrando protagonismo últimamente y particularmente lo ha hecho el dióxido de carbono por su alta presencia en la atmósfera y nula toxicidad, convirtiéndose en una alternativa viable para los próximos años. Pese a los inconvenientes que presenta este gas, principalmente la baja temperatura de su punto crítico y las altas presiones de trabajo; sus buenas propiedades para la refrigeración como pueden ser la baja viscosidad, alta conductividad térmica y densidad de vapor elevada, además de valores de PCA reducidos, hacen que los sistemas vanguardistas de refrigeración intenten aprovechar al máximo todas estas ventajas.

2.2. Propiedades del CO₂ como refrigerante.

Existe un gran número de características que debería poseer el fluido refrigerante perfecto, tantas que hasta la fecha, no existe ninguna sustancia, ya sea natural o sintética, que cumpla con todas ellas, por lo que a la hora de elegir un gas refrigerante se debe buscar un equilibrio entre la mayoría de estas propiedades. Podemos clasificar las características más



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

importantes que debería tener un refrigerante en tres grupos: termodinámicas y químicas, ambientales y económicas. [4]

Centrándonos en el primer grupo, el gas refrigerante perfecto debería tener una presión de evaporación baja permaneciendo siempre superior a la atmosférica. Su temperatura crítica ha de ser alta así como su conductividad térmica y tiene que tener una temperatura de congelación reducida. También sería importante una inactividad y estabilidad química, lo que se traduce en nula inflamabilidad, compatibilidad con metales y baja capacidad de formar mezclas explosivas con el aire. El refrigerante perfecto ha de ser, además, miscible con el aceite para garantizar su arrastre y soluble en agua con el fin de evitar congelaciones y taponamientos en el improbable caso de que entre en contacto con ella. En instalaciones con compresores herméticos, es importante que el fluido tenga una alta resistencia dieléctrica de vapor. [4]

Las características medioambientales más importantes son un bajo Potencial de Calentamiento Atmosférico (PCA) y un nulo potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP).

Por último, no podemos dejar de lado el tema económico. El gas refrigerante óptimo debería tener un precio asequible y una fácil disponibilidad en el mercado. [4]

2.2.1. Características de CO₂.

Como se menciona anteriormente, hasta la fecha no existe un fluido refrigerante perfecto que posea todas las propiedades que éste debería reunir. El dióxido de carbono, sin embargo, dispone de muchas propiedades termodinámicas y químicas favorables para la refrigeración además de presentar buenas características medioambientales y alta disponibilidad. En contraposición, también tiene inconvenientes que hay que tener en cuenta a la hora de trabajar con esta sustancia. A continuación se enumeran las propiedades más importantes de este refrigerante clasificadas en ventajas y desventajas desde el punto de vista de la refrigeración industrial.

❖ Ventajas:

- Altas Capacidades Volumétricas.
- Baja caída de presión en tuberías.
- Buena transmisión de calor.
- No corrosivo.
- No inflamable.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

- Nulo O.D.P.
- Bajo G.W.P.
- Bajo coste.
- Alta temperatura de descarga.
- Es una molécula estable.

❖ Desventajas:

- Altas presiones de trabajo.
- Compresores especiales requeridos.
- Sistemas más complejos.
- Alta temperatura de descarga.
- Baja eficiencia en climas cálidos.
- Muy sensible a la contaminación por vapor de agua.

2.2.2. Comparativa con otros refrigerantes.

En este apartado, vamos a comparar distintos refrigerantes para ver semejanzas y diferencias entre ellos tanto en aspectos termodinámicos como medioambientales. Para ello se ha escogido nueve fluidos, dos de ellos pertenecen a la familia de los ya prohibidos CFC, otros dos son refrigerantes naturales y los demás son distintas sustancias, tanto puras como mezclas, bastante utilizadas en la refrigeración industrial, que están clasificadas dentro del grupo de los HFC.

A continuación se muestran las tablas comparativas generada con datos extraídos de GAS SERVEI. [6]

FLUIDO	CARACTERÍSTICA			
	O.D.P.	G.W.P.	TÓXICO	INFLAMABLE
R-12	1	8100	NO	NO
R-22	0,055	1810	NO	NO
R-134A	0	1430	NO	NO
R-404A	0	3922	NO	NO
R-410A	0	2088	NO	NO
R-453A	0	1775	NO	NO
R-507	0	3985	NO	NO
R-744	0	1	NO	NO
R-717	0	0	SÍ	SÍ



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

FLUIDO	CARACTERÍSTICA				
	clasificación seguridad	clasificación	Punto Crítico		T ^a ebullición (°C)
			P (bar)	T ^a (°C)	
R-12	PROHIBIDO	CFC	41,4	122	-29,8
R-22	PROHIBIDO	CFC	49,9	96,2	-40,8
R-134A	A1	HFC	4,067	101,2	-26,1
R-404A	A1	HFC	37,3	72,1	-46,45
R-410A	A1	HFC	49,26	72,13	-51,58
R-453A	A1	HFC	45,3	87,9	-42,2
R-507	A1	HFC	37,9	70,9	-46,7
R-744	A1	NATURAL	73,8	31,1	-56,6
R-717	B2	NATURAL	112,7	132,3	-33,34

Tras analizarlas podemos extraer las siguientes conclusiones:

Como se observa, los refrigerantes pertenecientes al grupo de los prohibidos CFC son seguros en cuanto a inflamabilidad y toxicidad, sin embargo, son los únicos que muestran un potencial de destrucción de la capa de ozono (ODP) distinto a cero.

Los gases de la familia de los HFC tampoco son tóxicos ni inflamables. Su principal desventaja es el alto potencial de calentamiento atmosférico (GWP) que presentan.

Los refrigerantes naturales son los que mayores presiones críticas alcanzan. Respecto al GWP del amoníaco vemos como es nulo, sin embargo hay que tener en cuenta su inflamabilidad y toxicidad a la hora de su uso. EL CO₂ sin embargo, no es tóxico ni inflamable y su valor de GWP es la unidad ya que dicho parámetro, como se ha mencionado anteriormente, se mide relativamente a este gas. Como principal desventaja encontramos su baja temperatura crítica, que complica su uso en climas cálidos al tener que trabajar en fase transcrito, hecho que disminuye considerablemente la eficiencia de los sistemas que funcionan con CO₂ transcrito.

2.3. Obtención y procesamiento del CO₂.

Como se ha mencionado anteriormente, una de las ventajas que ofrece el dióxido de carbono para ser utilizado como gas refrigerante es su alta



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

disponibilidad y reducido coste en el mercado, factores que normalmente están relacionados con la facilidad de obtención del mismo.

Pese a estar presente de forma natural en la atmósfera, la obtención del CO₂ rara vez se realiza mediante la disgregación del aire ya que este solamente aparece en un porcentaje de 0.04% (400 ppm).

El dióxido de carbono se puede producir artificialmente por diversos procesos como pueden ser combustiones y oxidaciones de sustancias que contienen carbono, descomposición de carbonatos y fermentación de azúcares; sin embargo, ninguno de ellos es utilizado en la industria única y exclusivamente para su producción.

Para obtenerlo en una mayor concentración y reducir su liberación directa a la atmósfera, es decir, debido principalmente a factores económicos y medioambientales, el dióxido de carbono se recupera como subproducto de otras actividades industriales. La reacción de carbonatos con ácidos, los procesos de fermentación, la reacción de vapor con gas natural en la producción de amoníaco o los gases de hornos de calcinación son algunos ejemplos de fuentes de las que se aprovecha el CO₂ para su posterior purificación y compresión antes de su comercialización. [10]

En la siguiente imagen se muestra un diagrama de flujo del proceso de obtención del CO₂ en una planta de amoníaco.

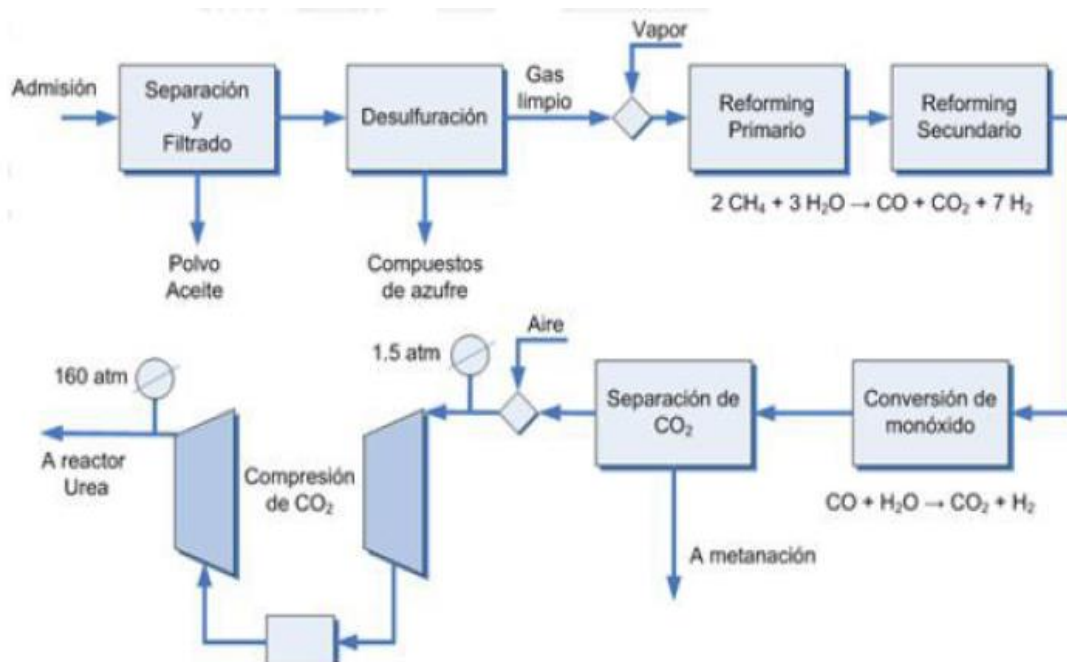


Figura 1. Diagrama del proceso de obtención de CO₂. Extraída de [0]



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

3. EL ciclo Booster transcrito.

3.1.Introducción

Como se menciona en el apartado de comparativa del CO₂ con otros refrigerantes, cuando los sistemas booster trabajan en régimen transcrito, reducen drásticamente su eficiencia debido a la baja temperatura crítica que presenta el dióxido de carbono. Esto ocurre en instalaciones situadas en climas cálidos. Si tomamos un valor de 8°C como diferencia de temperatura entre la que se encuentra el fluido a la salida del Gas Cooler, que suele estar a unos 35 °C en fase transcrito, y la temperatura ambiente, podemos estimar que la instalación comenzará a trabajar en dicho régimen a partir de los 27 °C de temperatura exterior aproximadamente.

En la imagen se pueden diferenciar las zonas de trabajo en régimen subcrítico y régimen transcrito.

Potential Global Distribution: CO₂-System Alternatives:

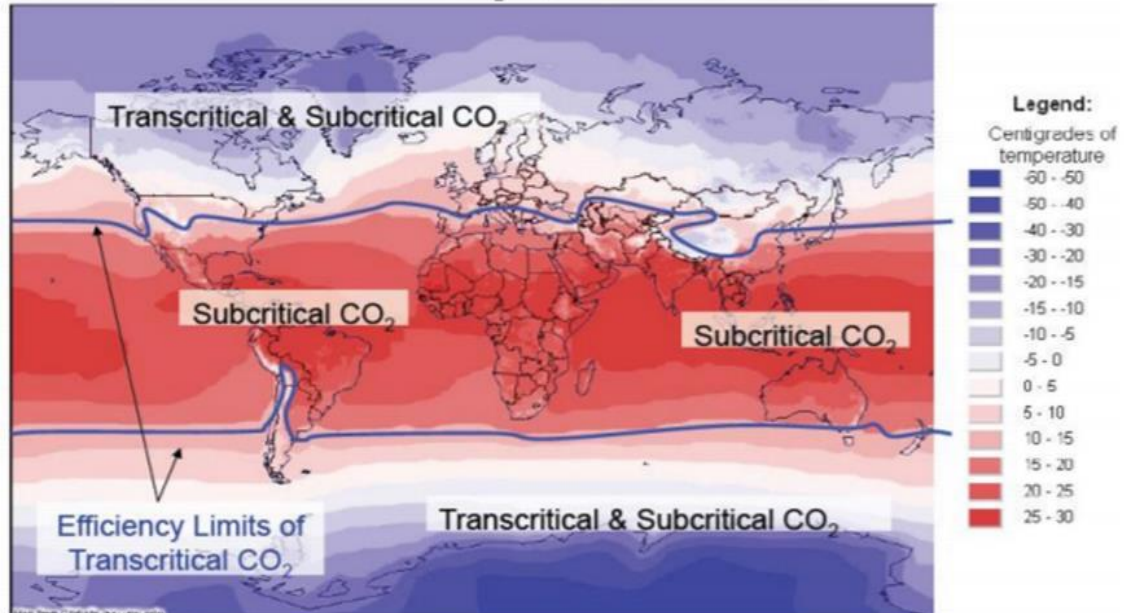


Figura 2. .Mapa de distintas zonas de trabajo. Extraído de [1]

Para reducir este decrecimiento de la eficiencia del ciclo en climas cálidos, a lo largo del tiempo, los sistemas de refrigeración tipo booster



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrítico con eyectores.

han ido evolucionando en una segunda y tercera generación, al sufrir una serie de modificaciones que incorporan nuevos elementos al ciclo original.

En este apartado se va a explicar en qué consiste el sistema de refrigeración tipo booster empleado en instalaciones de refrigeración con CO₂ transcrítico. Para ello se va a hacer un repaso desde el ciclo booster original (primera generación) hasta las posteriores adaptaciones del sistema de compresión paralela (segunda generación) y sistema de expansión con eyectores (tercera generación).

3.2. Ciclo Booster simple.

El sistema de refrigeración tipo booster simple trabaja normalmente con dióxido de carbono como refrigerante. Su funcionamiento se basa en el ciclo simple de compresión-expansión de un fluido refrigerante para la producción de frío. La principal diferencia con él es la existencia de un enfriador de gas conocido como gas cooler, en inglés, que disminuye la temperatura en la fase de alta presión, por lo que existe una variación de la misma, mientras que en los ciclos de compresión de vapor, se produce una condensación isoterma. Tras este proceso, el fluido se expande en estado líquido, sin embargo, en el ciclo booster, el refrigerante pasa por la válvula de expansión en estado gaseoso o transcrítico. Estas diferencias se producen en los casos en los que la instalación trabaja en régimen transcrítico, es decir, cuando la presión de alta sobrepasa la presión crítica del CO₂, que está en torno a los 73 bar.

Abajo de la válvula de expansión, existe un recipiente, a una presión intermedia, encargado de separar, por la acción de la gravedad y gracias a la diferencia de densidades entre ambas fases, la parte de fluido que se encuentra en estado líquido de la que permanece en estado gaseoso. De este modo nos aseguramos que a los evaporadores llega únicamente fluido líquido en estado de saturación. Para equilibrar la presión en el recipiente y que ésta no sobrepase el valor de diseño, que suele estar en torno a los 35 bar, se instala una válvula de by-pass que, cuando es necesario, alivia presión del mismo descargando directamente en la aspiración de los compresores de alta.

Normalmente, las instalaciones que funcionan con el sistema booster tienen varios evaporadores a diferentes temperaturas, lo que implica varias presiones de evaporación. Lo habitual es contar con dos



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

temperaturas de evaporación: baja temperatura (LT), que está alrededor de los -30°C y media temperatura (MT), en torno a los -10°C.

Para que esto se produzca sin sobredimensionar ni sobrecargar los compresores, son necesarias dos etapas de compresión dispuestas en serie de manera que la primera etapa, o etapa de baja presión, aumenta la presión del fluido desde el evaporador de menor temperatura hasta la presión del evaporador de más alta temperatura y la segunda etapa, también conocida como compresión de alta, eleva la presión desde la descarga de los compresores de baja hasta la presión de descarga del ciclo. Éste valor es el máximo valor de presión que se alcanza dentro del mismo y normalmente oscila cerca de los 93 bar.

Comúnmente, entre la descarga de los compresores de baja y la aspiración de los compresores de alta, el refrigerante en estado gaseoso es circulado por un intercambiador que baja su temperatura con el fin de reducir la temperatura de descarga de alta, que puede llegar a alcanzar los 130°C.

