

**ASOCIACIÓN DE EMPRESAS DE FRÍO Y SUS
TECNOLOGÍAS**

**“GUÍA PARA LA MEJORA DE LA
EFICIENCIA ENERGÉTICA DE LAS
INSTALACIONES FRIGORÍFICAS”**



MAYO 2014

PUBLICACIÓN PROPIEDAD DE AEFYT

TÍTULO DE LA PUBLICACIÓN

“Guía para la mejora de la Eficiencia Energética de las Instalaciones Frigoríficas”

AUTORES: En la redacción de esta Guía han participado:

D. Ricardo Giménez López – Ingeniero Consultor. Asesor de AEFYT

D. Federico García Ruíz – Ingeniero. Coordinador del Comité Técnico de AEFYT

D. Manuel Lamúa Soldevilla – Ingeniero. Investigador del ICTAN (CSIC)

D. Juan Carlos Rodríguez Dominguez – Ingeniero de Johnson Controls Refrig.

Además han participado en la revisión de la misma Técnicos expertos de BC Systems SL y de Frost-Trol SA

Cualquier reproducción, parcial o total de la presente publicación, debe contar con la aprobación por escrito de AEFYT.

Depósito Legal: M-xxxxx-2014

Esta Guía recibe el apoyo institucional de



Y ha sido patrocinada por las siguientes Entidades:



Asociación de Empresas de Frío y sus Tecnologías



Arkema Química SA



Dicostock Industrial SL



Emerson Climate Technologies SA



Frost-Trol SA



Grupo de Fabricantes de Enfriamiento Evaporativo



BC Systems-Rivacold

INDICE	Página
PRÓLOGO	014
INTRODUCCIÓN	015
CAPITULO 1	
1. Consideraciones Generales.	018
CAPITULO 2	
2. Conceptos Teóricos.	020
2.1 Consumo de energía.	020
2.2 El ciclo de Rankine.	021
2.3 Coeficiente de eficiencia (COP).	021
2.3.1 Estimación del COP.	025
2.3.2. Influencia del recalentamiento y del subenfriamiento.	027
2.3.2.1 Recalentamiento.	027
2.3.2.2 Subenfriamiento.	029
2.3.2.3 Efecto del subenfriamiento interno con un intercambiador líquido-vapor. ..	030
CAPITULO 3	
3. Estimación de la carga térmica.	032
3.1 Formas de reducir la carga y puntas térmicas.	032
3.1.1 Añadiendo algún equipo de apoyo al circuito frigorífico.	033
3.1.2 Aprovechando el calor residual del aire de extracción.	034
3.1.3 Recuperando calor residual procedente de líquidos de proceso.	035
3.1.4 Desplazando parte de las cargas térmicas a horas de tarifa baja.	035
3.1.5 Reduciendo las puntas de carga térmica.	036
3.1.6 Disminuyendo el consumo de las bombas de los sistemas indirectos. ..	036
3.1.7 Utilizando el frío natural (“free cooling”).	037
3.1.8 Adoptando determinadas medidas en los locales refrigerados.	038
3.2 Cálculos en almacenes frigoríficos.	039
3.2.1 Datos del almacén.	039
3.2.2 Cargas térmicas y consumos.	040
3.2.3 Medidas sugeridas para reducir el consumo.	042
3.2.3.1 Transmisión.	042
3.2.3.2 Infiltraciones.	043
3.2.3.3 Iluminación.	044
3.2.3.4 Desescarche.	045
3.2.3.5 Distribución de los consumos de energía.	045
CAPITULO 4	
4. Elección del tipo de refrigerante y del sistema frigorífico.	047
4.1 Tipo de Refrigerante.	047
4.2 Sistemas de expansión: seca e inundada.	048
4.3 Sistemas: directos e indirectos.	049

4.4 Etapas de compresión.	053
4.4.1 Sistema de una etapa de compresión.	054
4.4.2 Sistemas de dos etapas de compresión.	055
4.4.3 Sistema con economizador para compresores de tornillo.	055
4.4.4 Sistemas en cascada.	056
4.4.5 Comparación entre los diversos sistemas de compresión.	057
4.4.5.1 Instalaciones de NH ₃	058
4.4.5.1.1 Instalaciones en cascada con NH ₃ en alta.	060
4.4.5.2 Instalaciones de R-404A.	061
4.5 Tipos de economizadores.	063
4.6 Métodos de condensación.	066
4.7 Alternativa al sistema de compresión mecánica. La absorción.	067
4.7.1 Ciclo de absorción.	067
4.7.2 Planta de absorción de amoníaco agua.	068
4.7.3 Planta de absorción de bromuro de litio-agua.	072

CAPITULO 5

5. Selección de componentes.	074
5.1 Compresores.	074
5.1.1 Particularidades de los compresores.	077
5.1.1.1 Economizadores.	077
5.1.1.2 Relación interna de volúmenes en los compresores de tornillo (Vi).	079
5.1.1.3 Nivel sonoro de los compresores y sus motores de accionamiento. .	081
5.1.1.4 Condiciones de aspiración de los compresores.	081
5.1.1.5 Combinaciones de varios compresores.	081
5.2. Intercambiadores de calor.	087
5.2.1 Condensadores.	087
5.2.1.1 Condensación por aire.	090
5.2.1.2 Aerorefrigeradores.	092
5.2.1.3 Condensadores adiabáticos.	093
5.2.1.4 Condensadores evaporativos y torres de enfriamiento.	094
5.3 Evaporadores y enfriadores de aire y de líquidos.	096
5.3.1 Evaporadores y enfriadores más utilizados.	096
5.3.2 Principales características constructivas.	096
5.3.3 Transmisión de calor.	097
5.3.4 Desescache de evaporadores.	097
5.3.5 Valores de diferenciales de temperaturas usuales y tendencias.	104
5.3.6 Aplicación de los evaporadores.	105
5.4 Dispositivos y sistemas de expansión.	111
5.5 Motores eléctricos.	119
5.5.1 Motores asíncronos.	120
5.5.2 Motores asíncronos de imanes permanentes.	121
5.6 Bombas y ventiladores.	123
5.6.1 Bombas para la circulación de fluidos.	124

5.6.1.1 Bombas para refrigerantes.	124
5.6.1.2 Bombas para agua y fluidos secundarios.	125
5.6.2 Ventiladores.	127
5.7 Depósitos en las instalaciones de refrigeración.	129
5.8 Tuberías y accesorios.	130
5.8.1 Tuberías horizontales.	132
5.8.2 Tuberías verticales y altura estática.	133
5.8.3 Válvulas.	136
5.9 Muebles frigoríficos.	138

CAPITULO 6

6. Estrategias de control para reducir los consumos de energía.	141
6.1 Evaporación flotante.	141
6.2. Condensación flotante.	141
6.3 Control de velocidad de los ventiladores.	144
6.4 Subenfriamiento del líquido.	147
6.5 Variadores de velocidad para accionamiento de compresores frigoríficos.	148
6.5.1 Análisis del uso de variadores de frecuencia en compresores.	149
6.6 Sistemas de control.	152

CAPITULO 7

7. Acumulación de frío.	154
7.1 En el propio producto almacenado.	154
7.2 Mediante calor sensible en líquidos.	154
7.3 Por medio de la acumulación de hielo.	154
7.3.1 Descripción de la acumulación de hielo.	155
7.3.2 Generación de hielo.	156
7.3.3 Información imprescindible para el diseño.	157
7.3.4 Aplicaciones más frecuentes de la acumulación de hielo.	157
7.3.4.1 Sistemas con formación de hielo en el exterior de tubos.	157
7.3.4.2 Sistemas con formación de hielo fuera del tanque de almacenamiento.	158
7.3.4.3 Sistemas con formación de hielo en esferas o bolas.	158

CAPITULO 8

8. Recuperación del calor de condensación.	160
8.1 Sistemas de aprovechamiento “directo”.	162
8.1.1 Recuperación del calor sensible.	162
8.1.2 Recuperación del calor latente.	163
8.1.3 Recuperación del calor de condensación total.	163
8.1.4 Recuperación del calor de enfriamiento del aceite.	165
8.1.5 Circuitos de la recuperación de calor “directo”.	165
8.2 Sistemas con aprovechamiento “indirecto”. Bombas de calor.	166
8.2.1 Tipos de bombas de calor.	166
8.2.2 Refrigerantes para las bombas de calor.	168

8.2.3 Sistemas básicos para bombas de calor.	169
8.2.3.1 Bombas de calor de simple etapa.	169
8.2.3.2 Bombas de calor de doble etapa.	170
8.3 Recuperación de calor en sistemas transcíticos.	173
8.4 Pérdida de presión en los circuitos de recuperación de calor.	173
8.5 Temperaturas y presiones de diseño en los circuitos de recuperación de calor.	173
 CAPITULO 9	
9. Mantenimiento de las instalaciones frigoríficas.	174
9.1 Mantenimiento del interior de los circuitos frigoríficos.	174
9.1.1 Contaminación interior y como combatirla. Incondensables y agua.	175
9.1.2 Incidencia del agua en los circuitos de NH ₃	175
9.1.2.1 Eliminación del agua de los circuitos.	176
9.1.3 Incidencia de los incondensables en las instalaciones.	178
9.1.3.1 Eliminación de los incondensables del circuito.	179
9.1.4 El aceite en los circuitos de refrigeración.	180
9.2 Mantenimiento de los intercambiadores de calor.	181
9.2.1 Limpieza de los intercambiadores de calor.	182
9.3 Control de la carga de refrigerante.	182
 CAPITULO 10	
10. Coste del ciclo de vida.	184
 CAPITULO 11	
11. Inversiones y sus cálculos financieros.	186
11.1 Métodos de cálculo.	187
 BIBLIOGRAFÍA	193
 ANEXOS	
 ANEXO I	
1. Ahorro de energía en instalaciones existentes.	194
1.1 Estimación de ahorros potenciales.	194
1.2 Ahorros por inversiones en modificaciones.	195
1.3 Ahorros potenciales por modificaciones concretas.	196
 ANEXO II	
2. Introducción.	197
2.1 Diferencias de temperatura en intercambiadores de calor para refrigeración. ...	197
2.1.1 Definición de las diferencias de temperatura usadas en este anexo.	197
2.1.2 Valores medios usuales y aconsejables.	198

ANEXO III

3. Consideraciones sobre el COP.	202
3.1 Introducción.	202
3.2 Ciclos de Compresión Mecánica: Ideal, Teórico-Práctico y Real.	203
3.2.1 COP de la compresión.	203
3.2.1.1 Máquina Ideal – Ciclo de CARNOT.	203
3.2.1.2 Máquina Teórico-Práctica – Ciclo de Rankine Modificado.	205
3.2.1.3 Máquina Frigorífica Real.	206
3.2.2 COP de la instalación.	208
3.3 Ejemplo práctico.	208

ANEXO IV

4. Datos de interés.	212
-----------------------------------	-----

PRÓLOGO

La producción de frío y su aplicación es una técnica de absoluta necesidad para el pleno desarrollo de nuestras actividades y subsistencia cotidiana, como lo podemos observar en casi todas las ramas industriales, terciarias y doméstica que nos rodean. Por potencia y capacidad frigorífica destaca la actividad industrial sobre la terciaria y doméstica, donde el sector agroalimentario se sitúa por delante de la industria química, farmacéutica y mecánica.

Esta técnica es una de las actividades más sensibles de las cadenas de producción en los sectores mencionados por el grado de fiabilidad que deben ofrecer al funcionamiento y a las variaciones de cargas, y cuya prestación genera un elevado consumo de energía.

Sin embargo, la producción de frío está experimentando avances tecnológicos y legislativos que justifican analizar los potenciales de ahorro y de mejora energética que tienen las instalaciones existentes, y cuya reforma producirá elevados beneficios energéticos y económicos para sus titulares y el país.

La sustitución de equipos de compresión que han quedado obsoletos ante máquinas tecnológicamente más avanzadas, con altas capacidades en ahorro de energía por su capacidad de modulación a variaciones de la demanda del servicio (multietapa, variación de las temperaturas de condensación y/o evaporación); la implantación de nuevos sistemas de control, regulación y monitorización, e incluso los nuevos fluidos refrigerantes y sus exigencias específicas, son todas cuestiones de indudable interés desde un punto de vista técnico cuya exposición y desarrollo se contemplan en esta **Guía para la mejora de la eficiencia energética de las instalaciones frigoríficas**.

Este documento es un libro de fundamentos técnicos de la producción del frío muy completo y cuya redacción va abordando las distintas etapas donde la eficiencia energética, por una buena selección o diseño de los componentes, puede jugar un papel fundamental en el consumo posterior de la instalación, criterios todos ellos que ha de tener presente cualquier profesional vinculado a este tipo de instalaciones, bien en la fase de proyecto como en las posteriores de explotación y mantenimiento.

Desde IDAE hemos valorado muy positivamente el contenido de esta guía y el esfuerzo asumido por AEFYT en su redacción por ofrecer un documento de esta trascendencia y que servirá de ayuda en la formación de los técnicos en frío que quieran abordar un buen diseño y uso, bajo criterios de eficiencia energética, de las instalaciones de frío.

IDAE
INSTITUTO PARA LA DIVERSIFICACIÓN Y AHORRO DE LA ENERGÍA

INTRODUCCIÓN

Este manual pretende ser una guía sencilla y practica de medidas que se pueden adoptar a fin de reducir el consumo de energía en las instalaciones frigoríficas.

Se puede aplicar total o parcialmente para:

- a) El diseño y ejecución de nuevas instalaciones.
- b) Las modificaciones de instalaciones existentes.
- c) El mantenimiento de las instalaciones.

La industria frigorífica es un considerable consumidor de energía. Datos de países que podrían asimilarse a España en este aspecto, y que disponen de estadísticas fiables (por ejemplo Alemania), indican que la generación de frío para este sector de aire acondicionado, refrigeración industrial y comercial consume entre el 14 y 15 % del total del consumo de la energía eléctrica. En España, considerando su situación geográfica y la mayor incidencia de la industria alimentaria, importante usuario de estas instalaciones, en el total de su tejido industrial este porcentaje es probablemente superior.

En muchas industrias del sector alimentario el consumo de energía es uno de los mayores costes de la producción y tienen una influencia decisiva en la competitividad de los productos que produce o comercializa.

Hasta fechas recientes el aspecto del consumo energético de las instalaciones no tenía la necesaria consideración ni en su diseño, ni en la ejecución y mucho menos en su uso y mantenimiento.

Sin embargo, los incrementos de los precios de la electricidad y los continuos ajustes en los precios de los productos que se llevan al mercado, están provocando en los últimos años un cambio radical en la manera de enfocar este aspecto por parte de los responsables de estas industrias.

Como consecuencia de la insuficiente trascendencia que se le daba al consumo, nos encontramos ahora con un fuerte potencial de mejora de la eficiencia tanto a nivel de diseño de nuevas ejecuciones como en modificaciones de plantas en servicio, así como de ahorro de energía en el mantenimiento de las existentes y de las nuevas.

Este elemental manual pretende aportar ideas para reducir los costes de la energía consumida en este tipo de instalaciones con los medios materiales disponibles y experimentados en el mercado, es decir sin recurrir a temas como nuevos desarrollos e investigaciones.

Por otra parte, al plantearse la reducción del consumo eléctrico mediante el incremento de la eficiencia energética de las instalaciones, se está afectando muy positivamente la protección del medio ambiente. Aunque este no sea el objetivo de partida de la esta GUIA.

El comienzo del análisis de este estudio parte del diseño de las instalaciones, en donde existe una considerable mejora en la posterior eficacia de la planta, pasa luego por la elección de los elementos y componentes más idóneos y termina recordando los métodos y trabajos de mantenimiento que mayores aportaciones ofrecen al ahorro de energía. Los tres aspectos tienen relevancia similar y los tres deben de considerarse como partes importantes de la presente guía.

Queda fuera de este análisis el establecimiento de los puntos de partida básicos del proyecto, los cuales son igualmente de la máxima importancia, pero que entendemos no corresponden ni al ingeniero frigorista ni al instalador, aunque sería deseable que se les consultase antes de la toma de decisiones. Algunos de ellos son por ejemplo:

- Determinación de las temperaturas de trabajo en las cámaras frigoríficas.
- Temperaturas hasta las que se deben de enfriar los productos congelados antes de introducirlos en las cámaras.
- Tipo, forma y orientación de las edificaciones.
- Elección de los refrigerantes o grupos de refrigerantes.
- Ubicación de las salas de máquinas, evitando distancias largas entre la generación del frío y los puntos de consumo.
- Los métodos de condensación más idóneos.

Para hacer una valoración de la instalación frigorífica y las consecuencias que acarrea desde los puntos de vista de costes para el industrial y efectos para el medio ambiente, ya no es suficiente el considerar como principal parámetro el coste de la inversión. Es necesario ampliar el análisis al concepto denominado **“costes del ciclo de vida “**. En este último deben de intervenir los costes totales de la instalación durante los “años de vida” esperados o previstos:

- a. costes de la inversión y amortización,
- b. costes de la energía consumida durante ese periodo,
- c. costes de mantenimiento
- d. costes de desmantelamiento.

No debería sorprender el hecho de que, en el frío industrial y comercial para el sector alimentario, los costes que se producen por el consumo energético durante su ciclo de vida usual pueden llegar a ser varias veces superiores al coste de la inversión.

Según literatura especializada, de fácil constatación mediante los necesarios cálculos, el consumo de energía suele representar como media hasta el 70% de los costes totales del ciclo de vida.

Un ejemplo más, son los datos que facilita la VDKL, Asociación alemana de almacenes frigoríficos (*). Según los cuales la instalación de frío alcanza como media dos terceras partes del consumo total de energía de los almacenes frigoríficos (el resto proviene de las carretillas, calefacción, iluminación, etc.). Supone, por otra parte, el 25 % del total de los costes generales de estas empresas.

(*)www.vdkl.de. Apartado Strompol.2012

No es de extrañar, con los datos anteriores, la marcada tendencia de la industria frigorífica a buscar soluciones para conseguir instalaciones más eficientes desde el punto de vista del consumo de sus máquinas y elementos o componentes. En todos ellos se pueden conseguir mejoras: desde los compresores y motores eléctricos hasta los componentes más pequeños, pasando por los depósitos, evaporadores, válvulas, condensadores, tuberías y sistemas de regulación y control.

Por otra parte no debe de olvidarse el hecho de que todos los componentes de cualquier instalación productora de frío han necesitado de energía para su fabricación. Cuanto más ahorro se consiga en su cantidad y tamaño sin disminución del nivel de un funcionamiento fiable y seguro, más económica saldrá la instalación y más se estará contribuyendo a la protección del medio ambiente.

En este sentido, no es práctica aceptable el sobredimensionar los equipos y componentes sin que aporten nada positivo a la funcionalidad pretendida.

La buena práctica industrial significa sacar el máximo provecho a los recursos disponibles.

Como observación de gran trascendencia cabe subrayar que las directivas relacionadas con el **ECODISEÑO** están generando grandes cambios en los “productos relacionados con la energía” (Directiva 2009/ 125/EC. Sobre requisitos de diseño ecológico aplicables a los productos relacionados con la energía, incorporada al Ordenamiento Jurídico Español mediante el RD 187-201).

Estas no se limitan a los consumidores de energía “directos” (motores de compresores, ventiladores, etc.), sino que alcanza igualmente a otros conceptos que según su diseño y función, puedan afectar al consumo de energía (aislamiento, cerramientos, tuberías, etc.), es decir se extienden a todos los productos “relacionados” con la energía.

Con la entrada escalonada de todas esas directivas habrá que ir adaptando el diseño de las instalaciones para cumplirlas. Con ello está asegurado en el próximo futuro un consumo más eficiente de los recursos energéticos en todos los casos que aplican las citadas directivas.

Por último una mención a la expresión “Smart Grid” que viene empleándose recientemente. Un novedoso intento de incrementar la coordinación entre la producción y distribución de la energía eléctrica con su consumo.

Esto que quizás se podría traducir por “redes inteligentes” pretende que los consumidores de energía eléctrica en los sectores de frío/aire acondicionado/bombas de calor tomen la electricidad de la red en los momentos en que más les convenga a las empresas generadoras y de distribución, con lo que estas últimas pueden ofrecer precios más reducidos. Por ejemplo desplazando parcialmente la capacidad frigorífica de los consumidores a periodos del día en donde la demanda de la red sea más baja. En un frigorífico no sería inviable el emplear electricidad “económica” para bajar la temperatura de consigna nominal y luego parar las instalaciones frigoríficas en las horas de precios más altos aprovechando su inercia térmica.

En definitiva es un intento de consumir la energía eléctrica cuando las compañías detecten valles en el suministro y les interese ofrecer precios más económicas.

Naturalmente que no será tarea fácil, porque por una parte requiere que los consumidores puedan aceptar la necesaria reducción de potencia durante esas horas “punta” y por otro la existencia de protocolos de comunicación establecidos de forma que la coordinación entre el generador y el consumidor transcurra de manera automática e inteligente. Pero es indudable que el tema promete. En algunos países esta nueva metodología ya se está empezando a utilizar en equipos de aire acondicionado y bombas de calor, y es de esperar y desear que en los próximos tiempos se vaya extendiendo su uso.

CAPITULO 1

1. Consideraciones Generales .

La refrigeración es un gran consumidor de energía eléctrica. El consumo de esta forma de energía en España durante el 2010 (1) fue el 21,5 % de la energía total, lo que supuso 250.422.124 MWh (véase Fig.1.1); según datos extraídos de la Estadística de la energía eléctrica del 2010, publicada por el MIEyT (2) alrededor de un 19 % fue consumido por la industria (Fig. 1.2) y admitiendo que el 15 % aproximadamente se utilizara en las instalaciones frigoríficas, supondría que éstas precisaron cerca de $7,1 \times 10^6$ MWh

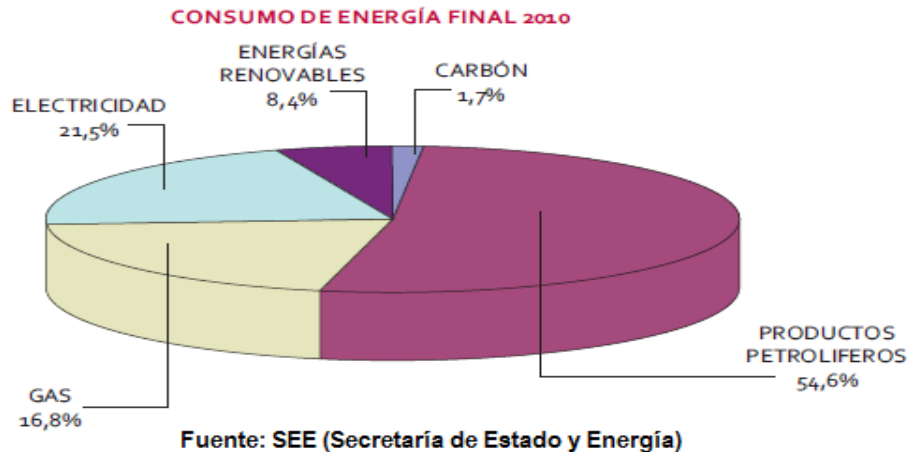


Fig. 1.1 Gráfico representativo de la estructura de consumo energético en España durante 2010. Fuente: Secretaría de Estado de Energía

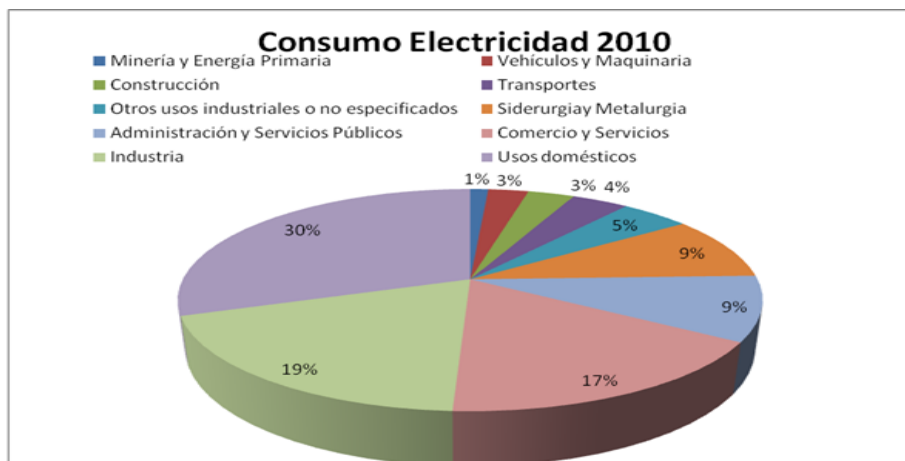


Fig.1.2 Gráfico de la estructura del consumo de electricidad en España durante 2010. Extraído a partir de la tabla V.1 Clasificación de la energía comercializada por sectores en el documento: Estadística de la energía eléctrica por el MIEyT.

Además, para poder resaltar la capacidad de ahorro por lo que respecta a la energía eléctrica típicamente consumida en sus diferentes usos por las instalaciones frigoríficas, sin incluir el sector del aire acondicionado, veamos el gráfico de la figura 1.3:

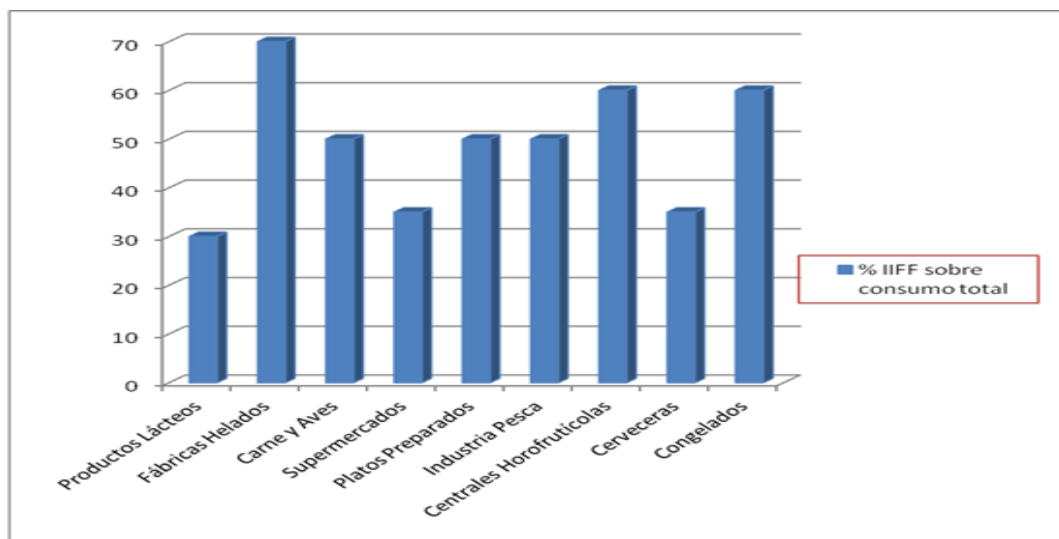


Fig. 1.3 Diagrama de barras representativo del consumo relativo de energía eléctrica de las instalaciones frigoríficas en diferentes sectores de la industria agroalimentaria respecto a su consumo total. Fuente: Ministerio de Medio Ambiente.

Como ejemplo y según la “Guía de mejores técnicas disponibles en España del sector cárnico” (3), el consumo de energía eléctrica de un matadero en España está comprendido en el rango entre 55 y 193 kWh/Tm de canal. Si se estima que un 50% del mismo se debe a las instalaciones frigoríficas, las variaciones de consumo para dichas instalaciones entre los distintos mataderos serán también considerables.

Por otra parte las experiencias obtenidas en los últimos años ponen de manifiesto que el consumo de energía en las instalaciones frigoríficas puede reducirse considerablemente, y que es factible alcanzar valores cercanos al 20 %, adoptando medidas técnicas y de gestión con periodos de amortización a corto y muy corto plazo que van desde pocos meses hasta unos tres años.

Con las indicaciones y ejemplos que se plantean y proponen en esta guía, se pretende facilitar unas pautas de cómo mejorar la eficiencia energética en éste tipo de instalaciones. No es posible cubrir todas las posibles aplicaciones y sistemas, pero se trata de destacar los aspectos más relevantes con el fin de concienciar al instalador y muy especialmente al usuario de la necesidad de ahorrar energía y estimular el desarrollo de técnicas adecuadas para cumplir dicho objetivo.

CAPITULO 2

2. Conceptos Teóricos.

Parece oportuno empezar este trabajo por recordar algunos conceptos básicos que, a pesar de estar ampliamente difundidos, resultan fundamentales para comprender y valorar las alternativas que se sugieren. No hay que olvidar que el objetivo de esta guía es destacar las ideas y sistemas que inciden con mayor relevancia en la eficiencia energética.

2.1 Consumo de energía.

En primer lugar es importante recordar en este punto que se hace referencia siempre al sistema más habitual de producción frigorífica: el sistema por compresión mecánica, al ser éste el más extendido. A continuación se representa, en la Fig.2.1, el diagrama típico de una instalación de compresión simple (de una etapa). Es el más sencillo y en él se puede apreciar como el refrigerante, después de la expansión, entra en el evaporador en el punto "B" y se vaporiza (o hierve) en el interior del intercambiador, usualmente denominado evaporador, por la absorción del calor del producto a enfriar de acuerdo con la línea \overline{BC} . A continuación se eleva la presión del fluido en el compresor, según la línea \overline{CD} , pasando seguidamente hacia el condensador donde el calor de licuefacción es liberado al ambiente en tres etapas: desrecalentamiento (línea \overline{DE}), cambio de estado de agregación o de fase (línea \overline{EF}), pasando a fase de líquido, y subenfriamiento (línea \overline{FA}). Finalmente, a la salida del condensador tiene lugar la expansión según la línea \overline{AB} y el fluido queda en las condiciones iniciales.

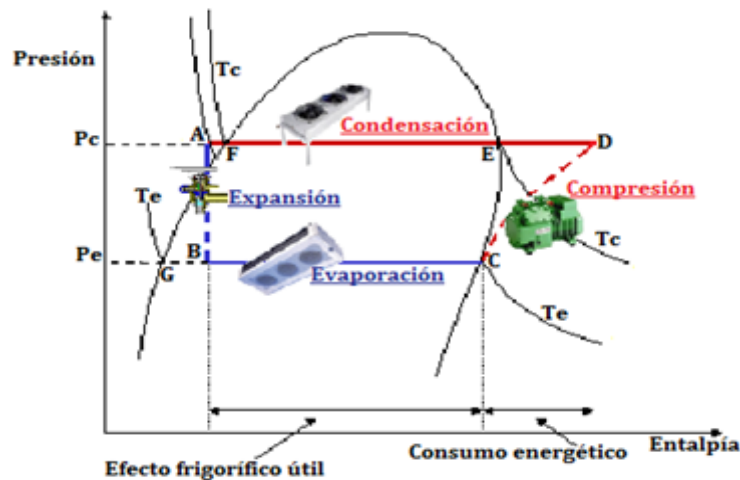


Fig.2.1 Representación de un ciclo frigorífico de compresión de una etapa en el diagrama de Mollier presión-entalpia.

Así pues, la función del compresor es la de elevar los vapores del refrigerante desde la presión correspondiente a la temperatura T_e hasta la presión correspondiente a la temperatura de saturación (temperatura T_c) necesaria conforme con la temperatura del medio de refrigeración utilizado en el condensador. Clausius postuló el segundo principio de la termodinámica: afirmando la imposibilidad de que el calor se transfiera espontáneamente de un foco frío a un foco caliente, o también que es imposible producir un trabajo tomando calor de un único foco. En otras palabras, para transformar el refrigerante de T_e a T_c es preciso aportar un trabajo, el cual se verá incrementado conforme vaya aumentando la diferencia de temperaturas $T_c - T_e$.

De forma análoga a como se incrementa el trabajo realizado por una bomba de agua si debe transportar el mismo caudal a una altura mayor.

2.2 El ciclo de Rankine.

El ciclo frigorífico ideal para representar tanto las bombas de calor como las instalaciones frigoríficas es el ciclo inverso de Rankine (formado por dos isobaras reversibles y dos adiabáticas reversibles o isentrópicas). En la figura 2.2 está representado, en el diagrama entrópico o de Izart, el ciclo frigorífico teórico-práctico (o modificado de Rankine) considerando que la expansión ($\overline{3-4}$) no es isentrópica (es adiabática irreversible o isentálpica) y aunque la compresión ($\overline{1-2}$) si lo es, la temperatura de descarga (punto 2) es superior a la de condensación. Las flechas indican el sentido del proceso para el ciclo frigorífico.

