

USO DE LOS REFRIGERANTES NATURALES (CO₂, NH₃) EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL DE MEDIANO TAMAÑO

José Antonio Fernández Benítez^{1*}, Raúl Alonso²

1: Dpto de Ingeniería Energética, ETS Ingenieros Industriales, Universidad Politécnica de Madrid.
c/ José Gutiérrez Abascal, 2 (28006-Madrid).

ja.fbenitez@upm.es

2: Grupo CATRI

C/ Mercurio, 13 – P.I. La Fuensanta (28936-Móstoles, Madrid)

Resumen: *En la última década el CO₂ ha recibido un gran impulso en el ámbito de la refrigeración comercial centralizada donde se muestra como alternativa a largo plazo de los sistemas basados en R404A, condenado a desaparecer con la Directiva F-Gas. Junto a los primeros sistemas en cascada (CO₂ en baja presión) se han propuesto más recientemente sistemas Booster-CO₂ con configuraciones simples, válidas para emplazamientos fríos, y alternativas más complejas, para emplazamientos cálidos.*

Si bien la Directiva F-Gas focaliza sobre los refrigerantes de alto GWP empleados, sobre todo, en el ámbito comercial, cabe el debate sobre si el CO₂ puede extenderse al ámbito industrial, donde la presencia del amoníaco es todavía notable.

En esta ponencia se analizan, sobre la base de una instalación tipo de procesamiento alimentario de pequeño/mediano tamaño (500-1000 kW), distintas configuraciones posibles que utilizan amoníaco NH₃ (sólo), CO₂ (sólo) y NH₃/CO₂ conjuntamente. La instalación dispone típicamente de servicios a 3 niveles de temperatura diferentes: salas de preparación, cámaras de congelado y túneles de congelación. Se comparan las prestaciones de las diferentes alternativas propuestas para distintas condiciones ambientales y se analizan soluciones de ahorro energético.

Palabras clave: Refrigeración industrial, amoníaco, CO₂

1. INTRODUCCIÓN. ALCANCE y OBJETIVOS

Este trabajo ejemplifica la introducción del refrigerante CO₂ en el ámbito industrial, en competencia directa con el amoníaco. A partir de una instalación real, con configuración en cascada NH₃/CO₂, se realizan simulaciones de consumos anuales y se comparan con las obtenidas hipotéticamente para la misma planta con configuraciones en Booster-CO₂ y NH₃/glicol.

2. DESCRIPCIÓN DE LA PLANTA A EVALUAR

La instalación objeto de estudio es una planta industrial de procesamiento de alimentos (pollo) de mediano tamaño ubicada en la zona centro peninsular. Dispone de salas de procesamiento (despiece, limpieza, troceado, envasado) a temperatura positiva y/o cercana a 0°C, túneles de congelación a baja temperatura y cámaras de almacenamiento de producto congelado.

La planta está actualmente operativa, aunque en periodo de pruebas y optimización, por lo que no se dispone todavía de datos experimentales contra los que validar los cálculos efectuados. No obstante, se han considerado los datos de partida del proyecto ejecutado así como las prestaciones de los equipos principales instalados.

NOTA: las simulaciones realizadas toman como base esta instalación, si bien se ha supuesto cierta información, como, por ejemplo, el perfil de operación de la misma.

Se trata de una planta de tamaño medio, con potencias frigoríficas máximas de 280 kW en salas de alta temperatura (T_{evap}=-5°C), 44 kW en cámaras de congelado (-25°C) y 120 kW en túneles de congelación de producto (-40°C). Un total, pues, de 444 kW de frío repartidos en tres niveles de temperatura. Se presume un funcionamiento continuo de las cámaras y discontinuo de las salas y túneles, según horarios de trabajo del personal.

3. CONFIGURACIONES OBJETO DE ESTUDIO

La planta se ha diseñado según una configuración clásica **“en cascada”** [1,2,3], con amoníaco en el ciclo de alta temperatura y CO₂ en el ciclo de baja. Los servicios son abastecidos por CO₂ directo: el de alta temperatura mediante un sistema bombeado, mientras los de baja temperatura son alimentados en expansión directa. El intercambiador en cascada utilizado es del tipo carcasa y placas. La condensación es de tipo evaporativo, garantizando una temperatura de condensación máxima de 35°C para una temperatura húmeda del aire de 24 °C.