En las siguientes imágenes podemos apreciar el modelo termodinámico del sistema de refrigeración tipo booster simple y su representación en el diagrama de Mollier o diagrama P-H cuando trabaja en régimen transcrito. En la primera, el CO₂ circula cíclicamente en sentido horario dentro del modelo, siguiendo el orden de los números que aparecen en la imagen. En el diagrama PH, sin embargo, el sentido del ciclo es antihorario. Podemos observar los puntos enumerados en la figura 3 representados en la figura 4.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

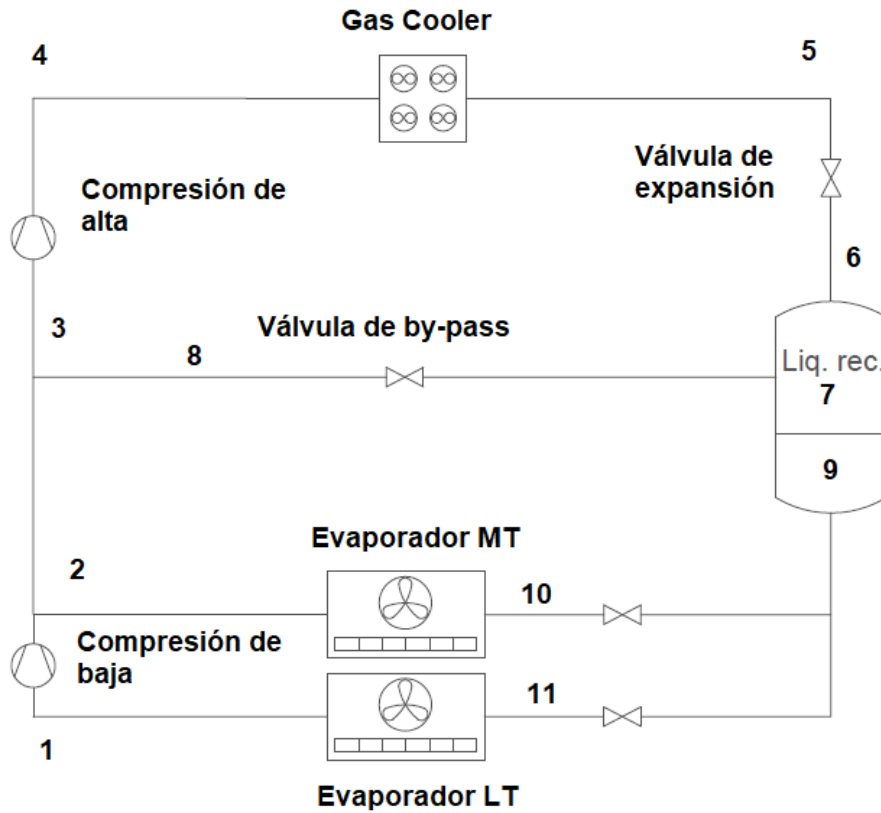


Figura 3. Modelo termodinámico del ciclo Booster simple.

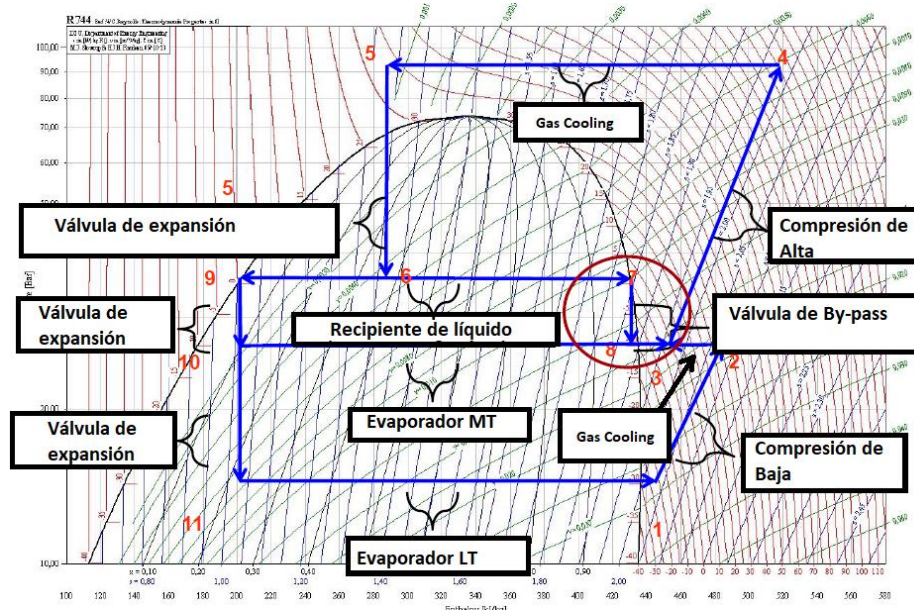


Figura 4. Representación en el diagrama P-H del ciclo Booster en simple fase transcrito



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

La figura 5 muestra de nuevo el ciclo del sistema de refrigeración tipo booster simple representado en el diagrama de Mollier del dióxido de carbono, ésta vez cuando funciona en fase subcrítica. Se observa cómo, ahora sí, al trabajar por debajo de la presión crítica, el refrigerante sufre un proceso de condensación isoterma, a diferencia de lo que ocurría en el caso anterior.

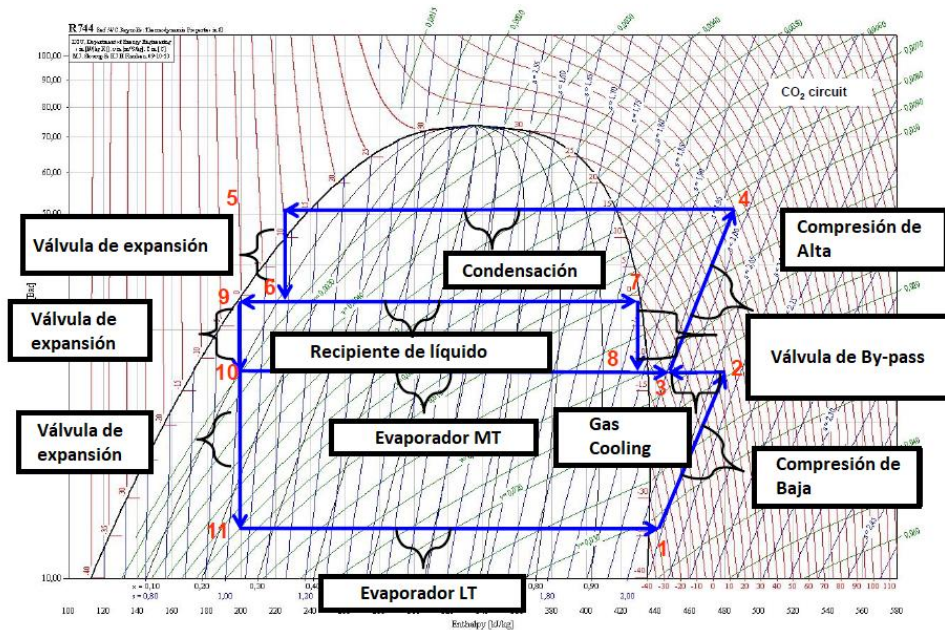


Figura 5. Representación en el diagrama P-H del ciclo Booster simple en fase subcrítica.

3.3. Ciclo booster + compresión paralela.

Como se explica en la introducción de este apartado, el sistema de refrigeración tipo booster original ha sufrido una serie de modificaciones a lo largo del tiempo para incrementar así la eficiencia frigorífica del mismo, sobre todo en climas cálidos. La segunda generación de ciclo aparece con la primera de estas modificaciones, la incorporación del sistema de compresión paralela. Se trata de un sistema de compresión que, como su propio nombre indica, se encuentra instalado paralelamente a los compresores de alta, descargando en el mismo punto que estos y aspirando directamente de la línea de by-pass. Con esta nueva distribución, la válvula de by-pass queda alojada entre el punto de succión de los compresores paralelos y los compresores de alta de la instalación.

Esta modificación fue el primer paso hacia el desarrollo para el uso de sistemas con ciclo *booster* con CO₂ a climas más cálidos ya que produce



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

una mejora significativa en el coeficiente de rendimiento (COP) en climas con temperaturas elevadas.

La función principal del sistema de compresión paralela es extraer el vapor saturado que se encuentra en el depósito de acumulación intermedio mediante la recompresión del mismo y hacerlo circular de nuevo hacia el gas cooler. La presencia de una extracción de vapor del depósito reduce notablemente la cilindrada de los compresores principales disminuyendo de esta forma no solo el consumo de energía, sino también el coste inicial de la instalación.

Además, se le incorpora también un intercambiador a la salida del gas cooler llamado intercooler. Éste decrece la temperatura del refrigerante que circula por la línea de alta presión aumentando así la temperatura de aspiración del sistema de compresión paralela, proceso que deriva en un incremento todavía mayor de la eficiencia del ciclo.

La siguiente imagen muestra el modelo termodinámico del sistema de refrigeración tipo booster con las incorporaciones de la segunda generación. Se observan las modificaciones que conlleva la dicha generación, ampliadas en este apartado, con respecto al ciclo booster original.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

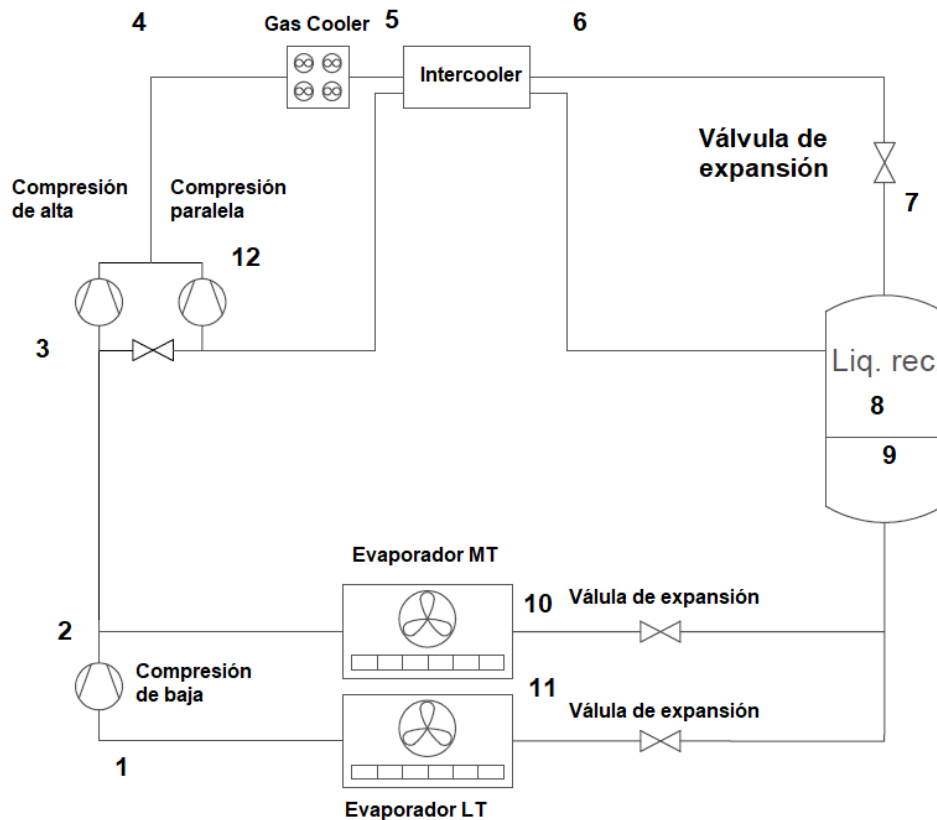


Figura 6. Modelo termodinámico del ciclo booster 2ª generación.

Se aprecia cómo cambian ligeramente los puntos característicos del ciclo que están enumerados del 1 al 11 siguiendo el orden en el que aparecen dentro del mismo, comenzando en la aspiración de los compresores de baja y finalizando en el punto de entrada del refrigerante al evaporador LT. Por último el Punto 12 representa la descarga del sistema de compresión paralelo.

En la imagen mostrada a continuación, podemos observar en el diagrama de Mollier del refrigerante R-744, cómo afectan las modificaciones que conlleva la segunda generación de ciclo de refrigeración tipo booster trabajando en régimen transcrito. Fijándonos en los puntos enumerados en el diagrama coinciden con los mostrados anteriormente en la imagen del modelo termodinámico.

Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

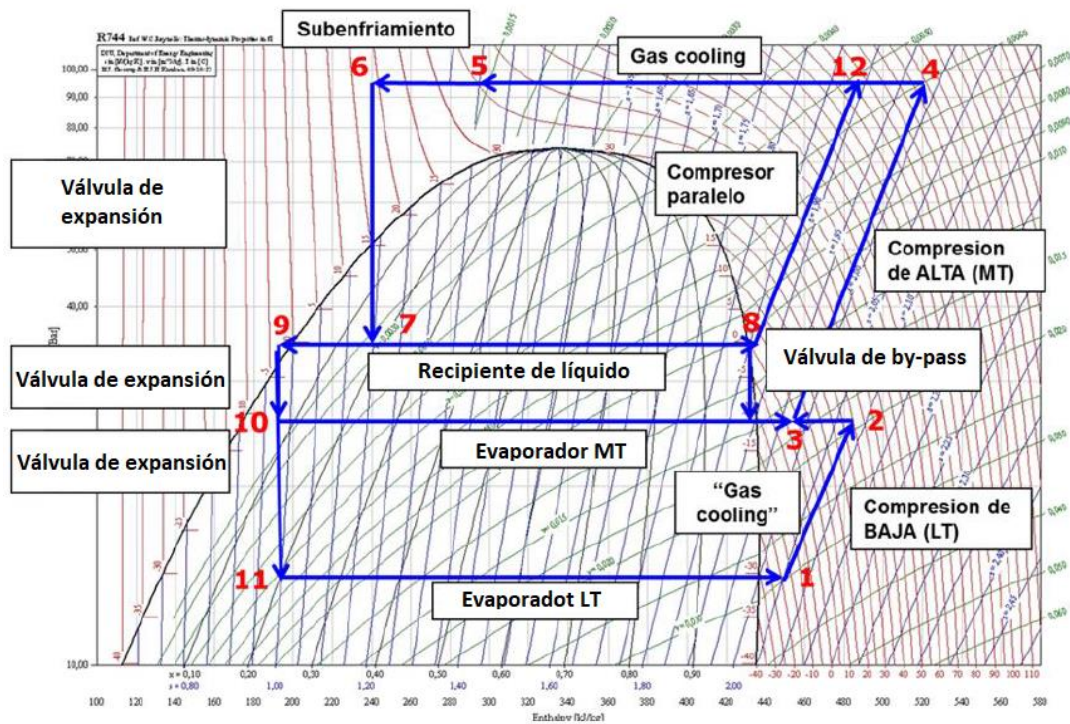


Figura 7. Diagrama P-H del ciclo Booster 2ª generación

3.4. Ciclo booster + compresión paralela + eyectores.

La búsqueda de dispositivos capaces de actuar bien como bombas, bien como compresores, sin el empleo de elementos mecánicos móviles es un hecho empleado desde que Venturi propusiera que incrementos de la velocidad producen decrementos de presión. [11]

Gracias a este principio y con el objetivo de bombear agua líquida al interior de las calderas sin necesidad de una bomba mecánica, Henry Giffard inventó el primer eyector en el año 1858 al que bautizó como inyector. Posteriormente, en 1869 Schau introdujo la tobera convergente-divergente a este dispositivo con el fin de aumentar su poder de succión.

Sin embargo, no fue hasta 1900 cuando LeBlanc y Parsons descubren la capacidad de crear vacío que tenía el sistema del inyector de Giffard al hacerlo funcionar sin líquido. Crean entonces el "Vacuum augmentor" predecesor de los dispositivos que hoy conocemos como eyectores capaces de funcionar con fluido también en estado gaseoso.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Se podría definir un eyector de gas o eyector de vapor como un dispositivo simple que consiste en tres componentes básicos, una tobera de vapor motriz, una cámara de aspiración y un difusor de mezcla. El vapor motriz se introduce en el eyector a través de la tobera de fluido motriz y se expande en el difusor de mezcla con el fin de convertir la energía de la presión que posee el vapor a la salida del *gas cooler* en trabajo útil para nuestro ciclo. El vapor arrastra los gases de aspiración y la mezcla procede a través del difusor de mezcla, donde parte de la energía de velocidad se vuelve a convertir en energía de presión, permitiendo que la mezcla sea descargada a una presión más alta que la presión de aspiración.

En la siguiente figura se muestra un esquema básico de un eyector donde se aprecian sus distintos componentes.

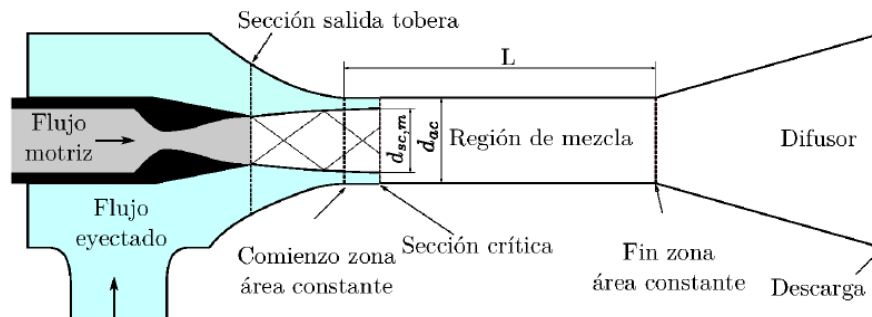


Figura 8. Esquema de un eyector. Obtenido de [11]

El primer sistema de refrigeración por eyección fue desarrollado por Maurice Leblanc en 1910. El sistema tenía como inconvenientes el elevado consumo de agua y el bajo rendimiento, pero su mayor ventaja era la posibilidad de la utilización de vapor de desecho. A partir de este momento, el sistema se introdujo en diversos procesos industriales y se buscó la manera de aumentar su rendimiento. En 1955, el ingeniero ruso Badylkes fue el primero en desarrollar sistemas cerrados de eyección con fluidos diferentes al agua [5]. Desde entonces, son varios los sistemas frigoríficos cerrados propuestos que usan eyectores para la impulsión del fluido refrigerante.