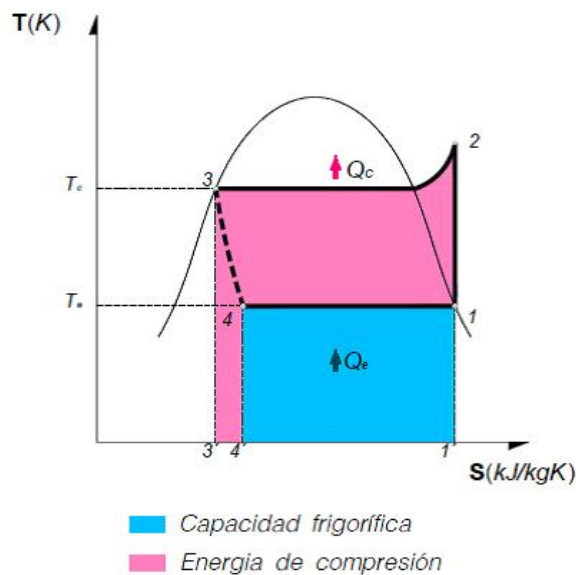


Fig. 2.2 Ciclo frigorífico teórico(o ciclo inverso modificado (de Rankine) en el diagrama entrópico

En el diagrama entrópico se puede apreciar que la potencia frigorífica Q_e es proporcional al área encerrada entre la isoterma T_e y el eje de abscisas, mientras que el consumo de energía es proporcional al área comprendida entre los puntos 1, 2, 3, 3', 4', 4 y 1, el cual como indica el primer principio de termodinámica, equivale a una cantidad de calor que contribuye al incremento de energía del fluido comprimido.

2.3 Coeficiente de eficiencia (COP).

El Coefficient Of Performance, en inglés, más conocido como coeficiente de utilización o de funcionamiento, también denominado, cuando se hace mención específica de la máquina frigorífica, coeficiente frigorífico, puede comprender o definir tres conceptos diferentes:

a. Coeficiente del ciclo de Carnot ($COP_{F(CARNOT)}$)

Es el coeficiente termodinámico teórico funcionando según un ciclo de Carnot, constituido por dos isotermas reversibles y dos isentrópicas, y por consiguiente el máximo COP alcanzable. Partiendo de la base de que el ciclo es reversible (puede ser recorrido en ambos sentidos sin pérdidas energéticas), el objetivo de la instalación frigorífica es absorber una cantidad determinada de calor del foco frío Q_e y, mediante la aplicación de una cierta cantidad

de trabajo, hacer que se desprenda en el foco caliente una cantidad de calor $Q_c > Q_e$, por lo tanto el coeficiente de utilización o frigorífico vendrá dado por:

$$COP_{F(CARNOT)} = \frac{Q_e}{(Q_c - Q_e)} = \frac{T_e}{(T_c - T_e)} \quad [1]$$

T_e = Temperatura absoluta del foco frío.

T_c = Temperatura absoluta del foco caliente*

b. Coeficiente termodinámico teórico práctico: COP_{TTC} .

Es el Coeficiente de funcionamiento o de utilización termodinámico teórico-práctico de compresión del ciclo frigorífico (ciclo teórico modificado de Rankine). Este concepto indica la relación entre el efecto frigorífico obtenido y el trabajo teórico de compresión necesario para ello:

$$COP_{TTC} = \frac{h_C - h_B}{h_D - h_C} \quad [2]$$

La relación entre ambos COP determina el rendimiento termodinámico teórico práctico de compresión del ciclo frigorífico (en la literatura también se denomina rendimiento económico teórico):

$$\eta_{TTC} = \frac{COP_{TTC}}{COP_{F(CARNOT)}} \quad [3]$$

El rendimiento termodinámico teórico-práctico de compresión depende del refrigerante y de las condiciones de trabajo. En la tabla adjunta (T.2.1) se muestran distintos valores hallados al modificar éstas, suponiendo en el cálculo de todos los casos considerados un subenfriamiento de 2 K y un recalentamiento de 7 K

*Adviértase que en este caso se establecen las condiciones de trabajo de la máquina frigorífica ideal de referencia adoptándose como temperaturas absolutas de los focos frío y caliente, respectivamente, las temperaturas de evaporación T_e y de condensación T_c de la máquina real objeto de la comparación, es decir, las condiciones internas de funcionamiento de la misma. Sin embargo, existe otro criterio más exigente (véase Anexo III), según el cual para establecer el $COP_{F(CARNOT)}$ de la máquina ideal de referencia se adoptan, como temperaturas de los focos frío y caliente, la temperatura de consigna del servicio o local a refrigerar y la temperatura (de cálculo) del medio disponible para disipar el calor de condensación, respectivamente, es decir, funcionando de acuerdo con las condiciones externas.

Refrigerante	Temperaturas trabajo		
	-15/+30	-10/+45	-30/+45
R134A	0,804	0,76	0,68
AMMONIA	0,825	0,79	0,72
PROPANE	0,796	0,75	0,67
R404A	0,738	0,67	0,58
R407F	0,781	0,73	0,65
R410A	0,766	0,70	0,63
R507A	0,734	0,66	0,57
BUTANE	0,835	0,80	0,72
R22	0,811	0,77	0,70
R12	0,820	0,78	0,71

Tabla T.2.1 Valores de rendimiento termodinámico teórico-práctico de la maquina frigorífica de compresión simple, en función del refrigerante y de las condiciones de trabajo, supuesto un recalentamiento de 7 K y un sub-enfriamiento de 2 K (condiciones con temperaturas absolutas "internas")

En la Fig. 2.3 se puede apreciar el punto teórico de descarga debido a la compresión isentrópica (punto D) y el punto real (punto D') a causa de que la compresión no es isentrópica, sino que hay una serie de pérdidas que contribuyen a alejar la compresión real de la isentrópica.

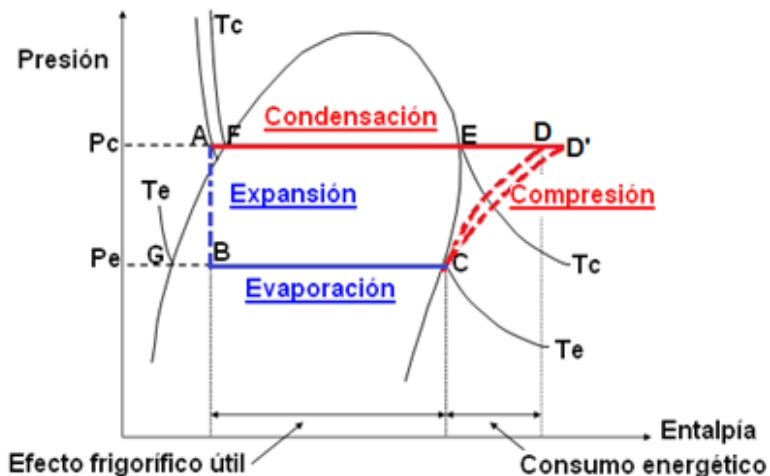


Fig.2.3 Representación en el diagrama de Mollier (presión P, entalpía h) de los ciclos teórico práctico y real de la máquina frigorífica de compresión de un escalón.

La relación entre los segmentos \overline{CD} y $\overline{CD'}$ recibe el nombre de rendimiento isentrópico:

$$\eta_i = \frac{h_D - h_C}{h_{D'} - h_C} \quad [4]$$

El rendimiento indicado o isentrópico determina la relación que existe entre el trabajo teórico y el trabajo real de compresión.

c. Coeficiente termodinámico real: COP_{TRC}

Es el coeficiente de funcionamiento termodinámico real (o coeficiente frigorífico termodinámico real), tiene en consideración la relación entre el efecto frigorífico obtenido y el trabajo realmente requerido para ello (trabajo indicado):

$$COP_{TRC} = \frac{h_C - h_B}{(h_D - h_C) / \eta_i} = COP_{TTC} * \eta_i \quad [5]$$

El COP_{TRC} , una vez corregido con el rendimiento mecánico del compresor, el rendimiento del acoplamiento y el del motor de accionamiento, será el que en lo sucesivo en esta guía se denominará sencillamente COP_{RC} real de la compresión. Y es al que en general nos referimos en la práctica cuando hablamos del COP de la compresión

d. Grado de calidad

El grado de calidad o rendimiento termodinámico real de la compresión, expresa lo próximo que termodinámicamente está el proceso real al ciclo de Carnot, también se denomina "grado de reversibilidad del ciclo real":

$$\eta_{TRC} = \frac{COP_{TRC}}{COP_{F(CARNOT)}} = \frac{COP_{TTC} \cdot \eta_i}{COP_{F(CARNOT)}} = \eta_{TTC} \cdot \eta_i \quad [6]$$

Para las instalaciones frigoríficas el grado de calidad, corregido con el rendimiento mecánico del compresor, puede estimarse entre 0,5 y 0,6 en función del refrigerante y la dimensión de la máquina. Considerando unas condiciones de trabajo o de servicio de $-10/+45^{\circ}\text{C}$, los HFC estarán más cerca de los valores inferiores, mientras que el R717 estará alrededor de los 0,6.

Si la presión de descarga disminuye el grado de calidad presenta una ligera mejora. En general se puede tomar un valor promedio de 0,55 y aceptar un 10% de margen (con R717 se admitirá un valor de 0,6 y un margen del 5%).

Usando estos valores se puede hacer una rápida aproximación del COP al eje del compresor, (COP_{RC}). Por ejemplo para un compresor que trabajase con R507A a $-10/+40^{\circ}\text{C}$ y proporcionara una potencia frigorífica de 900 kW, la potencia de accionamiento sería de: $COP_{RC} = 0,55 * [273-10] / [40-(-10)] = 0,55 * 263/50 = 2,9$ y el consumo en el eje sería igual a $900/2,9 = 310$ kW.

Teniendo en cuenta el margen indicado anteriormente entre consumo al eje del compresor y la potencia nominal del motor se debería acoplar un motor de accionamiento de 355 kW. Introduciendo los datos del supuesto anterior en el programa de selección de un determinado fabricante de compresores se establece una potencia absorbida en el eje del compresor (P_e) igual a 325 kW con lo que seguiría siendo suficiente el mismo tamaño de motor. Si se utilizase, en éste caso un compresor con economizador, el consumo se reduciría un 10% aproximadamente.

Hay que resaltar en este punto, que al hacer el estudio de una instalación no debe considerarse únicamente el COP de compresión, sino que se tendrá que tener en consideración y añadir el consumo real simultaneo de todos los motores de la misma, tales como: motores para accionamiento de ventiladores de evaporadores, condensadores y de bombas, resistencias eléctricas de desescarche, etc. Este último será el COP_{global} de la instalación frigorífica y es

el que realmente marcara la eficiencia en la instalación estudiada, a la hora de realizar una comparativa de sistemas.

2.3.1 Estimación del COP.

En 1.988 AC Cleland (4) publicó un procedimiento empírico rápido para estimar los ahorros energéticos resultantes de modificaciones en las plantas de refrigeración. En el resumen introductorio del mismo expone:

"Muchos de los sistemas de refrigeración mecánicos instalados en el acondicionamiento de aire, procesamiento de alimentos y aplicaciones industriales en general, han sido diseñados fundamentalmente para satisfacer el criterio de baja inversión. Es también frecuente el deseo de modificar estas instalaciones para lograr menores costes de funcionamiento, particularmente de energía. Para facilitar el cálculo del consumo de energía se presenta un método simple de cálculo, sobre la base de una fórmula empírica. El método permite estimar rápidamente los ahorros derivados de cambios en la instalación, en el consumo energético de la planta y por tanto la reducción de los costes de operación, sin necesidad de detallados cálculos termodinámicos.

Además de su utilidad en el análisis de las posibles modificaciones de mejora de las plantas existentes el método se puede utilizar para predecir el consumo de energía con posibles alternativas en la fase de diseño de nuevas instalaciones. Pueden analizarse de forma rápida diversas variantes, incluyendo la compresión en varias etapas, el trabajo con distintas temperaturas de evaporación, etc. y de este modo identificar las mejores opciones desde el punto de vista de la eficiencia energética. A partir de los resultados de estas comparaciones, se llevara a cabo un estudio más detallado de la solución que resulte en primera instancia aparentemente más favorable.

Las pruebas realizadas con el método propuesto para los refrigerantes R12, R22, R502, R114 y R717 mostraron que predice resultados con una tolerancia del $\pm 3,4\%$ (nivel de fiabilidad del 95%) respecto a los hallados con las técnicas de diseño usadas tradicionalmente en la práctica industrial"

El método se basa en una ecuación, que mediante la utilización de ciertos factores, facilita el COP_{TRC} de compresión:

$$COP_{TRC} = COP_{F(CARNOT)} \times (1 - \alpha \times \chi)^{(1/n)} \times \eta_i \quad [7]$$

- COP_{TRC} = Coeficiente termodinámico de funcionamiento real.
- $COP_{F(CARNOT)}$ = Coeficiente de funcionamiento ideal según ciclo de Carnot
= $T_e / (T_c - T_e)$
- α = Factor dependiente del refrigerante
- χ = Fracción o título de gas a la entrada del evaporador
- n = Factor función del sistema elegido
- η_i = Rendimiento isentrópico o indicado de la compresión

En su propuesta fijó el valor α para algunos refrigerantes (Tabla T.2.2):

Refrigerante	R12	R22	R114	R502	R717
Factor α	0.67	0.77	0.53	0.75	1.11

Tabla T.2.2 Valores del coeficiente α para diversos refrigerantes.

En 1996 se publicó una extensión de éste método (5) que abarca algunos de los nuevos refrigerantes, como por ejemplo: HFC-123, HFC-125, HFC-143a, HFC-152a, R290, R507 y R600a.

La fracción de gas a la entrada del evaporador (véase Fig. 2.3) se calcula con la siguiente fórmula:

$$\chi = (h_B - h_G) / (h_C - h_G) \quad [8]$$

El factor "n" depende del sistema utilizado:

- Para sistemas de una etapa se toma el valor "n" = 1
- Para los sistemas con economizador "n" = 1,5
- Finalmente en los de dos etapas se tomará "n" = 2

Respecto al rendimiento isentrópico, si no se dispone de información específica del compresor, puede usarse el que resulte del gráfico en la Fig. 2.4.

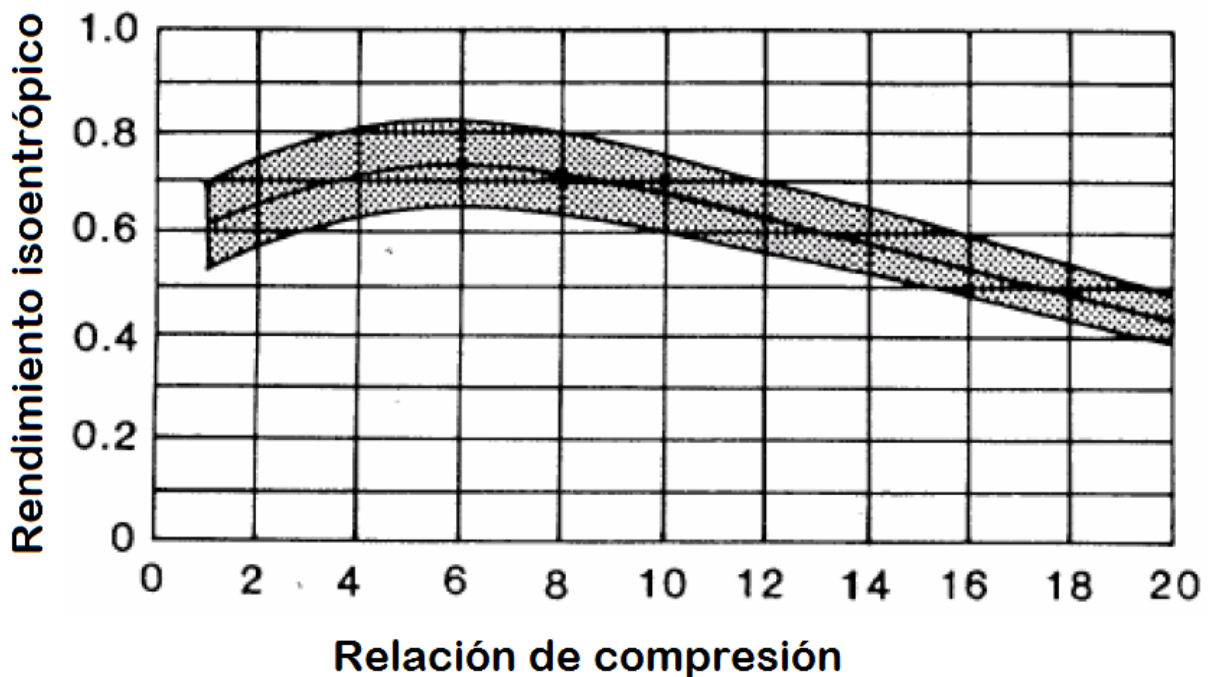


Fig.2.4 Gráfico para estimar el rendimiento isentrópico de compresores alternativos en función de la relación de compresión.

Con los compresores de tornillo abiertos se obtienen unos rendimientos isentrópicos superiores a la media de los compresores alternativos, según se desprende del gráfico en la Fig. 2.5. Sin embargo, esta situación se invierte con muchos compresores alternativos cuando, en el caso de los tornillos, se tiene en cuenta el enfriamiento del aceite.

En éste último caso pueden obtenerse los valores del rendimiento aplicando el siguiente polinomio:

$$\eta_i = 0,000141 \cdot \left(\frac{P_c}{P_e}\right)^3 - 0,006064 \cdot \left(\frac{P_c}{P_e}\right)^2 + 0,062037 \cdot \left(\frac{P_c}{P_e}\right) + 0,556626 \quad [9]$$

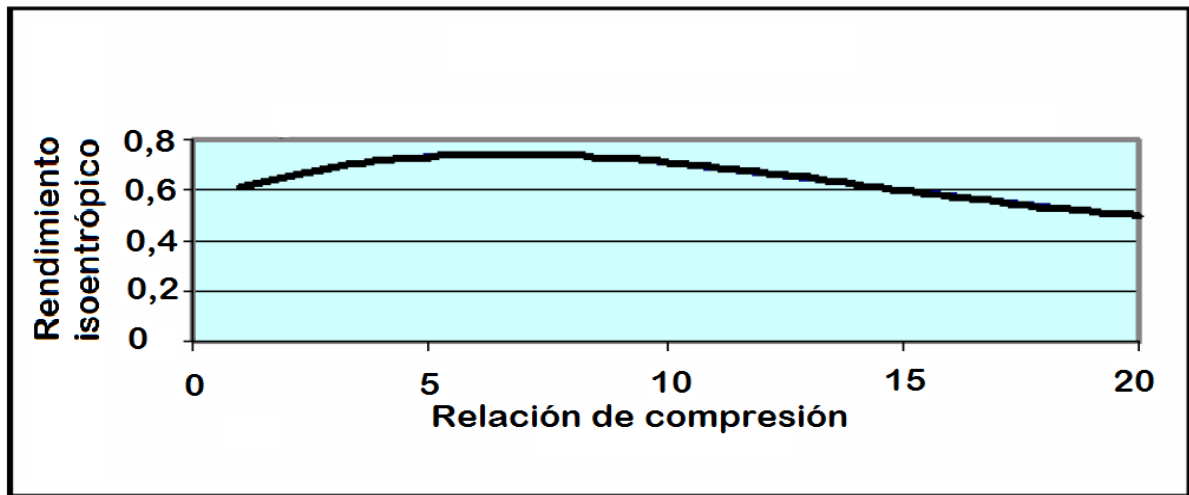


Fig.2.5 Curva del rendimiento isentrópico de los compresores de tornillo abiertos en función de la relación de presiones.

Es importante recordar que el rendimiento isentrópico de un compresor se ve reducido cuando este trabaja a cargas parciales, por lo que, en este caso, en los cálculos anteriores deberá aplicarse un factor corrector.

2.3.2 Influencia del recalentamiento y del subenfriamiento.

El efecto del recalentamiento y del subenfriamiento sobre el COP para una aplicación concreta, puede apreciarse con los programas de cálculo existentes en el mercado, pero es conveniente conocer los efectos que cada uno de ellos pueda ejercer en un momento dado sobre los compresores frigoríficos en marcha y cuando pueden aprovecharse para mejorar la eficiencia energética.

2.3.2.1 Recalentamiento.

Hay que distinguir entre el recalentamiento no útil de origen externo y el útil de origen interno:

- **Recalentamiento externo no útil**

Recibe el nombre de “recalentamiento no útil”, porque no se aprovecha para el enfriamiento de los productos o locales, sino que es un calor que, procedente del exterior, penetra a través de la tubería de aspiración del circuito entre consumidores y compresores, habitualmente como consecuencia de una insuficiencia de aislamiento o bien del deterioro del mismo. Esto ocasiona un aumento de entalpía del refrigerante, una elevación de la temperatura del gas aspirado y, en consecuencia, un incremento del volumen del vapor.

El incremento de temperatura tiene lugar a la presión de aspiración y viene representado en la Fig.2.6 por el segmento $\overline{CC'}$, a su vez la temperatura de descarga se desplaza al punto D. Sin embargo el segmento $\overline{DD'}$ no tiene la misma longitud que $\overline{CC'}$ pues la localización del punto D' depende de la inclinación de las isentrópicas.

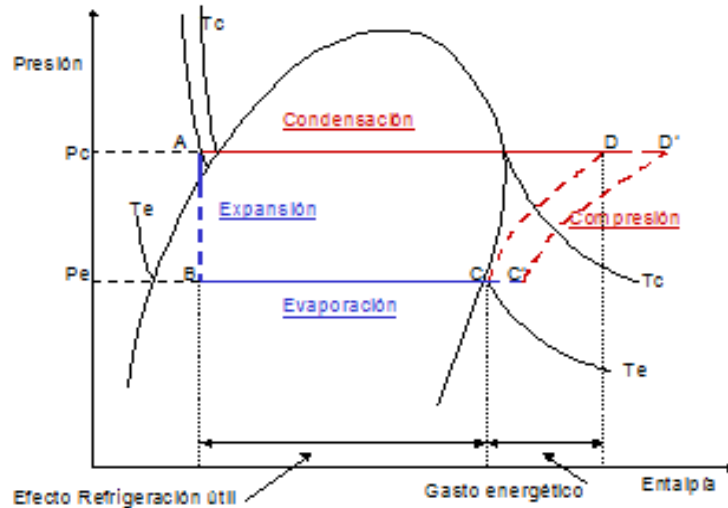


Fig. 2.6 Ciclo frigorífico de una etapa representando el recalentamiento y subenfriamiento.

Sus efectos se resumen en los siguientes puntos:

- 1) Incremento del volumen específico del gas aspirado por el compresor con lo que disminuirá el caudal másico y en consecuencia su potencia frigorífica, en la misma proporción que el cociente de los volúmenes específicos sin/con recalentamiento.

La disminución de potencia frigorífica es sensiblemente igual para todos los refrigerantes y del orden de 0,5 % por grado K de recalentamiento.

- 2) Conforme las isentrópicas se separan de la línea de saturación aumenta su inclinación, con lo que se incrementa a su vez el trabajo específico de compresión (por kg de refrigerante circulante).

También el incremento de consumo es similar para todos los refrigerantes y del orden de 0,5 % por grado K de recalentamiento.

Puesto que el COP de compresión viene dado por el cociente entre el efecto frigorífico específico y el trabajo específico de compresión (por kg de refrigerante circulante), su variación será la inversa de la del recalentamiento, es decir, habrá una disminución del COP de aproximadamente un 0,5% por grado K de recalentamiento.

- 3) Finalmente se debe tener en consideración que este recalentamiento repercute en mayor o menor medida sobre la temperatura de descarga, dependiendo de la pendiente de las isentrópicas.

En el caso del amoníaco el recalentamiento en la aspiración aumenta entre un 35 y un 50% la temperatura de descarga, por ejemplo trabajando a $-10/+35$ °C un recalentamiento de 7 K en la aspiración se transformará en un aumento de temperatura de unos 10,4 K en la descarga.

- **Recalentamiento externo útil**

Puede tener lugar en el evaporador o en el tramo de la tubería de aspiración existente en el interior del local a refrigerar con lo que contribuye a la absorción de calor del mismo y por ello recibe el nombre de “recalentamiento útil”. El efecto negativo debido al incremento de

volumen del refrigerante con el recalentamiento se ve en parte compensado por el aumento del efecto frigorífico. Con la fórmula siguiente se calcula en porcentaje por cada grado K:

$$\frac{\left[\frac{(h_B - h_C) \cdot v_C}{(h_B - h_C) \cdot v_C} - 1 \right]}{(T'_C - T_C)} * 100 = \% \square / K \quad [10]$$

El efecto positivo puede ser mayor o menor que el negativo, en función del calor de vaporización. Circunstancia que se ilustra con un ejemplo (Tabla T.2.3) para unas condiciones de trabajo de -10°C de evaporación y +45°C de condensación con refrigerantes usuales:

Refrigerante	Calor vaporización kJ/kg	Ganancia o pérdida en %/K
R717	1294,79	-0,21
R404A	177,38	+0,39

Tabla T.2.3 Comparación del efecto del recalentamiento externo útil entre el R-717 y el R-404A en condiciones de trabajo -10 / + 45°C.

Adviértase que el análisis se ha realizado sólo desde la óptica del COP sin considerar el efecto que tiene dicho recalentamiento sobre la superficie de transmisión eficaz del evaporador, puesto que para conseguirlo se requiere una mayor superficie de intercambio.

2.3.2.2 Subenfriamiento

Si el refrigerante líquido se subenfía, antes de su llegada al dispositivo de expansión, dispondrá de un mayor efecto frigorífico a su entrada en el evaporador, con lo que la potencia frigorífica disponible para éste, a igualdad del caudal másico, también se verá incrementada. El factor de corrección para cada grado K de subenfriamiento, de acuerdo con la Fig. 2.7, se calcula con la ecuación siguiente en porcentaje por cada grado K:

$$\left[\frac{(h_C - h_{A'})}{(h_C - h_A)} - 1 \right] * \frac{100}{(t_C - t'_C)} = \% / K \quad [11]$$

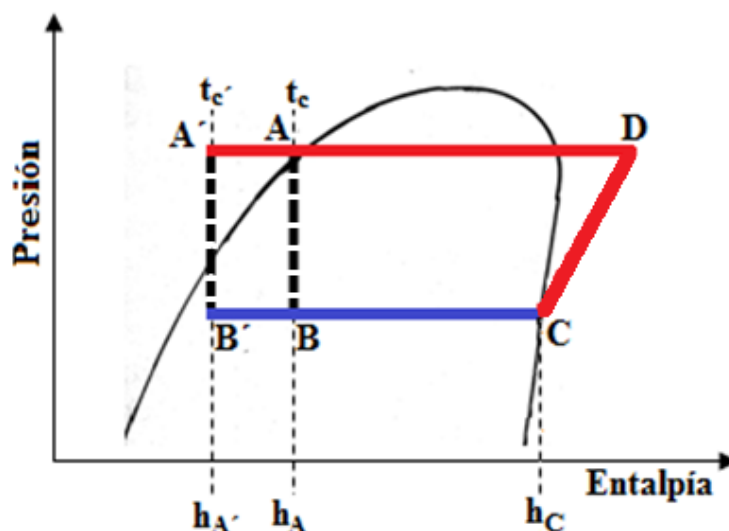


Fig. 2.7 Representación en el diagrama de Mollier del efecto del sub- enfriamiento en un ciclo frigorífico de compresión simple.

En este caso el factor de corrección es siempre positivo y está comprendido entre el 0,5 y el 2% en sistemas de una sola etapa. Para los sistemas que trabajen con economizador o en compresión múltiple de dos etapas el valor es muy bajo. Cuanto mayor sea el calor de vaporización menor será el factor de corrección.

Este hecho se ilustra con un ejemplo (Tabla T.2.4) para unas condiciones de trabajo de -10°C en evaporación y $+45^{\circ}\text{C}$ en condensación con refrigerantes usuales:

Refrigerante	Calor vaporización kJ/kg	Ganancia o pérdida en %/K
R717	1294,79	0,46
R404A	177,38	1,85

Tabla T.2.4 Comparación del efecto del recalentamiento externo útil entre el R-717 y el R-404A en condiciones de trabajo $-10 / + 45^{\circ}\text{C}$.

El subenfriamiento externo es siempre favorable, desde el punto de vista energético, y consiguientemente aconsejable propiciarlo.

2.3.2.3 Efecto del subenfriamiento interno con un intercambiador líquido-vapor.

Los intercambiadores de calor líquido-vapor de aspiración, cuyo esquema se representa seguidamente en la Fig. 2.8, pueden emplearse por alguna de las razones que se exponen seguidamente:

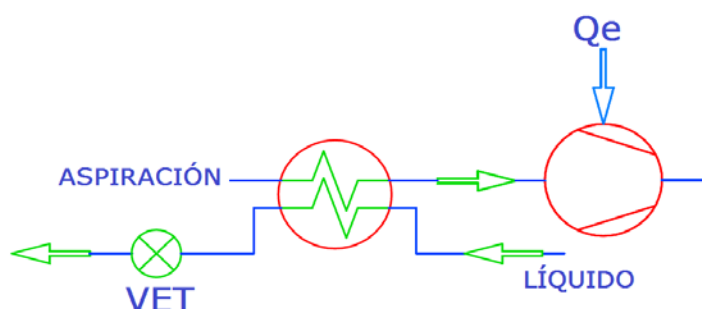


Fig. 2.8 Esquema de principio de un subenfriamiento interno mediante un intercambiador líquido-vapor.

a) Para mejorar el ciclo de refrigeración mediante un incremento del COP, lo cual depende del exponente isentrópico del refrigerante. En función del valor del coeficiente $k = C_p / C_v$ se pueden clasificar los refrigerantes en tres categorías:

Categoría A: Sistemas con compresión casi isentrópica. Con un intercambiador interno (gas-líquido) se aumenta fuertemente el COP y gracias al recalentamiento se eleva más la temperatura de descarga y permite recuperar más calor de la misma. Si el exponente isentrópico k fuera igual a la unidad ($k=1$) tendríamos una transformación isoterma.

Categoría B: Con intercambiador interno aumenta ligeramente el COP y la temperatura de descarga cuando el valor k está comprendido entre 1 y 1.1. ($1 < k < 1,1$).

Categoría C: El efecto del intercambiador de interno es negativo, disminuye el COP (valor $k > 1,1$).

En la Tabla T 2.5 se dan las categorías resultantes dependiendo del valor k .

Refrigerante	R717	R744	R290	R404	R600	R134
Valor k	1,31	1,30	1,13	1,11	1,08	1,10
Categoría	C	C	C	C	B	B

Tabla T.2.5 Categorías resultantes de los refrigerantes en función de los valores k .

b) Para facilitar el retorno de aceite en instalaciones con bajas temperaturas, colocándolo a la salida del evaporador, así se aumenta la temperatura del aceite y su fluidez.

c) Para aumentar la superficie inundada por el refrigerante en fase líquida en los evaporadores de los sistemas de expansión seca.

d) Para evitar, con la consecución de un recalentamiento útil, la entrada (al menos parcialmente) de calor exterior no útil en la tubería. En recorridos largos cabría provocar un recalentamiento que hiciera innecesario el aislamiento de las tuberías. Esta solución requeriría un desrecalentamiento posterior para mantener la temperatura de los gases en la aspiración y en la descarga de los compresores dentro de los límites razonables (marcados por el fabricante).

e) En los sistemas con líneas de líquido largas y con tramos ascendentes, se puede formar vapor al reducirse la presión del líquido por debajo de la presión de saturación. Esto se evitará realizando un subenfriamiento de este tipo, mediante un intercambiador líquido-gas, asegurándose así la alimentación del dispositivo de expansión con líquido exento de vapor, con lo que se garantizaría su buen funcionamiento.

f) Para asegurar el recalentamiento necesario que evite la entrada de vapor sobresaturado o con líquido en los compresores.

CAPITULO 3

3. Estimación de la carga térmica.

El ahorro de energía en una planta de refrigeración no es sólo una cuestión de mejorar y optimizar el sistema frigorífico, puesto que la función de éste es evacuar las entradas de calor que tienen lugar tanto en procesos industriales como en cámaras y otros locales refrigerados. El primer objetivo, una vez planteado el proyecto, deberá enfocarse en reducir las cargas térmicas. .