El objeto del estudio es comparar las prestaciones de esta configuración con otras alternativas: por un lado, un sistema clásico amoníaco/glicol y, por otro, un Booster de CO₂ transcrito, más novedoso.

La configuración **“sólo NH₃”** [4,5] utiliza una central de compresores con impulsión común a condensación y aspiraciones independientes, lo que permite eliminar servicios sin afección al resto de la instalación. Alimenta con NH₃ directo los servicios de baja temperatura (-25 y -40 °C) mediante sistemas bombeados. Para mejorar la eficiencia los compresores están dotados de puerto economizador. El servicio de alta temperatura se satisface mediante un sistema indirecto con glicol, lo que obliga a rebajar unos grados la temperatura de alimentación de amoníaco. El sistema de condensación es idéntico al empleado en el sistema en cascada.

Esta configuración sirve como referencia para confirmar las ventajas del ciclo de cascada, al constatar los inconvenientes de un mayor inventario de amoníaco y la problemática asociada al empleo de glicol.

El estudio de una configuración **“Booster-CO₂ transcrito”** [6,7], de gran éxito en los últimos años en el ámbito comercial centralizado, pretende comprobar la competitividad del CO₂ en el ámbito industrial, con las limitaciones que impone la reducida capacidad de los compresores de CO₂ (problema similar y opuesto al excesivo tamaño de los compresores de NH₃ en sistemas domésticos, como las enfriadoras de agua).

El Booster-CO₂ transcrito elegido emplea alimentación en expansión directa en todos los servicios a partir de un depósito separador intermedio. Se ayuda de un compresor paralelo para evacuar el vapor de flashing hacia la condensación. Una fracción de este vapor se emplea para limitar el recalentamiento en la aspiración de los compresores de alta temperatura.

Para el sistema de condensación/enfriamiento de gas se ha optado por una batería aeroenfriadora apoyada por un sistema de subenfriamiento mecánico con propano (o similar). Nótese que existen muchas configuraciones posibles para los sistemas Booster-CO₂, sin duda con mejores prestaciones que la elegida. No es el objetivo de este trabajo buscar la configuración óptima. En este sentido la selección del sistema de subenfriamiento mecánico sólo pretende garantizar una temperatura fija de 32°C cuando el gas cooler se muestra incapaz de reducir la temperatura del gas hasta este valor en escenarios de alta temperatura seca ambiente. Se trata de un sistema auxiliar ideal (no dimensionado), de modo que aporta siempre el subenfriamiento variable necesario.