En la figura 9 se muestra el modelo termodinámico en el que se basa el sistema de refrigeración por eyección.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

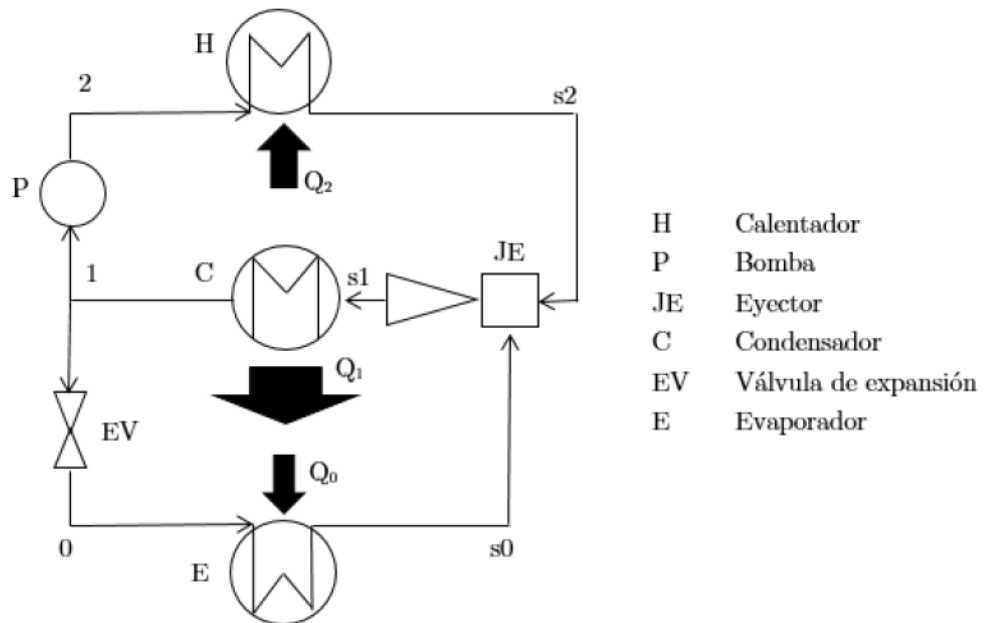


Figura 9. Modelo termodinámico del sistema de refrigeración por eyección. Obtenido de [5].

En el modelo aparecen los puntos característicos del ciclo enumerados en orden en el que aparecen dentro del mismo. Comenzando en el punto 1, el refrigerante se encuentra en estado líquido y es bombeado hasta el punto 2 con el fin de aumentar su presión. A continuación, se calienta hasta alcanzar la temperatura necesaria y la diferencia de presiones entre este punto y la salida del eyector aceleran el flujo principal hasta velocidades supersónicas en el interior de la tobera con el fin de producir una depresión y succionar así el flujo secundario, que viene de haber sido evaporado a presión constante en el evaporador. La mezcla de ambos flujos que sale del eyector en el punto s1, pasa por el condensador cediendo calor al ambiente. Seguidamente, ya en estado líquido, el caudal se separa en dos, parte de él se expande en la válvula de expansión antes de volver de nuevo al evaporador y parte es recirculado por la bomba aumentando su presión y cerrando de esta forma el ciclo de refrigeración por eyección.

Basándose en este sistema de refrigeración, se incorpora la figura del eyector al ciclo booster que, junto al sistema de compresión paralela, forman la tercera generación del sistema de refrigeración tipo booster.

La instalación de los eyectores se realiza de forma que el flujo motriz provenga del gas cooler con el fin de aprovechar su alta temperatura y presión en este punto. Están colocados en paralelo con la válvula de expansión de alta presión. El flujo eyectado es aspirado en estado de



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

vapor saturado. Para ello, se instala un nuevo recipiente de líquido aguasabajo de los evaporadores con el fin de separar el posible líquido sobrante en el proceso de evaporación del gas producido durante el mismo.

La descarga de los eyectores se produce en el recipiente de líquido intermedio de modo que el flujo eyectado evita su paso por los compresores, reduciendo así el consumo energético y aumentando el rendimiento del ciclo.

La figura 10 representa el modelo termodinámico de la tercera generación del sistema de refrigeración tipo booster. El punto 13 representa la aspiración de los eyectores, es decir, el flujo eyectado o arrastrado que es descargado a la entrada del recipiente de líquido, representado con el número 7.

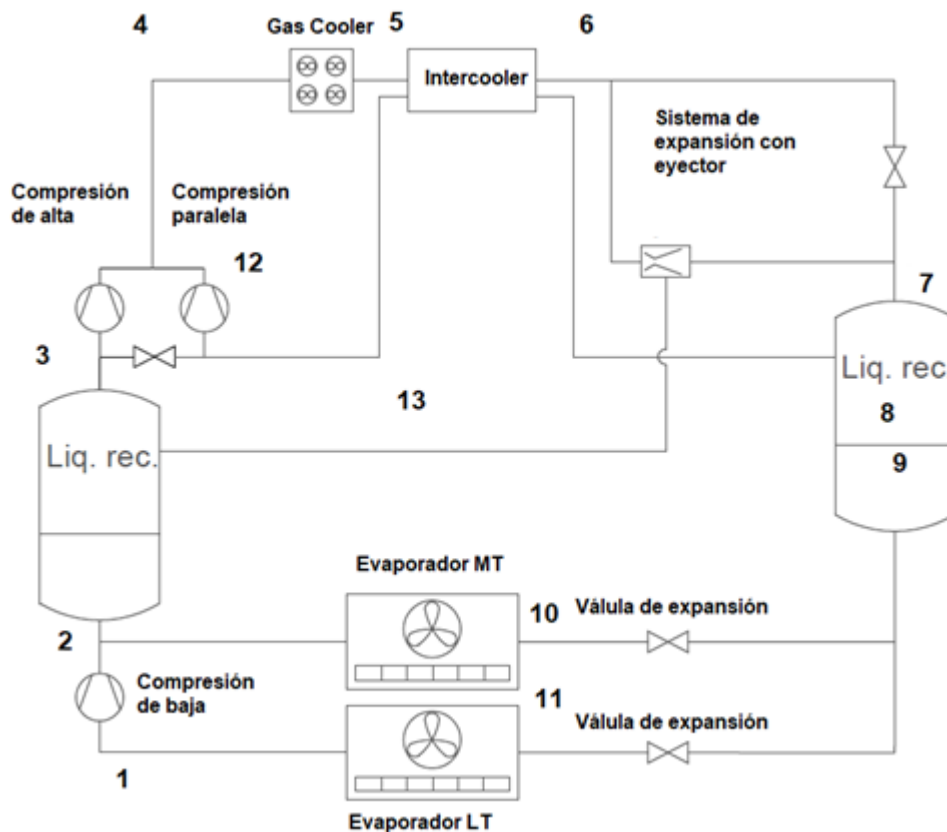


Figura 10. Modelo termodinámico de la 3ª generación del ciclo booster.

Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

A continuación se muestran los puntos característicos del ciclo enumerados en la imagen anterior representados en el diagrama de Mollier del dióxido de carbono.

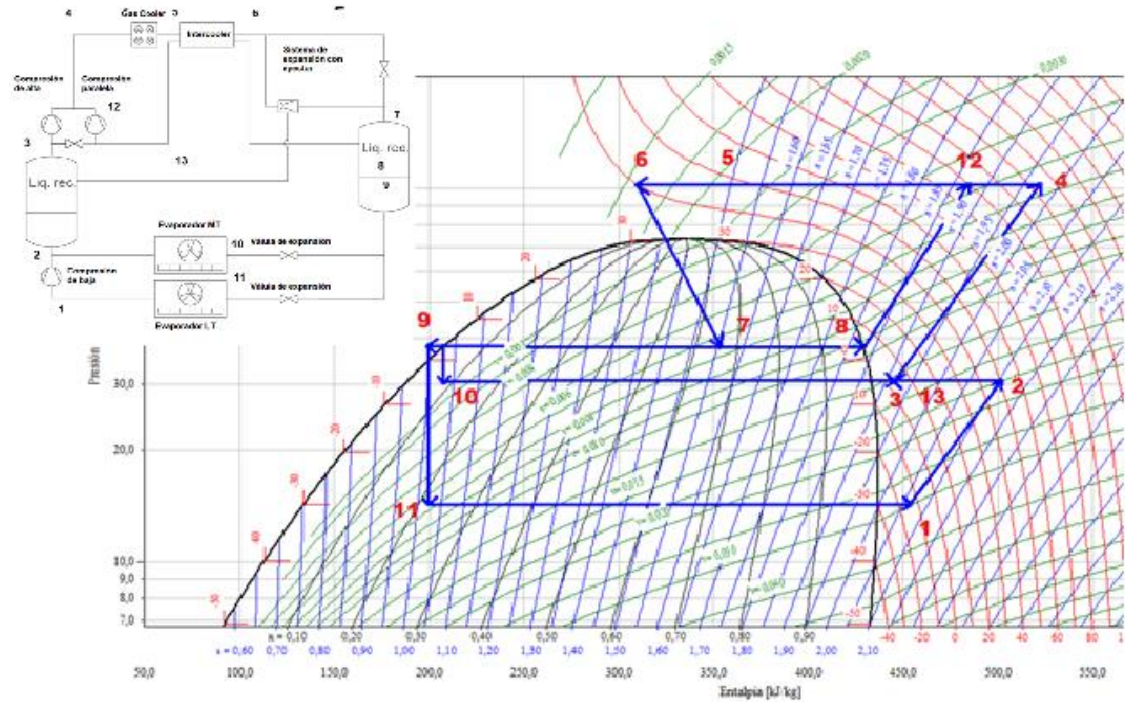


Figura 11. Diagrama P-H de la 3ª generación de ciclo booster.

4. Instalación frigorífica.

4.1. Descripción del edificio.

El local donde está situada la instalación a analizar en este trabajo es el almacén o nave industrial A1 perteneciente a la empresa Serifruit S.L. situada en el polígono industrial El Canyaret en Betxí, Castellón. Esta planta, con capacidad para 300 trabajadores, es el lugar donde se encuentra actualmente la central de la empresa y cuenta con 18000 m² de superficie distribuidos en zona de confección, cámaras frigoríficas y zona de oficinas de dirección y administración. La principal actividad de la empresa es la producción y exportación de frutas y hortalizas, mayormente distintas variedades de melón y productos cítricos.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.



Figura 12. Planta Serifruit A1.

El ciclo de refrigeración lo lleva a cabo una instalación de temperatura positiva de frío alimentario cuyo objetivo es cubrir la demanda de dos de los túneles de enfriado del edificio, concretamente los números 4 y. Ambos se ubican juntos, como muestra posteriormente la figura 14, de forma paralela en la planta baja, junto a la zona de clasificación y embalaje. Su función es almacenaje de producto antes de su salida de la planta.

La central frigorífica de la instalación a estudiar se encuentra situada en la parte superior de ambos túneles, sobre una estructura metálica construida con perfil IPE y pavimento de material sintético procedente de la madera, calculada con una sobrecarga de uso máxima de 4,0 KN/m², que se extiende cubriendo la totalidad de la superficie de los mismos. La mayor parte de esta superficie está dedicada a almacenamiento de material ligero. En las siguientes imágenes se puede ver dicha estructura y la ubicación de ambos túneles en bajo la misma.



Figura 13. Estructura metálica.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

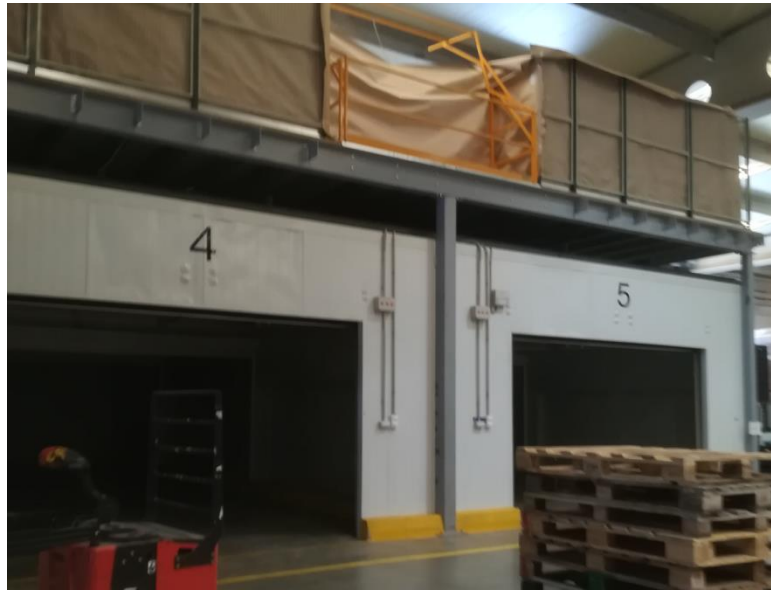


Figura 14. . Túneles de enfriado 4 y 5.

Los cerramientos verticales y horizontales superiores de ambos túneles están contruidos con paneles Sandwich o paneles multicapa. Dichos paneles son usados como aislante térmico y acústico, y en la mayoría de los casos, están formados principalmente por un núcleo central de material aislante de espuma sintética y dos cubiertas exteriores de chapa metálica o derivados sintéticos de la madera. El pavimento es el mismo que en el resto de la superficie de la planta baja de la nave, formado por placas de hormigón armado con un tratamiento superficial para hacerlo impermeable y antideslizante y no dispone de sistema anticongelación puesto que no trabaja con temperaturas negativas.

Los evaporadores de la máquina se ubican en la parte superior de los túneles en el centro de los mismos, dispuestos en línea a lo largo de su eje mayor, discurriendo la instalación de la línea de líquido de la misma en el hueco disponible entre los cerramiento superiores de los túneles y el pavimento de la estructura metálica anteriormente mencionada. Están repartidos entre ambos túneles como se explicará en el apartado de descripción de la instalación. El intercambiador de calor que funciona como Gas Cooler se encuentra en el exterior del edificio, instalado en la cubierta.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

4.2. Descripción de la instalación.

La finalidad de la instalación que va a ser objeto de estudio es cubrir la totalidad de la demanda frigorífica producida por dos túneles de enfriado empleados en la refrigeración de vegetales en la nave industrial descrita en el apartado anterior. Dichos túneles tienen unas dimensiones de, 15 metros de longitud por 6,3 metros de anchura cada uno y un hueco para la puerta de 4 metros en su lado menor. La capacidad frigorífica de cada túnel es de 120 kW, lo que supone una demanda total para la instalación de 240 kW, que será cubierta por seis evaporadores, tres en cada túnel.

La instalación frigorífica con la que se va a trabajar consta de un ciclo *booster* transcrito con dióxido de carbono (CO₂) como gas refrigerante (R-744), con una sola etapa de compresión y una sola temperatura de evaporación.

En la aspiración encontramos un sistema de inyección de líquido para el control de recalentamiento excesivo así como una inyección de vapor para controlar un posible recalentamiento insuficiente. El recipiente intermedio está formado por dos depósitos cuya capacidad suma 300 litros, con una válvula de by-pass de flash-gas y un subenfriador de línea de líquido. Además, existe un sistema auxiliar de emergencia que trabaja con un ciclo de compresión simple con el gas R-134a encargado de refrigerar el dióxido de carbono durante un posible corte en el suministro eléctrico o durante largos periodos de inactividad de la instalación, evitando que se evapore de nuevo, con el fin de que no aumente la presión excesivamente en dicho recipiente. Éste sistema de enfriamiento auxiliar es necesario ya que, a diferencia de otros gases refrigerantes, el dióxido de carbono es muy difícil de extraer de la instalación para ser almacenado cuando esta no vaya a estar funcionando en un periodo de tiempo considerable.

También se le ha añadido un sistema de compresión en paralelo, cuya función es aliviar presión del recipiente de líquido, y un sistema de expansión con un multieyector de vapor y otro de líquido, que trasiegan parte del gasto másico evitando que pase por los compresores principales. De esta forma, se consigue aumentar su eficiencia, ya que se encuentra en un clima cálido, y bajo estas condiciones de altas temperaturas, el coeficiente de rendimiento (COP) de los sistemas *booster* transcritos desciende drásticamente.