Ya en anteriores partes de esta guía se insiste en que la potencia frigorífica de cualquier proyecto debe de calcularse con el mayor detalle y ajustada a la posterior realidad. El exceso de potencia, además de aumentar la inversión, significará que los equipos tengan que trabajar a cargas parciales con el consiguiente deterioro de la eficiencia energética.

Por otra parte, la función de los sistemas frigoríficos es la de bombear el calor desde la temperatura de trabajo hasta un nivel de temperatura superior que permita disiparlo, usualmente en el medio ambiente o en otro receptor que pueda absorberlo. En el nivel superior habrá que evacuar la potencia frigorífica entregada más el trabajo de compresión utilizado para elevarlo a dicho nivel. En algunos casos esta energía del lado de alta de las instalaciones se aprovecha en gran medida, por ejemplo para precalentar el agua de calderas u otros servicios con necesidades regulares. Se produce entonces un aprovechamiento integral del frío y del calor, pudiendo darse la circunstancia de que las necesidades de calor a lo largo del año sean las que determinen el régimen de funcionamiento de la instalación e incluso puedan llegar a influir sobre el tamaño de la misma.

Las posibilidades de reducir la carga térmica de las instalaciones son diversas y diferentes en cada caso particular. Desde la elección de las temperaturas de trabajos, consideraciones en la construcción de los almacenes frigoríficos, espesores de aislamiento, desplazamiento horario de cargas, etc. En los puntos siguientes se dan algunas sugerencias de cómo reducir las cargas térmicas de las instalaciones.

3.1 Formas de reducir la carga y puntas térmicas.

Como se ha dicho anteriormente, dependerá de la aplicación, es decir, si se atiende un proceso industrial, unos locales refrigerados, enfriamiento o congelación de productos alimentarios, instalaciones de ocio, etc.

En el primer caso las necesidades frigoríficas quedan determinadas por los parámetros del proceso y el instalador sólo puede colaborar destacando la repercusión que las demandas del usuario tienen en la inversión y el consumo energético. Su información tendrá el propósito de remarcarla conveniencia y ventajas que aporta, por ejemplo, el ajustar los márgenes de seguridad sobre los cálculos térmicos a niveles razonables, el hacer un programa a medio /largo plazo de las cargas de trabajo para evitar en lo posible que la instalación funcione muchas horas a cargas parciales con bajos COP, etc.

En términos generales, el instalador frigorista puede ofrecer al cliente su experiencia con el fin de ayudarlo a encontrar métodos para reducir las cargas puesto que ello conlleva una disminución de la dimensión del equipo frigorífico, hecho que a la larga será beneficioso para ambos. Esto puede lograrse de varias formas, algunas de las cuales se exponen a continuación.

3.1.1 Añadiendo algún equipo de apoyo al circuito frigorífico.

Un ejemplo clásico para reducir las puntas térmicas lo encontramos en industrias con consumos muy irregulares de agua fría próxima a los cero grados, como se da con frecuencia en la industria láctea y, en algunos países, en el sector del acondicionamiento de aire. En estas aplicaciones, sobre todo en la industria láctea, sigue siendo usual acumular grandes cantidades de hielo para ir fundiéndolo y utilizándolo a temperaturas del orden de 0,5 hasta +1°C según demande el proceso. La idea fundamental es regular los desfases entre el variable consumo de energía frigorífica y su producción con dos finalidades:

a) aprovechar mejor la potencia instalada, de manera que se pueda atender el consumo diario con una instalación más pequeña y

b) aprovechar en la medida de lo posible, tarifas eléctricas reducidas.

El sistema tradicional es, desde hace muchos años, generar hielo de manera constante en un serpentín de tubos o placas con temperaturas de evaporación desde los -5 hasta los -10°C, almacenándolo en el propio serpentín ubicado en un depósito y fundiéndolo cuando la carga térmica lo requiera, según las variables exigencias horarias de los consumidores.

La situación real es que por una parte, en la mayoría de los casos, hay un consumo básico regular durante todo el día y por otro lado la generación de hielo es más costosa energéticamente, al tener que trabajar con temperaturas de evaporación inferiores en 6-7 K a las necesarias para producir agua helada directamente, salvo cuando las horas de generación de hielo coincidan con horas nocturnas y se pueda trabajar con temperaturas de condensación inferiores a las nominales. Aunque esta circunstancia se puede aprovechar igualmente en la producción de agua helada.

Por otra parte, se debe tener en cuenta que el descenso de la presión de aspiración necesario para la acumulación de hielo disminuye sensiblemente la capacidad de los compresores, siempre que se mantenga invariable la presión de condensación.

La mejor solución en este caso se conseguirá añadiendo al sistema un enfriador para producir agua helada. El equipo deberá estar dimensionado, como máximo, para la carga básica existente durante las 24 horas del día y solo se deberá acumular el hielo necesario para compensar el resto de cargas térmicas que oscilarán por encima de aquella. Este supuesto no reducirá la carga térmica, pero elevará parcialmente el nivel medio de evaporación pues parte de la potencia frigorífica se utilizará para enfriar agua con el resultado de ahorro energético.

Esta enfriadora adicional funcionará permanentemente en los periodos de mayor consumo y con ello se preenfriará el agua de retorno antes de entrar en el tanque acumulador hasta la temperatura mínima que sea capaz de alcanzar la enfriadora; de esta forma, una parte de la energía frigorífica se produce a temperaturas superiores.

En el apartado 7.3.4 se proporciona más información sobre los sistemas de acumulación de energía en forma de hielo. En la Fig.3.1 se puede observar un esquema de este tipo.

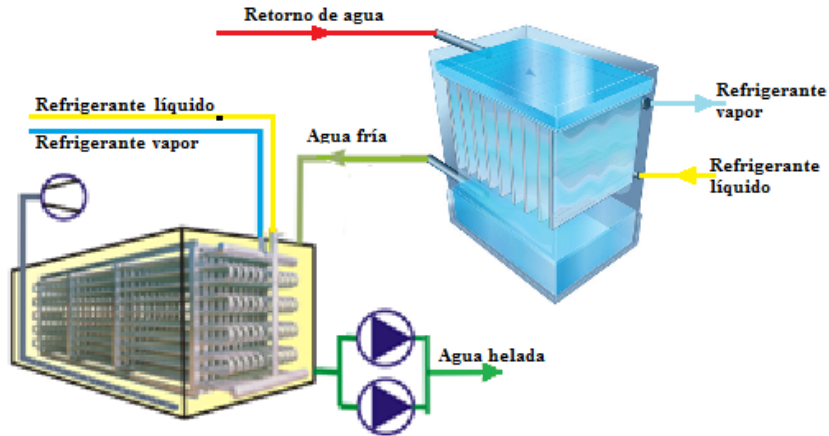


Fig.3.1 Preenfriamiento del agua con enfriador de película descendente en sistema de generación de hielo.

3.1.2 Aprovechando el calor residual del aire de extracción.

Otra posibilidad de reducir la carga térmica es el uso de recuperadores de calor en locales refrigerados para procesos de producción, salas de despiece en la industria cárnica, etc. Con equipos como bombas de calor, intercambiadores, ruedas giratorias o similares, se puede aprovechar parte de la entalpía del aire de extracción para enfriar el aire de renovación. Por ejemplo, en épocas cálidas, haciendo condensar el refrigerante, existente en un circuito cerrado y hermético, en un intercambiador colocado en la corriente de salida del aire expulsado y evaporándolo en otro intercambiador ubicado en el conducto de entrada del aire exterior de renovación, el cual será enfriado desde la temperatura exterior hasta la que permita la temperatura del aire extraído. En la Fig.3.2 se representa esquemáticamente este equipo.

Esta solución puede emplearse también con fluidos secundarios en sustitución del refrigerante, con la ventaja de poder trabajar con presiones de diseño más bajas en los intercambiadores, aunque con el inconveniente de requerir una bomba para la circulación del fluido secundario con su correspondiente consumo de energía.

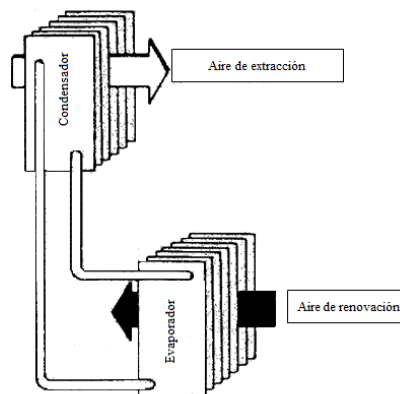


Fig. 3.2 Recuperación de calor residual mediante dos intercambiadores con refrigerante o fluido secundario.

3.1.3 Recuperando calor residual procedente de líquidos de proceso.

En las cerveceras, el agua no potable utilizada en el enfriamiento del mosto se enfría tradicionalmente a unos 2°C y luego circula por un intercambiador de calor en el cual se rebaja la temperatura del mosto desde los aproximadamente 90°C con los que sale de la caldera hasta la de su fermentación. Si esta última temperatura es de unos 13 a 15°C, se puede trabajar con agua a temperatura algo más elevada, por ejemplo a +5°C, con lo que se obtendrá un ahorro de energía que puede compensar la mayor inversión para el intercambiador mosto-agua y conseguir beneficios económicos una vez transcurrido el periodo de amortización, probablemente bastante cortos.

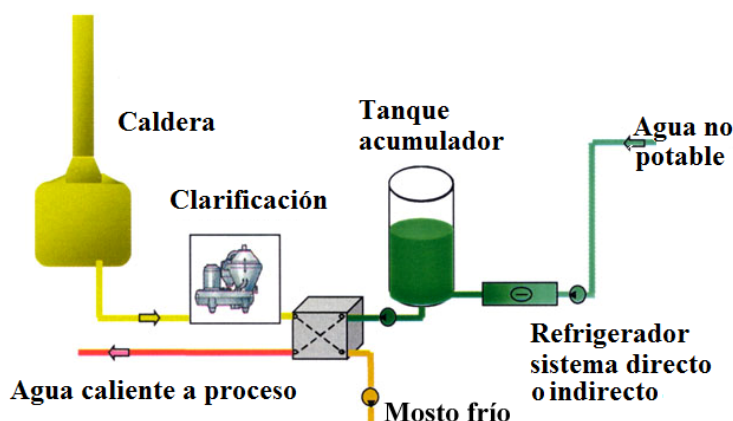


Fig. 3.3 Enfriamiento de mosto en una cervecería con agua fría no potable y acumulador para regular producción-consumo.

3.1.4 Desplazando parte de las cargas térmicas a horas de tarifa baja.

Aparentemente este solo hecho no ahorra energía, pues lo único que se hace es reducir el tiempo de trabajo de los compresores en horario de tarifas eléctricas punta desplazándolo hacia las horas de tarifa de bajo coste. Pero, indirectamente sí que hay un ahorro, pues normalmente las horas de tarifa baja coinciden con los periodos con condiciones climáticas exteriores más favorables y en consecuencia la presión de descarga descenderá bajando con ello el consumo eléctrico de la instalación. No obstante el simple desplazamiento en sí ya permite una significativa y eficaz reducción de costes.

Las técnicas aplicables son:

- Reducir el trabajo en horas punta de la instalación, mediante:
 - Acumulación de frío en los propios productos almacenados
 - Acumulación de frío en el sistema:
 - Con calor sensible
 - Con calor latente

Como ejemplo, en cámaras de producto congelado, se puede trabajar con un sistema de doble consigna, en el que en las horas de baja tarifa eléctrica, la consigna sea inferior. De esta forma puede incluso llegar a conseguirse que la cámara no necesite refrigeración durante el resto del día.

3.1.5 Reduciendo las puntas de carga térmica.

En la figura 3.4 se plantea un esquema para evitar que elevadas temperaturas de entrada del fluido a la planta enfriadora, al inicio de procesos industriales de enfriamiento por lotes, determinen el tamaño del compresor.

Para ello se puede colocar una válvula de tres vías a la entrada del fluido a enfriar (véase Fig.3.4), controlada por un regulador en función de la temperatura de salida del mismo. Con éste procedimiento se alarga el tiempo de preenfriamiento, pero se pueden usar equipos mejor adaptados a la evolución del proceso, evitando un sobredimensionamiento de estos o que trabajen en condiciones desfavorables desde el punto de vista de las presiones de evaporación y condensación.

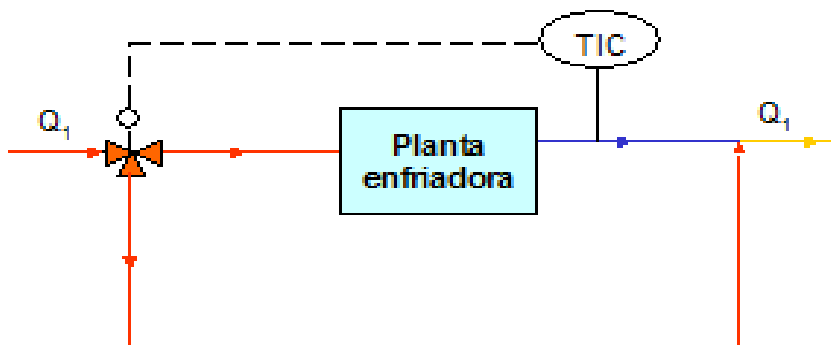


Figura 3.4 Esquema para evitar puntas de carga térmica al comienzo del proceso de enfriamiento de fluidos.

Este efecto también se puede conseguir mediante un control electrónico de la producción frigorífica para limitar el consumo del motor eléctrico de accionamiento, con o sin variadores de frecuencia en compresores, hasta que la temperatura de entrada del fluido alcance los valores de diseño.

3.1.6 Disminuyendo el consumo de las bombas de los sistemas indirectos.

El consumo de las bombas de circulación en sistemas indirectos está comprendido generalmente entre el 2 y el 3% de la potencia nominal absorbida por los compresores del circuito frigorífico y este consumo pasa en su totalidad a elevar la potencia necesaria en el equipo frigorífico. Estas cifras pueden incrementarse notablemente si el sistema trabaja la mayor parte del tiempo parcializado y las bombas a caudal fijo.

El uso de bombas accionadas mediante variadores de frecuencia es en estos casos particularmente ventajoso, pues su caudal se reduce proporcionalmente a su velocidad, mientras que el consumo lo hace al cuadrado de la misma. Los variadores de frecuencia facilitan la adaptación del caudal en circulación a las necesidades de los usuarios de la instalación ahorrando considerables costes de energía.

3.1.7 Utilizando el frío natural ("free cooling").

Con la generalización del empleo de sistemas indirectos, tanto en el sector de baja como en el de alta temperatura, las posibilidades de utilizar el frío natural se han incrementado. Es factible usar el "free cooling" cuando se dispone de un foco frío gratuito, como puede ser el aire exterior, agua de río o de pozo, y que se encuentre en las condiciones de temperatura y cantidades que lo permitan.

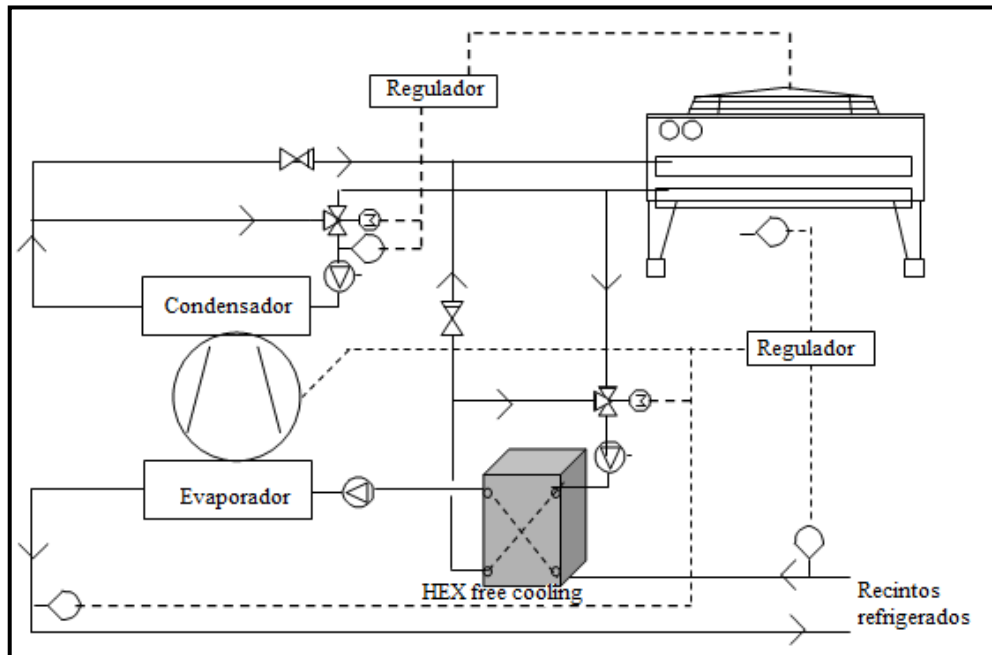


Fig. 3.5 Circuito frigorífico con sistema de aprovechamiento de frío natural ("free cooling") incorporado.

En el esquema de la Fig.3.5 se muestra un ejemplo de free cooling, en un sistema indirecto. La condensación del circuito frigorífico se lleva a cabo con un líquido secundario en circuito cerrado, enfriado a su vez en un aerorefrigerador.

La regulación de la temperatura del líquido secundario de este circuito, tiene lugar a la entrada del condensador mediante una válvula de tres vías combinada con los ventiladores del aerorefrigerador.

Cuando la temperatura del aire exterior desciende por debajo de la temperatura de retorno de los recintos refrigerados, entra en servicio el circuito del "free cooling" con su bomba de recirculación y los ventiladores del aerorefrigerador adaptan su velocidad a la nueva situación.

Con este sistema el circuito del "free cooling" al pre-enfriar el agua de retorno desarrolla una labor de apoyo al circuito de refrigeración, absorbiendo parte de la potencia frigorífica y disipándola en la atmosfera a través del aerorefrigerador. El compresor del ciclo frigorífico reduce su consumo.

En las circunstancias más favorables, cuando las condiciones del aire exterior y de las temperaturas de los locales a acondicionar lo admitan, el sistema del "free cooling" puede aportar el total de la potencia frigorífica requerida. El circuito frigorífico del compresor quedaría fuera de servicio, incluidas su bomba de líquido de condensación.

Conseguir aplicar esta solución es más fácil cuando la temperatura de retorno es alta, por ejemplo, en sistemas de acondicionamiento de aire, locales de procesos refrigerados o almacenes refrigerados para las vegetales. El diseño debe garantizar la temperatura de retorno lo más alta posible, lo que se puede lograr con válvulas de dos vías a la entrada de los servicios y bombas accionadas mediante variador de frecuencia.

3.1.8 Adoptando determinadas medidas en los locales refrigerados.

También en los locales refrigerados y acondicionados es posible llevar a cabo medidas para reducir el nivel de la carga térmica que incide en las instalaciones frigoríficas. Se sugieren a continuación algunas de ellas:

a) Subiendo la temperatura del local.

La temperatura de servicio en almacenes de productos, locales comerciales, salas de trabajo, locales de ocio y oficinas, ofrece un potencial teórico significativo de reducción de la carga térmica de la instalación frigorífica con sus correspondientes ahorros en la inversión y posteriores facturas de la electricidad.

En ocasiones el aumento de la temperatura en uno o dos grados, dentro del rango de la temperatura de conservación del producto o del confort, no tiene consecuencias negativas en la calidad ni caducidad de los productos almacenados, ni en el bienestar de las personas que están dentro, pero su repercusión en los aspectos que se tratan en esta guía son importantes.

b) Controlando las renovaciones intencionadas de aire.

Eligiendo adecuadamente el número de renovaciones necesarias en función de la utilización del local, con la ayuda de tablas publicadas en libros y manuales solventes aplicando luego sistemas de ventilación controlada.

c) Utilizando ventiladores de alta eficacia.

Utilizando ventiladores y motores de alta eficiencia en evaporadores y unidades terminales se reduce la carga térmica del proyecto, pues la totalidad de la potencia absorbida por los motores pasa a engrosar la potencia frigorífica necesaria.

d) Evitando la entrada de calor de desescarche.

Otra posibilidad de minorar la carga térmica en almacenes de temperatura negativa, es evitar la entrada del calor de desescarche al interior de los locales.

Uno de los métodos consiste en el uso de evaporadores tipo "nicho", basados en una envolvente con compuertas para la entrada y salida del aire de retorno y de impulsión respectivamente, fabricada con paneles aislantes dentro de la cual se instalan las baterías de los evaporadores, los ventiladores, y los mecanismos de accionamiento para las compuertas. Durante el periodo de refrigeración las compuertas están abiertas pero durante el desescarche están cerradas, evitando la entrada del aire recalentado en el almacén. Como son equipos normalmente prefabricados y auto-portantes, pueden soportarse sobre estructuras metálicas por fuera de los almacenes o sobre su techo, con las bocas de salida y retorno del aire dentro. Tienen otra ventaja adicional, al no ocupar espacio en el interior del

almacén con el consiguiente aumento de la capacidad de almacenamiento de los productos y ahorro de energía al aprovechar mejor el espacio refrigerado.

Otra forma de evitar esta carga adicional, es considerar sistemas de desescarche "inteligente", en los que se controla el inicio y fin del ciclo, manteniendo su duración en lo estrictamente necesario.

Para ilustrar con más extensión este apartado se desarrolla seguidamente un ejemplo en base a un almacén de productos congelados.

3.2 Cálculos en almacenes frigoríficos.

En este apartado, y como ejemplo de aplicación de parte de las medidas comentadas en puntos anteriores, se considera un almacén público, con planta rectangular, destinado a la conservación de productos congelados.

Todos los datos son ficticios, puesto que no se trata de manejar cifras concretas sino de dar una visión general de los conceptos más significativos que intervienen en el cálculo de su carga térmica y con ello naturalmente en el nivel de la inversión y sus posteriores costes de explotación.

Queda muy patente la importante influencia de los costes que suponen los consumos de energía en el transcurso de la vida útil estimada para la instalación.

3.2.1 Datos del almacén:

- Volumen neto 50.000 m³.
- En principio se prevé implantar un sistema de dos etapas de compresión y dos de expansión. El programa permitirá comprobar la idoneidad de dicha elección.
- Refrigerante NH₃.
- Temperatura de régimen de -22°C.
- Aislamiento:
 - Techo 2 x 130 EPS + plancha 20 mm + cubierta
 - Paredes Panel sándwich con 180 mm PU (aconsejable 180/220).
 - Suelo 2 x 60 mm poliestireno extruido.
 - Paredes y techo, a pesar de ser exteriores están protegidas de la radiación solar, mediante paneles y cubierta.
 - Suelo calefactado por medio de un circuito de agua glicolada calentada en recuperador de calor de condensación, con lo que no se requiere un consumo de energía adicional.
- Entrada de mercancías: 1.000 Tm diarias, de productos varios a -17°C
- Puertas
 - Una puerta de 4 x 3 m, sin protección contra el paso de aire al abrirlas y cerrarlas para la carga y descarga de mercancías.
- Alumbrado
- Intensidad prevista 250 lux y una eficacia de 40 lux/W.
 - Permanecerá encendido durante la jornada laboral de 16 h.

Notas:

- Temperatura de régimen.

En general, variar la temperatura de servicio en +/- 1 K, puede suponer un incremento/disminución de entre un 2,5 y un 4 % en el consumo energético específico, en instalaciones de R717 (según temperatura de evaporación). El consumo energético específico, en kWh anuales por m³ de almacén, aumenta/disminuye considerablemente al reducirse/aumentarse la dimensión del almacén. La relación puede oscilar desde 130/ 160 kWh/m³ año en el caso de almacenes medianos (unos 10.000 /5000 m³) hasta 50/60 kWh/m³ año, en los superiores a unos 100.000 m³.

Estas cifras se basan en frigoríficos de alquiler, polivalentes, con servicio de congelación de capacidad media para el tamaño elegido, con tres turnos de trabajo, en zona climática equivalente a franja norte de España y en las mismas está comprendido el consumo total del almacén frigorífico, incluidas dependencias y servicios (oficinas, antecámaras, túneles, etc.).

- Movimiento de mercancías.

El movimiento de mercancías tiene una considerable importancia en el consumo anual del frigorífico. De ahí la necesidad de estimarlo con la mayor exactitud posible y de tomar medidas para reducir al mínimo posible las infiltraciones de aire, durante las maniobras de entrada y salida de productos, colocando cortinas de lamas, cortinas de aire, puertas de cierre rápido, antecámaras refrigeradas, etc.

- Carretillas.

Para llevar a cabo la entrada de mercancías se usarán carretillas con 1 Tm de capacidad, lo que representará 2.000 aperturas de puertas al día. Para ello se dispondrá de 20 carretillas en funcionamiento permanentemente, habiéndose estimado un tiempo promedio de permanencia en cámara de 8 minutos por operación, lo que arroja una permanencia de 6,7 h por carretilla y día.

- Condiciones ambientales.

Para el cálculo de pérdidas por aberturas de puertas se ha considerado una sola puerta de 4 x 3 m y unas condiciones exteriores de 25°C y 75% HR, sin ninguna protección para evitar la entrada de aire caliente y húmedo del exterior.

3.2.2 Cargas térmicas y consumos.

En la Fig. 3.6 se representan varios perfiles típicos en este tipo de construcciones.

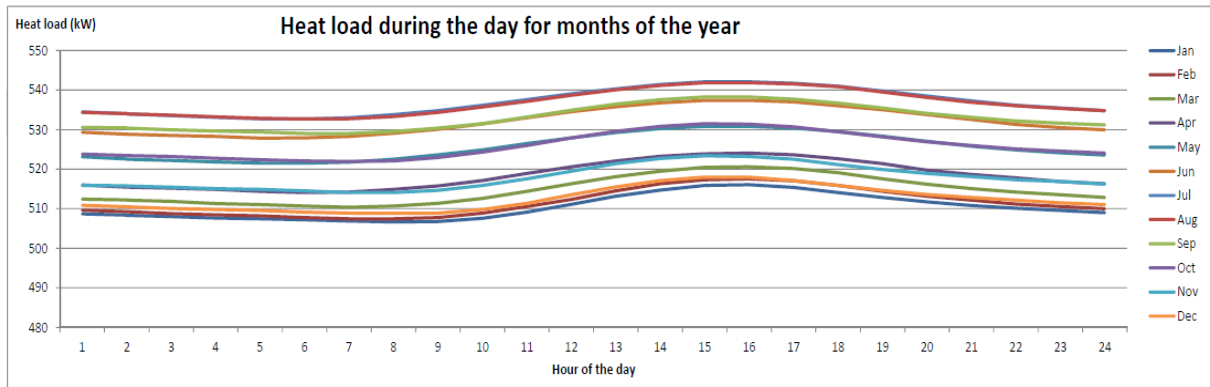
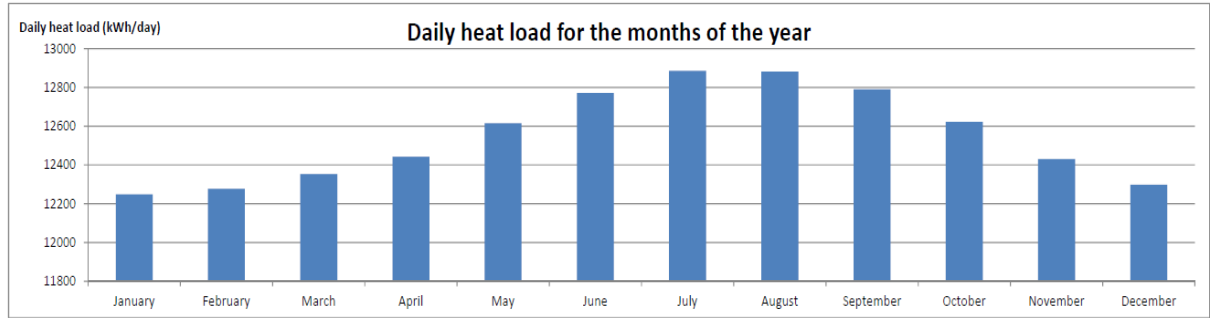
- a) Perfil de cargas térmicas mensuales.
- b) Perfil de carga térmica diaria según el mes del año.
- c) Perfil de consumo eléctrico mensual
- d) Perfil de la potencia eléctrica diaria según el mes del año.

Estos perfiles se han realizados en todos los casos con la ayuda del programa

“Complex_model_v1” descargado de la web <http://www.khlim-inet.be/drupalice>.

Con el referido programa también se puede comprobar que para la temperatura de evaporación de -28°C prevista (temperatura del almacén a -22 C), efectuar una compresión en dos etapas con refrigerador intermedio abierto o hacerlo con una etapa y economizador solo se consigue una mejora en el COP de la instalación a favor de la doble etapa un 4,5 %, por lo que el coste de la instalación de doble etapa (booster) seguramente no quedará justificado por su mayor coste de inversión. De ser así, lo que dependerá principalmente del periodo de vida útil para la que se hagan los cálculos económicos, se deberá optar por una compresión en una etapa y economizador utilizando compresores de tornillo.

	January	February	March	April	May	June	July	August	September	October	November	December	Total Year
Daily heat load (kWh/24hr)	12249	12277	12353	12442	12615	12771	12885	12881	12790	12621	12429	12299	4582 (MWh/yr)



	January	February	March	April	May	June	July	August	September	October	November	December	Total Year
Daily electrical consumption (kWh/24hr)	7333	7411	7578	7781	8147	8589	8967	8979	8734	8263	7740	7428	2950 (MWh/yr)

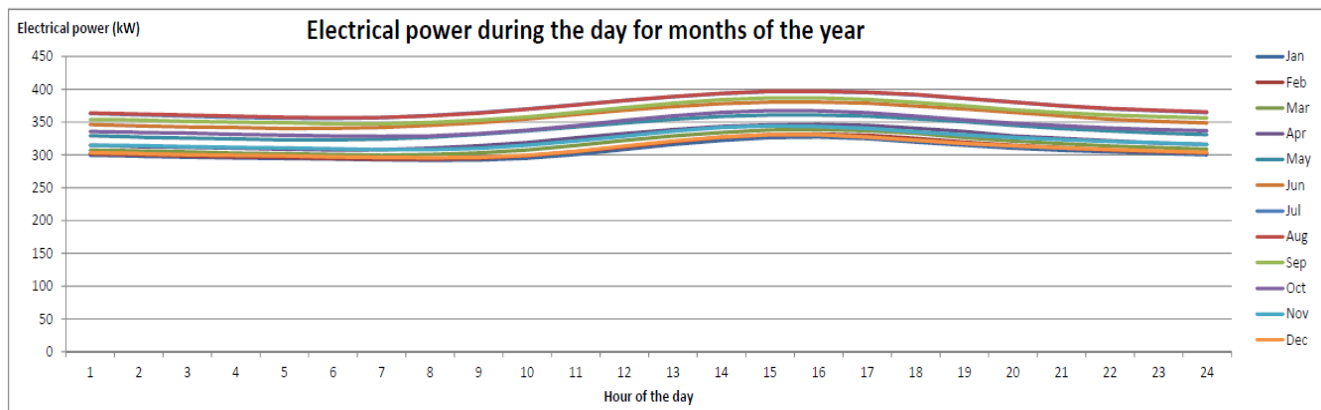
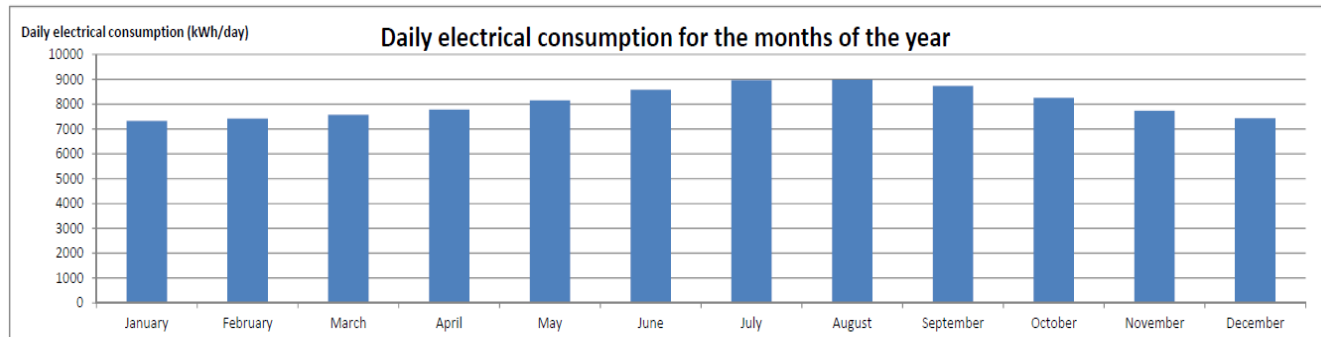


Fig. 3.6 Perfiles de cargas térmicas y consumos en un almacén frigorífico.