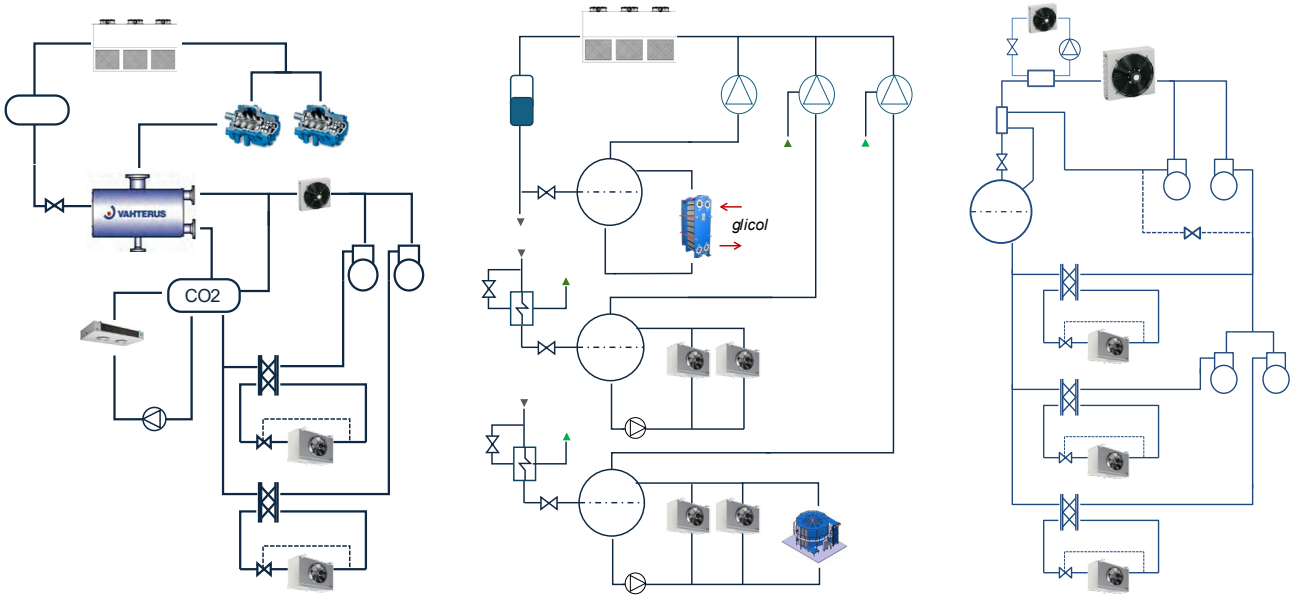


Figura 1. Configuración ejecutada: cascada NH₃/CO₂ (izqda)
Configuraciones alternativas s estudio: NH₃/glicol (centro), Booster-CO₂ (dcha)

4. ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Antes de acometer un estudio realista de consumos y prestaciones, vamos a hacer previamente una evaluación termodinámica (teórica) de los ciclos de refrigeración implicados a potencia nominal y en las mismas condiciones ambientales. NOTA: los cálculos han sido realizados con el software EES [8]

En la tabla adjunta se muestran los resultados de los distintos balances de energía efectuados para las tres configuraciones elegidas. En ellos se muestra además la influencia que tiene cada servicio (alta, media y baja temperatura AT/MT/BT) en las prestaciones del ciclo. Nótese que el reparto de potencia frigorífica entre los distintos servicios es determinante en los resultados, siendo este reparto propio de cada planta.

Las tablas reflejan dos valores de eficiencia: por un lado, "EER" sólo tiene en cuenta los consumos de los compresores; por otro lado, "EER global" tiene en cuenta, además, los consumos auxiliares (bombeo líquido, ventiladores de condensador/gas cooler, ventiladores de evaporadores, subenfriador). Para ello se han supuesto valores razonables en relación con los rendimientos de motores eléctricos de compresores y bombas. La finalidad de esta separación es comprobar la importancia de estos consumos auxiliares (sobre todo de bombeo). Debido a que la configuración Booster-CO₂ puede operar en modo subcrítico o transcrito, según las condiciones ambientales, también se muestran los resultados comparados para dos temperaturas de condensación diferentes. Finalmente, en la configuración Booster-CO₂ se comparan los resultados para la mayor temperatura de salida de gas cooler (35°C) con/sin apoyo de un subenfriador mecánico (aquí con 3K de subenfriamiento fijo: de 35 a 32°C).

A la vista de los resultados teóricos se concluye que la mejor solución parece estar entre la configuración en Cascada NH₃/CO₂ y la configuración de NH₃ bombeado y glicol. La optimización de los sistemas de bombeo líquido podría decantar la balanza de uno u otro lado. Asimismo, también parece que la configuración en Booster-CO₂ obtiene un peor resultado, si bien se constata la mejora ocasionada por el subenfriador mecánico, cuya optimización podría acercarle a las prestaciones del resto de configuraciones.

Tabla 1. Resumen de resultados

	CASCADA (T _c =35C)		CASCADA (T _c =25 C)	
	EER	EER global	EER	EER global
TODOS	2,458	2,035	3,063	2,443
sin AT	1,599	1,413	1,885	1,636
sin MT	2,521	2,076	3,147	2,493
sin BT	3,237	2,54	4,275	3,152

Tabla 1. Resumen de resultados (continuación)

SOLO NH3 (Tc=35 C)			SOLO NH3 (Tc=25 C)			Booster CO2 subcrítico (Tc=25 C)			Booster CO2 (Tgc=35 C; SC=3K)		
	EER	EER global		EER	EER global		EER	EER global		EER	EER global
TODOS	2,531	1,975	TODOS	3,182	2,359	TODOS	2,468	2,069	TODOS	2,161	1,845
sin AT	1,729	1,503	sin AT	2,066	1,758	sin AT	1,595	1,41	sin AT	1,54	1,365
sin MT	2,559	1,98	sin MT	3,225	2,365	sin MT	2,518	2,105	sin MT	2,194	1,87
sin BT	3,252	2,339	sin BT	4,284	2,841	sin BT	3,309	2,644	sin BT	2,717	2,245