El modelo termodinámico de nuestra instalación sigue el principio del ciclo *booster* transcrito con compresión paralela y sistema de expansión con



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

multiyevector además de una sola temperatura de evaporación. Se muestra en la siguiente imagen:

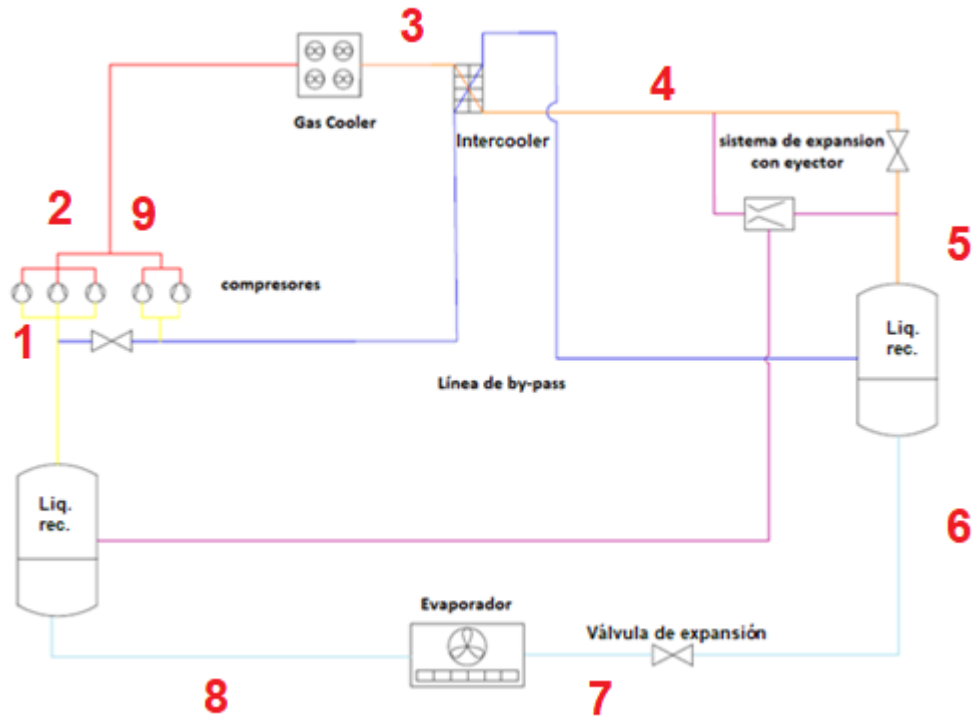


Figura 15. Esquema de la instalación real.

Seguidamente, se muestra el ciclo con el que funciona la instalación representado en el diagrama de Mollier con los puntos característicos del mismo enumerados.

Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

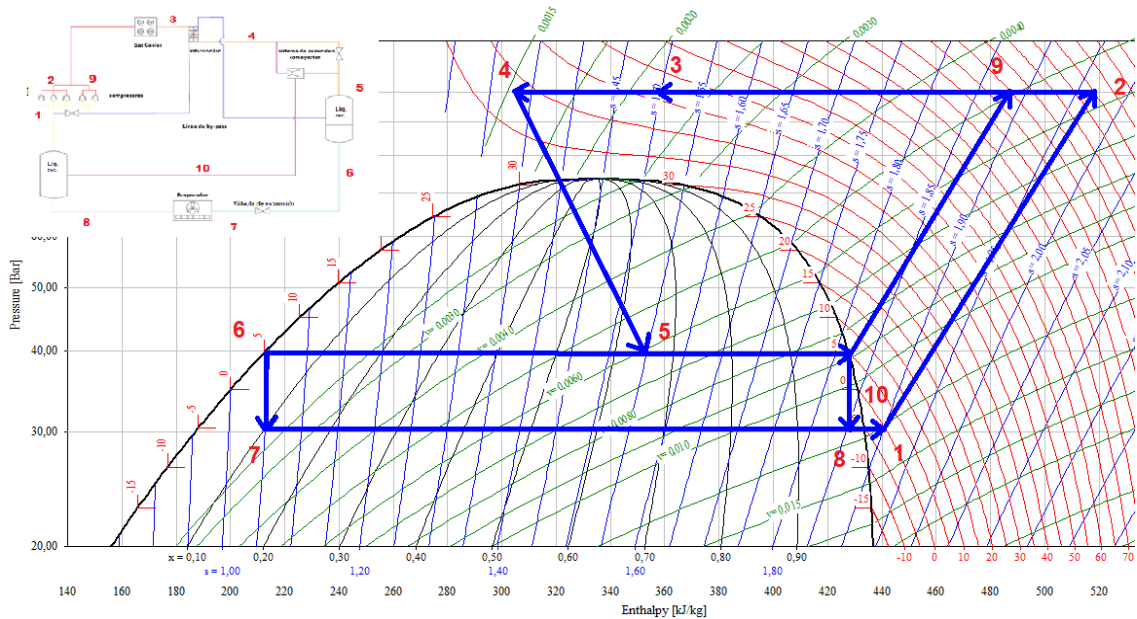


Figura 16. Diagrama P-H del ciclo de la instalación.

Podemos distinguir cuatro etapas principales dentro de cualquier ciclo de refrigeración que se base en la compresión y expansión de un fluido refrigerante. A continuación, pasamos a explicar más ampliamente estas cuatro etapas, para el caso concreto de la instalación que nos ocupa, siguiendo el orden en que aparecen a lo largo del ciclo de refrigeración.

4.2.1. Sistema de compresión.

El sistema de compresión es la parte de la instalación que comprende la maquinaria frigorífica desde la parte de entrada de refrigerante a los compresores por la aspiración de los mismos hasta la entrada del fluido al gas cooler. Como su propio nombre indica, es en esta etapa donde se aumentan los niveles de presión, y por tanto de temperatura, del gas refrigerante. [7]

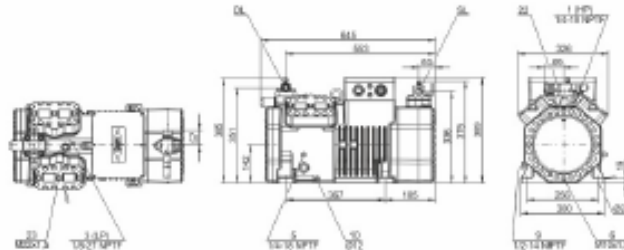
En el caso particular de esta instalación, el sistema de compresión está ubicado en la sala de máquinas. Está compuesto por tres compresores de pistones semi-herméticos alternativos de la marca *Bitzer* modelo 4FTC-30K conectados en paralelo con un variador de frecuencia en uno de ellos, incorporando las correspondientes válvulas de servicio, sistema automático de recuperación y distribución de aceite, colectores de aspiración y descarga, presostatos y manómetros etc.

Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

La figura 17 muestra los datos técnicos de los compresores obtenidos del software de selección de Bitzer:

Datos técnicos: 4FTC-30K

Dimensiones y conexiones



Datos técnicos

Informaciones técnicas

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	17,8 m ³ /h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	21,5 m ³ /h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	4 x 50mm x 26mm
Peso	191 kg
Presión máxima (BP/AP)	100/160 bar
Conexión línea aspiración	28 mm - 1 1/8"
Conexión línea descarga	18 mm - 3/4"
Aceite para R744 (CO ₂)	BSE65K (Standard), p0>40bar, pc>120bar: BSG68K (Option)

Informaciones motor

Versión del motor	1
Tensión del motor (otro bajo demanda)	380-420V PW-3-50Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	58.7 A
Relación de bobinado	50/50
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	135.0 A Y / 220.0 A YY
Potencia máx. absorbida	34,4 kW

Estándar de entrega

Protección motor	SE-B1
Clase de protección	IP65
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	2,80 dm ³
Calentador de Cáter	0..140 W PTC (Standard)

Opciones disponibles

Conexión línea aspiración	Weld DN28
Válvula de descarga	Swagelok DN16, Braze DN16, Weld DN16
Control de nivel de aceite	OLC-K1 (Option)

Nivel sonoro medido

Potencia sonora (-10°C / 90bar)	84 dB(A) @ 50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 90bar)	76 dB(A) @ 50Hz

Figura 17. . Datos técnicos de los compresores MT Obtenidos con el software de Bitzer.

El conjunto completo se encuentra montado sobre una bancada de perfil laminado que a su vez descansa sobre *silentblocks* de caucho para disminuir al máximo la transmisión de vibraciones de los motores el resto del edificio.

En la parte lateral de la central, como se muestra en la figura 18, se encuentra instalado un panel metálico no sujeto a la bancada, que incluye los controles de seguridad de alta y baja presión y los manómetros correspondientes con posibilidad de calibrado desde el exterior.

Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

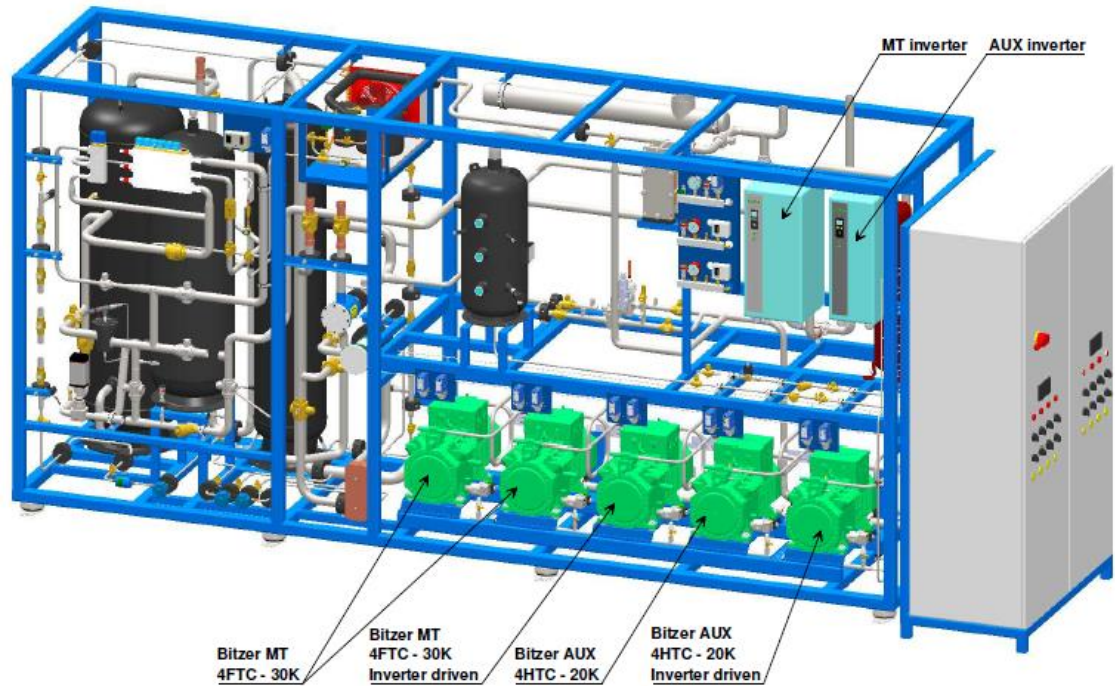


Figura 18. Central frigorífica.

- **Compresión paralela**

La función del sistema de compresión paralela es, como se ha mencionado anteriormente, la extracción de vapor saturado del depósito de acumulación. Con el fin de mejorar la eficiencia del ciclo en climas cálidos además de conllevar ventajas asociadas como la reducción de cilindrada de los compresores principales del ciclo. En la figura siguiente se pueden observar los compresores de la instalación. En rojo aparecen destacados los compresores en paralelo y en azul se señalan los compresores MT.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

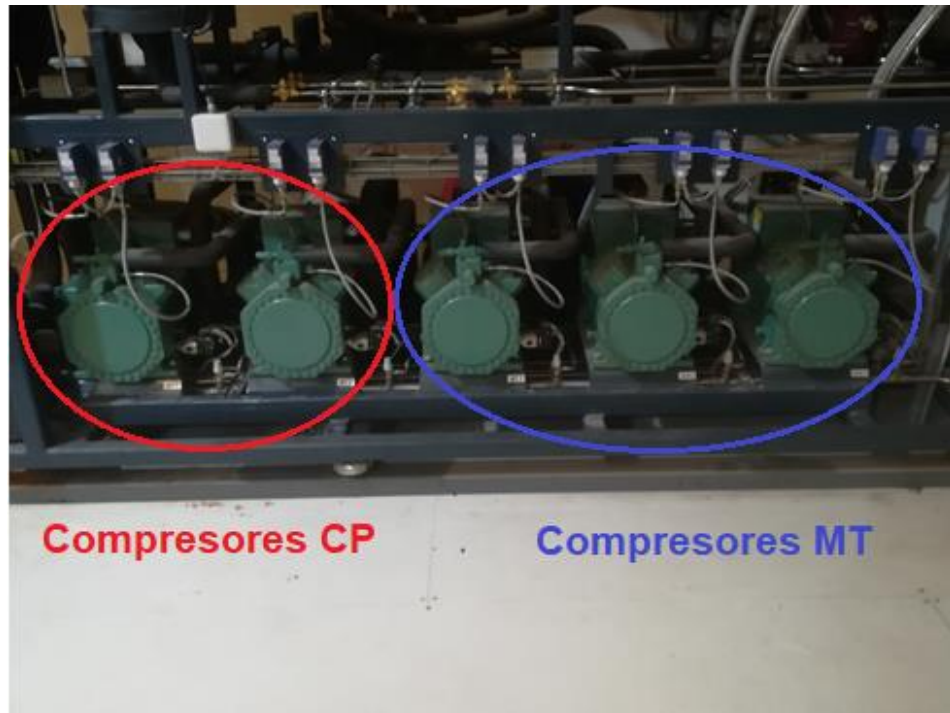


Figura 19. Compresores.

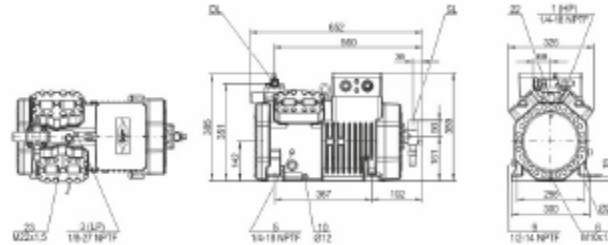
En el caso que nos ocupa, el sistema de compresión paralela consta, como se aprecia en la imagen anterior, de dos compresores de pistones semi-herméticos alternativos de la marca *Bitzer* modelo 4HTC-20K conectados en paralelo con un variador de frecuencia en uno de ellos.

La imagen 20 muestra los datos técnicos de los compresores en paralelo obtenidos del software de selección de Bitzer..

Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Datos técnicos: 4HTC-20K

Dimensiones y conexiones



Datos técnicos

Informaciones técnicas

Volumen desplazado (1450 rpm a 50 Hz)	12,0 m ³ /h
Volumen desplazado (1750 rpm a 60Hz)	14,5 m ³ /h
Nº de cilindros x diámetro x carrera	4 x 41mm x 26mm
Peso	165 kg
Presión máxima (BP/AP)	100/160 bar
Conexión línea aspiración	28 mm - 1 1/8"
Conexión línea descarga	18 mm - 3/4"
Aceite para R744 (CO ₂)	BSE85K (Standard), p ₀ >40bar, p _c >120bar: BSG68K (Option)

Informaciones motor

Versión del motor	1
Tensión del motor (otro bajo demanda)	380-420V PW-3-50Hz
Intensidad máxima en funcionamiento	39.2 A
Relación de bobinado	50/50
Intensidad en arranque (rotor bloqueado)	97.0 A Y / 158.0 A YY
Potencia máx. absorbida	23,1 kW

Estándar de entrega

Protección motor	SE-B1
Clase de protección	IP65
Antivibradores	Standard
Carga de aceite	2,60 dm ³
Calefactor de Cáster	0..140 W PTC (Standard)

Opciones disponibles

Conexión línea aspiración	Weld DN28
Válvula de descarga	Swagelok DN16, Braze DN16, Weld DN16
Control de nivel de aceite	OLC-K1 (Option)

Nivel sonoro medido

Potencia sonora (-10°C / 90bar)	83 dB(A) @ 50Hz
Presión sonora @ 1m (-10°C / 90bar)	75 dB(A) @ 50Hz

Figura 20. Datos técnicos de los compresores en paralelo obtenidos con el software de Bitzer.

4.2.2. Gas Cooler.

El Gas cooler consta de un intercambiador de calor encargado de bajar la temperatura del gas refrigerante que sale de la descarga del compresor. Es equivalente al condensador de un ciclo simple de compresión de vapor con la diferencia de que en este ciclo el fluido pasa de estado gaseoso a líquido condensándose, como su propio nombre indica, sin embargo, en un ciclo *booster* transcrito, el gas no se condensa en el *gas cooler* sino que permanece por encima del punto crítico en el diagrama de Mollier.

Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

En el caso particular de esta instalación, el intercambiador utilizado gas cooler es del fabricante *Luve*, serie XAV9X 9913 H 3 VENT (1X3)-SPEC.CO2 5R –EC fans-SUMMER. En los planos que aparecen en la figura siguiente, se muestra su forma y la distribución de los ventiladores.