3.2.3 Medidas sugeridas para reducir el consumo.

3.2.3.1 Transmisión.

Las pérdidas por transmisión se reducen naturalmente aumentando el espesor del aislamiento, pero lo suyo es calcular el espesor óptimo, que es aquel que minimiza el coste total de la instalación teniendo en cuenta el periodo de explotación establecido para el almacén (vida útil de la instalación).

Para ello se deberá comparar costes con beneficios. Por una parte estará el aumento de los costes al incrementar el espesor del aislamiento y por la otra el ahorro en los menores costes de la instalación frigorífica al disminuir la potencia instalada requerida, como consecuencia del nuevo aislamiento y además el ahorro en el consumo de energía que se obtiene por este mismo motivo durante la vida útil de la planta, si el ahorro es superior al aumento de los gastos estará justificada la inversión en mayor espesor de aislamiento.

En primer lugar es necesario conocer la relación existente entre la variación de costes y el incremento del espesor del aislamiento:

$$l_o = \frac{c_2 - c_1}{e_2 - e_1} \quad [12]$$

A continuación se calcula el coste del consumo energético que tendremos en función del espesor elegido, como este coste tiene lugar cada año, habrá que calcular el valor actual neto del gasto durante los "n" años de vida de la instalación, con una inflación del coste de la energía eléctrica i (%) y un coste de "oportunidad" del dinero d (%) que es el equivalente al interés bancario deducidos los impuestos y la inflación. Esto se tiene en cuenta con el llamado Valor Actual Neto (VAN).

$$VAN = \frac{t * (t^n - 1)}{t - 1}, \quad [13]$$

$$\text{Siendo } t = \frac{1 + 0,01 * i}{1 + 0,01 * d} \quad [14]$$

A partir de aquí la formula simplificada que permite determinar el espesor económico es:

$$e = \sqrt{\frac{E * \lambda * Z * VAN * (\theta_e - \theta_i)}{l_o} - \frac{\lambda}{h_e}} \quad [15]$$

Siendo:

e = Espesor aislamiento en m.

E = Coste de la energía en €/kWh.

λ = La conductividad térmica del aislante entre $\theta_e - \theta_i$ en W/ (m · K).

Z = N° de horas de funcionamiento al año, en h.

VAN = Coeficiente VAN.

$\theta_e - \theta_i$ = Diferencia de temperaturas entre el exterior y el interior en K.

l_o = Relación entre la variación del coste e incremento del espesor en €/m².

h_e = Coeficiente de convección exterior en W/ (m² · K)

Para una mayor información consultar la Guía Técnica “Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos” publicada por IDAE (6).

3.2.3.2 Infiltraciones.

En el ejemplo planteado anteriormente, las infiltraciones de aire por la puerta, en su constante apertura y cierre para el movimiento de las mercancías, al no disponer de protección adecuada para aminorarlas, representan una carga térmica del orden de 220 kW en los meses más calurosos (Julio y Agosto de 13 a 16 h). Es pues imprescindible adoptar medidas que limiten en lo racionalmente posible la entrada de aire del exterior y la salida del aire frío. Las consecuencias no solo reducen el nivel de la carga térmica que tendrá que compensar la planta frigorífica, sino que ofrecen además otras relevantes ventajas, entre las que destacan:

- Prevenir la formación de hielo y escarcha en el suelo y paredes de la cámara.
- Eliminar la condensación sobre el producto evitando la formación de mohos y la proliferación bacteriana.
- Reducir la formación de hielo en los evaporadores.
- Reducir el número y duración de los desescarches
- Evitar el uso de mano de obra en operaciones de eliminación del hielo o escarcha en cámara y/o evaporadores.

La protección de las puertas en los almacenes frigoríficos, con el fin de disminuir las pérdidas de energía por la entrada de aire húmedo del exterior, se pueden afrontar con diversos mecanismos. Todos ellos con ventajas e inconvenientes y ninguno perfecto.

A continuación se reproduce un texto sobre el particular del Manual de Refrigeración de ASHRAE (7) el cual se mencionan diversos métodos y se dan valores de su eficiencia.

“Las observaciones que siguen son válidas únicamente para puertas en las que tiene lugar infiltración por intercambio de aire.

Si están bien instaladas y mantenidas las cortinas de lamas y las puertas batientes pueden tener una eficacia superior al 95 %. Dependiendo del nivel de tráfico y mantenimiento de la puerta se puede asumir una eficacia “E”, para propósitos de cálculo, desde el 0,90 a hasta 0,80 e incluso inferiores para servicio en congelados y de 0,95-0,85 para otras aplicaciones.

Exclusas (“Air-lock Systems”) con cortinas de lamas o puertas batientes a su entrada y salida, permiten una efectividad desde 0,95 hasta 0,85 en congelados y del 0,95 hasta por encima del 0,9 en las otras aplicaciones.

Los fabricantes deben proporcionar valores de eficacia y garantías adecuadas de los sistemas que ofrecen y suministran.

Para cualquier dispositivo instalado para proteger las puertas sometidas a corriente de aire en dos sentidos, se multiplica la carga térmica debida a la entrada de aire existente en una puerta sin protección por el valor (1-E), para determinar la entrada previsible de calor por hora.

La eficacia de los dispositivos protectores en las puertas en las que la infiltración se debe a flujo de aire, no se puede establecer con facilidad. Dependiendo de la presión diferencial, su tendencia a variar y la relación de las superficies de entrada y salida, la eficacia de los dispositivos puede ser muy baja”.

La efectividad se define como:

$$E = \left(1 - \frac{G_p}{G_l}\right) * 100 \quad [16]$$

En donde:

E = Efectividad

G_p = Caudal de aire que entra en el recinto con puerta protegida.

G_l = Caudal de aire que entra en el recinto con puerta sin protección (paso libre).

En el Anexo V se presenta, a título informativo, los resultados de pruebas realizadas para hallar el grado de eficiencia de diversos sistemas de protección contra infiltraciones a través de puertas, que figuran en el artículo "Eficacia de los dispositivos de protección de infiltraciones en puertas frigoríficas" (7).

En consecuencia, aplicando alguno de los métodos de protección contra infiltraciones en el ejemplo que se está analizando, se estaría en condiciones de poder reducir la carga térmica en las siguientes magnitudes:

- 1) Independientemente de los resultados de las pruebas indicadas en el artículo mencionado, con una cortina de aire se podría obtener una eficacia del 55 %, lo que significaría reducir la carga debida a infiltraciones, indicada anteriormente, hasta $220 \times 0,45 = 99$ kW.
- 2) Por lo que respecta a las cortinas de lamas la eficacia puede llegar a alcanzar hasta el 65 %, con lo que las infiltraciones se reducirían hasta $220 \times 0,35 = 77$ kW.

Otras observaciones:

- Si la puerta diera a una zona climatizada a $+10^\circ\text{C}$, sin ninguna protección contra infiltraciones, la carga debida a infiltraciones estaría alrededor de los 100 kW. Obviamente si se redujese la temperatura disminuiría la carga.
- Puesto que un porcentaje importante de la carga térmica se debe al contenido de agua en el aire infiltrado y que esta se transformará en hielo, otra posible alternativa consiste en deshidratar el aire mediante una antecámara y el uso de un recuperador entálpico del que se evaporara el agua retenida mediante aportación de calor. Esto no comporta una penalización energética si se utiliza el gas caliente de la instalación frigorífica como fuente de calor, lo que no siempre es posible.

3.2.3.3 Iluminación.

El consumo de energía requerido para el alumbrado de los locales depende de cuatro factores:

- o La altura del recinto.
- o Las necesidades de iluminación en lux, según las tareas a realizar.
- o El tipo de lámparas utilizadas.
- o Los factores de reflexión.

La eficacia de las lámparas generalmente se indica en $\text{W/m}^2 \times 100$ lux. Los fluorescentes antideslumbrantes presentan el consumo más alto ($3,5 \text{ W/m}^2 \times 100$ lux) y las lámparas de sodio de alta presión el más bajo ($1,4 \text{ W/m}^2 \times 100$ lux).

Elegir el sistema de alumbrado correcto es más importante en una cámara de techo alto que en una de techo bajo.

Para poder analizar la solución más adecuada es preciso conocer:

- Número y tipo de lámparas necesarias y su precio.
- Tarifas de energía eléctrica.
- Consumo por punto de luz, incluyendo las pérdidas de los equipos.
- Vida útil de la lámpara.
- Horas de funcionamiento anual de la instalación.
- Financiación y amortización.

En el Anexo IV se han incluido tablas sacadas de la “Guía Técnica de Iluminación Eficiente” (8), en donde aparecen las principales características de las lámparas utilizadas actualmente. Las más usadas en instalaciones frigoríficas son los tubos fluorescentes y las lámparas de sodio a alta presión.

Aparentemente los fluorescentes son más económicos, pero las lámparas de sodio tienen vida media, potencia lumínica y eficiencia superiores. El resultado es que en el caso de las lámparas de sodio es suficiente 1/4 parte de las que se precisan con fluorescentes y su factor de mantenimiento es 1/5 parte del de estas últimas. Se denomina factor de mantenimiento al producto del número de lámparas por las horas de funcionamiento anual y dividido por su tiempo de vida.

La intensidad requerida para distintas aplicaciones puede consultarse también en la mencionada Guía. Para cámaras con poco movimiento puede estimarse una intensidad de 75 a 100 lux y cuando los productos almacenados son recogidos mediante toros, se precisan de 250 a 300 lux para asegurar que el personal pueda ver fácilmente las etiquetas.

3.2.3.4 Desescarche.

De los diferentes procedimientos que pueden usarse para desescarchar los evaporadores, el de gas caliente es el más ventajoso desde el punto de vista energético. Aunque si bien no supone ningún incremento relevante en el consumo eléctrico de la instalación, si hay que tener en cuenta, que este tipo de desescarche afecta al cálculo de la carga térmica del frigorífico, pues parte del calor necesario para fundir la escarcha pasara al interior del local. Por otra parte éste sistema tiene una eficacia del 0,45 (en el desescarche eléctrico es del 0,40aproximadamente). Esto significa que el calor de fusión de la escarcha hay que dividirlo entre 0,45 y este será el valor que pase a incrementar la carga térmica del almacén.

En instalaciones a partir de cierto tamaño pueden tomarse medidas para rebajar el calor de desescarche con gas caliente, usando por ejemplo evaporadores con compuertas que cierran automáticamente al parar ventiladores o del tipo nicho (véase apartado 3.1.8).

3.2.3.5 Distribución de los consumos de energía.

En las Fig. 3.7 y 3.8 se representan resultados de un estudio realizado por Kyle A. Manske (9) donde se puede apreciar la distribución de consumos en un frigorífico.

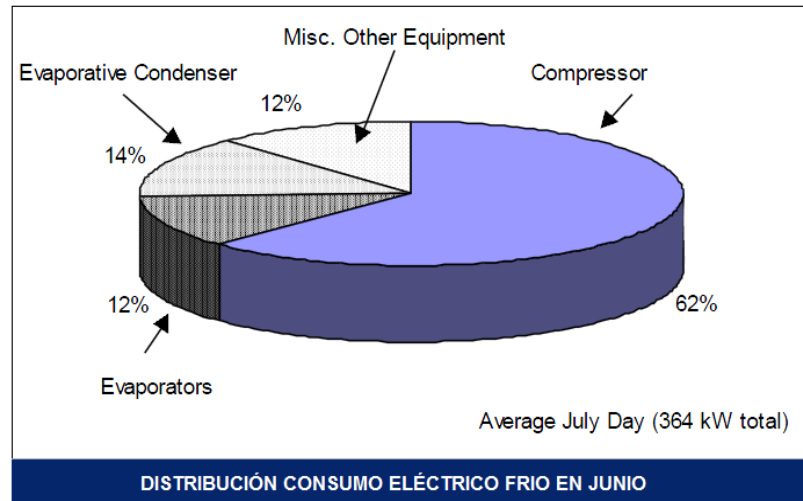


Fig. 3.7 Distribución del consumo eléctrico en un frigorífico en un mes caluroso (junio).

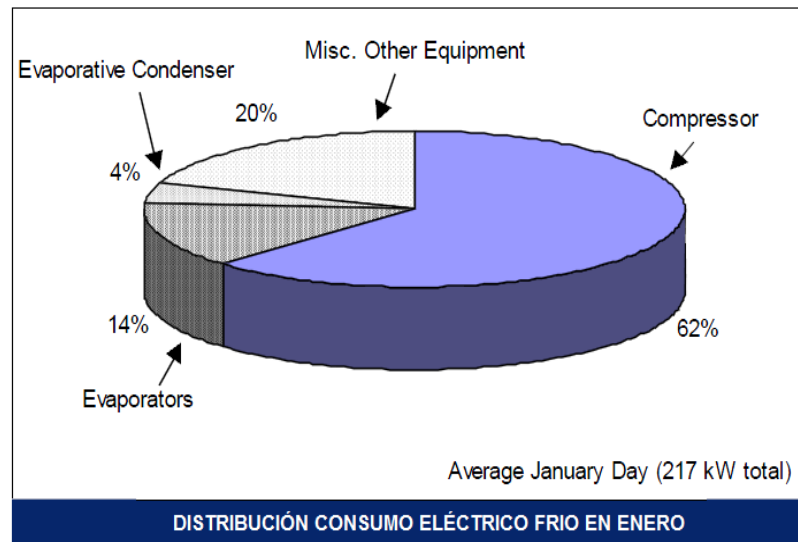


Fig. 3.8 Distribución del consumo eléctrico en un frigorífico en un mes frío (enero).

Si bien el compresor mantiene el mismo porcentaje, los consumos totales y el consumo debido al condensador evaporativo, difieren bastante entre verano e invierno.

I. Conclusión

De todo lo expuesto anteriormente, se deduce en que aspectos se tienen que centrar los esfuerzos para hacer los frigoríficos más rentables:

- En el tamaño del almacén.
- Las pérdidas por transmisión.
- El control de las infiltraciones.
- La eficacia de la instalación frigorífica.
- La necesaria temperatura de servicio. Elegir justo la temperatura que requiere la mercancía a almacenar. Pero no más baja.

CAPITULO 4

4. Elección del tipo de refrigerante y del sistema frigorífico.

Al elegir un sistema de refrigeración, desde el punto de vista energético, una vez racionalmente definidas sus condiciones de trabajo y su capacidad frigorífica, se deben sopesar diversos aspectos, de entre los cuales se destacan.

- 1) Tipo de refrigerante.
- 2) Sistema de alimentación de los evaporadores: expansión seca/inundado.
- 3) Sistemas directos, indirectos.
- 4) Etapas de compresión: una etapa, economizador, doble etapa, o cascada.
- 5) Tipos de economizadores.
- 6) Métodos de condensación: aire, agua, evaporativos.
- 7) Alternativas al sistema de compresión.

4.1 Tipo de refrigerante.

Una de las decisiones fundamentales, en la actualidad, a la hora de proyectar las instalaciones frigoríficas es la elección del tipo de refrigerante a utilizar, habida cuenta de la inestabilidad en tendencias y marcos de aplicación derivados de los continuos cambios de la legislación medioambiental. El grupo de los denominados refrigerantes naturales es el que ofrece más estabilidad y seguridad a medio/largo plazo.

Habrá que tener en cuenta, por lo tanto, en primer lugar las reglamentaciones que limitan el uso de los diferentes refrigerantes (últimamente sujetas a constantes y en parte inesperados cambios, especialmente los refrigerantes de efecto invernadero), el rango de utilización derivado de sus propiedades físicas, así como las condiciones establecidas por el R.D.138/2011 (RSIF) en función de la categoría de los locales (ITC IF-04 y su Apéndice 1 Tabla A del citado RSIF) antes de proceder a una estimación del COP de los refrigerantes que parezcan aplicables.

Para hacer esta estimación existen en el mercado programas que pueden facilitar la comparación, algunos preparados por los propios fabricantes de los refrigerantes y otros procedentes de instituciones destacadas en los campos de la investigación y formación, entre los cuales mencionamos muy especialmente el CoolPack (10) y el Pack Calculation II (11).

El diagrama de barras representado en la Fig. 4.1 ofrece una comparación muy ilustrativa de los COP, en el eje del compresor, para dos tipos de compresores, algunos de los refrigerantes más utilizados, en relación con el R-22. Se puede apreciar el porcentaje de mejora o pérdida de COP respecto del R-22.

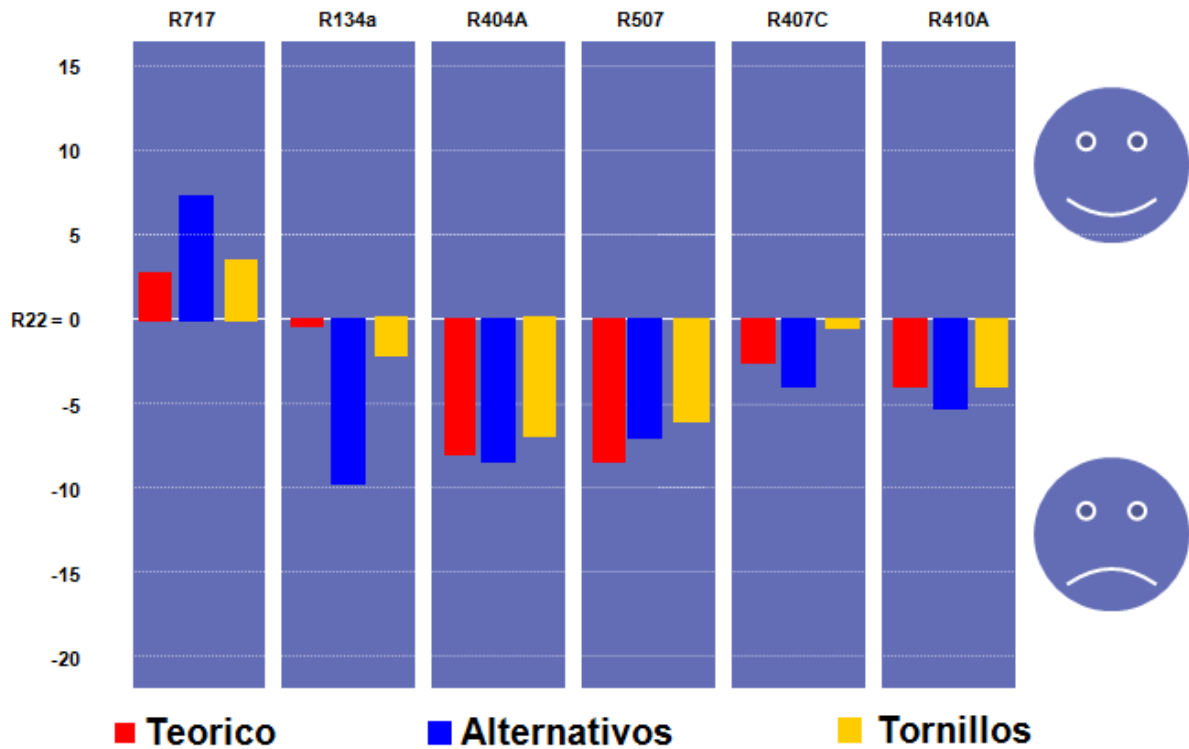


Fig. 4.1 Comparación de los COP teórico-práctico (COP_{TTC}) y el termodinámico real (COP_{TRC}) de varios refrigerantes, con dos tipos de compresores.

Las condiciones de servicio del diagrama de la Fig.4.1 son de 0°C en la aspiración y 35°C en la condensación sin ningún recalentamiento, con 2 K de subenfriamiento y sin pérdidas de presión en las líneas de aspiración y descarga. El COP Teórico se ha determinado en base a las características propias de cada refrigerante, considerando una compresión isentrópica, el real a partir de compresores existentes en el mercado.

4.2 Sistemas de expansión: seca o inundada.

La decisión entre estos sistemas no suele plantear muchas dudas.

El de expansión seca se emplea casi en exclusiva en instalaciones pequeñas y medianas de frío industrial y comercial, así como en la mayoría de los equipos destinados al acondicionamiento de aire, trabajando con refrigerantes halogenados, hidrocarburos y recientemente en instalaciones en cascada con dos refrigerantes, por ejemplo con el CO₂ en el sector de baja y algún halogenado en el escalón de alta.

Sus principales ventajas son el menor coste de la inversión y la menor carga de refrigerante con repercusión negativa en el medio ambiente. Dado el extenso periodo de tiempo durante el cual se han venido realizando este tipo de instalaciones, actualmente se tiene una amplia experiencia tanto en la realización como en el mantenimiento de las instalaciones.

El NH₃ con expansión seca se emplea en pocas aplicaciones. Los principales motivos son:

- El recalentamiento estático mínimo que requieren las válvulas de expansión termostáticas, pues principalmente a bajas temperaturas supera el DT1 usual de diseño en los evaporadores con amoníaco, dificultando la apertura total de las mismas.
- La lentitud de la respuesta que presentan estas válvulas termostáticas convencionales, de funcionamiento mecánico.
- La falta de solubilidad entre aceite y refrigerante.

- El reducido caudal másico del amoniaco.

La aparición en el mercado de válvulas de expansión electrónica, que no requieren recalentamiento estático y que pueden trabajar de manera rápida y fiable, unida al uso de aceites basados en poliglicoles, abre nuevas posibilidades al NH_3 .

Los sistemas inundados tienen más aplicación en instalaciones grandes de frío industrial y comercial con el refrigerante amoniaco, aunque también se emplean con refrigerantes halogenados azeotrópicos o cuasiazeotrópicos (es decir con un deslizamiento prácticamente despreciable). Las mezclas zeotrópicas, con mayores deslizamientos, pueden plantear problemas de funcionamiento.

Los costes de las instalaciones con refrigerantes halogenados y sistemas inundados suelen ser mayores comparados con los de expansión seca, pero los sistemas inundados con el NH_3 son la solución más sencilla y fiable. La eficacia de los sistemas inundados es superior a los de expansión seca y se aprovechan mejor los intercambiadores- evaporadores al trabajar sin recalentamiento. La inundación puede hacerse con bombeo del refrigerante cuando los usuarios de frío son varios o por gravedad cuando son pocos, por ejemplo hasta tres. El método de alimentación por gravedad a cada evaporador por separado en instalaciones con muchos evaporadores-enfriadores de aire en cámaras o similar, básicamente con NH_3 , también es viable, aunque en los últimos años muy poco utilizado por su mayor coste de inversión.

4.3 Sistemas directos o indirectos.

Los sistemas directos tienen las ventajas de requerir menores costes de inversión y ofrecer en general mejor eficiencia, debido a que la aspiración de los compresores tiene lugar a presiones algo más elevadas, al menos cuando se utilizan válvulas de expansión electrónicas al reducirse considerablemente el recalentamiento mínimo necesario en la aspiración. Sus inconvenientes son la elevada carga de refrigerante y la dificultad del control de fugas cuando son circuitos muy extensos y, en este último caso, posibles dificultades en el retorno del aceite.

El refrigerante NH_3 en expansión seca, como ya se indica en el apartado 4.2 se aplica en contadas ocasiones, por ejemplo en unidades compactas para enfriar fluidos secundarios. Pero también entra, dentro de las posibles tendencias a corto plazo, su empleo en circuitos más extensos con regulación por válvulas electrónicas y aceite PAG.

Los sistemas indirectos solucionan en gran medida el inconveniente de las altas cargas de refrigerante en los componentes de las instalaciones frigoríficas, incluidas sus redes de tuberías, pues las limitan considerablemente y permiten además confinarlas en salas de máquinas o en lugares muy concretos de fácil acceso. A partir de estos lugares la potencia frigorífica se transmite a los diferentes servicios o consumidores con ayuda de un fluido secundario, con lo que la construcción y el control de las instalaciones son más sencillos que cuando se tiene que recircular refrigerante. Su principal inconveniente es, en teoría, que consumen algo más de energía que los sistemas directos, pues para obtener una temperatura de evaporación media equivalente a la de estos últimos, es necesario evaporar más bajo.

Esto repercute sobre el consumo directo del compresor y en los costes de inversión al requerirse compresores mayores y más espesor de aislamiento en el sistema.

Además hay que añadir al superior consumo del sistema frigorífico el de las bombas del circuito secundario. Sin embargo estos incrementos del consumo de energía se pueden llegar a compensar de diferentes formas:

- Con el empleo de refrigerantes más eficientes, como el R-717 en lugar de refrigerantes halogenados en instalaciones de supermercados.

- Con el uso de fluidos secundarios permite obtener un diferencial de temperatura menor entre el fluido dentro del enfriador y el aire ambiente, permitiendo una HR más elevada y generando menos escarcha facilitan un control más estable, con menores oscilaciones y por ello en algunas aplicaciones, por ejemplo en los almacenes de refrigerados, se pueden ajustar las temperaturas de consigna algo superiores, sin afectar a la calidad ni a los tiempos de conservación de los productos.

- Instalando bombas en los circuitos secundarios con variadores de frecuencia para adaptar los caudales a las demandas de los enfriadores de aire o resto de usuarios del frío.

- Empleando evaporadores-enfriadores del fluido secundario de placas, con lo que se puede reducir considerablemente el diferencial de temperatura en el intercambio. Por ejemplo con salida del secundario de solo 1 o 2 K por encima de la temperatura de evaporación a la salida del intercambiador, con una inversión razonable en este último.

- Empleando fluidos con cambio de fase en los circuitos secundarios, principalmente, de momento el CO₂.

Con todas o parte de estas medidas no es difícil conseguir en muchas aplicaciones una equivalencia de consumos anuales de energía entre los sistemas directos e indirectos. Incluso pueden ser menores en los indirectos, si las instalaciones funcionan de manera constante durante todo el año.

En la figura Fig.4.2 se representa una comparación de un sistema directo con R-404 A con otro indirecto con NH₃ (R-717). Como base de comparación se ha utilizado el R-22 en expansión directa. Se puede apreciar que, tomando las medidas oportunas dentro de las mencionadas anteriormente, se consiguen resultados de COP muy atractivos, por lo que antes de decidir cuál de los sistemas es más ventajoso desde el punto de vista energético, tiene que hacerse un estudio comparativo completo.

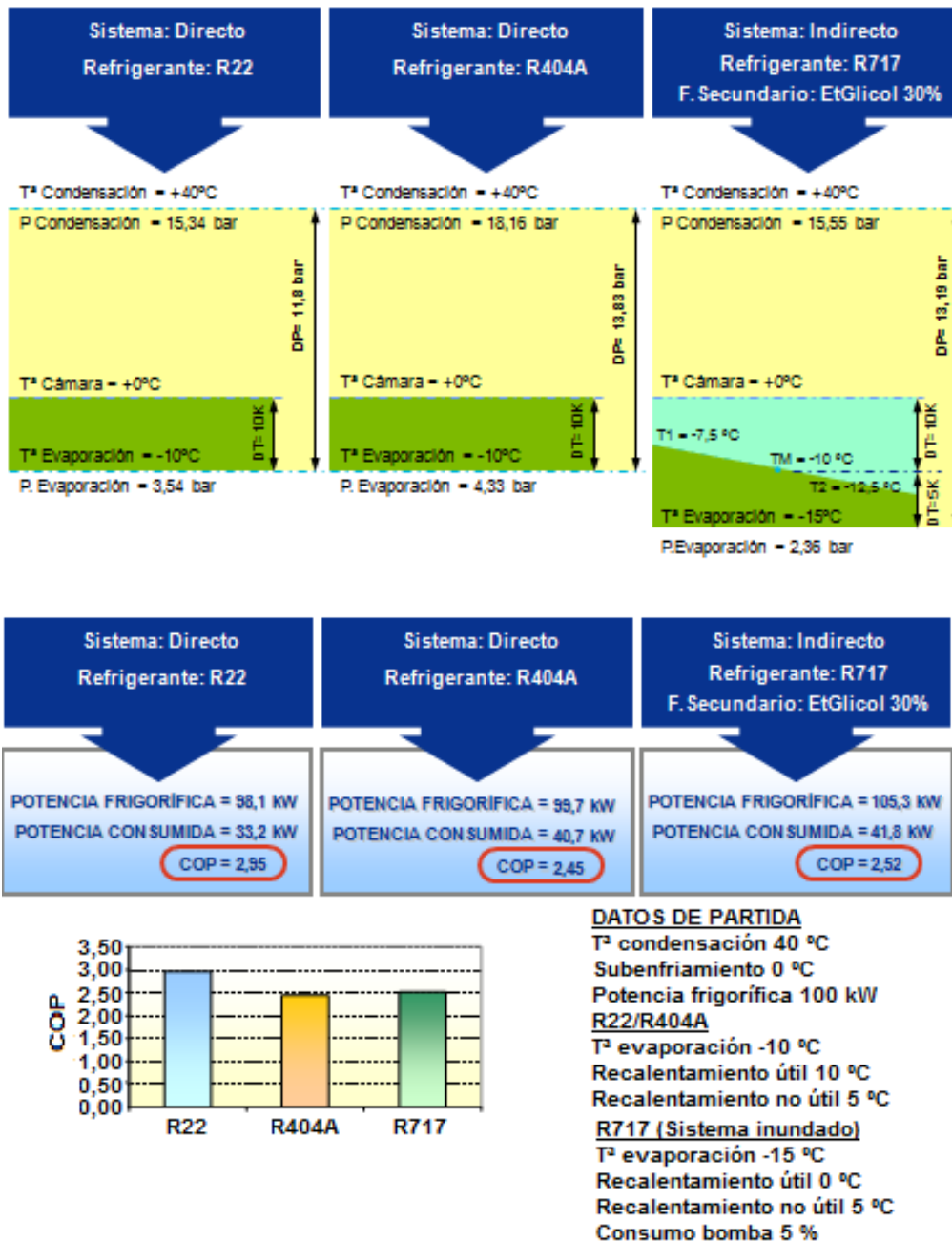


Fig. 4.2 Comparación de valores COP de tres instalaciones de compresión simple con sistemas directos e indirectos.

En los sistemas indirectos la introducción del CO₂ como fluido secundario con cambio de fase se ha convertido en una solución de gran utilidad en instalaciones de tamaño mediano y grande.

Debido a sus propiedades en las fases de líquido y gas, al ser un refrigerante de los clasificados como naturales, tener un razonable coste, poseer excelentes características en cuanto a la transmisión de calor y su bajo consumo de energía en el bombeo comparado con los demás fluidos secundarios ha experimentado un fuerte impulso en su utilización en nuevas instalaciones y modificaciones de instalaciones existentes. Una vez que el sector de la refrigeración ha adquirido experiencia con su uso, teniendo existencia en el mercado de todo

tipo de equipos y componentes diseñados para la utilización de éste refrigerante, y que los instaladores han ampliado el campo de sus aplicaciones, los resultados lo están confirmando como una alternativa muy válida y bastante divulgada en estos sistemas indirectos.

El consumo de energía de bombeo en los circuitos secundarios se puede reducir desde el 2-3 % de la potencia absorbida nominal de los compresores del circuito frigorífico con fluidos tradicionales, hasta valores próximos al 1 % con el CO₂.

En reconversiones llevadas a cabo en supermercados, se ha comprobado que debido a los excelentes coeficientes de transmisión de calor del CO₂, superiores a los de muchos de los refrigerantes más comunes, permite subir las temperaturas de evaporación en muchos casos por encima de las que necesitaban los refrigerantes sustituidos. Esta realidad constituye una ventaja adicional en las nuevas instalaciones.

Por otra parte al sobre alimentar los evaporadores se consigue casi la misma temperatura en toda la batería, con distribución más uniforme y menor cantidad de escarcha.

En la Fig. 4.3 se puede contemplar el esquema básico de este sistema indirecto con CO₂ como fluido secundario.