4. SELECCIÓN DE EQUIPOS

Para el caso "**Configuración en Cascada**" se han seleccionado los equipos principales realmente instalados (compresores, condensadores, bombas de líquido) caracterizados por sus curvas de funcionamiento. También se han tenido en cuenta los criterios de control empleados (compresores y ventiladores con regulación de velocidad) y otras características relevantes de la instalación (por ejemplo, trazado de tuberías).

Para los casos "**Sólo NH3**" y "**Booster-CO2**" se ha procedido a un predimensionamiento de equipos y posterior selección de unidades apropiadas. Además se ha incorporado un nivel de regulación similar al de la instalación real y, en su caso, unas exigencias de bombeo coherentes con las características del fluido bombeado.

5. CONDICIONES DE CONTORNO

El objetivo de este estudio es la comparativa, en términos de consumo anual (y/o rendimiento estacional), de esta planta, operada según las configuraciones alternativas elegidas (una real y las restantes potenciales). Para ello, se definen un perfil de operación y unas condiciones ambientales comunes para todos los casos.

Dado que no ha habido tiempo para secuenciar un perfil real de operación -aunque se registran y almacenan datos históricos de funcionamiento de la instalación- se ha supuesto una carga de trabajo razonable, esto es, un 50% del tiempo operando a carga plena -entre las 6 AM y las 18 PM- y a una potencia mínima durante 6 horas nocturnas que se correspondería, fundamentalmente, con el mantenimiento del producto congelado en las cámaras.

Los datos climáticos horarios (temperatura seca y húmeda) se han tomado del código técnico de la edificación para tres zonas climáticas: seca y cálida (A4), templada y húmeda (C1) y continental (D3). Las ciudades de Almería, Gijón y Madrid (emplazamiento real de la planta) son representativas de dichas zonas. NOTA: los datos climáticos que emplea el CTE no son datos estadísticos históricos ni correspondientes a un año determinado, sino que se trata de datos artificiales. Fueron ideados para el procedimiento oficial de certificación energética de edificios. Esto no resta credibilidad a los resultados pues la aplicación a tres escenarios distintos pretende mostrar situaciones de ventaja en territorio peninsular como consecuencia de las diferentes condiciones de condensación.

A continuación se analiza de forma resumida el perfil climático de los tres escenarios. Nótese que las condiciones ambientales determinan la temperatura de condensación y el régimen de funcionamiento (transcrítico o subcrítico) en la configuración Booster-CO2, con grave repercusión en el EER.

Tabla 2. Número de horas al año por encima del valor de temperatura indicado, según zona climática

		D3	A4	C1
T seca	> 28°C	600	882	103
	> 30	344	563	17
	> 32	143	318	0
T húmeda	> 16°C			299
	> 18			22
	> 20	184	620	0
	> 22	18	100	
	> 24	0	0	

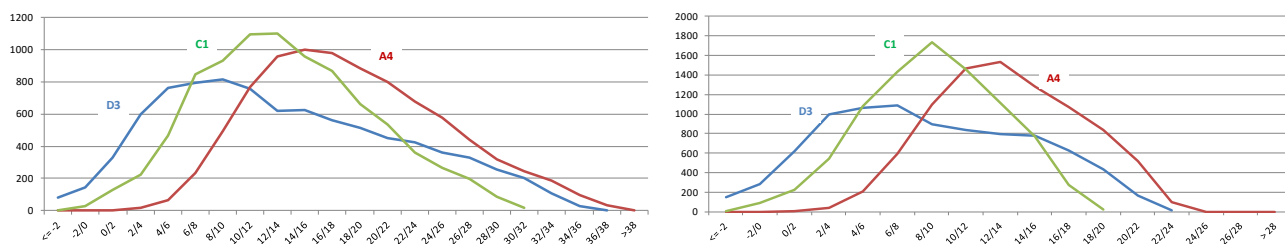


Figura 2. Frecuencia horaria de valores de temperatura seca (izqda) y húmeda (dcha)

Tabla 3. Número de horas de funcionamiento en modo subcrítico o transcrito para la configuración Booster-CO2

	D3		A4		C1	
SUBCRITICO	7330	83,7%	6647	75,9%	8084	92,3%
TRANSICION	804	9,2%	1187	13,6%	568	6,5%
TRANSCRITICO	626	7,1%	926	10,6%	108	1,2%

6. SIMULACIÓN DE CONSUMOS

El estudio consiste en la simulación mediante balances de masa y energía en régimen estacionario del comportamiento de la instalación para las 8760 horas del año, según el perfil de trabajo definido y las condiciones climáticas disponibles.