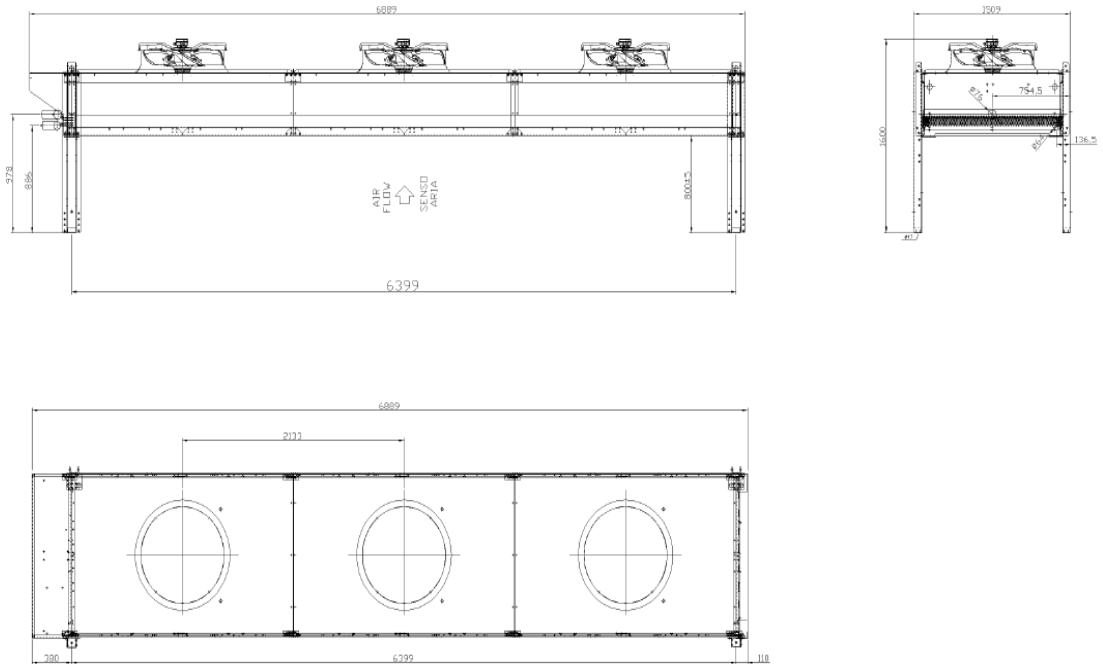


Figura 21. Gas Cooler

Se trata de un intercambiador por aire de flujo vertical que consta de tres ventiladores dispuestos en línea alimentados a red trifásica 400V 50Hz, con una potencia absorbida de 3,265kW y una capacidad de disipación máxima de 326,11kW.

Los datos técnicos se amplían en la siguiente tabla:



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

GAS COOLER

Type: XAV9X 9913 H 3VENT (1X3) - SPEC. CO2 5R - EC fans - SUMMER

Refriger (u) 2017 Ver. 2.1.4.308 - PRICE LIST 3/2017

Air inlet temperature	[°C]	38,0
CO2 inlet temperature	[°C]	120,0
CO2 outlet temperature	[°C]	40,0
Pressure	[bar]	100
Refrigerant		CO2
CO2 flow	[kg/s]	1,48
CO2 pressure drop	[kPa]	71,3
Altitude	[m]	0
Version		Horizontal
Power supply	400V-3PH-50Hz	SPECIAL EC FANS
Capacity	[kW]	326,11
Air flow	[m ³ /h]	50.770,0
Power consumption	[W]	3.265
Motor consumption	[A]	5,0
Max absorbed current	[A]	7,2
Fan speed	[1/min]	730
Sound level (at distance) 10 [m]	[dB(A)]	50
Sound Power Level	[dB(A)]	82
Fans :	[mm] 3 x 910	Surface [m ²] 836,3
Poles	[n] EC FANS	Volume [dm ³] 84,00
Fin spacing:	[mm] 2.1	Weight [kg] 843
Max Working pressure	[bar] 120,0	Circuit [n] 45
Max operating temperature	[°C] 150,0	Overall dimensions [mm] 6.889 x 1.509 x 1.600
Casing material	Powder coated galvanized steel RAL 9003	Fin material Al
Header material	Special Cu alloy (K65)	Tube material Special Cu alloy (K65)

Figura 22. Datos técnicos del Gas Cooler

4.2.3. Sistema de expansión.

El sistema de expansión hace circular el fluido refrigerante en estado líquido (o transcrito) a través de una sección que le ofrezca la suficiente resistencia a su paso como para que éste se expanda de forma controlada, disminuyendo su presión considerablemente. Este hecho provoca un descenso drástico en la temperatura del líquido. En el ciclo que nos ocupa, la expansión se realiza mediante una válvula de expansión electrónica del fabricante *Danfoss*.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

- **Eyectores de gas.**

Como se explica anteriormente en este trabajo, los eyectores están instalados en paralelo con la válvula de expansión de alta presión. Están conectados entre la línea de descarga del gas cooler y la entrada del recipiente de líquido.

Mediante este dispositivo, una cierta cantidad de vapor de la línea de succión es precomprimada y trasegada al recipiente de líquido, reduciendo así el caudal másico de impulsión de los compresores principales (MT), que operan con una eficiencia menor que los compresores auxiliares o compresores en paralelo (CP).

En la figura 23 se aprecia el multieyector de nuestro ciclo con su correspondiente instalación de tuberías.



Figura 23. Eyectores.

La instalación de un sistema de expansión con eyector requiere de la existencia de un nuevo recipiente de líquido en la succión del ciclo para separarlo, por la acción de la gravedad, del gas existente producido durante la etapa de evaporación y que la línea de aspiración del eyector solamente sea alimentada con vapor saturado.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

4.2.4. Sistema de evaporación.

El sistema de evaporación comprende los evaporadores necesarios para el enfriamiento de cada uno de los servicios frigoríficos que serán alimentados con refrigerante procedente de la línea de líquido de la instalación. En el caso que nos ocupa, como ya se ha mencionado anteriormente, los evaporadores del ciclo estarán dispuestos en dos túneles de enfriado. En cada túnel hay tres unidades instaladas, sumando así un total de seis evaporadores idénticos que trabajan bajo las mismas condiciones de presión y temperatura de evaporación.

Dicha temperatura de evaporación debe mantenerse siempre en torno a -5°C con el fin de proporcionar un ambiente dentro de los túneles que no supere los 0°C .

El control de temperatura de ambiente en túnel así como el de la temperatura de desescarche se realizará mediante termómetros-termostatos electrónicos digitales.

Estos evaporadores están constituidos cada uno por una batería de tubos de cobre y aletas de aluminio contenidos en carcasa metálica con dispositivo de bandeja para recogida de goteo del deshielo de los mismos, unida mediante tubería de PVC al sistema de desagüe y saneamiento de la actividad.

Cada uno de estos evaporadores dispone de un sistema de circulación forzada de aire mediante dos ventiladores helicoidales directamente acoplados en línea en la carcasa de los mismos.

El desescarche es siempre automático, ajustando los parámetros de tiempo y temperatura final de desescarche. Éste se realizará mediante el sistema de ducha por agua caliente, procedente de un circuito ajeno a la instalación que eleva su temperatura.

El agua recogida en la bandeja de los evaporadores se canaliza a través de tubería de PVC sanitario intercalando sifones desmontables que impidan olores y faciliten la limpieza.

Los evaporadores de la instalación son de la marca *Luve* modelo CD64H 9110 E 6 CO₂ DX 60 BAR. Con conexión a red trifásica 400V 50Hz. La capacidad máxima de evaporación de cada uno de ellos es de 46kW y el consumo eléctrico de sus ventiladores asciende a la cifra de 2,56kW por evaporador.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

A continuación, en la tabla de la imagen 11 se muestran más ampliados los datos técnicos de uno de los evaporadores.

DUAL DISCHARGE UNIT COOLER:CEILING

Type: CD64H 9110 E 6 CO2 DX 60 Bar

Spec. CO2 - DX

N. units: 1

Refriger (u) 2019 Ver. 2.2.0.340 - PRICE LIST 02/2019

Inlet air temp. (room)	[°C]		0,0
Room relative humidity	[%]		85
Refrigerant			CO2
Altitude	[m]		0
Residual static pressure	[Pa]		0
DT1 needed for unit cooler	[K]		7,0
Connection	400V-3PH-50Hz		△
Actual capacity	[W]		46.000
Air flow	[m ³ /h]		20.000,0
Air throw	[m]		19
Outlet air temperature	[°C]		-5,0
Evaporating temp	[°C]		-7,0
DT superheating	[K]		5,0
Temp. before expansion valve	[°C]		15,0
DT1	[K]		7,0
DTmlg	[K]		4,01
Fluid pressure drop	[K]		0,3
RC factor (Sensible capacity/Total capacity)	[%]		75,6
Fan motor consumpt.	[W]		2.560
Power draw	[A]		5,2
Max fan absorbed current	[A]		4,96
Fan speed	[1/min]		1330
Sound pressure level (5m)	[dB(A)]		63
Sound Power Level	[dB(A)]		88
Electric defrost (230 V)	[W]		23.000
N° Fans	[mm]	2 x 630	Weight [kg] 394
Poles	[n]	4	Connections in [n] x [mm] n/a
Fin spacing	[mm]	6	Connections out [n] x [mm] n/a
Internal volume	[dm ³]	55,00	Drain tray connection ["] 1 1/4
Surface	[m ²]	219,3	Overall dimensions [mm] 2.850 x 1.825 x 475
Max Working pressure	[bar]	60,0	
Casing material	Powder coated galvanized steel RAL 9003	Fin material	Al
Header material	Cu	Tube material	Cu

Figura 24. Datos técnicos del evaporador.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

5. Metodología

En este apartado se va a tratar el procedimiento seguido para la obtención de los datos necesarios para realizar el análisis energético de la instalación frigorífica así como la definición del modelo de la misma realizado con los programas Microsoft Excel y CoolSelector de Danfoss.

5.1. Adquisición y registro de datos.

La adquisición, registro y monitorización de todos los parámetros necesarios procedentes del ciclo se han llevado a cabo con el software de gestión remoto de Danfoss, el StoreView. Este programa permite la monitorización de instalaciones a distancia pudiendo obtener tanto datos de la misma en tiempo real como archivos históricos. El software está en permanente conexión vía internet con la instalación a través de MBconetline. Para acceder a la monitorización es necesario el programa MBdialup.

StoreView de Danfoss, permite el acceso a archivos de datos históricos mediante la descarga de archivos de texto cuya extensión es .hst. Dichos archivos han de ser reconvertidos a extensión .csv para poder trabajar con ellos posteriormente con el programa Microsoft Excel. El propio software StoreView facilita la opción de conversión de extensiones.

Para la descarga de archivos históricos, el programa ofrece la posibilidad de elegir tanto la frecuencia de adquisición como el intervalo de tiempo en que se van a recoger los datos, seleccionando fecha y hora de principio y fin de adquisición. En un principio, para el caso que nos ocupa, se pensó en realizar dos adquisiciones de datos. Una de ellas se hizo del mes de febrero de 2019 y la otra del mes de junio del mismo año, con el fin de tener datos de la instalación funcionando en régimen transcrito (durante el mes de junio) y en régimen subcrítico (durante el mes de febrero). Sin embargo, como se amplía posteriormente, solamente obtuvimos datos de consumos de la instalación del mes de junio. Éste parámetro es indispensable para el estudio energético por lo que únicamente trabajaremos con los datos registrados durante este mes.

Por todo lo anterior, la adquisición de datos se realizó en el periodo de tiempo comprendido desde el día 04/06/2019 a las 00:00 horas hasta el



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

día 30/06/2019 a las 00:00 horas con una frecuencia de adquisición de 2 minutos, lo que suman un total de 18721 lecturas.

De entre todos los parámetros que ofrece el programa StoreView se han seleccionado seis que permitan caracterizar la instalación con el software Microsoft Excel. Dichos parámetro aparecen junto a su nomenclatura en StoreView en la tabla que se muestra en la imagen siguiente.

Nomenclatura	Parámetro
PO	Presión de aspiración
TO	Temperatura de aspiración
Pc	Presión de descarga
Sd Discharge Gas	Temperatura de descarga
Sgc Ctrl Temp	Temperatura de salida del Gas cooler
T. Ext *	Temperatura exterior*

Figura 25. Parámetros recogidos

*La obtención de la temperatura exterior se realizó mediante una medida indirecta, ya que el StoreView no la proporcionaba directamente. Para ello se calculó la diferencia entre la temperatura de salida en el Gas cooler (Sgc Ctrl Temp) y la diferencia de temperaturas entre dicho punto y la temperatura ambiente exterior (Sgc Ratio Temp).

Como ya se ha mencionado, solamente se obtuvieron datos de consumos eléctricos de la instalación durante el mes de junio de 2019. Esto se debió al hecho de que el programa StoreView no facilita dichos datos. Para su obtención se colocó en la instalación el día 04/06/2019 un analizador de redes marca Circutor AR5-1M, nº de serie 25901204. En la figura 26 se observa el instrumento instalado en el cuadro de control.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

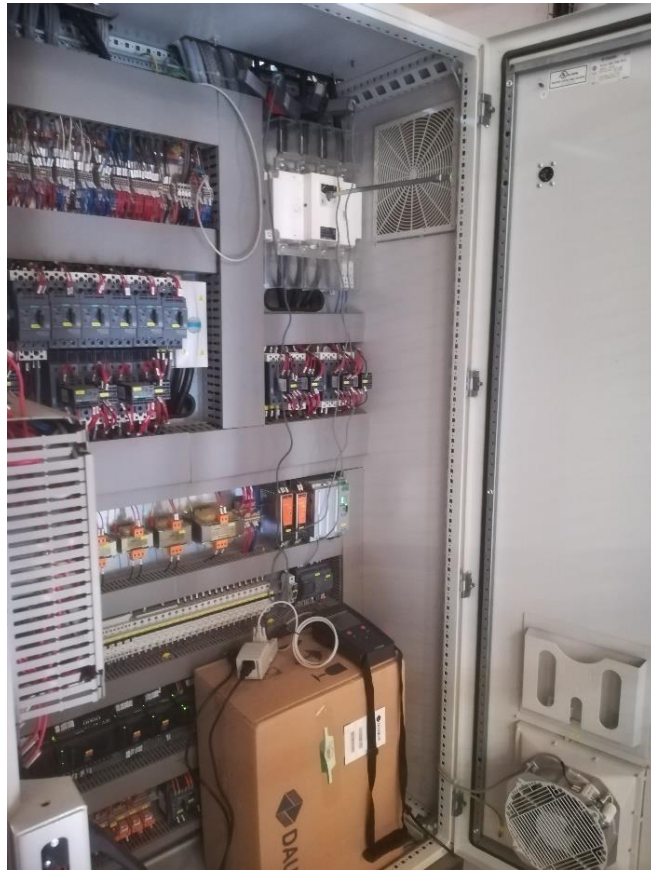


Figura 26. Analizador de redes instalado.

El dispositivo estuvo registrando datos con una frecuencia de adquisición de 10 minutos hasta el día 07/06/2019 a las 07:04 horas. A lo largo de este periodo de tiempo la instalación funcionó en ambas fases subcrítica, principalmente durante la noche, y transcrito, durante las horas centrales del día, por lo que utilizaremos estos datos para nuestro análisis.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

5.2. Modelo analítico

En este apartado se va a exponer detalladamente el procedimiento que se ha seguido para crear un modelo analítico de la instalación a analizar en este estudio y sobre el que se efectuarán los cálculos posteriores necesarios para el análisis energético. Además se verá cómo se han utilizado dichos cálculos para predecir datos de esta misma máquina en el caso hipotético de su instalación en varias de las ciudades más importantes de España.

5.2.1. Instalación existente

Este análisis se centra en el estudio de la viabilidad de la implementación un recuperador de calor en la línea de descarga de la instalación frigorífica con el fin de ahorrar energía térmica calentado agua que podría ser utilizada para agua caliente sanitaria, climatización, desescarche de evaporadores y cámaras de procesos de maduración. Estas dos últimas aplicaciones son las más utilizadas en locales parecidos al que se encuentra nuestra instalación.

El calor total (kW) cedido por el condensador al ambiente en un ciclo simple de compresión de vapor es el producto del gasto másico (kg/s) por la diferencia de entalpía (kJ/kg) del refrigerante entre la entrada y la salida del intercambiador. Para el caso que nos ocupa, el calor desprendido por el Gas Cooler se calcula con la siguiente fórmula:

$$Q_{gc} = \dot{m}(H3 - H4)$$

Fórmula: 1. Calor cedido en el Gas Cooler.

Donde:

- Q_{gc} es el calor total disipado en el Gas Cooler.
- \dot{m} es el gasto másico de CO₂.
- H₃ es la entalpía del CO₂ en el punto 3. En la figura 27.
- H₄ es la entalpía del CO₂ en la salida del Gas Cooler.

Todas las magnitudes deben estar en las unidades mencionadas en el párrafo anterior.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

En la figura 27 se muestran los puntos de la ecuación situados sobre el diagrama P-H del ciclo booster transcrito con compresión paralela y sistema de expansión con eyectores.

En el caso de la instalación que nos ocupa, para el cálculo del calor ahorrado en el recuperador, vamos a estudiar dos opciones distintas con dos depósitos de acumulación a diferentes temperaturas. El de alta temperatura estará diseñado para almacenar agua 60°C y el de baja temperatura lo haría a 35°C. Para las hipotéticas aplicaciones mencionadas anteriormente, el agua caliente sanitaria y el desescarce corresponderían al acumulador de alta temperatura, mientras que los equipos correspondientes a climatización y maduración estarían abastecidos por el acumulador de baja temperatura.