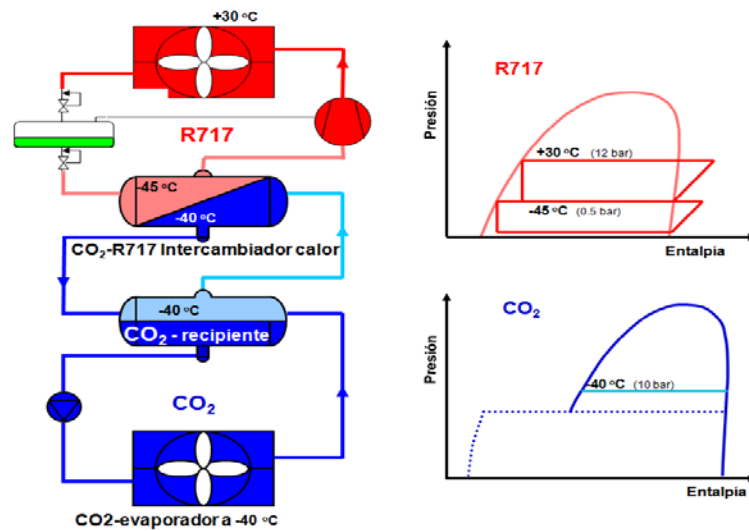


Fig.4.3 Esquema de una instalación con NH₃ como refrigerante y CO₂ como fluido secundario.

En la tabla T.4.1 se expone otra comparación de los valores COP entre tres sistemas directos con uno indirecto NH₃/CO₂, con temperaturas de evaporación y condensación de -8°C y +25°C. Se observa como el R 717 destaca sobre los demás. Con el indirecto R-717/CO₂ en segundo lugar, por encima de los directos con R-404 A y R-22.

Sistema	-8°C / +25°C
R404A	4,56
R-22	4,64
Amoniaco	5,44
Amoniaco / CO ₂	4,90

Tabla T.4.1 Comparación de valores COP entre diferentes refrigerantes y sistemas.

Además de los puntos mencionados y tal y como se indica en apartados anteriores, cabe recordar la posibilidad de acumulación de energía que aporta el uso de sistemas de refrigeración indirecta, lo que repercutirá en el consumo y tamaño de la instalación.

4.4 Etapas de compresión.

En las instalaciones que requieren temperaturas de aspiración muy bajas para poder atender los servicios de temperaturas negativas, a la hora de seleccionar los compresores y las etapas de compresión nos encontramos con los siguientes problemas al aumentar la relación de compresión (véase Fig. 4.4):

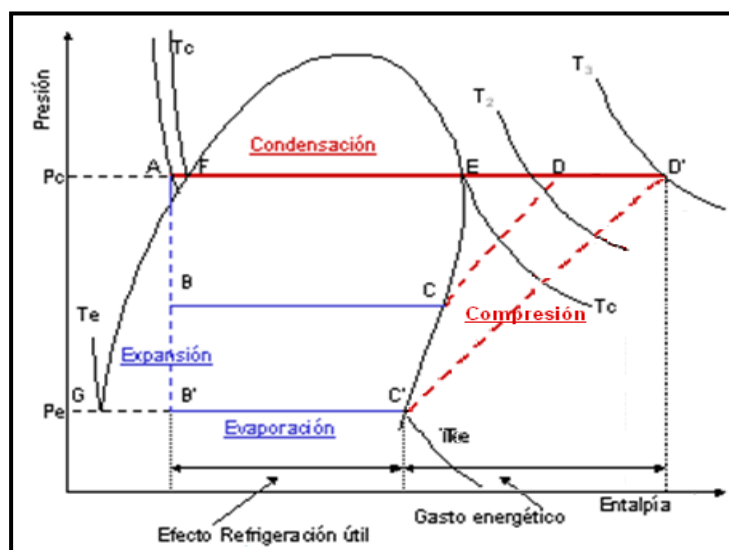


Fig. 4.4 Representación en el diagrama de Mollier de la influencia de la temperatura de evaporación en el ciclo frigorífico de la máquina de compresión simple.

1. Aumento del trabajo de compresión debido a la inclinación de las isentrópicos, que afecta al consumo del motor del compresor.
2. Temperaturas de descarga más altas, que perjudican entre otras cosas al aceite.
3. Disminución del efecto frigorífico (también denominado: producción frigorífica específica), con lo que la potencia frigorífica del compresor se reduce.

4. Aumento del volumen específico del refrigerante al descender su presión en la aspiración. Requiere desplazamientos volumétricos mayores, lo que significa necesitar compresores de mayor tamaño.

Para combatir estos inconvenientes y sus efectos negativos sobre el consumo de energía en la compresión, se deberán adoptar las siguientes medidas:

- El primero se puede evitar con una compresión en dos etapas o con un sistema economizador (compresores de tornillo), dependiendo de las temperaturas de evaporación y condensación.
 - El segundo mediante el enfriamiento del gas de descarga de la etapa de baja.
 - El tercero subenfriando el líquido en su recorrido hacia la etapa de baja.
 - El cuarto punto empleando dos refrigerantes con sistemas de cascada.
-
- Los dos primeros se pueden evitar con una compresión en dos etapas.
 - El tercero y el cuarto mediante el enfriamiento del gas de descarga de la etapa de baja.
 - El quinto sub-enfriando el líquido en su recorrido hacia la etapa de baja.
 - El punto sexto empleando dos refrigerantes en los sistemas de cascada.

En los puntos siguientes se analizan brevemente los esquemas de las distintas opciones:

4.4.1 Sistema de una etapa de compresión.

Es el que se usa generalmente cuando la relación de compresión es inferior a 8 o máximo 9 (véase esquema de la Fig. 4.5). Depende fundamentalmente del tipo de refrigerante utilizado.

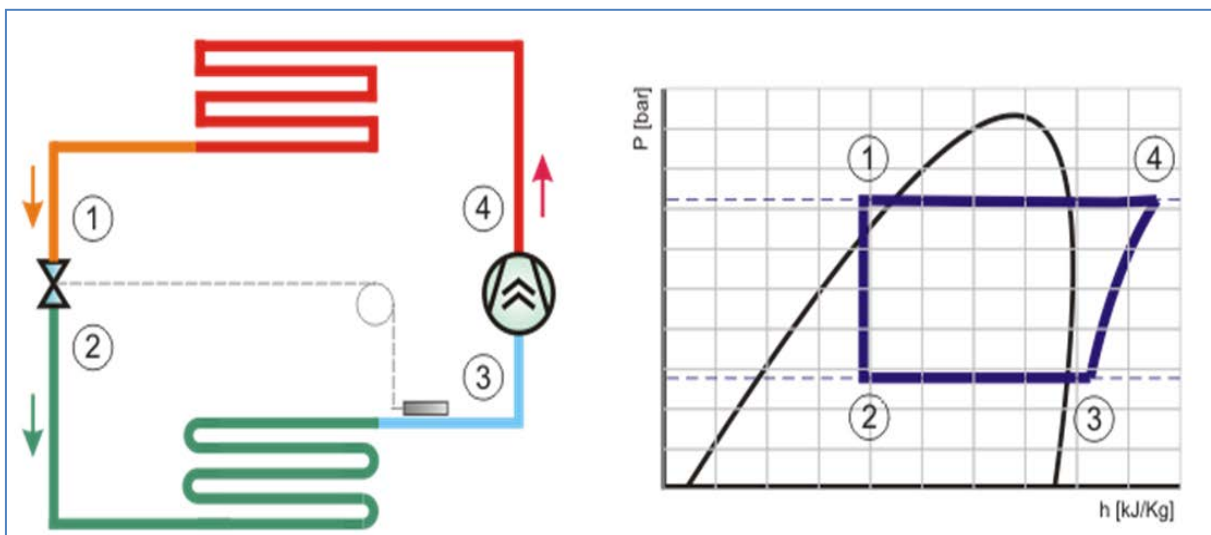


Fig.4.5 Esquema de una sola etapa de compresión

4.4.2 Sistema de dos etapas de compresión.

Generalmente, se recurre a comprimir en dos etapas cuando la relación de presiones supera los valores entre 8 y 9 y hasta los aproximadamente 28.

Si la relación de compresión sobrepasa este último valor habrá que emplear tres etapas.

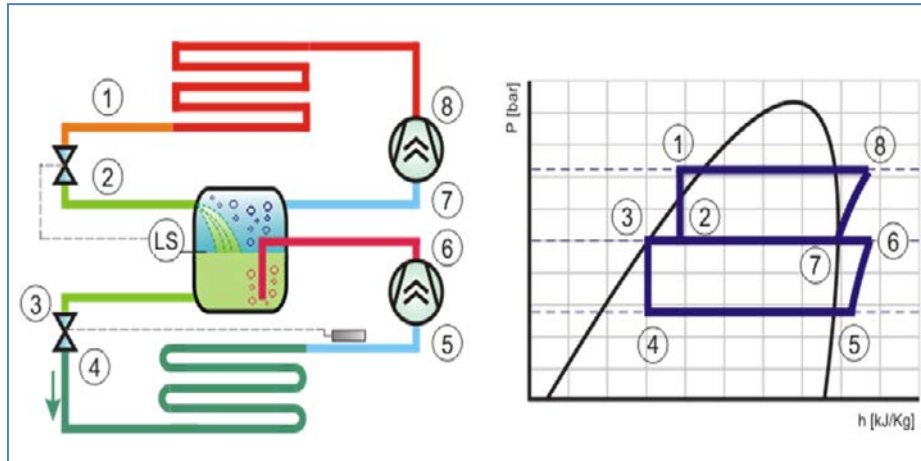


Fig. 4.6 Esquema de compresión en dos etapas con subenfriador intermedio abierto

Normalmente se suele calcular la presión intermedia mediante la fórmula siguiente:

$$P_m = \sqrt{P_O * P_C} \quad [17]$$

Dónde:

P_O = Presión absoluta de evaporación.

P_C = Presión absoluta de condensación

En la figura 4.6 se representa un esquema de principio de una compresión de doble etapa con enfriador intermedio del tipo abierto, así como su correspondiente diagrama entálpico. Si en un mismo diagrama entálpico se dibujan los esquemas de una y dos etapas se apreciarán las diferencias entre ambos: en la compresión de doble etapa se reduce el trabajo, desciende la temperatura de descarga y aumenta el efecto frigorífico. Todo ello de manera sustancial.

4.4.3 Sistema con economizador para compresores de tornillo.

La robustez de los compresores de tornillo hace innecesaria, desde el punto de vista exclusivamente mecánico, la compresión en dos etapas en muchas de las aplicaciones comunes en la refrigeración. Lo que ocurre es que a partir de una relación de compresión determinada utilizar una sola etapa puede no ser adecuado a causa del mayor consumo energético.

Al disponer de un compresor mecánicamente muy robusto y pretender conseguir una compresión de bajo consumo se desarrolló el denominado economizador, para mejorar el efecto frigorífico del refrigerante, aprovechando una conexión en un punto intermedio de la compresión. Desafortunadamente la mejora va disminuyendo cuando la válvula corredera del compresor de tornillo parcializa, y llega a desaparecer totalmente el efecto economizador, cuando el punto de conexión economizador-compresor alcanza la presión de aspiración. El esquema de la compresión con economizador se representa en la Fig. 4.7

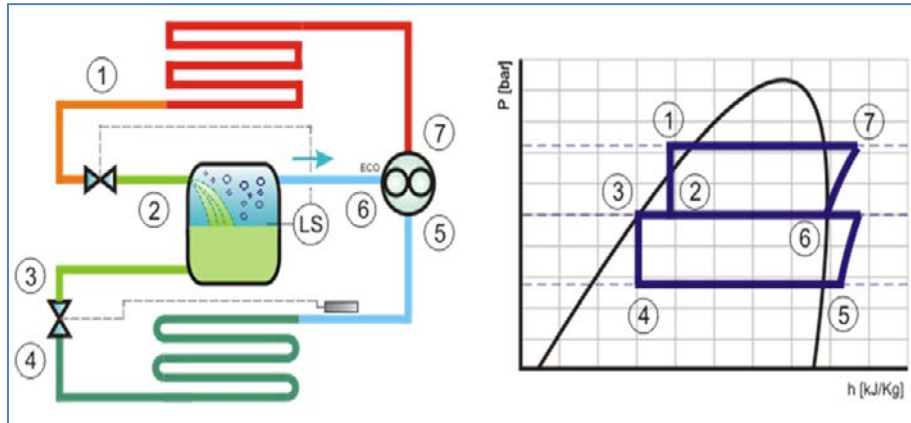


Fig. 4.7 Esquema de compresor de tornillo con economizador (tipo abierto).

El sistema puede ser utilizado con otros tipos de compresores como por ejemplo con los llamados Scroll o con los centrífugos, siempre que se aporte una mejora energética que justifique la mayor inversión.

4.4.4 Sistemas en cascada.

Los sistemas en cascada se emplean en grandes instalaciones casi en exclusiva para temperaturas de servicio muy bajas, fundamentalmente con los refrigerantes CO_2 hasta unos -52°C y con R-23 hasta unos -80°C . En instalaciones pequeñas y medianas los sistemas en cascada con refrigerante CO_2 en el escalón de baja y gases fluorados, como el R-134^a o los denominados naturales, como el R-717 e hidrocarburos, en el escalón de alta, están alcanzando considerable importancia y se les presenta como una de las soluciones con más futuro en los próximos tiempos gracias a su elevada eficiencia energética, su baja carga de refrigerante, con la consiguiente disminución del riesgo de fugas en aquellas aplicaciones que permitan confinarlos en una sala de máquinas específica.

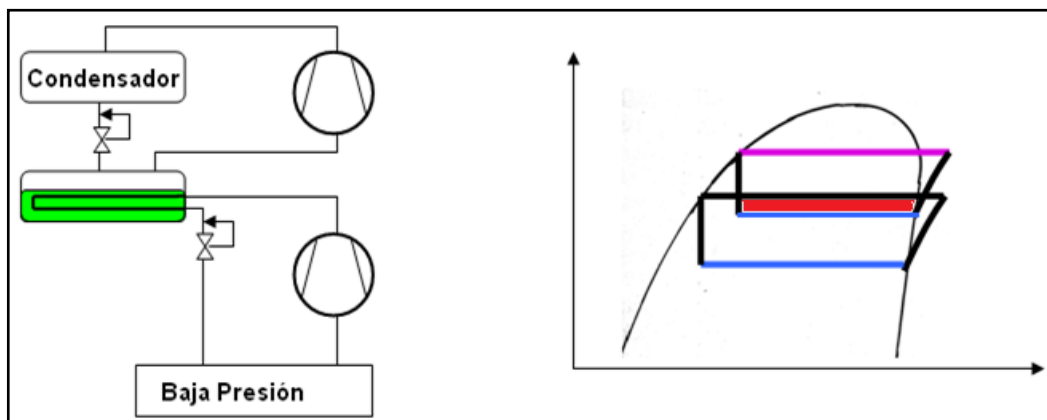


Fig.4.8 Sistema frigorífico en cascada.

En el esquema de la Fig.4.8 se ha representado un sistema en cascada.

En estas instalaciones los dos circuitos, el de baja y el de alta, están totalmente separados, por lo que se pueden utilizar diferentes refrigerantes y diferentes aceites en cada uno de ellos. Con el evaporador del circuito de alta se condensa el refrigerante del circuito de baja en un

intercambiador que se denomina usualmente condensador de cascada y que es un elemento común a ambas etapas. Las ventajas principales de esta disposición son:

- Se pueden elegir los refrigerantes más idóneos para cada una de las etapas.
- Se consiguen mejores eficiencias en la compresión.
- Se pueden emplear refrigerantes con presiones positivas incluso a temperaturas inferiores a los $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$.
- En estos sistemas se pueden escoger refrigerantes con volúmenes específicos muy bajos para el escalón inferior, con lo que los compresores serán significativamente más pequeños y económicos comparados con los sistemas convencionales.
- Los refrigerantes empleados casi en exclusiva en el escalón de baja son el CO_2 hasta unos $-52\text{ }^{\circ}\text{C}$ y el R-23 o el R-508 hasta los $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$. Todos ellos tienen en esas condiciones presiones positivas.

Los diferentes escalones pueden funcionar con expansión seca o en régimen inundado.

En general se admite que este procedimiento puede ofrecer mejor eficiencia energética que los sistemas de dos etapas cuando se trata de muy bajas temperaturas de evaporación, por debajo de -38 a $-44\text{ }^{\circ}\text{C}$ con temperaturas de condensación comprendidas entre $+40$ y $+35\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Al estar los dos circuitos separados mediante un intercambiador, hace que el proceso tenga una pérdida energética, que corresponde al área coloreada en rojo en el diagrama entálpico de la Fig.4.8, que representa la diferencia de temperatura entre la evaporación del escalón de alta y la de condensación del de baja. El empleo de intercambiadores de placas, ampliamente dimensionados, como evaporadores-condensadores permite unas diferencias mínimas entre la condensación y evaporación por ejemplo de $2/3\text{ K}$, lo que reduce hasta valores mínimos la pérdida de eficiencia de estas instalaciones como consecuencia de este intercambio térmico.

Aunque ambos circuitos se han representado en un mismo diagrama, ello no es posible al referirse a dos refrigerantes diferentes, se trata pues de una representación conceptual.

4.4.5 Comparación entre los diversos sistemas de compresión.

Las propiedades de los refrigerantes y las condiciones variables de trabajo a las que se les someten en las instalaciones, aconseja llevar a cabo un exhaustivo análisis sobre cada proyecto, para disponer de información suficiente y fiable antes de decidirse por el método de compresión más adecuado. No obstante se pueden facilitar algunas ideas orientativas.

Analizaremos en primer lugar instalaciones con el refrigerante amoníaco con varias temperaturas de evaporación y con $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$ de temperatura de condensación y posteriormente las instalaciones que utilizan R-404A, como uno de los refrigerantes en la actualidad más representativos dentro de los fluorados. En este último caso se constatará la influencia de las variaciones de la temperatura de condensación.

4.4.5.1 Instalaciones de NH₃

En la Fig.4.9 se ofrece una comparación de los COP entre sistemas de una y dos etapas y sistemas con economizador, en función de la temperatura de evaporación.

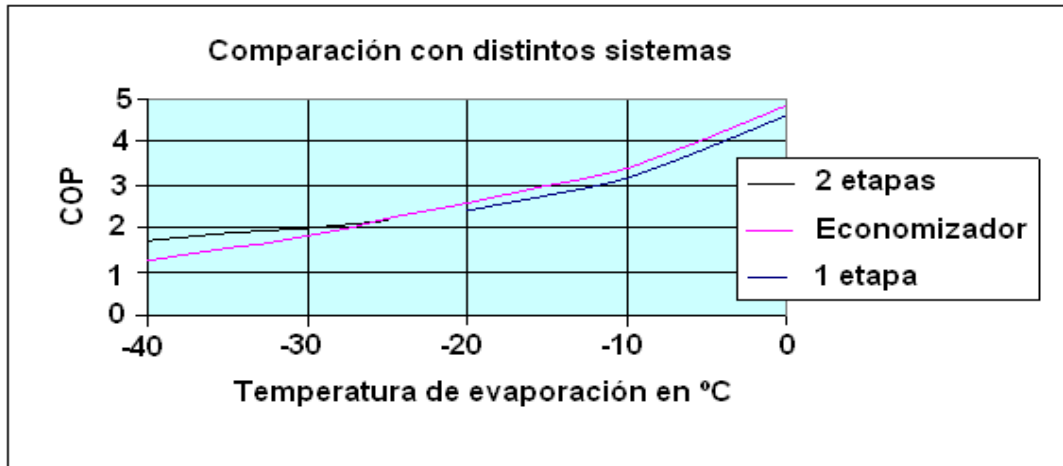


Fig. 4.9 Curvas de COP de compresores de tornillo con NH₃ en función de la temperatura de evaporación.

Hay que destacar, que al descender la temperatura de condensación las mejoras que se consiguen en el COP con la compresión de doble etapa y con la que usa economizador disminuyen en porcentaje comparadas con la compresión de una sola etapa. Por el contrario al subir más esta temperatura las mencionadas diferencias se incrementan. Se deduce de esta circunstancia que la compresión en dos etapas y la que utiliza economizador es menos sensible a las variaciones de la temperatura o presión de condensación que la de simple etapa. En el gráfico de la figura Fig. 4.9 se pueden observar las diferencias de los COP que existen entre estos tres sistemas de compresión.

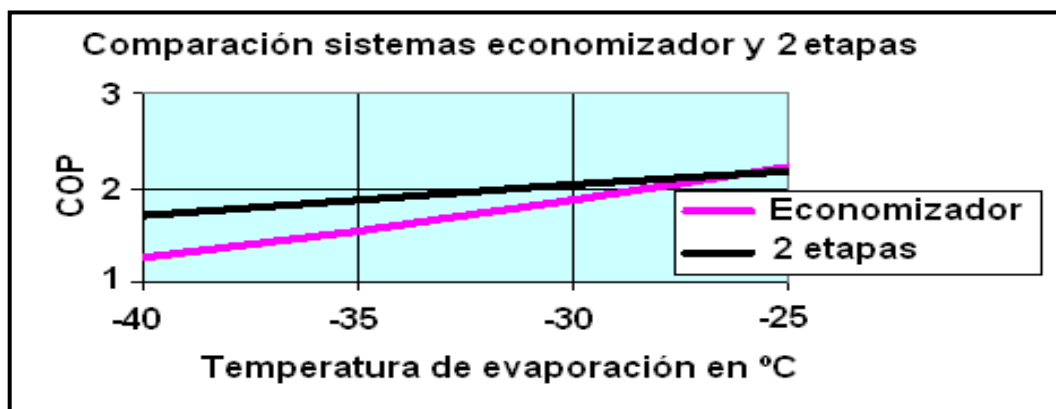


Fig. 4.10 Gráfico comparativo de COP entre compresión de doble etapa y compresión con economizador. Compresores de tornillo.

En el gráfico de la Fig. 4.10 se aprecia con claridad cómo va aumentando la diferencia de los COP entre la compresión con economizador y la de doble etapa, a favor de esta última, al ir descendiendo la temperatura de evaporación, manteniéndose la condensación invariable. Esta es la razón por la que se insiste en esta guía en las mejoras de eficiencia energética que pueden conseguirse con la compresión de doble etapa, sobre todo con NH₃ para temperaturas

de evaporación por debajo de los 35 °C bajo cero y para grandes instalaciones. A pesar de ser conscientes del mayor coste de su instalación.

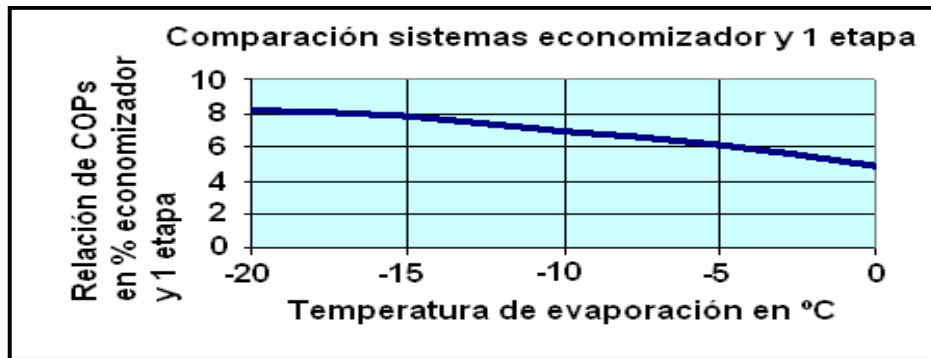


Fig.4.11 Aumento del COP en % añadiendo un economizador al compresor de tornillo de una etapa. Temperatura de condensación + 36°C

La Fig.4.11 muestra la mejora del COP que puede alcanzarse añadiendo el economizador a la compresión de una etapa, en función de la temperatura de evaporación. Con temperatura de condensación de +40°C y evaporación inferior a -5°C el incremento de eficacia comienza a ser significativo y si la instalación se proyecta para más de unas 4.000 h anuales, el coste del economizador se amortiza en dos años, tres máximo, dependiendo de la temperatura de evaporación.

En la siguiente Fig. 4.12 se expone un gráfico con curvas válidas para compresores de tornillo del tipo abierto con y sin economizador, comparando los valores de los COP en función de la temperatura de evaporación para varias temperaturas de condensación. El recorrido de las líneas muestra con claridad la repercusión que tiene la inclusión de economizadores en estos compresores.

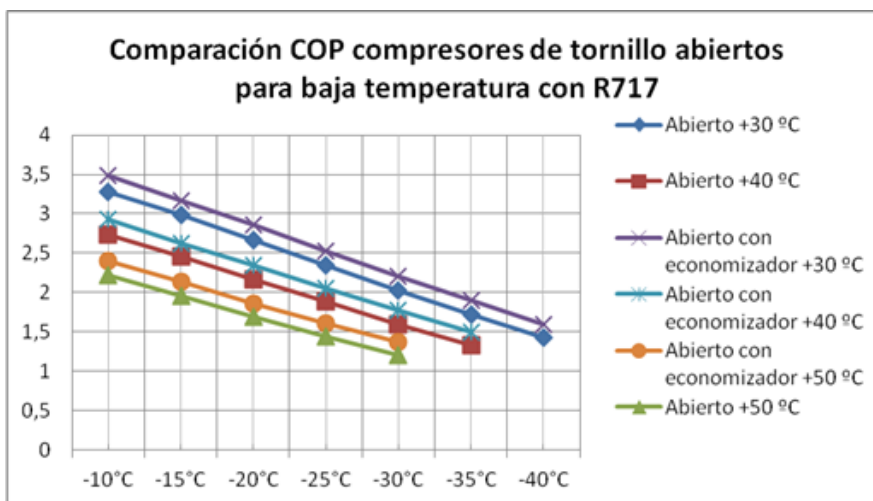
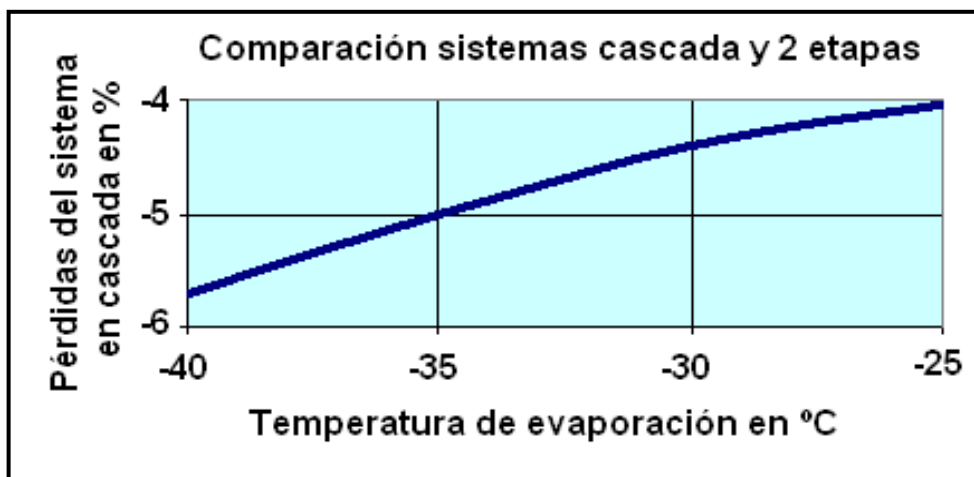


Fig.4.12 Variación del COP, con compresores de tornillo abiertos, con y sin economizador, en función de la temperatura de evaporación. Refrigerante R-717 a diferentes temperaturas de condensación (+30°C,+40°C y +50°C).

Una última observación sobre las instalaciones con NH_3 de doble etapa: en el estado actual de la técnica las instalaciones con NH_3 de doble etapa, es decir con depósito separador intermedio abierto, ofrecen las mejores eficiencias energéticas en el rango de temperaturas de evaporación entre -30 y -44°C aproximadamente con temperaturas de condensación entre los $+40$ y $+35^\circ\text{C}$. Aunque dependiendo de las condiciones de trabajo (presión intermedia, tipo de compresores, etc.) y según otras las instalaciones en cascada con CO_2 en baja y NH_3 en alta, pueden tener mejores COP en parte del rango indicado.

4.4.5.1.1 Instalaciones en cascada con NH_3 en alta.

Con respecto a las instalaciones en cascada, con NH_3 en la etapa de alta y usualmente CO_2 o R-23 en la etapa de baja, ya se mencionó anteriormente que se tiene que considerar la pérdida de energía el intercambiador entre los dos circuitos, al necesitar un diferencial de temperatura entre la condensación del refrigerante de baja y la evaporación del de alta.



4.13 Pérdida de eficiencia entre cascada NH_3/CO_2 y doble etapa abierta con NH_3

En la Fig. 4.13 se muestra el descenso de eficiencia que tiene lugar en las instalaciones en cascada, en general, conforme disminuye la temperatura de evaporación, motivado por el necesario salto térmico en el intercambiador entre etapas.

Sin embargo, cuando el fluido del escalón de baja es el CO_2 , utilizando intercambiadores de placas entre los dos refrigerantes, el diferencial entre la temperatura de condensación y de evaporación puede ser pequeño, hasta $3/4$ K, sin que la inversión se dispare. En estos casos, y gracias a las excelentes propiedades termodinámicas del refrigerante CO_2 a bajas temperaturas, el COP que se obtiene con la solución en cascada supera al de compresión con economizador, cuando la temperatura de evaporación sea inferior a los -35°C aproximadamente, con condensaciones del orden de $+40^\circ\text{C}$.

La doble etapa abierta con NH_3 es la que mejor coeficiente de eficiencia ofrece en un rango de temperaturas de evaporación entre los -30°C y los -44°C , con las observaciones señaladas al final del apartado anterior 4.4.5.1. Sin embargo y como ya se apuntaba en comentarios anteriores, tiene un coste de instalación mayor, motivo por el cual su principal aplicación es en plantas de potencia frigorífica elevada.

En la tabla T.4.2 se comparan varios sistemas con dos diferentes condiciones de evaporación y condensación. La variante de cascada con NH₃/CO₂ sale ganadora, sin embargo se debe considerar que en la tabla no está contemplada la instalación de doble etapa con amoníaco.

Sistema	-40°C / +25°C	-50°C / +25°C
Amoniaco una etapa	1,75	1,05
Amoniaco con eco	1,92	1,22
Amoniaco dos etapas	2,02	1,42
R-404A una etapa	1,52	1,04
R-404A con eco	1,98	1,46
Amoniaco / CO ₂ cascada	2,00	1,61

Tabla T.4.2 Valores de COP con diferentes condiciones de trabajo y varios sistemas frigoríficos.

4.4.5.2 Instalaciones de R-404A.

A continuación se presentan unos gráficos en los que se puede ver la variación del COP (eje de ordenadas), en función de la variación de la temperatura de evaporación (eje de abscisas), con diferentes temperaturas de condensación y para el refrigerante R-404A, uno de los halogenados más utilizado en los últimos años.

Obsérvese en el gráfico de la Fig. 4.14, como, en caso del R-404A, va aumentando la diferencia entre los COP de los compresores al trabajar con o sin economizador, conforme va descendiendo la temperatura de evaporación.

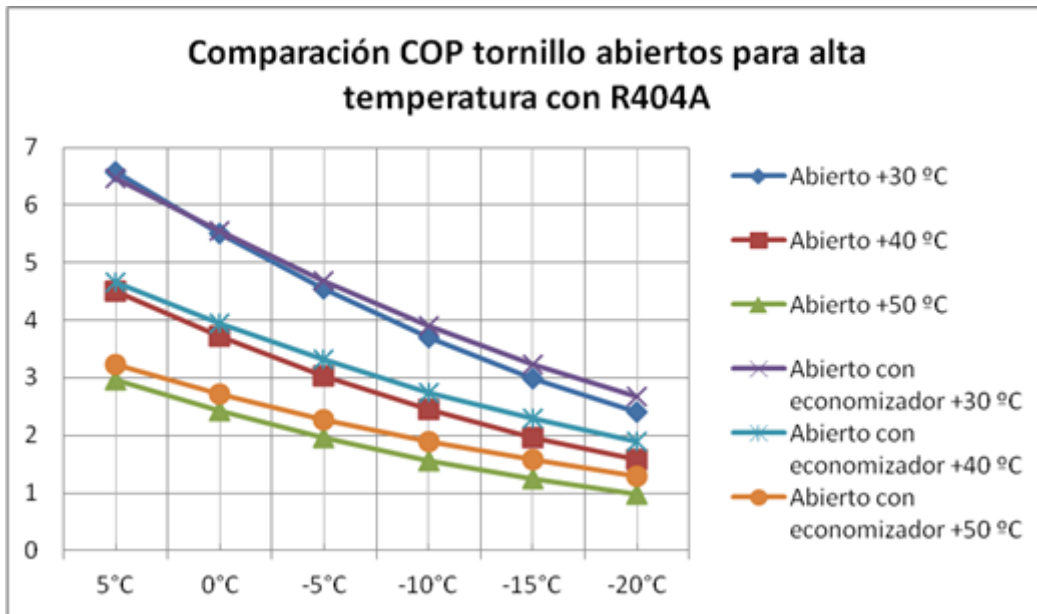


Figura 4.14 Variación del COP, en función de la temperatura de evaporación. Con R-404A, media temperatura, tornillos abiertos con y sin economizador, a diferentes temperaturas de condensación (+30°C, +40°C y +50°C).