Los resultados obtenidos en igualdad de condiciones de contorno para las diferentes configuraciones ("Sólo NH3", "Cascada" y "Booster-CO2") y zonas climáticas (D3, A4 y C1) son analizados y comparados.

Aunque el resultado buscado es el coste energético anual, la simulación se postula como una herramienta de gran capacidad, que nos ofrece información precisa y detallada de todos los aspectos de la instalación en cualquier condición operativa y climática. Proporciona una foto instantánea de la situación del conjunto de la planta y de cada equipo en particular. Asimismo puede recoger información y compararla en distintos periodos de tiempo (día más frío, más cálido, semana de verano, de invierno ...). Más allá del resultado objetivo de este estudio el simulador es una herramienta de diagnóstico de gran utilidad.

7. RESULTADOS COMPARATIVOS

La tabla adjunta muestra el valor calculado de EER global estacional (mensual, anual).

Tabla 4. Resumen de prestaciones (EER global estacional)

	Madrid (D3)			Almería (A4)			Gijón (C1)		
	Cascada	NH3/glicol	Booster CO2	Cascada	NH3/glicol	Booster CO2	Cascada	NH3/glicol	Booster CO2
ENERO	2,20	2,23	2,97	2,13	2,09	2,41	2,17	2,18	2,73
FEBRERO	2,19	2,22	2,82	2,13	2,10	2,33	2,17	2,17	2,61
MARZO	2,18	2,19	2,66	2,13	2,09	2,26	2,16	2,15	2,49
ABRIL	2,16	2,16	2,51	2,11	2,06	2,16	2,15	2,13	2,39
MAYO	2,13	2,10	2,25	2,10	2,02	2,00	2,13	2,08	2,18
JUNIO	2,10	2,02	1,89	2,08	1,99	1,82	2,13	2,09	2,13
JULIO	2,08	1,99	1,74	2,06	1,95	1,66	2,11	2,06	1,96
AGOSTO	2,08	1,98	1,74	2,07	1,95	1,67	2,12	2,06	1,97
SEPTIEMBRE	2,09	2,00	1,85	2,07	1,97	1,79	2,12	2,07	2,10
OCTUBRE	2,13	2,10	2,30	2,08	1,99	1,95	2,11	2,06	2,17
NOVIEMBRE	2,17	2,18	2,72	2,11	2,04	2,19	2,15	2,13	2,50
DICIEMBRE	2,19	2,22	2,94	2,12	2,08	2,36	2,16	2,16	2,68
INVIERNO	2,20	2,23	2,88	2,13	2,10	2,38	2,17	2,18	2,67
PRIMAVERA	2,14	2,11	2,27	2,10	2,03	2,02	2,14	2,11	2,26
VERANO	2,08	1,99	1,76	2,07	1,96	1,69	2,12	2,06	1,99
OTOÑO	2,15	2,14	2,51	2,10	2,02	2,09	2,13	2,10	2,36
TOTAL	2,14	2,11	2,27	2,10	2,03	2,01	2,14	2,11	2,29
		-1,4%	6,3%		-3,5%	-4,2%		-1,4%	7,3%

NOTA: Puesto que la carga frigorífica satisfecha es la misma en todos los casos, el aumento porcentual de EER mostrado al final de cada columna representa también igual porcentaje de reducción de consumo anual (y viceversa). Se toma como base de referencia los resultados correspondientes a la configuración cascada NH3/CO2.

En el promedio ANUAL, los resultados de las simulaciones (9 en total) indican que la opción energéticamente más favorable en climas más cálidos (A4) es la cascada NH₃/CO₂. Sin embargo, en climas más fríos (D3, C1) el Booster-CO₂ se erige como alternativa más eficiente con notable diferencia.