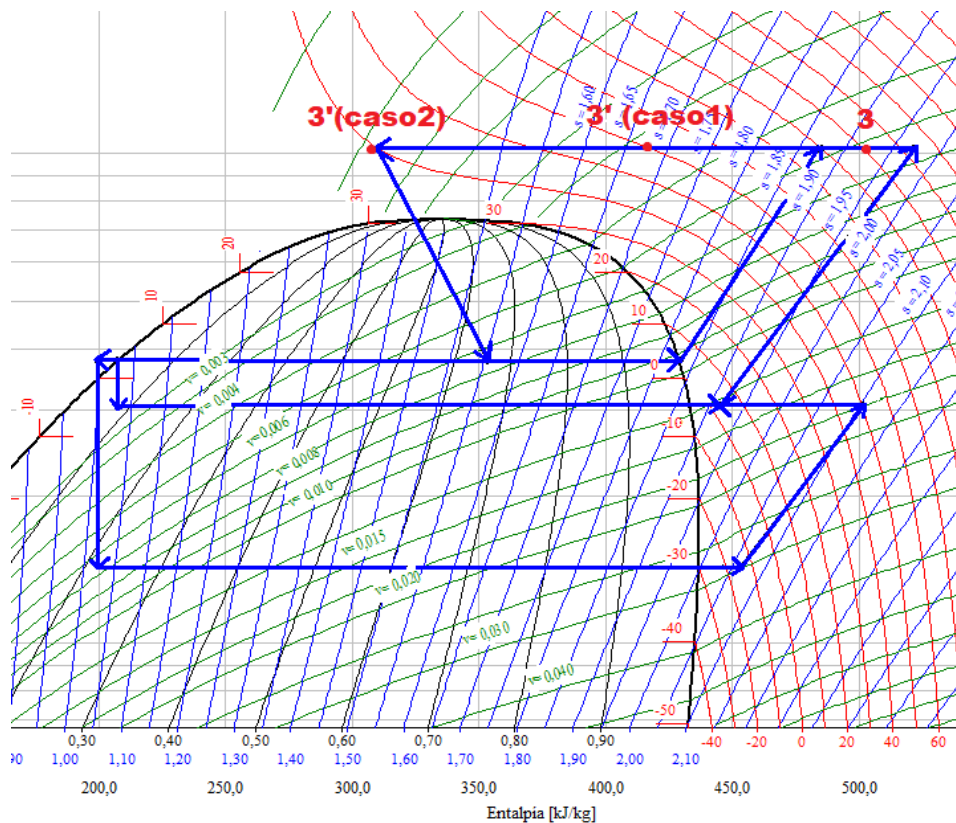


Figura 27. Puntos característicos de la fórmula.

Para el caso 1, del depósito de alta temperatura, el CO₂ entraría en el intercambiador como máximo a la temperatura de descarga de los compresores, y saldría a 60°C. La diferencia con el caso 2 es la temperatura de salida que ahora sería de 35°C.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

De forma análoga al cálculo de calor disipado en el Gas Cooler, el calor ahorrado en el recuperador se obtiene mediante las siguientes fórmulas:

CASO1:

$$Q_{HR} = \dot{m}(H3 - H3')$$

Fórmula: 2. Cálculo de calor recuperado caso1.

CASO 2:

$$Q_{HR} = \dot{m}(H3' - H3'')$$

Fórmula: 3. Cálculo de calor recuperador caso2

Donde:

- Q_{HR} corresponde al calor ahorrado en kW.
- \dot{m} es el gasto másico de CO₂ en kg/s.
- H3 es la entalpía del CO₂ a la entrada del recuperador en kJ/kg.
- H3' es la entalpía del CO₂ a la salida del recuperador, a 60°C, en kJ/kg.
- H3'' es la entalpía del CO₂ a la salida del recuperador, a 35°C, en kJ/kg.

Con los datos obtenidos en la monitorización de la instalación explicados en el apartado anterior, no tenemos información suficiente para este cálculo. A pesar de tener datos de consumo eléctrico de compresores, al no saber cuántos están funcionando en cada momento, cuáles son (compresores MT o compresores CP), ni el régimen en que funcionan, no podemos saber el caudal másico total trasegado en la instalación. Tampoco era posible modelizar los eyectores de la instalación ya que con los medios disponibles a nuestro alcance, no podíamos medir caudales, presión o temperatura de ninguno de los tres flujos de los mismos.

Para solucionar este problema, con el programa CoolSelector de Danfoss en el apartado de selección de multieyector, se hizo un modelo del ciclo booster transcrito con compresión paralela y eyectores. Para ello, se supone que la instalación funciona al máximo de su capacidad, 240kW, y se rellenan los datos de entrada con las condiciones de funcionamiento de la instalación, variando la temperatura de salida del Gas Cooler desde los 14 °C hasta los 44°C, en intervalos de 2°C.

En la figura 28 aparece la ventana de entrada de las condiciones de funcionamiento de la instalación en el programa CoolSelector.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Capacidad:		Evaporación, LT:	
Capacidad de refrigeración, LT:	0 kW	Temperatura:	-30,0 °C
Capacidad de refrigeración, MT:	240,0 kW	Recalentamiento útil:	8,0 K
Capacidad de enfriamiento, AC:	0 kW	Recalentamiento adicional:	0 K
		Eficiencia, intercambiador de ca:	0,30 no:
		<input type="checkbox"/> Temperatura de descarga:	50,3 °C
Evaporación, MT:		Gas cooler:	
Temperatura:	-5,0 °C	<input checked="" type="checkbox"/> Presión óptima del gas cooler	
Recalentamiento útil:	4,0 K	Presión:	112,8 bar
Recalentamiento adicional:	0 K	Temperatura de salida:	44,0 °C
		Enfriamiento adicional:	0 K
<input type="checkbox"/> Temperatura de descarga:	112,1 °C	Condición del recipiente:	
		Temperatura:	3,0 °C
		Subenfriamiento:	0 K

Figura 28. Entrada condiciones de funcionamiento

Con estos datos, el programa calcula el flujo motriz del eyector para cada temperatura de salida de Gas Cooler y este valor coincide con el caudal másico que fluye a través del mismo. También nos facilita un valor de entalpía del punto de mezcla de los flujos de descarga de los compresores MT y CP, al que llamaremos punto 3 en las siguientes fórmulas. Por último, del diagrama de Mollier, obtenemos la entalpía del punto H3' para cada caso de depósito de acumulación con la presión de descarga y la temperaturas que habíamos fijado anteriormente. Con estos datos se forma la tabla que aparece en la figura 29.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

T sgc °C	m motriz (kg/h)	m motriz (kg/s)	60 °C		35 °C		Q_HR (kW)	
			SALIDA GC	CASO1	CASO2	CASO1	CASO2	
			H3 (kJ/kg)	H3' (kJ/kg)	H3'' (kJ/kg)			
16	4426	1.2294	466.30	489.58	452.76	0	16.647	
18	4574	1.2706	468.10	486.93	448.44	0	24.979	
20	4744	1.3178	470.00	484.13	443.68	0	34.684	
22	4945	1.3736	471.50	481.18	438.4	0	45.467	
24	5189	1.4414	472.50	477.54	431.38	0	59.270	
26	5455	1.5153	473.50	473.63	423.01	0	76.506	
28	5746	1.5961	474.80	468.53	410.07	10.008	93.309	
30	6032	1.6756	476.00	462.35	387.46	22.871	125.482	
32	6294	1.7483	476.70	454.9	329.69	38.114	218.909	
34	6563	1.8231	477.10	446.83	305.79	55.184	257.124	
36	6813	1.8925	478.60	438.07	297.1	76.703	266.786	
38	7028	1.9522	481.90	428.55	291.78	104.151	267.005	
40	7229	2.0081	485.90	418.21	287.91	135.925	261.650	
42	7440	2.0667	489.50	407.38	284.9	169.715	253.125	
44	7664	2.1289	492.60	396.3	282.43	205.012	242.417	

Figura 29. Tabla de datos del modelo analítico.

Con esta información se puede trazar un gráfico para ver la variación de Q_{HR} respecto a la temperatura de salida del Gas Cooler del CO₂ en ambos casos.

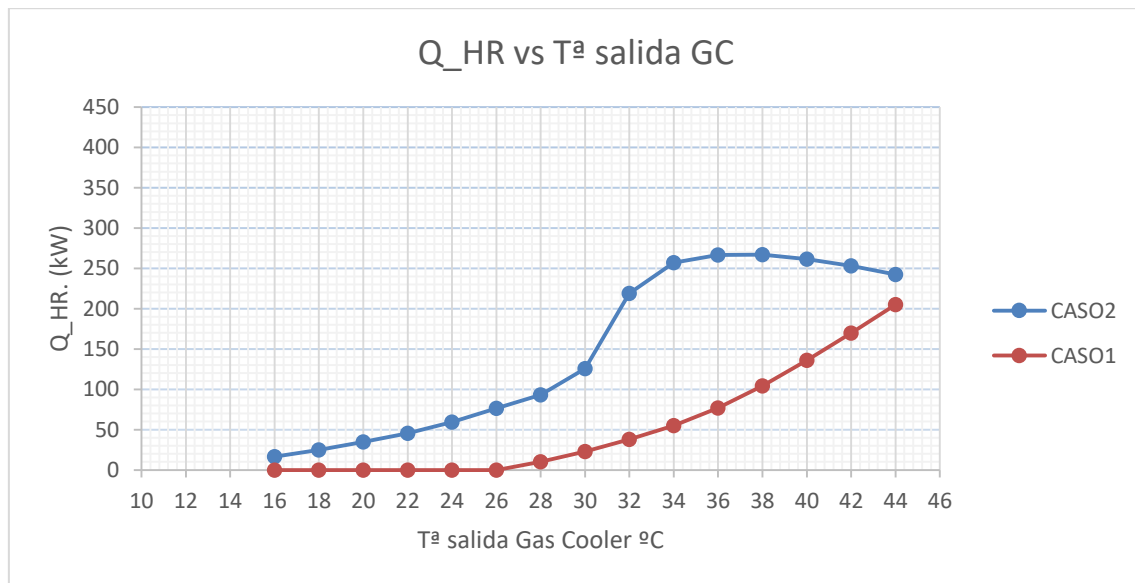


Figura 30. Q_{HR} vs Tª Salida G.C.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

El programa nos facilita las curvas de tendencia para cada serie de datos. Como se observa, existe un punto de inflexión significativo alrededor de la temperatura crítica de CO₂, por este motivo y para ajustar más precisamente las curvas de tendencia, se han formado tres correlaciones, una para el caso 1 y dos para el caso 2: régimen subcrítico y régimen transcrito.

Las ecuaciones de las curvas de tendencia del gráfico son las siguientes:

$$y = 0.469x^2 - 21.562x + 246.68$$

Fórmula: 4. Curva de tendencia del caso 1.

$$y = 0.0217x^3 - 1.1059x^2 + 22.974x - 156.23 \quad [14 \leq x \leq 30]$$

Fórmula: 5. Curva de tendencia del caso 2(subcrítico)

$$y = 0.1942x^3 - 23.305x^2 + 925.94x - 11917 \quad [30 < x \leq 44]$$

Fórmula: 6. Curva de tendencia del caso 2 (Trancrito)

Los coeficientes R² de las curvas de tendencia anteriores son:

- Caso 1: 0,9997.
- Caso 2 subcrítico: 0,9984.
- Caso 2 transcrito: 0.9895.

Utilizando las fórmulas 3, 4 y 5 y los datos obtenidos de la monitorización de la instalación, se puede calcular el calor máximo que se podría haber ahorrado durante el tiempo en que se llevó a cabo dicha monitorización. Se introduce el valor de temperatura de salida del Gas Cooler de cada lectura, dependiendo del caso en que nos encontremos, y obtenemos un valor de Q_{HR} para el caso 1 y otro para el caso 2, cada 2 minutos.

Para realizar los cálculos, hay que tener en cuenta los tiempos de funcionamiento de la instalación. En este caso, la instalación trabaja en intervalos de 4 o 5 horas parando una hora para el desescarche de modo que solamente funciona un total de 18h diarias. Con el objetivo de ajustar al máximo los resultados del calor recuperado a las condiciones reales de funcionamiento, además de las paradas para desescarche (la instalación solamente trabaja 18 horas diarias) se han sumado la inactividad en fines de semana fuera de campaña (meses de octubre a abril) y días festivos.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

5.2.2. Implementación en otras ciudades.

Para estudiar la viabilidad de implementar un recuperador de calor en esta misma máquina frigorífica instalada en otras ciudades, es necesario conocer la temperatura de salida del Gas Cooler que tendría el refrigerante trabajando en ellas. Para ello, se ha calculado el valor medio de la diferencia entre la temperatura los datos de temperatura ambiente exterior del año 2018 y la temperatura de salida del Gas Cooler del CO₂ durante el periodo de tiempo en el que se registraron datos de consumo eléctrico de los compresores.

Con estos datos, utilizamos las fórmulas 3, 4 y 5 nuevamente para calcular el calor que se recupera en el caso 1 y en caso 2. Obtenemos un valor de Q_{HR} para cada lectura de temperatura exterior.

Los hipotéticos emplazamientos que se han elegido son las ciudades más importantes de España: Madrid, Barcelona, Valencia y Sevilla.

6. Resultados y conclusiones

En primer lugar, se mostrará la energía máxima, en kWh, que se hubiera podido ahorrar en la instalación en la que se centra este estudio, durante el mes de junio de 2019, periodo de recogida de datos. Para ello se ha montado la tabla que muestra la figura 31 con los dos casos a analizar y los días completos en los que existen datos.

DÍA Nº	Q _{HR} (kWh)	
	CASO1	CASO2
DIA 4	470	2595
DIA 5	433	2739
DIA 6	247	2053
DIA 7	192	1688
DIA 8	154	1745
DIA 9	71	1267
DIA 10	79	1299
DIA 11	244	1985
DIA 12	315	2290
DIA 13	271	2260
DIA 14	149	1593
DIA 15	224	1939
DIA 16	164	1648



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

DIA 17	181	1772
DIA 18	199	1828
DIA 19	199	1800
DIA 20	236	1933
DIA 21	307	2306
DIA 22	372	2486
DIA 23	462	2721
DIA 24	500	2782
DIA 25	345	2448
DIA 26	179	1817
DIA 27	200	1799
DIA 28	113	1514
DIA 29	230	1911

TOTAL	6536	52217
-------	------	-------

Figura 31 Tabla de ahorro energético para el mes de junio

A continuación, podemos ver representados gráficamente los datos de la tabla anterior en la figura 32.

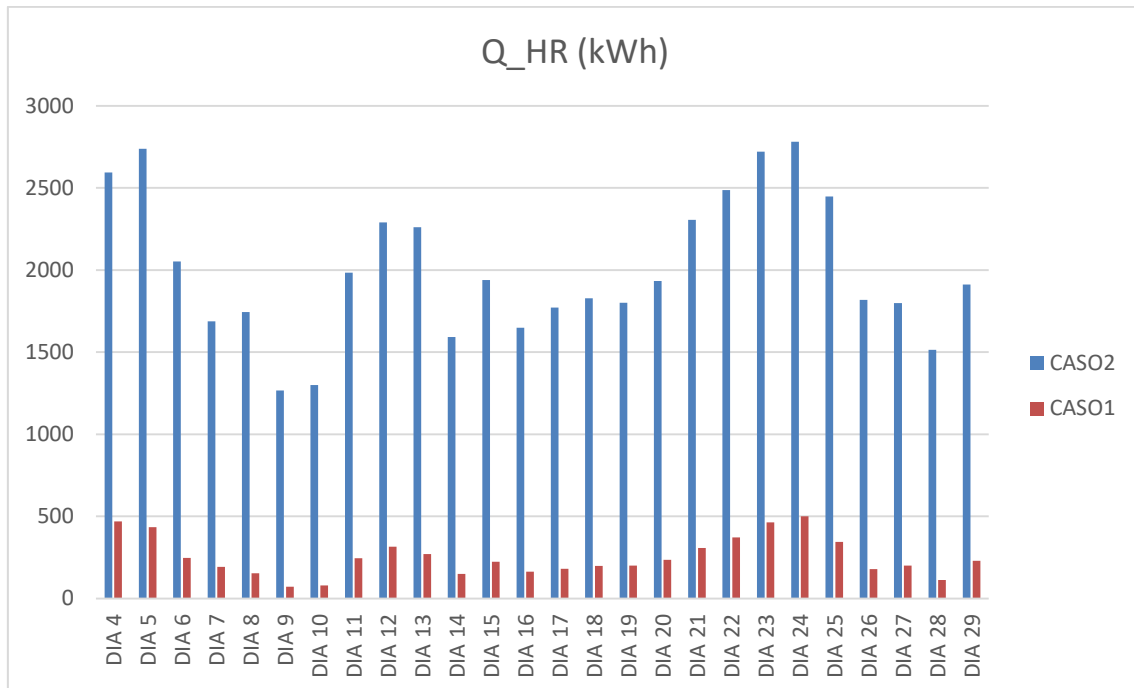


Figura 32. Gráfico de ahorro energético en el mes de junio.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Seguidamente, se muestra el resultado de aplicar la variable temperatura de salida del Gas Cooler en otras ciudades –calculado como se explica anteriormente- al modelo analítico creado a partir de los datos reales de nuestra instalación.