En el gráfico previamente mostrado en la Fig. 4.12 relativo a los compresores de tornillo abiertos con R717, las diferencias en los COP se mantienen uniformes a lo largo de todo el rango de utilización, mientras que con el refrigerante R-404A van aumentando al ir descendiendo la temperatura de evaporación (gráfico de la Fig.4.14). Esto se debe a que con los HFC el subenfriamiento del líquido tiene una mayor incidencia al tener un calor de vaporización menor que el R717. Como se puede comprobar en la parte izquierda del gráfico, conforme aumenta la temperatura de condensación se incrementa la mejora de la eficiencia al emplear economizador.

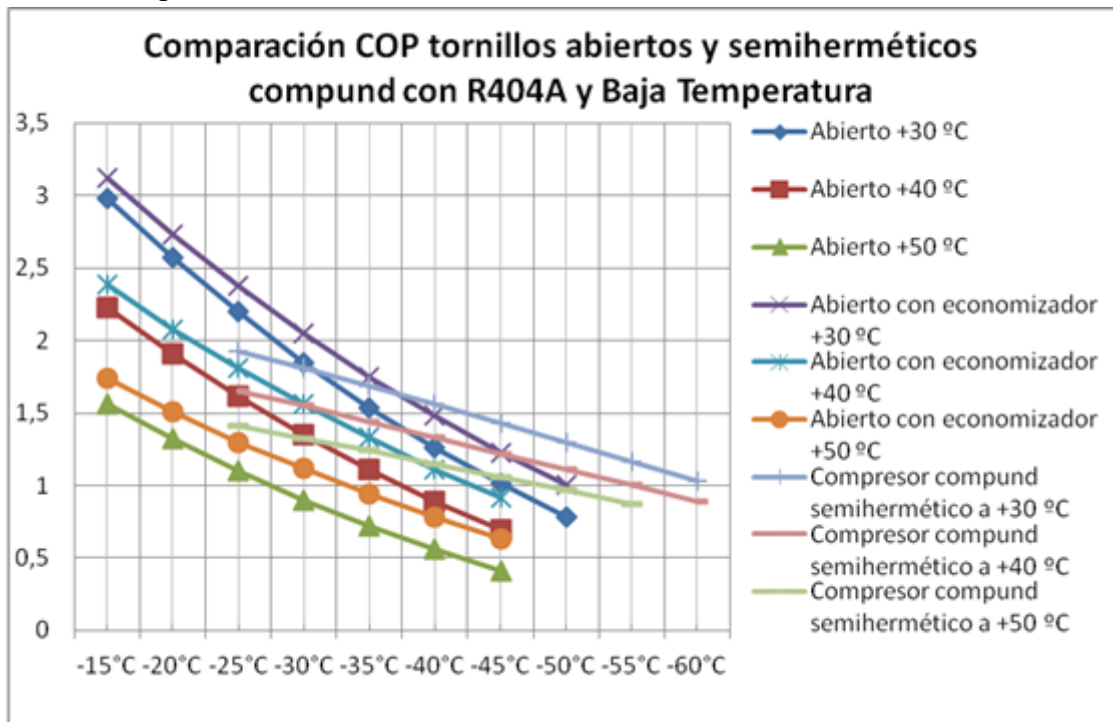


Figura 4.15 Variación del COP, en función de la temperatura de evaporación, con compresores de tornillo abiertos y semiherméticos "compound" (de doble etapa con inyección directa entre etapas) funcionando en baja temperatura con R-404 A, con y sin economizador, a diferentes temperaturas de condensación (+30°C,+40°C y +50°C).

En la comparación de tornillos abiertos y semiherméticos de doble etapa (compound) (Fig.4.15) se puede comprobar que estos últimos ofrecen una mayor eficiencia energética, en forma similar a como sucedía con las instalaciones de R717, pues un compresor "compound" es en realidad equivalente a una instalación con dos etapas de compresión, aunque su eficiencia energética es inferior. El punto a partir del cual es energéticamente útil emplear la compresión en dos etapas se desplaza hacia las temperaturas de evaporación más altas conforme aumenta la diferencia de presiones entre la evaporación y la condensación.

Si la comparación se hubiera hecho con compresores alternativos abiertos, la temperatura de equilibrio hubiera correspondido a una temperatura de evaporación algo superior. Así pues, con los HFC y evaporación inferior a -25°C será necesario ponderar la conveniencia de efectuar una compresión en dos etapas.

4.5 Tipos de economizadores.

Básicamente hay dos tipos de economizadores: cerrados y abiertos. Los del tipo cerrado pueden funcionar con expansión seca o inundados.

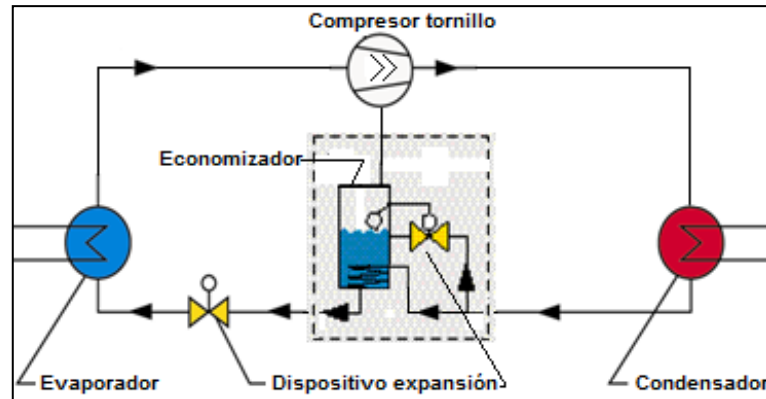


Fig.4.16 Esquema frigorífico de un sistema con economizador cerrado y serpentín inundado.

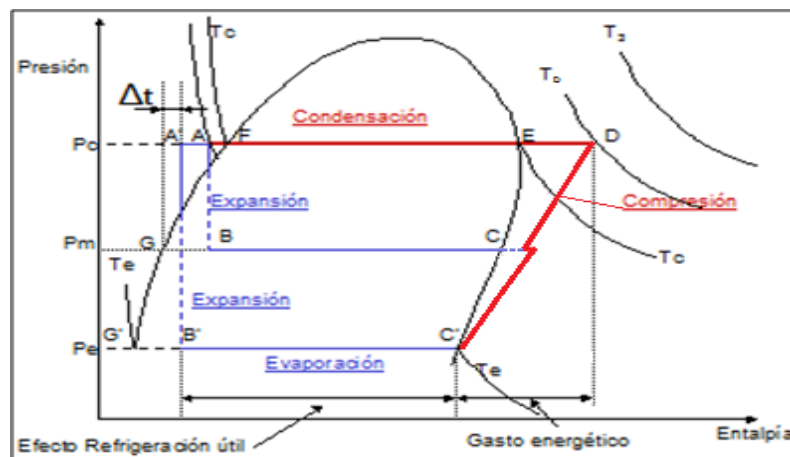


Fig. 4.17 Representación en el diagrama de Mollier presión-entalpía de un sistema de compresión con economizador cerrado.

Los sistemas cerrados inundados se representan en la Fig. 4.16. En ella puede observarse como el líquido enviado a los evaporadores o al separador de baja en el caso de sistemas inundados es sub-enfriado previamente en un serpentín sumergido en el líquido saturado a la presión intermedia, que se almacena dentro del economizador. En la representación en el diagrama presión-entalpía de la Fig.4.17 se aprecia que el líquido de alta sale del condensador en el punto A (suponiendo que sale ligeramente subenfriado del condensador, si sale sin subenfriamiento este punto se ubicará en el punto F), alcanzando después de su paso por el serpentín el punto A'; la diferencia de temperatura del líquido entre los puntos A y A' (Δt) es el subenfriamiento que se consigue en el economizador, mediante la evaporación de una parte del líquido que llega desde el condensador. La expansión del líquido de alta necesaria para el subenfriamiento se realiza en el dispositivo destinado a este fin y los vapores generados durante la misma se canalizan hacia la conexión intermedia que llevan los

compresores de tornillo para poder aspirarlos (conexión del economizador). El caudal másico de líquido que pasa a través del serpentín del economizador es inferior al que sale del condensador, pues habrá que restarle el caudal evaporado en el economizador para conseguir el enfriamiento del líquido enviado a los consumidores. El valor del salto de temperatura (Δt) que se elija, junto con el coeficiente global de transmisión de calor, definirán la superficie de intercambio del mencionado serpentín. En sistemas cerrados inundados como el representado en la Fig.4.17 suele tomarse un Δt de 5 K. Este necesario Δt es el responsable de la menor eficiencia energética de los sistemas de economizadores cerrados con respecto a los abiertos.

Con refrigerantes del tipo HFC y sistemas de dos etapas con compresores alternativos, se suele proceder únicamente al subenfriamiento del líquido (las temperaturas de descarga son bajas y no se precisa desrecalentar el gas). Para ello, tradicionalmente se suelen emplear intercambiadores de calor multitubulares, alimentados mediante expansión seca con VET adoptando un acercamiento entre la temperatura de salida del líquido subenfriado y la temperatura saturada de evaporación de unos 8 a 10°C, con recalentamiento entre los 10 y 20°C. En la actualidad se prefieren soluciones energéticamente bastante superiores, utilizando válvulas de expansión electrónicas (VEE) con intercambiadores de placas; el grado de acercamiento puede situarse entonces sobre lo 4/5 K (a menor acercamiento corresponde mayor coste de inversión) y el recalentamiento alrededor de los 7/8 K.

En la Fig.4.18 se expone un esquema de estos tipos de economizadores con intercambiador multitubular. De la corriente de líquido procedente del condensador se desvía una parte hacia el sistema de expansión con la VET, enviando los vapores generados para el enfriamiento directamente a la conexión intermedia del compresor. El líquido restante pasa por el intercambiador en donde se subenfrija al contacto con la superficie del intercambiador que estará a la temperatura de evaporación.

La representación en el diagrama presión-entalpía corresponde a la Fig. 4.17

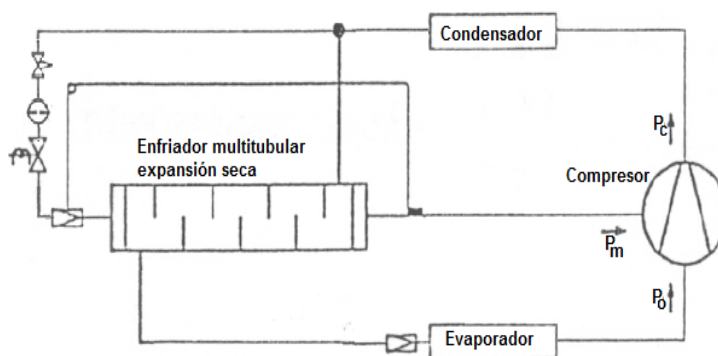


Fig.4.18. Economizador cerrado con expansión seca.

La principal ventaja del economizador cerrado es que se dispone de líquido con baja temperatura, a la presión de alta. La desventaja es que su eficiencia energética es inferior a la que se puede conseguir con los economizadores abiertos, como se ha indicado anteriormente.

En el de la Fig. 4.19 se muestra el esquema de un sistema frigorífico con economizador de tipo abierto. No hay serpentín en su interior. Todo el refrigerante que llega del condensador se expande a su entrada en el depósito del economizador quedando el líquido a la temperatura de saturación que corresponde a la presión en la entrada del economizador. La representación en la Fig.4.20 corresponde a este mismo sistema en el diagrama presión-entalpía.

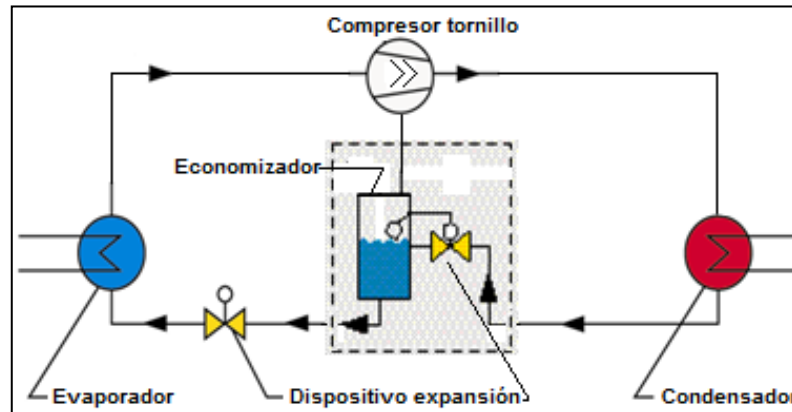


Fig.4.19.esquema de sistema frigorífico con economizador de tipo abierto

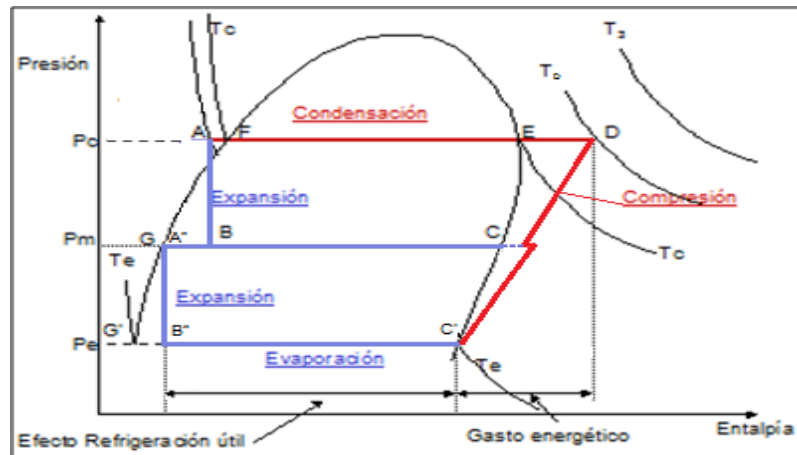


Fig. 4.20. Representación en un diagrama de Mollier presión-entalpía de un sistema frigorífico con economizador abierto.

Con el sistema de economizador abierto y refrigerante NH_3 comparado con el sistema cerrado y Δt de 5 K, se aumenta la potencia frigorífica en un 3 %, mientras que el consumo lo hace solamente en un 1 %, con lo que el COP mejora en un 2 % (cifras aproximadas)

Si la comparación se realiza con el refrigerante R404A la ganancia en la potencia frigorífica entregada por el sistema será de cerca del 8 %, en tanto que el consumo lo hará en solo un 2,5 %, resultando un incremento del COP de un 5%. Siempre con el Δt de 5 K en el sistema cerrado y con valores aproximados. La justificación de las diferencias entre el NH_3 y el R-404A es consecuencia de la mayor incidencia del sub-enfriamiento sobre el calor de vaporización con los HFC.

4.6 Métodos de condensación ¹.

La elección del medio y sistema de condensación tiene particular importancia en la eficiencia de la instalación frigorífica, porque determina la temperatura y presión a las que se condensará el refrigerante. Las consecuencias son evidentes y conocidas:

- Al aumentar la temperatura de condensación se incrementa el consumo de la compresión y disminuye la capacidad frigorífica. El COP desciende.

Dentro de los sistemas más usuales de condensación destacan:

- La condensación por aire (calor sensible)
 - La condensación por equipos evaporativos (calor latente)
 - La condensación por agua de pozo, río, mar (calor sensible).
- Todos los sistemas o métodos tienen ventajas e inconvenientes y habrá que decidir para cada proyecto cuál de ellos resulta el más recomendable. Para decidirse racionalmente se tendrán en consideración parte de las características que se exponen a continuación.
 - La condensación por aire requiere temperaturas de condensación superiores en varios grados K (8-12) a las necesarias con los equipos evaporativos.
 - Todo sistema de condensación implica consumos de energía en sus elementos auxiliares como en bombas de agua y en ventiladores. El mayor o menor consumo de estos componentes influirá sobre el COP de la instalación.
 - La condensación por aire depende de la temperatura seca ambiental, mientras que en los sistemas evaporativos es la temperatura del bulbo húmedo la que interviene.
 - Los sistemas evaporativos tienen consumo de agua, mientras que los de condensación por aire no los tiene en el lugar de aplicación.
 - En relación con la legionella la condensación por aire descarta la posibilidad de contaminación. Sin embargo la basada en la evaporación de agua con circuito abierto, aunque no la produce puede propagarla si no se toman medidas certeras.
 - Dado el bajo calor específico del aire y el débil coeficiente de transmisión global entre éste y el gas refrigerante, los condensadores por aire necesitan desplazar grandes volúmenes del mismo y disponer de considerable superficie de intercambio.
 - Por los motivos expuestos anteriormente, los condensadores por aire requieren mucho más espacio para su ubicación y tienen mayor peso que los evaporativos.
 - Los ventiladores de los condensadores por aire presentan, por lo tanto, un notable consumo energético, el cual sumado al incremento que conlleva el aumento de la presión de condensación, limitan fuertemente su empleo.
 - La contaminación acústica es más difícil de combatir en la condensación por aire, cuando los equipos ya están instalados.
 - Para evitar que temperaturas ambientales excepcionalmente altas originen trabajar con presiones de descarga demasiado elevadas (y a veces con la intención de disminuir el tamaño de los condensadores) se utiliza, eventualmente, el procedimiento de pulverizar

¹ (Véase también punto 5.2.1)

agua sobre la superficie de transmisión del condensador. No obstante, éste método presenta el inconveniente de facilitar la formación de incrustaciones y corrosiones, además del consumo indeterminado de agua.

- Una solución técnicamente más adecuada consiste en el empleo de los condensadores adiabáticos, en los cuales el agua moja unos paneles situados a la entrada del aire, permitiendo el enfriamiento del mismo mediante la evaporación de cierta porción del agua. Sin embargo hay que tener en cuenta que para que esta solución no represente un posible foco de legionella, el agua sobrante debe ser conducida hasta el sistema de desagües.
- Como regla general la condensación por aire tiene su mayor atractivo en equipos de tamaño pequeño y mediano, desde los domésticos hasta los de refrigeración comercial y en aquellos sectores en donde el número de horas de funcionamiento anual sea escaso.

En las grandes maquinas frigoríficas y en instalaciones industriales, con muchas horas de funcionamiento anuales y en zonas climáticas de temperaturas altas, desde el punto de vista energético los condensadores de aire no pueden competir con los evaporativos.

El uso de sistemas de condensación con agua de pozo, ríos, etc. queda limitado generalmente por las normativas en cuanto al caudal utilizado y el máximo calentamiento del fluido retornado.

La utilización de agua de mar como método de condensación plantea una muy buena alternativa al conseguirse temperaturas de condensación más bajas que el resto de sistemas, pero se tienen que valorar los costes de inversión (materiales especiales) y mantenimiento (limpieza) de los condensadores y circuito hidráulicos.

4.7 Alternativa al sistema de compresión mecánica. La absorción.

4.7.1 Ciclo de absorción.

En el ciclo de refrigeración por absorción se sustenta fundamentalmente en dos fenómenos físicos:

1. La afinidad entre dos sustancias, que facilita la dilución de una sustancia en otra.
2. El aumento de la capacidad de disociación entre los dos productos al elevar la temperatura de la mezcla.

Las propiedades específicas de cada pareja de materiales será la que la hará o no idónea para el uso en las instalaciones frigoríficas. De entre las diversas posibilidades existentes hay dos que han sido ampliamente desarrolladas por las prestaciones que permiten:

- La mezcla de amoníaco y agua, en la cual el absorbente es el agua y el refrigerante el amoníaco.

La pareja bromuro de litio y agua, en la cual se ha llevado a cabo la disolución de un sólido en agua, siendo ésta última la que actúa como refrigerante y el bromuro de litio como absorbente.

4.7.2 Planta de absorción de amoníaco agua.

Las plantas de absorción son en casos muy específicos una alternativa a las instalaciones de compresión mecánica.

Los componentes que forman parte de una instalación de refrigeración por absorción son muy similares a los utilizados en una instalación de compresión. En la Fig. 4.21 se puede observar la comparación entre los componentes básicos de ambas. En la planta de compresión los sectores de alta y baja presión están separados por el compresor y el dispositivo de expansión y en la planta de absorción por los dispositivos reductores de presión y la bomba de impulsión de la solución.

A la izquierda de ambos esquemas se encuentran el condensador, los dispositivos de reducción de presión y el evaporador y a la derecha se sitúan el compresor mecánico, en el primer caso, y lo que se denomina “compresor térmico”, en el segundo. Este último formado por el conjunto generador- absorbedor-bomba solución-válvula reductora de presión.

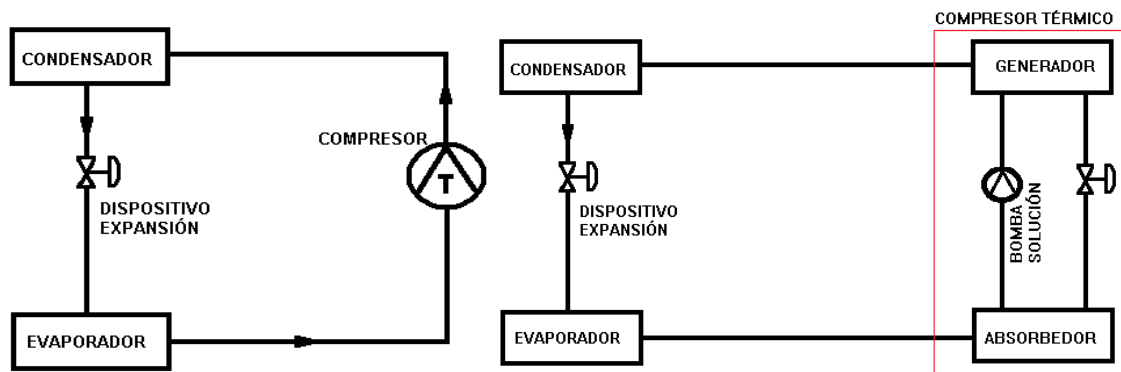


Fig. 4.21 Esquemas de máquinas frigoríficas de compresión mecánica (izquierda) y térmica (derecha)

En el absorbedor tiene lugar la reducción de volumen del refrigerante, al disolverse en la solución, y en el generador se separa nuevamente el refrigerante de la solución (equivalente a la descarga del compresor). La diferencia de presiones entre el sector de baja y el de alta se vence con una bomba que trasiega la solución, aquí es donde reside la ventaja de las instalaciones de absorción pues el trabajo necesario para elevar la presión de un líquido es mucho menor que el requerido para subir la presión de un gas.

Por ésta razón el consumo eléctrico de una instalación de absorción es aproximadamente un 5 % del preciso para una instalación de compresión convencional.

En la planta de absorción hay pues dos recorridos: uno el que hace el refrigerante, entre generador, condensador, evaporador y absorbedor y el otro entre absorbedor y generador que es el que realiza la solución. En el caso de las plantas de amoníaco-agua la solución rica circula entre absorbedor y generador y la pobre desde el generador al absorbedor. Con las plantas de BrLi sucede al revés pues en el generador se evapora el agua y aumenta la concentración del BrLi.

Esto no significa que energéticamente sea mejor la máquina de absorción, pues si para encontrar la eficiencia de una instalación de compresión se estableció el cociente entre la energía producida y la consumida, aquí deberá ser:

$$\text{COP} = \frac{Q_e}{Q_g + W_b} \quad [18]$$

Siendo:

Q_e = Potencia frigorífica entregada por el evaporador, en kW

Q_g = Potencia calorífica aportada en el generador, en kW

W_b = Consumo de la bomba de la solución, en kW

El valor de W_b es muy bajo con respecto al de Q_g , por ello se suele despreciar.

El COP depende de la temperatura de evaporación y de la del agua de refrigeración: a mayor temperatura de evaporación y menor temperatura del agua mejor es el COP. En el gráfico de la Fig. 4.22 se puede comprobar la relación existente entre estos parámetros.

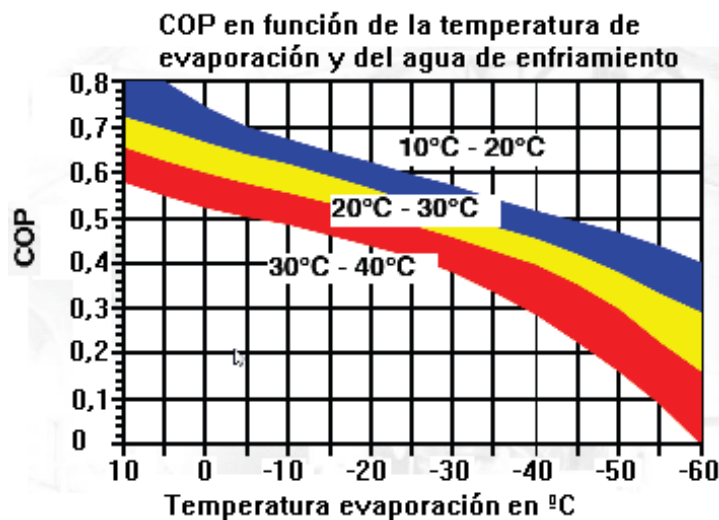


Fig. 4.22 Representación de los COP en máquinas de absorción

Como fácilmente puede observarse, el COP es bastante bajo, en particular si se compara con el de una planta de compresión convencional, como se aprecia en el gráfico de la Fig. 4.23

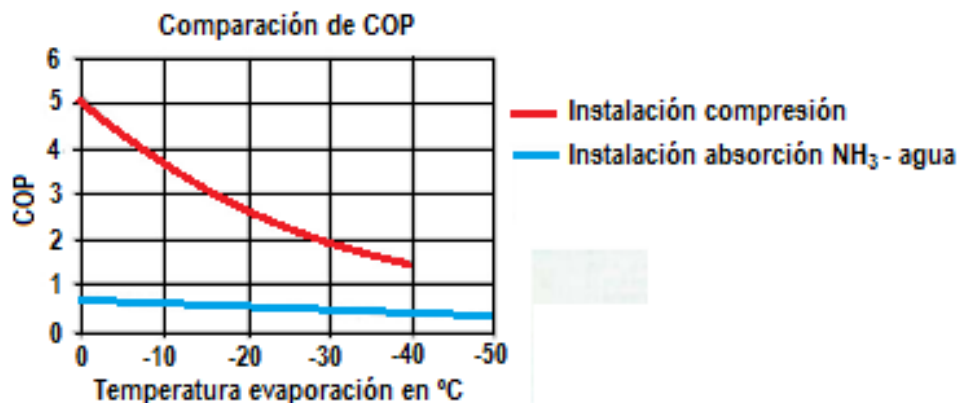


Fig. 4.23 Comparación de los COP de sistemas de compresión con otros de absorción.

La temperatura necesaria para la fuente de calor depende de la temperatura de evaporación deseada, si aquella no tiene el nivel térmico necesario hay la posibilidad de diseñar la planta

con dos generadores y dos absorbedores en serie (equipos de doble efecto). Además, en caso de tener que proporcionar frío a dos temperaturas diferentes (por ejemplo -10°C y -40°C) se pueden montar dos absorbedores trabajando en paralelo con un solo generador. En la Fig. 4.24 se representa la temperatura mínima necesaria en la fuente de calor en función de la temperatura disponible del agua fría y la de evaporación. Datos orientativos.

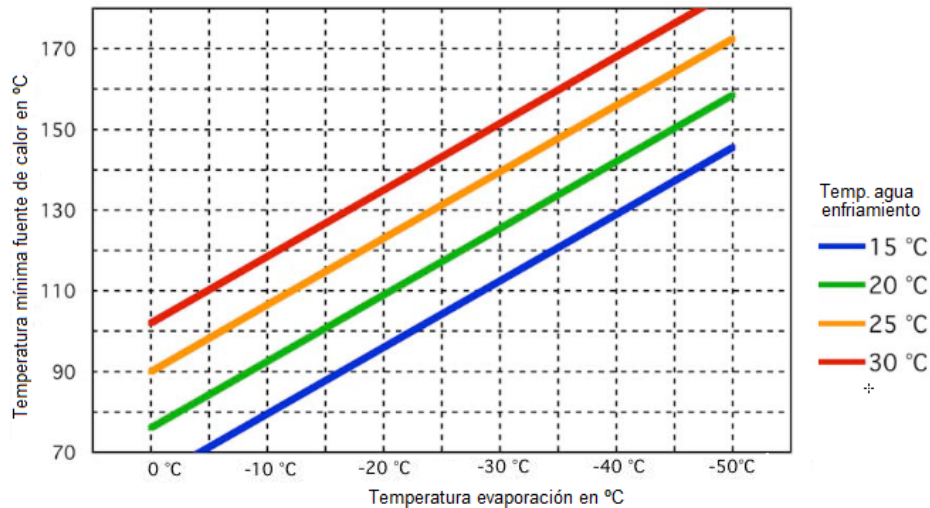


Fig. 4.24 Relación entre las temperaturas de disponibles de agua fría y las necesarias de la fuente de calor para diversas temperaturas de evaporación.

En vista de la cantidad de calor precisa para el funcionamiento de estas plantas y de su baja eficiencia, comparadas con las convencionales de compresión, debe desestimarse la generación de vapor exclusiva para su funcionamiento o hacer trabajar el generador como quemador, mediante la combustión de fuel o gas natural.

La única aplicación justificable de los equipos de absorción, desde el punto de vista energético, es cuando se disponga de fuentes de calor residual o excedente. El primer caso puede tener lugar en un proceso de una fábrica de productos químicos que en un punto determinado se desarrolle una reacción exotérmica, sin posible aplicación de éste calor en ningún otro punto del proceso, y el segundo en instalaciones de cogeneración o trigeneración. En la Fig. 4.25 se representa el esquema de una planta de absorción, para aprovechar los gases de escape de un motor de gas destinado a la generación de energía eléctrica. En esta aplicación pueden ser rentables las máquinas de absorción.

En las plantas de cogeneración el objetivo principal es producir electricidad y energía térmica útil. Si la energía calorífica se utiliza en parte o en ciertos periodos del año, para producir frío en forma de agua o hielo, se les denomina plantas de trigeneración. En estos casos las plantas de absorción pueden ser también rentables al aprovechar el calor sobrante de la cogeneración. Ejemplos pueden ser la generación de energía eléctrica, calorífica y frigorífica en hospitales, grandes centros comerciales y similares, en los que se produzcan su propia energía eléctrica, el calor para la calefacción y el frío para el acondicionamiento del aire. Es un proceso que permite obtener un mayor rendimiento térmico global, con ahorro de la energía primaria y reducción de emisiones.

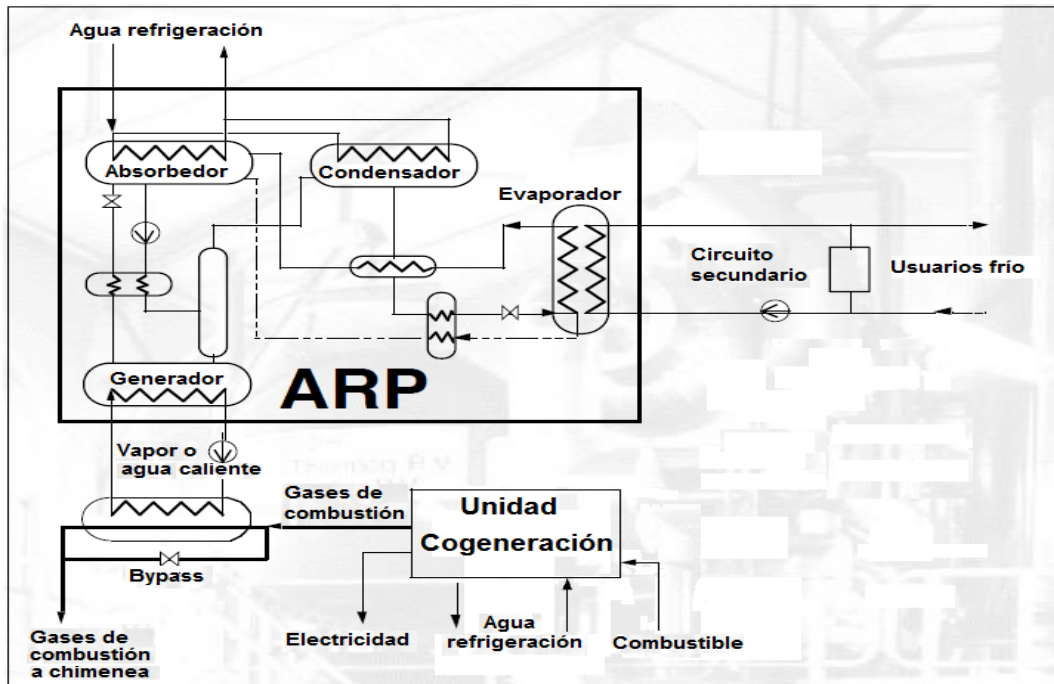


Fig. 4.25 Planta de absorción accionada por los gases de escape de un motor térmico en una instalación de cogeneración.