En climas fríos (D3, C1) tanto la cascada NH₃/CO₂ como NH₃/glicol muestran resultados bastante parecidos por lo que una estudiosa selección de equipos, una regulación más apropiada o la adopción de determinadas medidas de ahorro pueden equiparar los consumos energéticos. Si además se tiene en cuenta los costes de inversión, el resultado es que ambas opciones podrían ser perfectamente viables.

En una escala menor de tiempos (véanse los resultados MENSUALES) los mayores valores de EER corresponden a la opción Booster-CO₂ durante la época invernal. Al mismo tiempo, los peores valores de EER se estiman también en la alternativa Booster-CO₂ trabajando en modo transcrito durante la época estival. Las configuraciones de cascada NH₃/CO₂ y NH₃/glicol muestran diferencias mensuales menos acusadas. Ello significa que la climatología es un factor más sensible en la opción Booster-CO₂.

Un análisis más detallado del desglose de consumos en cada una de las alternativas refleja la importancia de una correcta selección de compresores de NH₃ y/o diseño de control en la cascada NH₃/CO₂. En la opción NH₃/glicol, la optimización del bombeo de glicol puede suponer importantes ahorros. En ambas configuraciones, el consumo de auxiliares de condensación no resulta especialmente costoso. Por el contrario, en la configuración Booster-CO₂ el funcionamiento del gas cooler muestra un consumo importante. La contribución del subenfriamiento mecánico, en un diseño optimizado, debe tenerse en cuenta en estudios más detallados.

8. CONCLUSIONES

Este trabajo aborda el estudio comparado de tres alternativas técnicas para satisfacer las necesidades frigoríficas de una industria de procesamiento alimentario de tamaño medio. Las tres soluciones son eficaces y viables. Además de los condicionantes económicos y energéticos pueden existir otras consideraciones externas que sean determinantes para la selección de una u otra opción.

El estudio confirma un resultado esperado: los sistemas Booster-CO₂ en climas cálidos reducen sensiblemente sus prestaciones. Es necesario dotarles de mayor complejidad para mejorar sus resultados, si bien éste no era el objetivo de este proyecto. Sin embargo, en climas menos cálidos, se muestran como una opción favorable, que compite e incluso supera en prestaciones a las otras alternativas estudiadas.

El concepto de "clima menos cálido" cobra aquí gran importancia. Estudios previos indican con generalidad que el clima mediterráneo (*sureuropeo*) penaliza a los sistemas Booster-CO₂. Sin embargo, este estudio sugiere que en la mitad norte peninsular este tipo de sistemas puede resultar competitivo.

Generalizar este resultado resultaría pretencioso. Este estudio se aplica sobre unas necesidades frigoríficas específicas, según un perfil de operación concreto y bajo condiciones climáticas definidas en unos datos climáticos artificiales. La aplicación a otros escenarios (con otros condicionantes mejor definidos) podría conducir a resultados distintos. Pero el análisis efectuado muestra que no debería despreciarse de antemano la opción Booster-CO₂.

REFERENCIAS

- [1] Tripathy S et al. Thermodynamic analysis of a cascade refrigeration system based on carbon dioxide and ammonia, International Journal of Engineering Research and Applications, Julio 2014
- [2] Chen X et al, Energy and exergy analysis of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with subcooling in the low-temperature cycle based on an auxiliary loop of NH₃ refrigerants, Energy Reports 8 (2022) 1757–1767
- [3] Walker R, Introduction to CO₂ cascade systems, Events and webinars from www.epa.gov/greenchill, Junio 2012
- [4] Paranjpey R, Ammonia Refrigeration systems, Conference, Julio 2020
- [5] AMPC – Australian Meat Processor Corporation, Industrial Ammonia Systems Guidebook #1 and #2, Octubre 2021
- [6] Llopis R et al, Experimental evaluation of a CO₂ transcritical refrigeration plant with dedicated mechanical subcooling, International Journal of Refrigeration 69, 361–368 (2016)
- [7] Nebot L et al, Thermodynamic analysis of a CO₂ refrigeration cycle with integrated mechanical subcooling, Energies 13 (2019)
- [8] Software de cálculo EES (Engineering Equation Solver), <https://www.fchartsoftware.com/> Nov 2022