- Madrid

En primer lugar veremos el ahorro energético máximo que se podría alcanzar si la máquina frigorífica se instalase en Madrid.

	Q_HR [kWh]	
	CASO1	CASO2
enero	0	3677
febrero	0	5919
marzo	0	9652
abril	254	13982
mayo	3043	39017
junio	12005	72435
julio	27402	105637
agosto	23615	95750
septiembre	10218	67159
octubre	1082	21495
noviembre	0	7325
diciembre	0	2907
Total	77620	444957

Figura 33 Ahorro máximo en Madrid

En la tabla de la figura 33 aparece el ahorro mensual y la suma total que representa el ahorro anual. La siguiente figura muestra los datos de esta tabla representados gráficamente.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

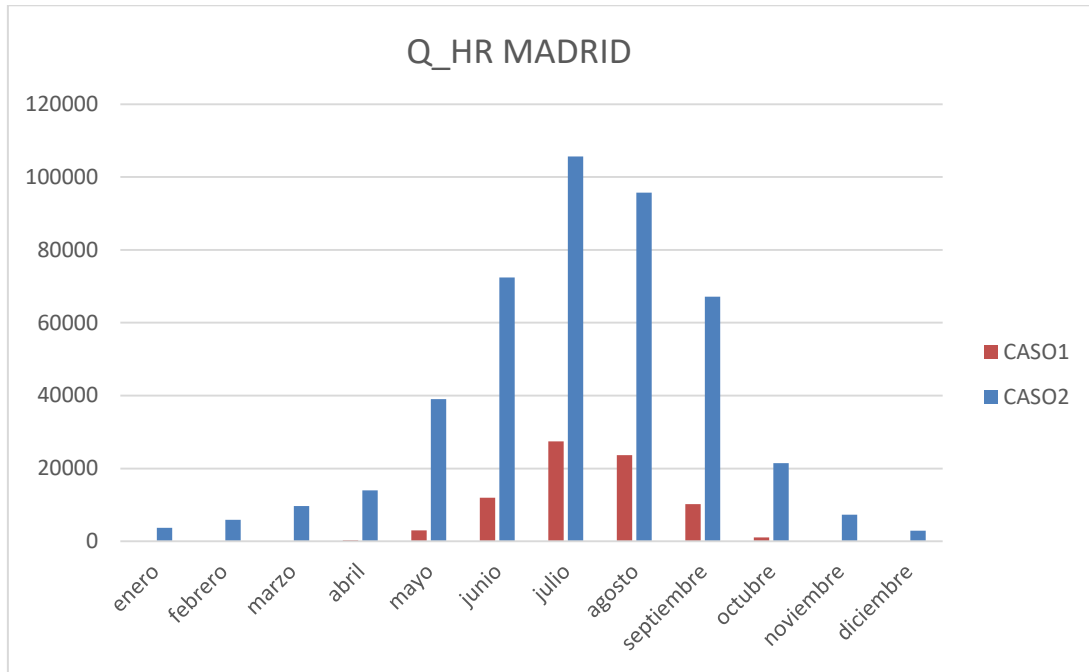


Figura 34. Gráfico de ahorro energético en Madrid.

- Barcelona

En el caso hipotético de que la nuestra instalación se encontrara en Barcelona, el ahorro energético durante el año 2018 funcionando a máxima potencia hubiera sido el siguiente:

	Q_HR [kWh]	
	CASO1	CASO2
enero	0	730
febrero	0	1073
marzo	0	1686
abril	0	2908
mayo	0	10609
junio	133	20298
julio	1241	32727
agosto	1409	31918
septiembre	606	24740
octubre	12	9365
noviembre	0	2416
diciembre	0	756
Total	3401	139226

Figura 35. Ahorro energético en Barcelona.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

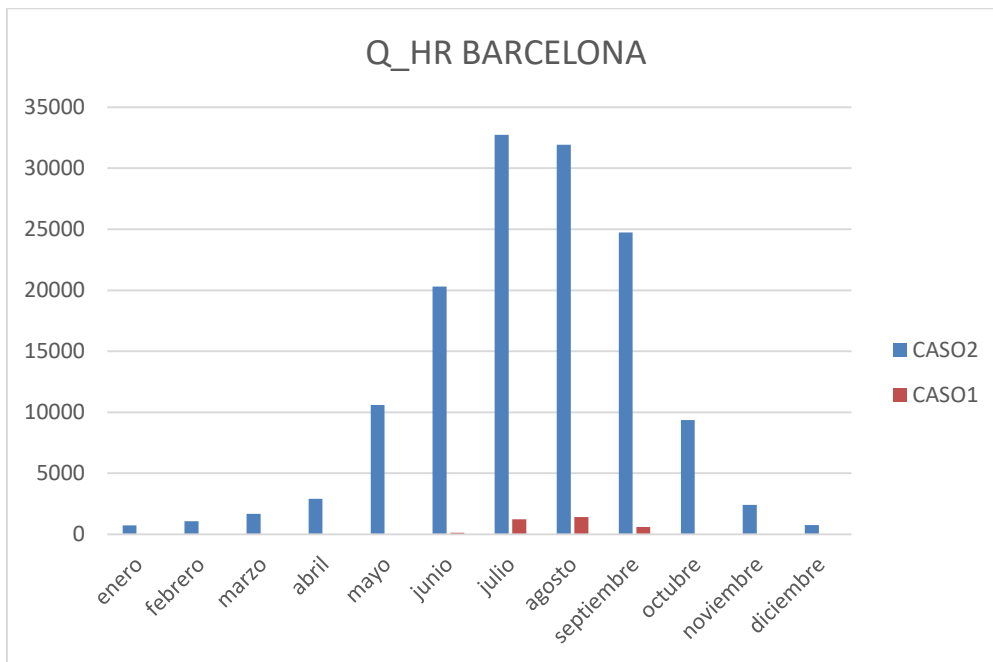


Figura 36. Gráfico de ahorro energético en Barcelona.

- Valencia

A continuación, la figura 37 muestra la tabla con la energía máxima que se hubiera ahorrado el año 2018 en el caso de tener la instalación situada en Valencia. Este ahorro se ve reflejado gráficamente en la figura 38.

	Q_HR [kWh]	
	CASO1	CASO2
enero	129	11837
febrero	201	13820
marzo	283	14490
abril	847	19597
mayo	4712	46507
junio	11258	74674
julio	22905	106521
agosto	23473	103937
septiembre	15534	85246
octubre	3638	34591
noviembre	743	17324
diciembre	62	9435
Total	83785	537979

Figura 37. Ahorro energético en Valencia.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

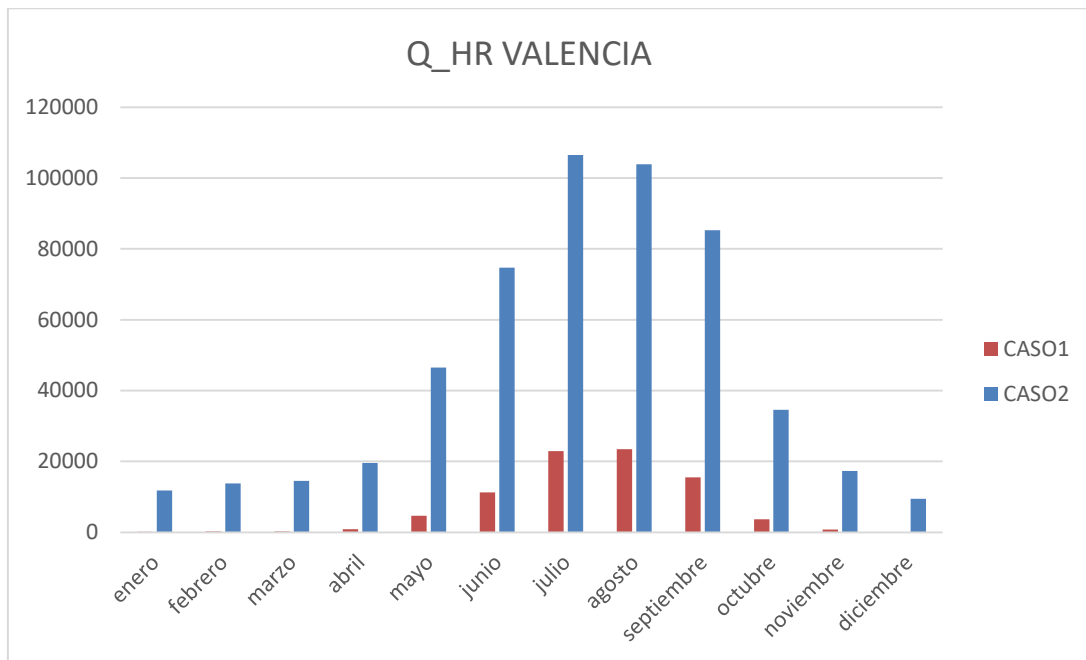


Figura 38. Gráfico de ahorro energético en Valencia.

- Sevilla

Por último, en las figuras siguientes, aparecen la tabla de ahorro energético en la ciudad de Sevilla y su representación gráfica en un diagrama de barras.

	Q_HR [kWh]	
	CASO1	CASO2
enero	0	1737
febrero	0	3014
marzo	0	5027
abril	7	7734
mayo	1184	23133
junio	4391	42038
julio	12452	69852
agosto	11392	63145
septiembre	5134	46333
octubre	839	15822
noviembre	0	4950
diciembre	0	1445
Total	35398	284230

Figura 39. Tabla de ahorro energético en Sevilla.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

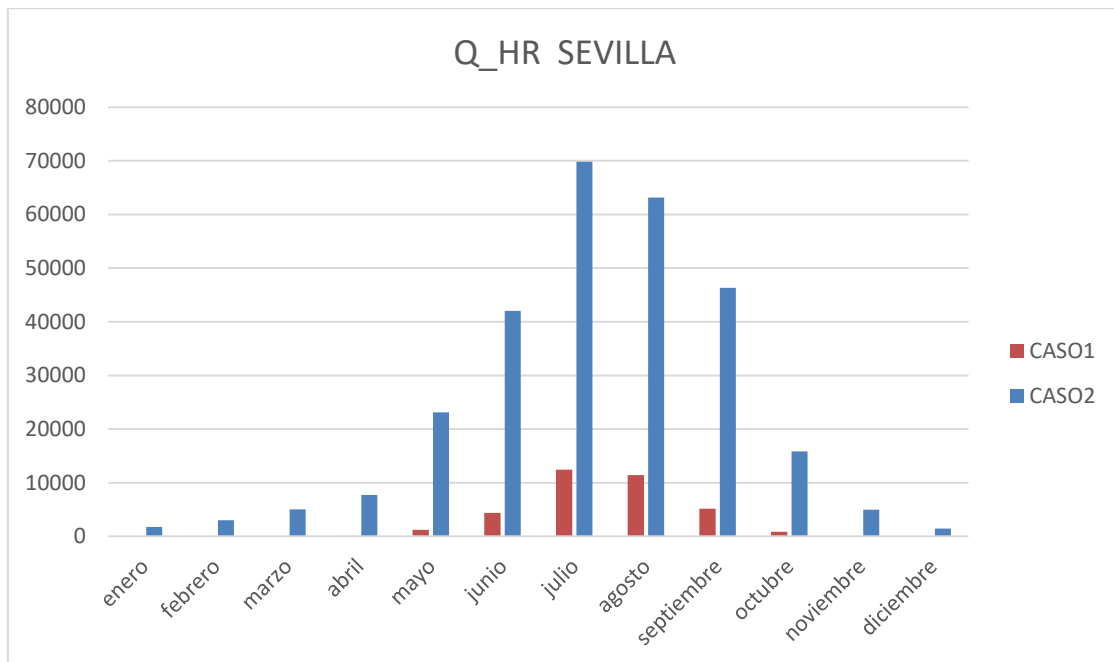


Figura 40. Gráfico de ahorro energético en Sevilla.

En resumen, las consideraciones hechas en el estudio han sido:

- La instalación siempre trabaja a potencia máxima.
- El tiempo de funcionamiento de la instalación ha sido de 18 horas diarias, 5 días a la semana en temporada baja y 7 días a la semana en época de campaña (de mayo a septiembre).
- Los cálculos de energía para los casos 1 y 2 representan toda la energía disponible que puede entregar el sistema (que será aprovechada o no por en función de las necesidades de los servicios a los que puede abastecer).

Teniendo en cuenta estas consideraciones, las conclusiones en vista de los resultados son:

- Es de especial interés el potencial que tiene el aprovechamiento de energía en los sistemas de CO₂ transcrito, ya que permite obtener una importante cantidad de energía en diferentes niveles térmicos (ACS, calefacción, maduración, desescarche).
- De los hipotéticos emplazamientos que se han elegido, el lugar donde más energía se podría obtener del sistema sería en Valencia, seguido de Madrid, Sevilla y por último Barcelona. Hay que tener en cuenta las



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

temperaturas exteriores en el momento en que está conectada la instalación.

- En cuanto a los resultados obtenidos en cada caso, para el caso 1, la curva corresponde a una función cuadrática mientras que en el caso 2 se asemeja más a una de tercer grado. Además, presenta un punto de inflexión significativo en la función cuando la temperatura de salida del Gas Cooler alcanza valores de Temperatura crítica del CO₂. En fase transcrito la función presenta un máximo para un valor de temperatura de salida del gas cooler de 38°C
- En el caso 1 no se obtiene ahorro para valores de Tsg menores de 26°C, porque la temperatura de salida en los compresores en ese caso es menor a la de aprovechamiento. por el contrario, como el caso 2 tiene una temperatura de aprovechamiento menor, presenta ahorro de calor a partir de Tsg=14°C.
- El ahorro energético máximo que se podría haber obtenido con los datos recogidos (de temperatura) durante la monitorización de la instalación durante el mes de junio de 2019 es de 6536 kWh en el caso 1 y 52217 kWh en el caso 2, lo que suma un total de 58770 kWh.
- Si compramos los valores de ahorro energético del mes de junio de la instalación real con los de las ciudades elegidas para estudiar las distintas hipótesis, los más parecidos deberían ser los de la ciudad de Valencia por proximidad de emplazamientos, sin embargo esto no ocurre. Dicha disparidad puede deberse a la diferencia entre las temperaturas registradas entre un año y otro en ambos lugares. Además, cabe destacar que la diferencia real sería menor ya que no se han tomado datos de la instalación existente del mes de junio completo.



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

+

Presupuesto

Introducción

En este apartado se detallan los distintos gastos en euros asociados al estudio energético llevado a cabo en este trabajo. Se deben tener en cuenta el número total de horas dedicadas a la realización del proyecto de todo el personal implicado en el mismo, así como los distintos recursos materiales empleados y amortización de los equipos. Para su correcta cuantificación, en el apartado de justificación de precios unitarios se detalla la unidad monetaria de cada elemento a incluir en el presupuesto así como una breve descripción y su precio unitario. Posteriormente se presenta un presupuesto detallado desglosando en capítulos cada una de las actividades principales en las que ha consistido el trabajo. Por último, en el resumen del presupuesto, aparece el precio final de cada capítulo así como la cantidad total a la que asciende el coste del proyecto.

Justificación de precios unitarios

INGENIERO

Unidad	Descripción
H	Horas de trabajo consistentes en el búsqueda de información, estudio de la instalación y redacción del análisis energético
PRECIO UNITARIO TOTAL	
30	

ANALIZADOR DE REDES

Unidad	Descripción
D	Alquiler por días de analizador de redes eléctricas trifásicas portátil marca CIRCUTOR AR5-1M, nº de serie 259012044.
PRECIO UNITARIO TOTAL	
25	



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

MICROSOFT OFFICE 2013

Unidad	Descripción		
-	Licencia del software de oficina Microsoft Office 2013 Professional Plus		
		PRECIO UNITARIO TOTAL	49.95

Presupuestos parciales por capítulos.