Otros residuos que pueden ser utilizados en las plantas de absorción son:

- Agua caliente procedente de la refrigeración de un motor.
- Procesos Industriales.
- Vapor de escape de una turbina.
- Calor de una central térmica.
- Gases de escape de una turbina de gas, de un proceso de incineración, de un horno de refinería, etc.

Para que se pueda llevar a término el aprovechamiento se deben cumplir las siguientes condiciones:

La temperatura del foco de calor debe ser lo suficientemente alta en todo momento, como para garantizar que se pueden obtener las temperaturas de evaporación necesarias, tal como se ha visto anteriormente en el gráfico correspondiente. En caso de utilizar vapor de agua, la presión de saturación debe corresponder a la temperatura mínima obtenida según dicho gráfico.

La cantidad de calor disponible debe estar también asegurada, es decir debe de haber suficiente caudal del fluido calefactor para garantizar que se puedan cubrir las necesidades de refrigeración. Si eso no fuera así y éstas se tuvieran que atender en todo momento, habría que pensar en disponer paralelamente de una instalación de compresión convencional, independiente de la de absorción.

Los fluidos aprovechados deben tener unas condiciones técnicas que eviten la aparición de consecuencias graves, tales como: corrosión de componentes o elementos en suspensión que ocasionen depósitos en los intercambiadores de difícil limpieza o que supongan factores de ensuciamiento excesivamente elevados.

4.7.3 Planta de absorción de bromuro de litio-agua.

En la máquina de absorción de bromuro de litio se utiliza éste como absorbente y el agua como refrigerante. En la Fig.4.26 se representa su esquema. En forma similar a como se ha explicado anteriormente: refrigerante (en éste caso agua) vaporizada en el generador (1) y es licuada en el condensador (2), la potencia del generador se ajusta con la válvula de regulación (3) en función de las temperaturas medidas por dos sondas situadas en la entrada de agua de torre y en la salida del agua enfriada en el evaporador.

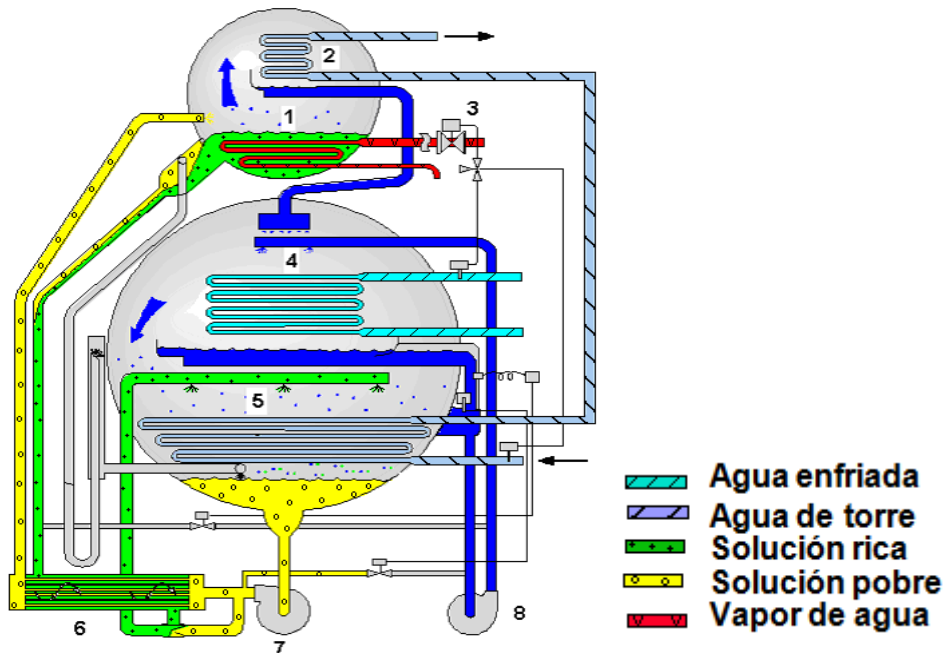


Fig. 4.26. Esquema de una unidad frigorífica de absorción con el par BrLi / H₂O

El vapor de agua una vez condensado se envía al evaporador (4) donde se pulveriza para facilitar su vaporización, el agua restante se recoge en un depósito situado debajo del evaporador y se envía nuevamente mediante la bomba (8) a la parte superior del evaporador, para su pulverización. El vapor de agua es aspirado por la depresión existente en el absorbedor (5), donde se disuelve en la solución rica procedente del generador, disminuyendo nuevamente la concentración de BrLi.

La solución pobre se envía mediante una bomba centrífuga (7) hacia el intercambiador de calor (6) para la recuperación de energía, y de ahí pasa al generador; parte de la solución pobre se mezclará con la solución enriquecida, antes de que esta entre en el absorbedor. En el generador (1), mediante el aporte del calor procedente del medio calefactor, se separará el agua de la solución repitiéndose el ciclo.

El circuito se construye en ejecución totalmente soldada, para disminuir al mínimo la entrada de aire del exterior, pues toda la unidad trabaja con un riguroso vacío (la presión de vapor del agua a +5 °C está alrededor de 8 milibar).

El rango de utilización de estas plantas está por encima de los +6 °C. Como agente calefactor puede emplearse vapor de agua entre 0 y 1 bar efectivos o agua caliente desde +85 °C a

+130 °C en las plantas de simple efecto y con presiones de vapor entre 550 a 880 kPa en las de doble etapa.

Según la temperatura de evaporación requerida y la disponible para el medio calefactor, se diseñarán como plantas de una etapa o de dos etapas. El COP oscilará entre 0,6 y 0,7 para las primeras y entre 0,9 y 1,2 para las segundas.

Para la refrigeración del absorbedor y del condensador se precisa un caudal de agua capaz de disipar la suma del calor cedido al evaporador y al generador, el esquema siguiente correspondiente a una pequeña planta de absorción muestra el balance energético (Fig. 4.27).

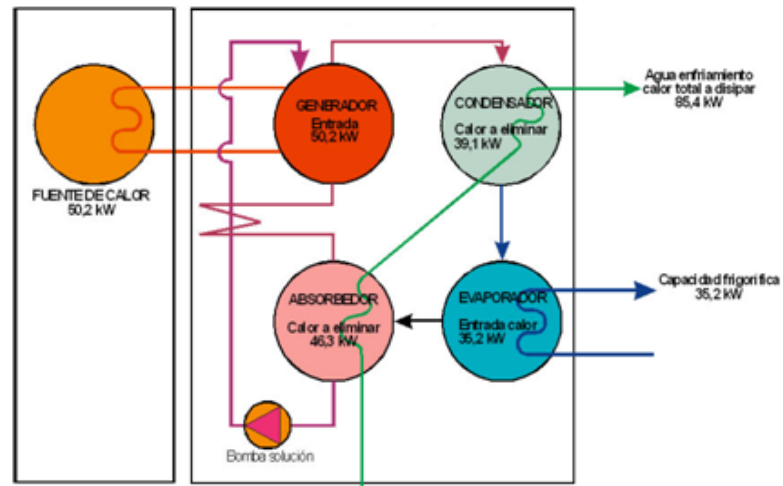


Fig.4.27 Esquema de balance energético de una planta de absorción de BrLi-agua.

Todas las observaciones relativas a las fuentes de calor y su modo de aprovechamiento, descritas en las plantas de absorción de amoníaco- agua, son de aplicación también para las de BrLi-agua.

Finalmente, hay que llamar la atención sobre el hecho que de acuerdo con el subapartado “iii” del apartado “a”, segundo párrafo, del artículo 21 del R.D. 138/2011: “En el caso de las instalaciones por absorción con BrLi-Agua, además, la empresa instaladora frigorista entregará la justificación documentada de la idoneidad de las soluciones adoptadas desde el punto de vista energético (solución con menor coste energético)”.

CAPÍTULO 5

5. Selección de componentes.

En este apartado se exponen los principales argumentos y consideraciones para seleccionar los diferentes componentes de las instalaciones frigoríficas con la vista puesta en la consecución de la solución óptima entre inversión y consumo de energía. Se irán analizando las diversas alternativas que propone el mercado para al final determinar la elección más racional.

5.1 Compresores.

En el anterior apartado 4. se analizaron con cierto detalle los diferentes métodos de compresión con sus particularidades. En este apartado se trata de resumir los argumentos que lleven a la elección de los compresores más idóneos para cada circuito frigorífico.

La elección y selección de los compresores es uno de los pasos más trascendentes en el diseño de las instalaciones frigoríficas. Afortunadamente se dispone de muchas posibilidades, pero no se deben seleccionar sin antes hacer diversas comparaciones entre los muchos modelos y tamaños.

Datos previos:

El rendimiento y eficacia de los compresores mejora con:

- El aumento de la presión de aspiración (evaporación). A razón de un 3% de media por cada grado K de aumento.
- La reducción de la presión de descarga (condensación). A razón de un 3% de media por cada grado K de descenso.
- La diferencia entre las presiones de aspiración y descarga.

Criterios de eficiencia:

Los compresores consumen en las instalaciones frigoríficas porcentajes en términos orientativos entre el 60 y el 70% del total del consumo de la instalación. El resto corresponde a otros elementos como ventiladores, bombas de trasiego, iluminación, equipos informáticos etc.

Las etapas de compresión no se determinarán por la capacidad que tenga el compresor para vencer la diferencia de presiones entre la aspiración y la descarga, sino con criterios de eficiencia energética. No es aceptable trabajar con una sola etapa porque el compresor lo admita. La elección de simple o doble etapa debe, además, basarse en criterios técnico-económicos, analizándose el período de amortización que conlleve la solución más costosa económicamente, pero que a su vez ahorre más energía. Un retorno razonable estaría por debajo de los cuatro años.

A las instalaciones frigoríficas se les exige por regla general unas prestaciones variables, en cuanto a la potencia suministrada a lo largo del tiempo, para adaptarlas a las alteraciones que tienen lugar en las cargas térmicas de los servicios. El funcionamiento a cargas parciales y la regulación de capacidad son por lo tanto inevitables.

La eficiencia de los compresores varía considerablemente con los cambios de las condiciones de servicio. Por este motivo es importante diseñar las instalaciones de manera que su funcionamiento sea lo más estable posible evitando las modificaciones y oscilaciones

bruscas. Pero esto no es suficiente y por lo tanto se requieren sistemas de regulación para adaptar la producción de frío a la demanda con sistemas eficaces y fiables.

La regulación interna de los compresores para controlar su capacidad siempre es a costa de sacrificar su eficacia y con ello su COP. Sobretodo a cargas parciales muy bajas, por lo que se deberá evitar el funcionamiento en tales condiciones.

Salvo en instalaciones de poca potencia es conveniente y recomendable repartir la carga frigorífica entre varios compresores. Esto permite una mejor adaptación de la capacidad de la instalación a los requerimientos de los usuarios. y mantener con mayor facilidad las condiciones de trabajo de los compresores más próximas a su eficiencia óptima.

Para combatir con éxito la merma de eficacia a cargas parciales se utilizarán sistemas modernos como puedan ser los variadores de frecuencia, que se analizarán más adelante. Estos últimos resultarán ideales cuando en los compresores no se pueda evitar la marcha con cargas parciales muy bajas.

Para el accionamiento de los compresores se emplearán motores de alta eficacia (véase apartado de motores eléctricos).

Los accesorios como los enfriadores de aceite, filtros, válvulas de cierre y retención principalmente en aspiración, pero también en la descarga, tienen mucha influencia en la pérdida de eficiencia de la unidad. Se elegirán con pérdidas de presión mínimas, aunque asegurando que las válvulas de retención tengan un funcionamiento estable. Sólo en estos elementos cercanos al compresor se puede perder fácilmente un 10% de potencia si no se cuida su diseño.

El accionamiento de los compresores será muy preferentemente por acoplamiento directo, sin engranajes ni correas y se evitarán velocidades de giro excesivas.

Por otra parte además del tipo, modelo y tamaño de los compresores será determinante su flexibilidad para adaptarse sin mucha merma de eficacia a las variaciones de potencia.

La elección entre los diferentes tipos depende del análisis de los factores que intervienen en el diseño de la instalación, tales como:

- El refrigerante.
- La capacidad frigorífica.
- La relación de compresión (presión de descarga / presión aspiración).
- La diferencia de presiones.
- La presión de aspiración.
- La presión máxima admisible (PS).
- El nivel de vibraciones posible.
- El nivel de ruido admisible en el entorno.
- El caudal volumétrico a desplazar.
- La regulación de capacidad necesaria.
- El espacio disponible en su lugar de ubicación.
- La disponibilidad para mantenimiento.
- La eficiencia (COP).
- La robustez del diseño mecánico de la máquina.

Los compresores herméticos resultan muy adecuados para pequeñas instalaciones por su bajo coste y la ausencia de fugas, pero no tienen acceso a sus partes internas y en caso de avería normalmente habrá que sustituirlo.

Los semiherméticos, para instalaciones de mayor tamaño, presentan además de la ventaja de la ausencia de cierre mecánico la de ser accesibles a sus partes internas para reparaciones en caso de averías. Sin embargo, ambos tienen consumos superiores a los abiertos. Uno de los motivos principales es la pérdida producida por la refrigeración de los devanados del motor con el propio refrigerante, lo que aporta una carga frigorífica adicional no útil, mientras en los compresores abiertos, esta refrigeración se hace de forma externa al circuito.

En la fig 5.1 se representan curvas de los COP para compresores semiherméticos y abiertos en función de la temperatura de evaporación y con diversas temperaturas de condensación, trabajando con los refrigerantes R404A y R717. Observando las curvas se aprecia claramente la diferencia de COP existente entre compresores abiertos y semiherméticos con un mismo refrigerante (R404A) y, además, la diferencia entre los COP de compresores abiertos, con dos refrigerantes distintos.

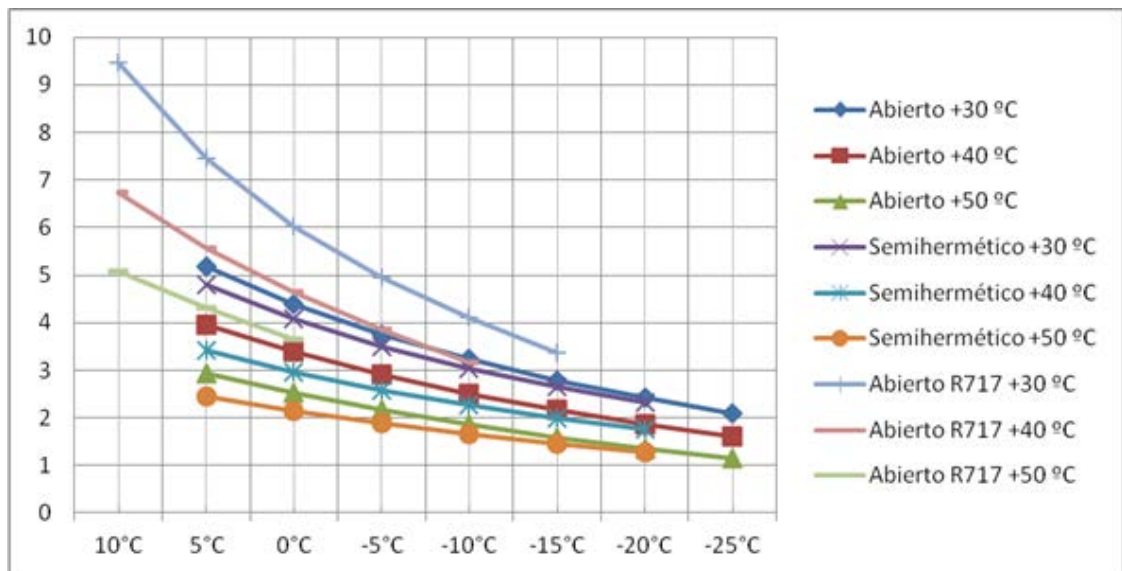


Fig.5.1 Comparación de COP entre compresores herméticos y abiertos con R404A y abiertos con R717 (en donde no se indica refrigerante es el R404A).

Las mayores relaciones de compresión y diferencias de presión las admiten los compresores de tornillo, seguidos de los compresores alternativos. Estos últimos son los de uso más generalizado hasta desplazamientos teóricos de unos 1.500 m³/h (V_{th}) y son igualmente los que presentan un mejor COP, en particular en cargas parciales.

Los compresores de tornillo, por el volumen aspirado, en general entre los 100 m³/h y los 8.000 m³/h de V_{th}, están situados entre los compresores alternativos y los centrífugos, aunque se solapan ampliamente con los dos tipos, ofreciendo las ventajas de una máquina rotativa desprovista de movimientos oscilantes, lo que repercute en una menor transmisión de vibraciones (movimientos pulsantes) hacia la instalación.

Los turbocompresores y los compresores de tornillo se adaptan mejor a los casos en los cuales se requiera una modulación continua del caudal desplazado, sin escalonamientos. Por ello será en estas ocasiones donde se elegirán este tipo de máquinas.

Los turbocompresores se emplean cuando coinciden grandes caudales de desplazamiento con bajas relaciones de compresión y diferencias de presión moderadas, por ejemplo en las potentes enfriadoras de agua en la industria del acondicionamiento de aire industrial o de confort aunque es importante recordar, que este tipo de compresores solo dispone de un rendimiento adecuado en el caso de trabajar con refrigerantes de peso molecular elevado, lo que los hace prácticamente inviables en refrigerantes como el R-717. Dentro de este grupo y para caudales extremadamente elevados entran en juego también los axiales, pues llegan a tener rendimientos superiores a los que se consiguen con los centrífugos.

Uno de los principales problemas que plantean tanto los compresores de tornillos como los turbocompresores, es el descenso del COP que tienen a bajas cargas parciales, por lo que es necesario evitar que funcionen muchas horas en estas circunstancias. En el gráfico de la Fig.5.2 se puede apreciar la variación del COP de los compresores alternativos y de tornillo al descender la capacidad frigorífica, trabajando los dos con idénticas condiciones de evaporación y condensación ($-10^{\circ} / +35^{\circ} \text{C}$).

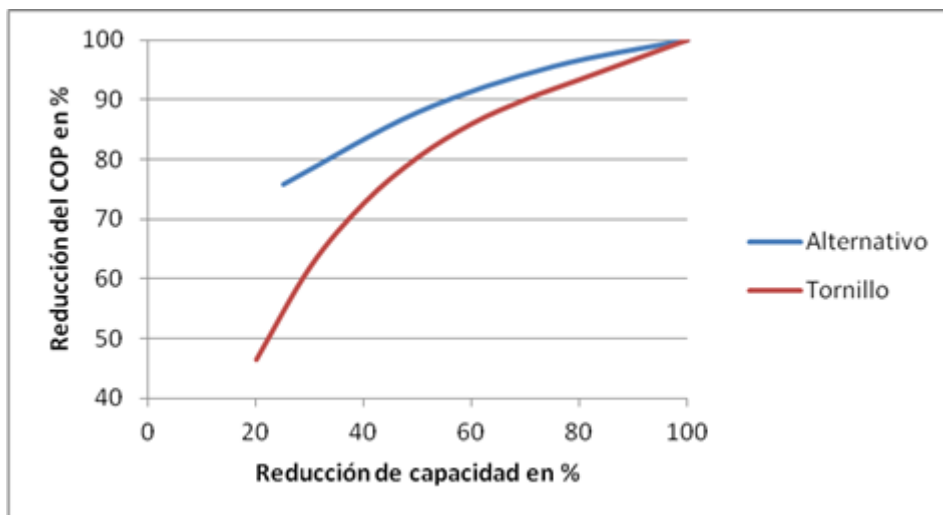


Fig.5.2 Pérdidas de rendimiento (COP) de los compresores alternativos y rotativos de tornillo a cargas parciales. Curvas típicas.

5.1.1 Particularidades de los compresores.

5.1.1.1 Economizadores.

En el Capítulo 4. se explicó el sentido de la utilización de los denominados "economizadores".

Los sistemas con economizadores para los compresores de tornillo representan una solución intermedia entre las simple y doble etapas tradicionales. Son indiscutiblemente más eficaces que los de una sola etapa, a partir de una diferencia de presiones entre aspiración y descarga del orden de unos 8/10 bar, dependiendo del refrigerante y las temperaturas de trabajo, con coste suplementario asumible, aunque son menos eficientes que los sistemas de dos etapas, también llamados "sistemas booster", en los que los compresores de baja (compresores booster), descargando a un recipiente intermedio, desde el cual aspiran los compresores de alta

para comprimir el gas refrigerante hasta la presión de condensación. Cuando esta doble compresión tiene lugar en un solo compresor alternativo, recibe el nombre de compresor “compound”, en ellos una parte de los cilindros trabajan en la etapa de baja y el resto en la de alta con la correspondiente sistema de inyección intermedia. La relación de volúmenes entre los cilindros de baja y los de alta suele ser 3/1 o 2/1, aunque con compresores pequeños puede haber otras proporciones; cuanto menor sea la relación más baja será la presión intermedia y, en consecuencia, mayor la temperatura de descarga del compresor.

Para potencias elevadas y temperaturas de condensación superiores a unos $+30^{\circ}\text{C}$ y evaporación por debajo de -40°C , es decir, diferencias de temperatura del orden de 70/75 K, siempre es recomendable hacer una comparación entre los dos sistemas. Usualmente saldrá mas favorable el de doble etapa por el ahorro de energía.

Los economizadores pueden ser del tipo abierto o cerrado. Los primeros, Fig.5.3, tienen mejor rendimiento. Los del tipo cerrado, Fig.5.4, pierden rendimiento por el diferencial de temperatura en el intercambiador de calor, aunque tienen la ventaja de alimentar el sector de baja presión con alta presión, lo que supone abaratar el coste de los elementos de la expansión, así como permitir una mayor distancia de tuberías, entre el economizador y los servicios.

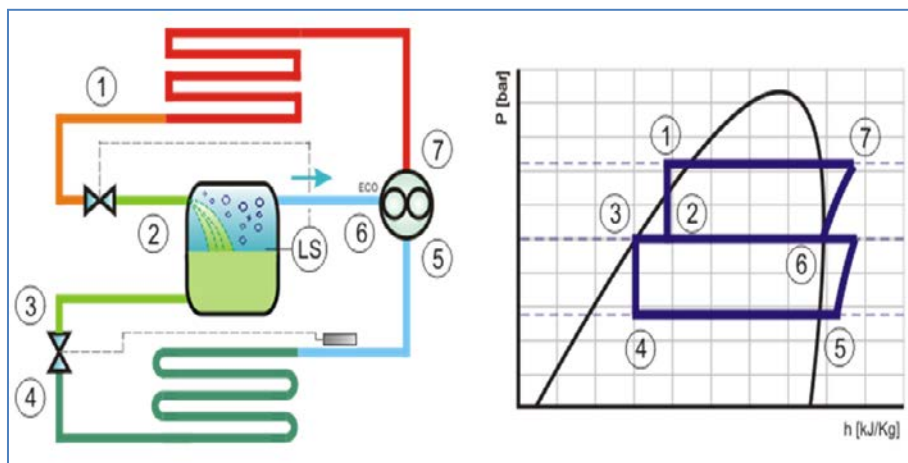


Fig. 5.3 Sistema con economizador tipo abierto.

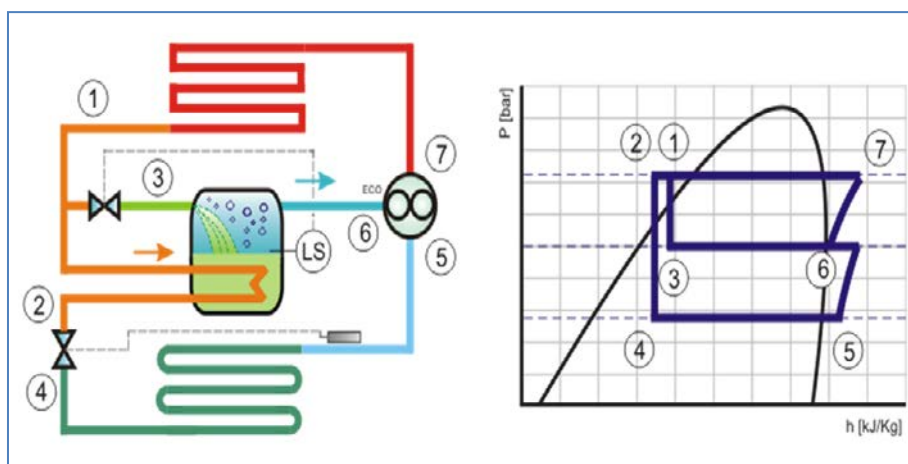


Fig. 5.4 Sistema con economizador cerrado.

Seguidamente se hace una observación sobre la conexión del economizador a la cámara de compresión, es decir en que punto de la carcasa del compresor se coloca el orificio para la aspiración de los vapores de refrigerante producidos en el economizador.

En la práctica la ubicación de este orificio depende del fabricante del compresor. Cuanto más cerca se sitúe del punto de inicio de la compresión mayor será el incremento del COP que se consiga, pero cuando el compresor regule capacidad también se perderá antes su efecto, salvo que el punto de conexión se desplace juntamente con la corredera de capacidad, algo poco frecuente en los grandes compresores de tornillo tradicionales.

Aunque tradicionalmente se relacione el uso de economizadores de forma exclusiva con compresores de tornillo, es importante mencionar su uso en el caso de compresores centrifugos de varias etapas. En estos, se sitúa un punto de inyección de gas entre 2 etapas (2 rodets) realizando la misma función que en el caso de los compresores de tornillo.

5.1.1.2 Relación interna de volúmenes en los compresores de tornillo (Vi).

Éste es un concepto importante que puede contribuir al ahorro energético con la utilización de los compresores de tornillo. En estos compresores la presión final de descarga, a diferencia de como sucede con los compresores alternativos, no depende de la presión de condensación sino solamente de las características constructivas del compresor (advirtase que la cámara de compresión carece de válvulas en aspiración y descarga), en lo que se denomina relación interna de volúmenes y que toma un valor concreto para cada compresor. Esta relación representada comúnmente como "Vi" es el cociente entre el volumen que queda encerrado entre los rotores en el momento en que se inicia la compresión, instante en el que se separa el espacio interlobular de la cámara de aspiración y que se representa por V_A y el volumen V_D al que ha quedado reducido el gas en el momento en el que se alcanza el umbral de descarga, es decir cuando el fluido está en condiciones de salir de la cámara de compresión.

Tomando "n" como exponente de compresión politrópica, P_A como presión de aspiración y P_D como presión de descarga, tendremos que :

$$P_D = P_A * \left(\frac{V_A}{V_D} \right)^n = P_A * V_i^n \quad [19]$$

Así pues, la presión de descarga en estas máquinas no depende de las condiciones de condensación de la planta, en cuanto a temperatura y correspondiente presión, sino únicamente de los tres factores siguientes:

- ✓ La característica constructiva de la máquina (Vi)
- ✓ Del fluido refrigerante (exponente "n")
- ✓ De la presión inicial (P_A)

Es decir, a una máquina concreta que utiliza un refrigerante determinado y trabaja con una presión de aspiración definida le corresponde una única presión de descarga.

Si la presión de condensación derivada de las condiciones de funcionamiento de la instalación coincide con la presión de descarga del compresor (que vendrá dada por la ecuación anterior) según la ecuación anterior no se desperdicia nada de trabajo. Pero si por razones estacionales o por disminución de carga térmica, el condensador permite presiones de condensación inferiores a la de cálculo tendrá lugar una sobrecompresión, el compresor eleva de forma innecesaria la presión del refrigerante en la cámara por encima de la existente en la parte alta

del sistema, y el gas se descomprime inmediatamente después de alcanzar el orificio de descarga con lo que se desarrolla un trabajo superior al necesario.

Si por el contrario la presión de descarga determinada por el valor V_i es inferior a la presión de condensación que hay en el sistema, cuando el fluido alcance el orificio de descarga, parte del gas existente en el lado de alta retornará a la cámara de compresión y los rotores tendrán que "empujarlo", junto con el comprimido, de nuevo al sector de alta. Esto se conoce como subcompresión y conlleva la realización de un trabajo que no es necesario para el ciclo frigorífico. El resultado es una pérdida de COP en ambos casos (véase Fig.5.5).

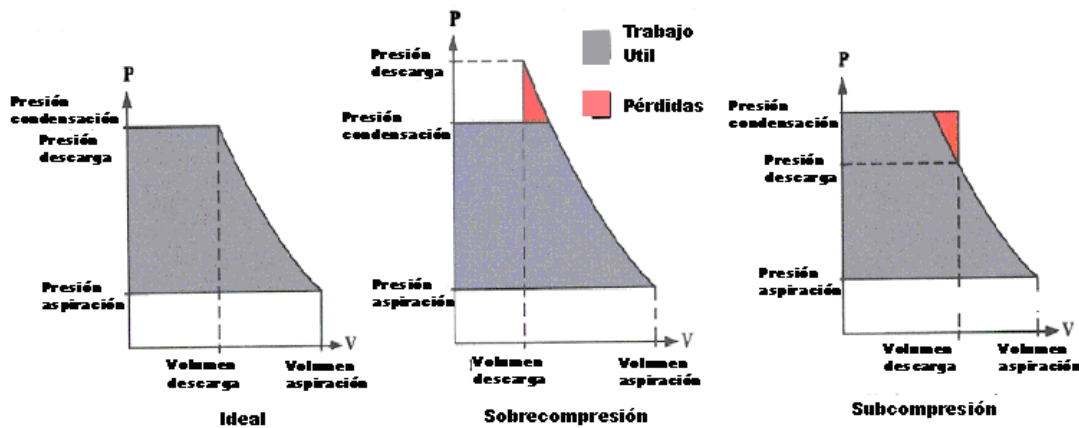


Fig. 5.5 Representación de los efectos del V_i inadecuado en los compresores de tornillo.

Este efecto tiene una considerable influencia negativa en el consumo energético de los compresores de tornillo y en definitiva en el de los sistemas frigoríficos y por esta razón es conveniente utilizar compresores con el V_i variable. Esto significa que el V_i se va ajustando en función de las presiones de trabajo del sistema de forma automática. Puesto que el valor del V_i depende de la construcción mecánica del compresor habrá que modificar la estructura de la misma. Como el máximo espacio encerrado entre rotores (V_A) no puede aumentarse, la única forma de ajustar el V_i para adaptarlo a las condiciones cambiantes de la presión de condensación será variando el espacio en el que queda comprimido el refrigerante antes de la descarga (V_D). Esto se consigue modificando el paso en el orificio de descarga, para que la máquina pueda adaptarse al V_i requerido por las variaciones en la presión de condensación o de aspiración (si cambia P_A también lo hace P_D).

Sobre el uso de V_i variables hay que mencionar que su mayor eficacia se consigue cuando el compresor trabaja al 100%.

El empleo de sistemas de condensación flotante incrementa la importancia de selección de compresores con V_i variable, al trabajar con relaciones de compresión muy dispares en función de las condiciones de demanda del sistema.

En el caso de instalaciones que trabajen con relaciones de presión poco variables (túneles de congelación, por ejemplo), el uso de compresores con V_i variable no aportará un ahorro significativo y puede suponer un sobrecoste innecesario.

En los compresores con V_i fijo, la mayoría de los fabricantes permiten configurar de manera manual o mediante alguna modificación mecánica el tipo del V_i del equipo. Esta modificación es de vital importancia para mantener una buena eficiencia energética de la instalación en el caso de régimen de trabajo del compresor (reformas, nuevas temperaturas de cámaras, etc.).