CAPÍTULO 1 TAREAS DE PERSONAL

TAREA 1: BÚSQUEDA DE INFORMACIÓN

Unidad	Descripción	Precio Ud.	TOTAL
	Conjunto de tareas llevadas a cabo por el personal implicado en el proyecto con el objetivo de recopilar y seleccionar toda la documentación necesaria para el desarrollo del mismo.		
14	Ingeniero	30	420
		TOTAL	420

TAREA 2: OBTENCIÓN DE DATOS

Unidad	Descripción	Precio Ud.	TOTAL
	Actividades basadas en la recopilación de los datos necesarios para el estudio energético de la instalación con el programa de monitorización de la misma, así como valores de temperatura exterior y consumos. También selección de parámetros necesarios y presentación ordenada de los mismos		
6	Ingeniero	30	180
5	Analizador de redes	25	125
		TOTAL	305



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

TAREA 3: PROCESADO DE DATOS Y ANÁLISIS DE LA INSTALACIÓN

Unidad	Descripción	Precio Ud.	TOTAL
9	Modelado del ciclo de funcionamiento de la instalación objeto de estudio así como de otros posibles casos. También análisis y procesamiento de resultados obtenidos. Ingeniero	30	270
		<u>TOTAL</u>	<u>270</u>

TAREA 4: ELABORACIÓN DE LA MEMORIA

Unidad	Descripción	Precio Ud.	TOTAL
25	Redacción y edición de la memoria del proyecto, documento en el que se incluyen introducción, análisis de datos y conclusiones. Ingeniero	30	750
		<u>TOTAL</u>	<u>750</u>

CAPÍTULO 2: EQUIPOS Y SOFTWARE EMPLEADO

Unidad	Descripción	Precio Ud.	TOTAL
1	Conjunto de licencias de software necesarios que se han utilizado para el desarrollo del proyecto así como gastos de amortización por uso de los distintos equipos empleados. Microsoft Office 2013	49.95	49.95
		<u>TOTAL</u>	<u>49.95</u>



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Resumen del presupuesto

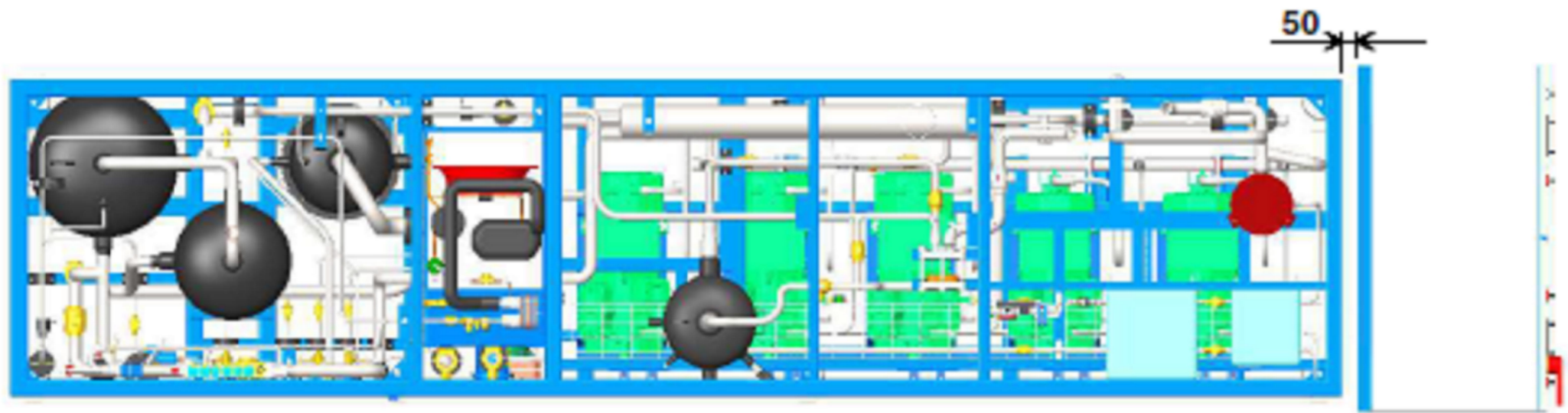
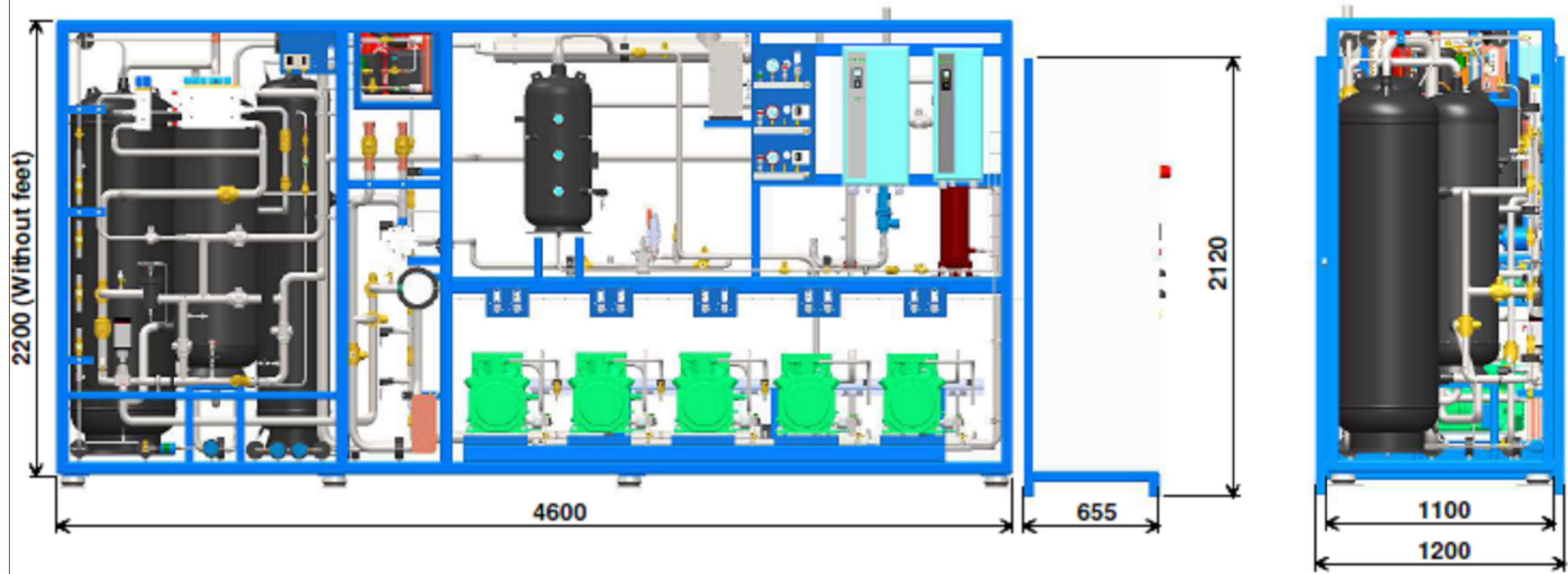
CAPÍTULO	IMPORTE
CAPÍTULO 1 : TAREAS DE PERSONAL	
-TAREA 1 : BÚSQUEDA DE INFORMACIÓN	420.00 €
-TAREA 2 : OBTENCIÓN DE DATOS	305.00 €
-TAREA 3 : PROCESADO DE DATOS Y ANÁLISIS DE LA INSTAACIÓN	270.00 €
-TAREA 4 : ELABORACIÓN DE LA MEMORIA	444.00 €
CAPÍTULO 2 : EQUIPOS Y SOFTWARE NECESARIO	49.95 €
TOTAL	1,488.95 €



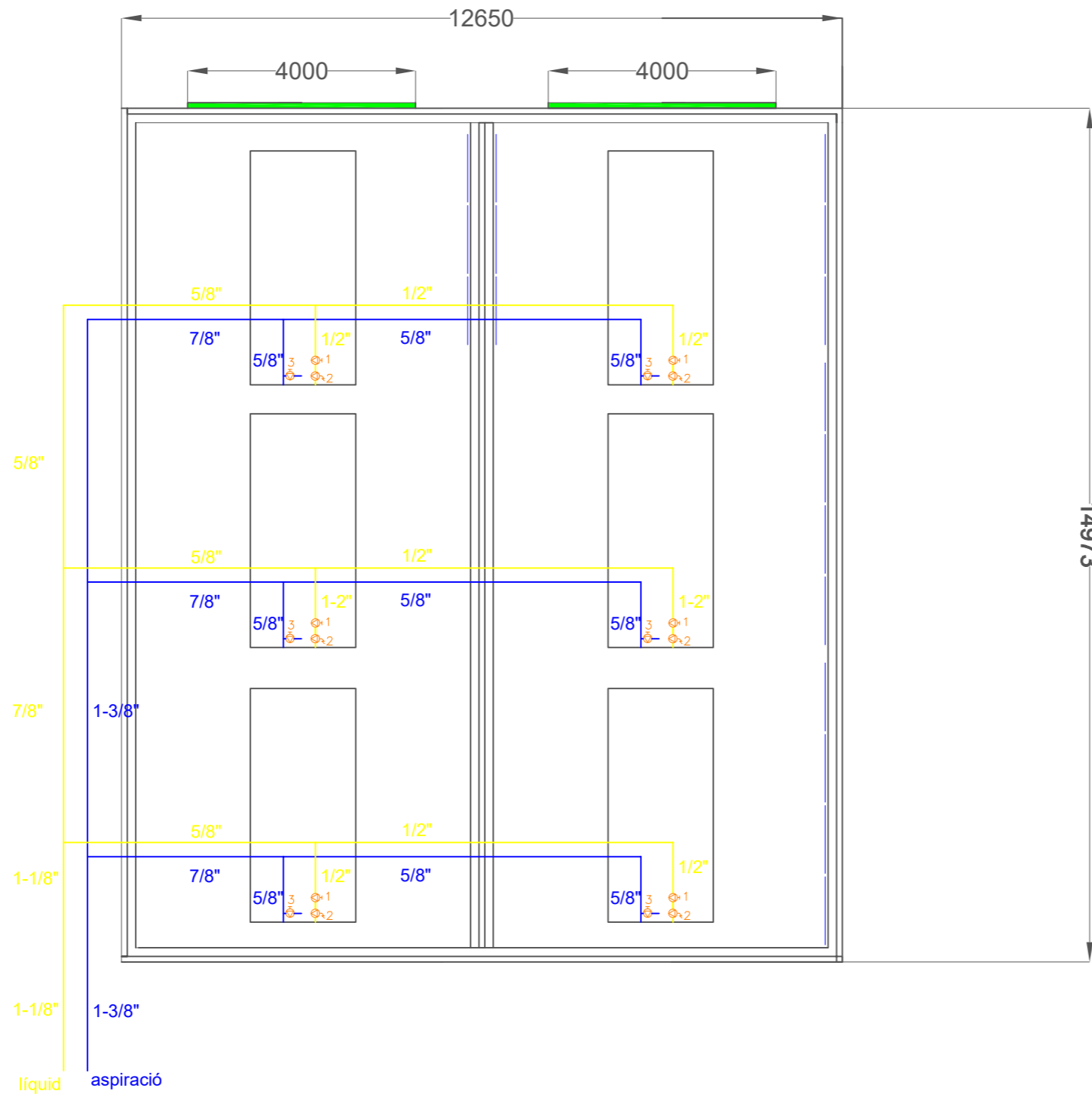
Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Planos.

1. Central frigorífica
2. Distribución de tuberías de conexión con evaporadores.
3. Esquema de la instalación



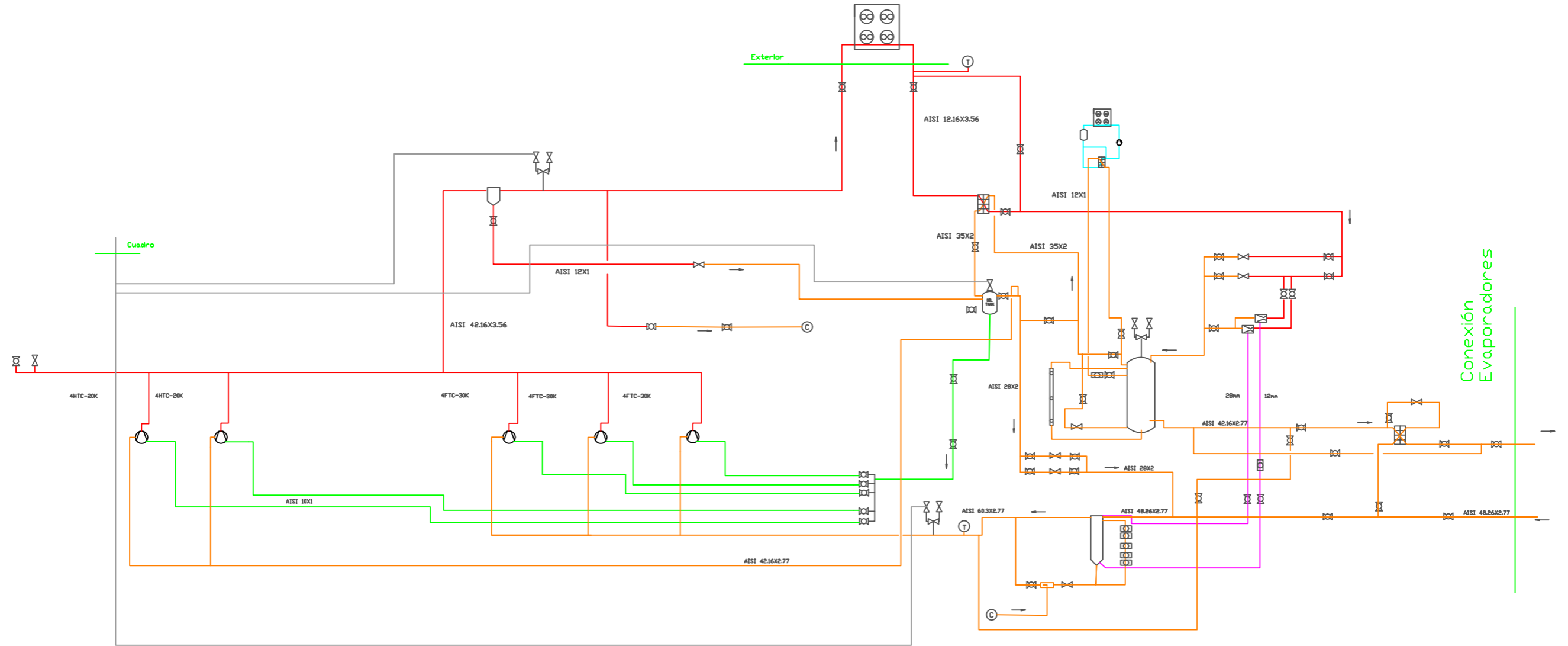
	Fecha	Nombre	Firmas	Cliente: SERIFRUIT. S.A.T
Dibujado	20.08.2019	R.Tarín		
Comprobado				
Escala: 1:20	Central Frigorífica			Número: 1 Sustituye a: Sustituido por



LEYENDA

1	VÁLVULA DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICA DANFOSS CCMT8
2	VÁLVULA DE BOLA DANFOSS GBC 12 SH 1/2"
3	VÁLVULA DE BOLA CASTLE 1/2" MOD 6420E/4

	Fecha	Nombre	Firmas	Cliente: SERIFRUIT. S.A.T
Dibujado	21.08.2019	R.Tarín		
Comprobado				
Escala: 1:100	Distribución de tuberías de conexión con evaporadores			Número: 2
				Sustituye a:
				Sustituido por



LEYENDA

	INTERCAMBIADOR REFRIGERANTE-AIRE
	INTERCAMBIADOR REFRIGERANTE-REFRIGERANTE
	COMPRESOR
	VÁLVULA DE BOLA
	VÁLVULA ELECTRÓNICA
	RECIPIENTE DE LÍQUIDO INTERMEDIO
	RECIPIENTE DE ACEITE
	SENTIDO DEL FLUJO
	RECIPIENTE DE LÍQUIDO DE ASPIRACIÓN
	VÁLVULAS DE SEGURIDAD O ALIVIO

	Fecha	Nombre	Firmas	Cliente: SERIFRUIT. S.A.T
Dibujado	05.08.2019	R.Tarín		
Comprobado				
Escala:	Esquema de la instalación			Número: 3
-				Sustituye a:
				Sustituido por



Análisis energético de una instalación de CO₂ transcrito con eyectores.

Bibliografía

- [1] Acevedo, O. (agosto de 2018). Obtenido de https://www.ozonactionmeetings.org/system/files/5-_tecnologias_alternativas_sostenibles_unep.pdf
- [2] B.O.E. (15 de abril de 2014). Recuperado el 21 de mayo de 2019, de <https://www.boe.es/doue/2014/150/L00195-00230.pdf>
- [3] CFC (CLOROFLUOROCARBUIROS). (2007). Recuperado el 21 de mayo de 2019, de <http://www.prtr-es.es/CFC-clorofluorocarburos,15602,11,2007.html>
- [4] Cortés, G. M. (s.f.). *Tuairacondicinado*. Recuperado el 26 de mayo de 2019, de <https://tuairacondicinado.net/propiedades-de-un-refrigerante-ideal/>
- [5] Ferrer, N. E. (2016). *Estudio paramétrico de un ciclo de eyección de baja presión para la recuperación de energía térmica de los gases de escape. Optimización de casos con presiones bajas en el flujo secundario*. Valencia.
- [6] GAS SERVEI. (s.f.). Recuperado el 28 de mayo de 2019, de <https://www.gas-servei.com>
- [7] Prieto, N. V. (2015). *remodelación y mejora de instalación frigorífica de un hipermercado*. Valladolid.
- [8] Tejado, R. C. (2016). *Análisis comparativo de compresores transcritos*. Escuela Técnica Superior de Ingeniería, Ingeniería Energética , Sevilla .
- [9] TEWIS. (2016). *Estudio de mejoras en ciclos de compresión de doble etapa destiandos a refrigeración comercial*. Universitat Jaume I, G.I.T.
- [10] TEXTOS CIENTIFICOS. (11 de AGOSTO de 2005). Recuperado el 20 de mayo de 2019, de <https://www.textoscintificos.com/quimica/urea/produccion>
- [11] Valle, J. g. (s.f.). *Eyectores para aplicaciones frigoríficas*. Valladolid.