5.1.1.3. Nivel sonoro de los compresores y sus motores de accionamiento.

Aunque el nivel sonoro no afecta a la eficiencia, se hacen estas observaciones con la finalidad de llamar la atención sobre este particular, por estimarlo de importancia en las instalaciones.

El nivel de ruido dependerá de la velocidad del compresor y del motor de accionamiento, así pues, son más ruidosos, a altas frecuencias, los centrífugos, los axiales y los tornillos. Gracias a las tecnologías actuales, los compresores pueden alcanzar elevadas velocidades, por ejemplo, los centrífugos suelen trabajar entre 3.000 y 25000 r.p.m, los tornillos entre 1.500 y 6000 r.p.m. y los alternativos entre 500 y 1.800 r.p.m, en su aplicación para fluidos refrigerantes.

5.1.1.4 Condiciones de aspiración de los compresores.

Si a los compresores les llega el vapor del refrigerante conteniendo gotas de líquido o con un recalentamiento excesivo, se verá afectada negativamente su eficiencia, por lo que hay que poner especial cuidado en controlar periódicamente sus condiciones de servicio. Para obtener una óptima eficacia energética, también es importante cumplir el plan de mantenimiento detallado en el manual de servicio de la máquina, entre cuyos principales controles es la verificación del estado del aceite de lubricación.

5.1.1.5 Combinación de varios compresores.

En la práctica habitual, para atender una instalación frigorífica, se suelen elegir compresores iguales. Por ejemplo para producir 103,2 kW se seleccionan cuatro compresores cada uno de ellos de 25,8 kW.

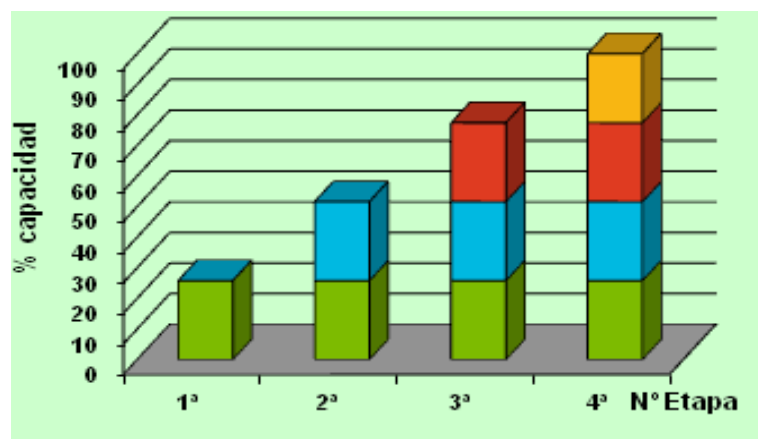


Fig. 5.6 Esquema de etapas de regulación con cuatro compresores de igual capacidad, funcionando cada uno al 100%.

Si en lugar de instalar cuatro compresores iguales, Fig.5.6, eligieramos cuatro compresores de distinta capacidad, como por ejemplo, de 10,37, 20,04, 30,35 y 39,68 kW, programando adecuadamente sus arranques y paradas en función de las necesidades frigoríficas se lograría una regulación de diez etapas como se puede observar en el gráfico de la Fig.5.7.

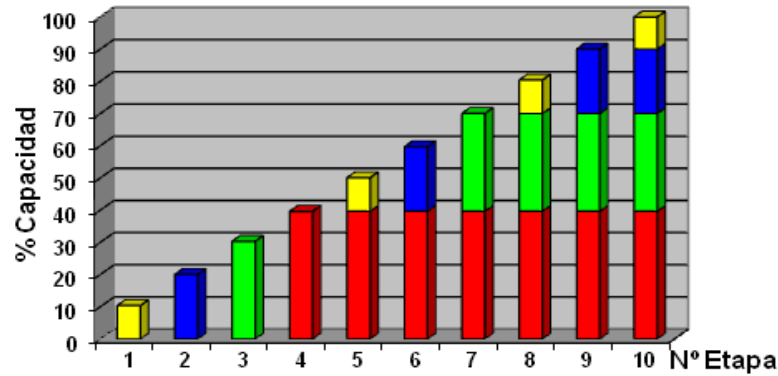


Fig. 5.7 Escalones de etapas de regulación con cuatro compresores de distinta capacidad sin regulación de capacidad incorporada.

En este último caso se conseguira un consumo eléctrico prácticamente proporcional a la potencia frigorífica demandada y un mejor equilibrio entre compresores y evaporadores, y evitando al mismo tiempo que estos últimos tengan que funcionar con temperaturas de evaporación bajas cuando descienda el número de servicios en operación.

El ahorro potencial de consumo eléctrico con esta sencilla posibilidad es realmente significativo.

Este mismo razonamiento es aplicable a los grandes compresores de tornillo. Partiendo de la base de que su eficiencia (COP) empeora ostensiblemente a cargas parciales, con el trabajo en paralelo de compresores de distinta capacidad se puede lograr que los compresores de tornillo trabajen menos tiempo por debajo del 60%.

Desde luego que sin dejar de lado el hecho de que con el aumento de tamaño de los compresores también suele mejorar su COP, pues menor es el efecto relativo que tienen las pérdidas internas y que determinan los rendimientos volumétricos.

En el gráfico de la Fig. 5.8 se puede comprobar como al funcionar en serie dos compresores, cada uno con el 50 % de la capacidad total, hay dos zonas (en amarillo) en las cuales se trabaja con un COP (coeficiente de eficiencia) muy deficiente. Principalmente en los momentos en que cada uno de ellos tiene que funcionar por debajo del 60% aproximadamente de su capacidad nominal. Que correspondería al arranque de cada uno de los compresores, es decir entre 0 y 30% y el 50 y 80% de la capacidad total de la instalación.

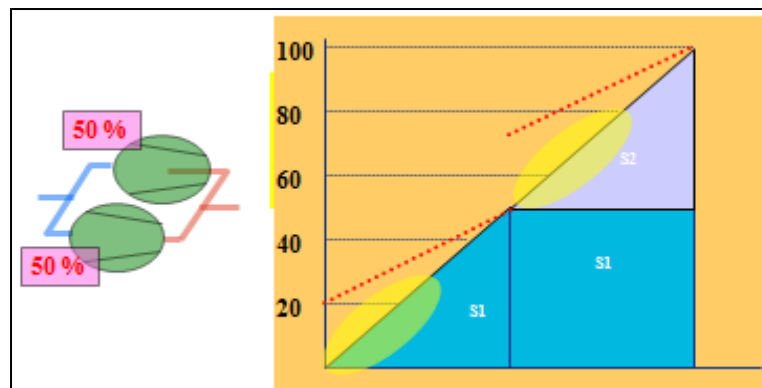


Fig. 5.8 Funcionamiento de dos compresores de tornillo de igual capacidad en serie. Eje vertical: Potencia demandada en el eje de los dos compresores en % (líneas de puntos). Eje horizontal: curva de potencia frigorífica. S1: campo de funcionamiento compresor 1, S2: campo de funcionamiento compresor 2.

La eficiencia del funcionamiento con dos compresores de igual capacidad puede optimizarse utilizando los controles actualmente disponibles en el mercado, pues si bien el primer compresor se pone en servicio como se ha representado en la Fig. 5.8, cuando éste alcanza el 100% de su capacidad, y se requiere mayor potencia frigorífica, arranca el segundo compresor y aumenta directamente su capacidad hasta el límite que se haya ajustado, por ejemplo el 50%. Simultáneamente, el primer compresor disminuye la suya hasta su 50%, con lo que se obtiene el 100% de un compresor, a partir de ahí sigue incrementandose en paralelo la capacidad de ámbos compresores, conforme lo vaya demandando la carga térmica de la instalación. El procedimiento inverso tiene lugar cuando disminuye la capacidad, ambos compresores reducirán su capacidad simultáneamente hasta el límite del cambio y al cabo de cierto tiempo se detiene el funcionamiento de uno de ellos, pasando el otro a su capacidad máxima. El punto de cambio (60, 50, 70%, etc) puede ajustarse teniendo en cuenta las variaciones mas habituales de carga de la instalación.

Pero como ya se comento al comienzo de este apartado no es preciso que los compresores tengan la misma capacidad, y en muchas ocasiones es más ventajoso, desde el punto de vista del consumo energético, instalar compresores de diferente tamaño o capacidad.

Por ejemplo montando dos compresores de tornillo con capacidades del 60 y el 40% del total se puede conseguir una regulación de capacidad entre el 24% y el 100% sin que en ningún momento ninguno de los compresores tenga que trabajar por debajo del 60% de su capacidad máxima, es decir trabajando ambos con buen rendimiento. El primero en arrancar será el pequeño y cuando éste alcance su 100% (40% total) y se siga precisando más capacidad frigorífica, arrancará el mayor aumentando la capacidad hasta su 60% mientras que el pequeño se parara. Al alcanzar el segundo su 100% podrá arrancar el pequeño y pasarán a trabajar los dos en paralelo al 60%. Con esta disposición, solamente en la fase de arranque del primer compresor se trabajará con una eficiencia desfavorable (del 0 al 20% del total aproximadamente).

Con funcionamiento secuencial se obtendría el gráfico de la figura 5.9.

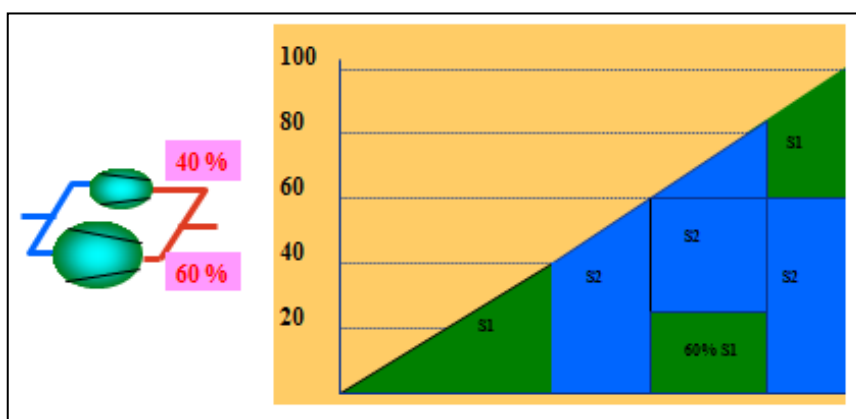


Fig.5.9 Adaptación constante a la carga con compresores de distinto tamaño.

Abcisas: Potencia frigorífica total en %. Ordenadas: Potencia demandada en el eje de los dos compresores en %. Campo de funcionamiento de los compresores. S1 compresor pequeño; S2 compresor grande.

Como conclusión se puede establecer que la combinación racional de compresores de diferente tamaño en las instalaciones ofrece un sencillo método para conseguir aumentar la eficiencia (COP), debido a la mayor flexibilidad para adaptar la marcha de cada compresor a la demanda frigorífica de manera que funcionen todos con cargas parciales mas elevadas.

La tradicional costumbre o tendencia de instalar compresores de igual tamaño en las instalaciones con el fin de facilitar la gestión de mantenimiento y repuestos dejo de ser válida. En la mayoría de las plantas no esta justificado e insistir con esta práctica es a costa de un mayor consumo de energia.

Aparte de los compresores de tornillo, que permiten una perfecta adaptación a la carga térmica desde el 10 al 100%, aunque como se viene diciendo con mucha pérdida de eficacia a cargas reducidas, hay compresores y procedimientos en el mercado para instalaciones de menor tamaño, que han sido desarrollados en los últimos años especialmente para lograr los mismos objetivos y deben ser tenidos en consideración para conseguir una mejor eficiencia energética. Seguidamente se exponen un par de ejemplos.

Compresor Scroll (Compresor espiro orbital)

Los compresores espiro orbitales o scroll. Están formados, Fig.5.10, por un rotor con forma de espiral, excéntrico respecto al eje de accionamiento, y que se desliza sobre la superficie del estator también con forma de espiral, esta vez fija, y concéntrica respecto al árbol motor. En su centro se encuentra el orificio de descarga. La espiral del rotor, excéntrica respecto al árbol motor, no gira solidariamente con éste, sino que se traslada con él paralela a sí misma.

De entre otros procedimientos de regulación de capacidad empleados con estos compresores, está el mecánico, que consiste en la elevación temporal del estator, con lo que no tiene lugar la compresión.

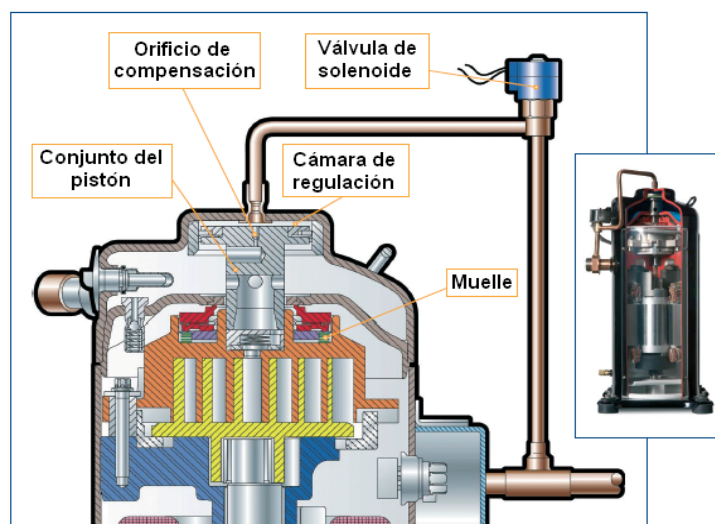


Fig.5.10 Detalles del compresor tipo Scroll

La espiral superior (fija) dispone en su parte superior de un pistón que cierra la cámara de regulación, con una conexión hacia el lado de aspiración provista de una electroválvula. El pistón tiene además un orificio para compensación de presiones, de forma que cuando la electroválvula se cierra, por el mencionado orificio se deja pasar la presión de alta a la parte

superior del referido pistón. Este se desliza hacia abajo y el estator permanece en contacto con el rotor permitiendo la compresión.

Cuando la electroválvula abre se comunica la parte superior de la cámara con la aspiración, el gas a alta presión existente en la misma se evacúa hacia la aspiración, y el gas que pasa a través del orificio resulta insuficiente para mantenerla presión, como consecuencia el pistón se desplaza hacia la parte superior separando el estator del rotor con lo que ya no se produce la compresión.

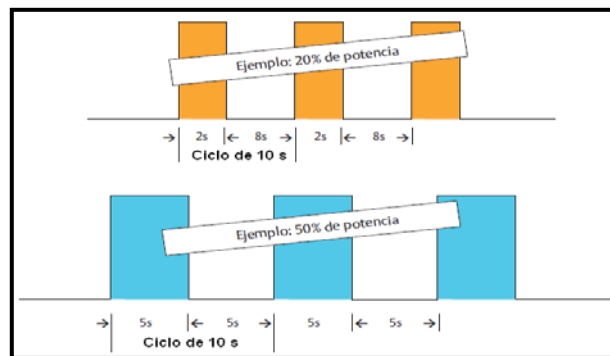


Fig. 5.11 Representación del funcionamiento de un compresor Scroll. Ciclo de 10 segundos. Capacidad 20 %: electro-válvula 2 segundos. Cerrada, 8 segundos abierta. Capacidad 50 %: electro-válvula 5 segundos cerrada y 5 segundos abierta.

Los ciclos de conexión/desconexión de la electroválvula permiten obtener una variación lineal entre el 10 y el 100 % de capacidad, la cual dependerá de la relación entre los tiempos de apertura/cierre de la electro-válvula durante un periodo de 10 segundos, Fig.5.11.

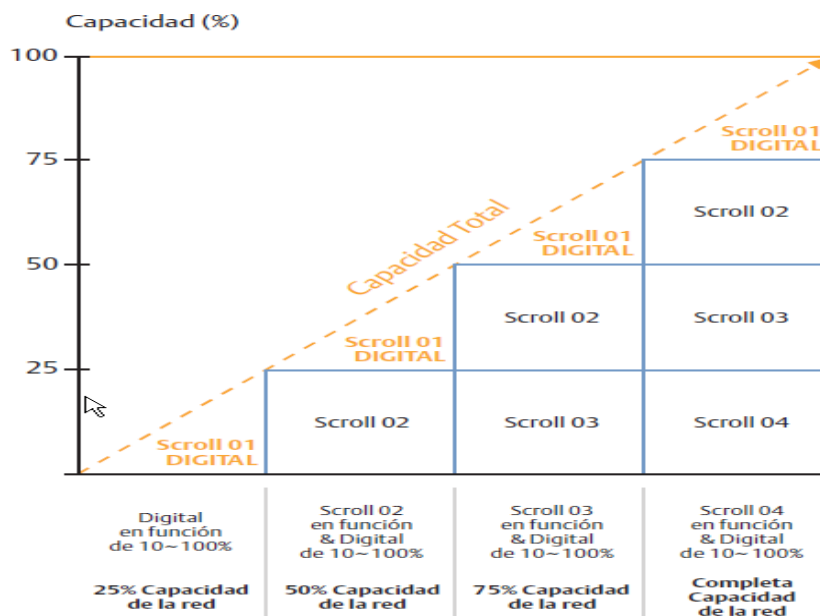


Fig. 5.12 Representación del funcionamiento con cuatro compresores Scroll.

Con cuatro compresores, Fig.5.12, en función de la presión de aspiración que registre la unidad Maestro, se activará la puesta en marcha de uno o varios compresores según una lógica "first in/ first out", la popular "fifo" (el primero en arrancar es el primero en parar). El

compresor Digital intenta siempre garantizar una estabilidad máxima de la presión de evaporación haciendo variar los ciclos y la duración de las aperturas y cierres de la electroválvula de reducción de potencia, lo que permite obtener una línea continua como se aprecia en la figura anterior.

Compresor con regulación electrónica.

Se han introducido recientemente en el mercado unos pequeños compresores herméticos que pueden funcionar a 12÷24 V DC o 110÷220 V AC, utilizando R134A, R600a o R290 y que gracias a un sistema electrónico pueden regular automáticamente su capacidad, Fig.5.13.

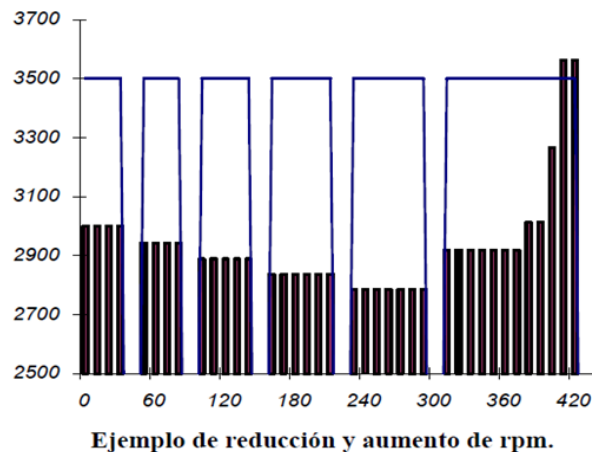


Fig. 5.13 Funcionamiento de un compresor con regulación electrónica.

Ejemplo de cómo actúa la regulación de capacidad en estos compresores.

Arranca a 3000 rpm, funciona durante 30' y para por termostato.

- Como funcionó menos de 60', arranca por termostato a 2943 rpm, funciona durante 40, el termostato para por temperatura.
- Arranca a 2889 rpm y funciona 50'.
- Arranca a 2837 rpm y funciona 59'.
- Arranca a 2786 rpm y funciona 70'.
- Arranca a 2919 rpm y funciona 120'.
- A los 75' pasa a 3013 rpm.
- 15' más tarde pasa a 3265 rpm.
- 15' más tarde pasa a 3563 rpm.
- 15' más tarde para por temperatura.
- La próxima vez arrancará a 3563 rpm.

Parece oportuno citar en este lugar la aparición en el mercado de compresores centrífugos con cojinetes "flotantes" como los modelos YMC2 o TURBOCOR, en los que se junta la tecnología de los cojinetes flotantes con el uso de motores síncronos de imanes permanentes semiherméticos.

Este tipo de compresores empieza a ser común en instalaciones de refrigeración y de climatización. Ofrecen muy buenos rendimientos a plena carga, pero se distinguen especialmente por los que tienen a cargas parciales.

5.2 Intercambiadores de calor.

Los principios elementales de la termodinámica aseguran que el transporte espontáneo de calor siempre se produce desde el nivel de temperatura superior al nivel inferior.

Fundamentalmente, la cantidad de calor transportada depende de la ecuación siguiente:

$$Q = k \times S \times \Delta t_m \quad [20]$$

En donde:

Q es la potencia de calor transferida en kW.

k es el coeficiente global de transmisión en kW/m²×K.

S es la superficie de intercambio en m².

Δt_m es la diferencia media logarítmica en K.

Esto significa que cuanto mayor sea la superficie de transmisión menor será la diferencia de temperatura necesaria para conseguir una potencia determinada y con ello mejor será el rendimiento global de la instalación considerando invariables el resto de parámetros.

Esto nos lleva a una importante conclusión: Aunque la superficie de transmisión de los intercambiadores no es el único valor que participa en la transferencia de calor, ésta si es proporcional a la superficie.

El otro factor determinante es el coeficiente de intercambio K, que depende del diseño y de la construcción de los intercambiadores y de su estado de limpieza.

Conclusión:

Partiendo de la fórmula anterior y considerando el ahorro aportado sobre el funcionamiento del compresor por cada grado de subida en la evaporación o bajada en la condensación, se comprueba la importancia que tiene dimensionar los intercambiadores de calor reduciendo el salto térmico, incrementando los coeficientes de transmisión y aumentando la superficie de intercambio efectiva.

5.2.1 Condensadores.

Los equipos empleados básicamente para la condensación de los gases refrigerantes son:

- * Los condensadores evaporativos con diversas variantes.
- * Los condensadores por aire.
- * Intercambiadores multitubulares y de placas.
- * Los condensadores refrigerados por agua. En este caso, si no se dispone de agua de pozo, río o mar se utilizan las torres de recuperación, para disminuir el consumo de agua.

Para tomar la decisión entre los diferentes sistemas, se seguirán determinados criterios y ciertas consideraciones entre los cuales se destacan:

- Cuanto más baja sea la temperatura de condensación, menor será el consumo de energía. Como media, el consumo decrece un 3% por cada grado K de reducción de la temperatura.
- La necesidad de mantener artificialmente la presión de condensación para conseguir un funcionamiento estable de las válvulas de expansión termostáticas actúa en contra de la tendencia al ahorro de energía. La llegada de nuevas técnicas en base a equipos de expansión electrónicos, que permiten diferencias de presión mucho más reducidas, ofrece al diseñador grandes posibilidades de mejoras.

- Todos los componentes accesorios al circuito de condensación, como son las bombas de circulación de fluidos y los ventiladores, son considerables consumidores de energía. Es necesario elegirlos con los mejores niveles de eficiencia a fin de minimizar su impacto en el consumo total (véase apartados correspondientes).

-La superficie de intercambio efectiva de los condensadores, a igualdad del resto de los factores que intervienen en la transmisión de calor, tiene una importancia decisiva en la temperatura de condensación, pues determinan el acercamiento entre esta temperatura y la de entrada del fluido frío, agua o aire.

Las superficies de intercambio pierden eficacia con el ensuciamiento que se produce durante el servicio. Esto provoca a la vez un aumento del consumo. Por ello se recomienda ubicar los equipos en donde se tenga fácil acceso y seguir un programa de mantenimiento regular.

- El acercamiento entre la temperatura de condensación y las de entrada/salida de los fluidos utilizados para la misma.

A continuación se hacen unas recomendaciones para este acercamiento al 100% de carga.

a) Condensadores de aire.

Diferencia (Δt) entre temperatura de entrada aire y temperatura de condensación,

Δt Actualmente usual ----- 10/15 K

Δt Sugerido ----- 8/10 K

Nota: En los sistemas frigoríficos destinados a instalaciones de confort es usual adoptar diferencias de 14 a 16°C sin que exista una razón objetiva para no adoptar los mismos valores que en el caso de las instalaciones industriales (10 / 12 K)

b) Condensadores evaporativos:

Diferencia entre temperaturas de condensación y bulbo húmedo,

Δt Actual usual ----- 10/12 K

Δt Sugerido ----- 8 K

c) Condensadores de placas con torres de condensación:

Diferencia entre la temperatura de condensación y la de entrada del fluido,

Δt Actual usual ----- 8 K.

Δt Sugerido ----- 6 K

d) Condensadores de placas en sistemas de cascada etapa intermedia:

Δt Actual usual ----- 5 K

Δt Sugerido ----- 3 /4 K

- Mantener las pérdidas de presión máximas para el refrigerante entre la descarga del compresor y la entrada en el condensador, equivalentes a 1 y 2 K.

-La presencia de incondensables (fundamentalmente aire) en los circuitos frigoríficos, tiene efectos muy negativos sobre la presión de condensación y con ello sobre el consumo eléctrico. Para evitar estas consecuencias se deben utilizar purgadores de incondensables según determina el RSIF, a partir de una carga de refrigerante superior a 1000 kg, siempre que en el sector de baja haya una presión inferior a la atmosférica (véase apartado purgadores).

- El contenido de agua en el refrigerante, en los sistemas de NH₃, también afecta a la eficacia de los mismos, por lo que se deberán revisar con regularidad.
- En la condensación por aire se asegurará un subenfriamiento mínimo a la entrada de las válvulas de expansión (2-3 K). De lo contrario llegarán burbujas de gas al sistema de expansión perjudicando su funcionamiento.
- La utilización de condensadores por aire en las instalaciones, en países tan cálidos como el español, normalmente suponen aceptar una eficiencia de las instalaciones (COP) sensiblemente inferior al que se pueda obtener con condensadores evaporativos o condensadores refrigerados por agua. Es de gran importancia hacer estudios comparativos antes de decidirse por este método de condensación. Solamente circunstancias muy concretas, inclinarán el balance hacia la condensación por aire en instalaciones frigoríficas de tamaño mediano y grande. Incluso considerando el problema de la legionella.

Como consecuencia de lo expuesto anteriormente la incidencia del condensador en el consumo energético es fundamental, la variación del COP (aumento o disminución) por K de cambio en la temperatura de condensación depende:

- del fluido refrigerante,
- de la temperatura de condensación,
- de la temperatura de evaporación y
- del sistema de compresión.

Sin embargo, en función de los factores antes enumerados, se puede considerar que el ahorro introducido por cada grado de bajada en la temperatura de condensación puede oscilar entre los valores siguientes:

- ✓ Sistemas de una etapa entre el 2,8 a 5%
- ✓ Sistemas con economizador, entre el 2,3 a 4%
- ✓ Sistema de dos etapas, entre el 1,6 a 2,2 %

En los sistemas de una etapa y economizador los HFC se muestran más sensibles al descenso de presión y por lo tanto el valor COP varía de forma significativa, mientras que en los de dos etapas se mantienen en los márgenes inferiores de los valores indicados.

El condensador es un componente que debe ser dimensionado cuidadosamente, prestando atención especial a:

- ✓ Elección del tipo, en función de los medios de enfriamiento disponibles.
- ✓ Tamaño del equipo, función del Δt .
- ✓ Funcionamiento, según el diseño previsto y el montaje.
- ✓ Conservación de las condiciones de funcionamiento iniciales, a través de un mantenimiento adecuado

En particular hay que asegurarse de que la presión de condensación esté siempre dentro del rango de trabajo del compresor, evitando presiones demasiado altas o excesivamente bajas, teniendo en cuenta que el tipo de compresor y la presión de aspiración marcarán la presión de descarga mínima admisible para el compresor. Además, el condensador debe tener suficiente capacidad para evacuar la carga térmica producida durante la fase de arranque, después de los desescarches y en los días más calurosos del año (la instalación no debe parar por alta sean cuales sean las condiciones ambientales).

Con todo, en forma similar a como se ha visto con el aislamiento, habrá un punto óptimo de utilización que vendrá determinado por el mínimo de la suma de los costes de amortización, mantenimiento y operación, tal como se puede ver en el gráfico siguiente de la Fig.5.14.

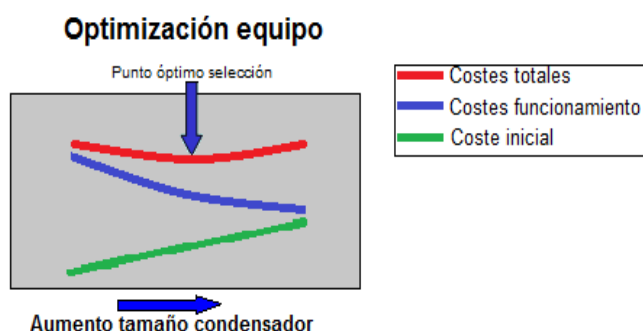


Fig. 5.14 Esquema de optimización del tamaño de los condensadores.

En las páginas que siguen, se aborda el análisis de los diferentes tipos de condensación de uso más frecuentes en el sector de la refrigeración.

5.2.1.1 Condensación por aire.

Los programas de cálculo relacionados con equipos e instalaciones frigoríficas de libre difusión mencionados al tratar sobre las pérdidas por transmisión, pueden facilitar el cálculo del punto óptimo, el cual varía con el coste de la energía eléctrica y con los gastos financieros. El incremento del coste de la energía o una mayor potencia de accionamiento en los ventiladores desplazará el punto óptimo hacia la izquierda del esquema en la Fig.5.14 y el aumento de los costes financieros lo desplazará hacia la derecha.

Cuando un condensador en un sistema está sobredimensionado, la temperatura de condensación desciende. Como se indicó anteriormente, esto comporta una reducción del consumo de energía para los compresores. Por otro lado, los gastos anuales derivados de la inversión sufrirán un incremento, pero siempre hay un punto óptimo, es decir, un punto en el que la suma de los gastos financieros y de funcionamiento alcanza un mínimo (Fig. 5.14). En el caso de un sistema con un condensador refrigerado por aire, se habla de la diferencia de temperatura óptima, que es la diferencia entre la temperatura de condensación menos la temperatura de entrada del aire. Además, se define por la capacidad de los compresores instalados y también se debe tener en consideración el consumo de energía de los elementos auxiliares

Por ejemplo, en el caso de la condensación por aire, los aparatos que mueven mayor caudal de aire suelen tener motores más potentes y podrían llegar a tener consumos elevados. Un condensador con una capacidad más alta, probablemente tendrá una potencia del ventilador superior.

Si el límite inferior de temperatura de condensación con el que puede trabajar el compresor, por motivos constructivos (lubricación, etc.), fuese más alto, este hecho contribuirá a desplazar el punto de equilibrio hacia la derecha, pues al no estar plenamente aprovechado el condensador durante los períodos de baja temperatura exterior, porque las citadas limitaciones del compresor no admiten condensar todo lo bajo que se podría si solo interviniese la temperatura exterior, aumenta el consumo total de la planta.

En la mayoría de las aplicaciones, los compresores pueden trabajar con temperaturas de condensación mínimas de entre +15 y +20°C.

Cuando en la instalación se pretenda recuperar el calor de condensación, parcial o totalmente, a niveles de temperatura que requieran aumentar la de condensación por encima de los valores que resultan de la optimización continua del punto de trabajo, habrá que verificar si el ahorro energético que ofrece la recuperación es superior al incremento de consumo en compresores que resulte como consecuencia de la condensación más alta.

Potencia ventiladores

Las hojas y programas de selección de condensadores ofrecen normalmente la posibilidad de elegir distintos modelos que proporcionan la disipación de calor solicitado, pero con algunas diferencias en superficie de transmisión, caudales de aire y velocidad de rotación de los ventiladores, con el fin de lograr precios más ajustados.

Generalmente se puede pronosticar, sin temor a equivocarse, que los aparatos más económicos presentan un consumo eléctrico mayor a igualdad de condiciones nominales. Es entonces imprescindible comprobar el período de amortización de los equipos más costosos para poder decidir racionalmente cual es la solución más atractiva para el usuario.

La siguiente regla puede servir de orientación:

Si se establece una relación entre la capacidad del condensador y la diferencia de temperaturas entre la entrada del aire y la condensación, se puede considerar que el consumo eléctrico es aceptable si el cociente entre la potencia de ventiladores y la relación anterior está comprendida entre unos valores del orden de 0,2 a 0,4 kW / (kW/ K).

Ejemplo:

Potencia de condensación 1000 kW.

Diferencia entre las temperaturas de condensación y de aire exterior 12 K.

Relación entre estos valores $1000/12 = 83,3 \text{ kW/K}$.

Consumo de ventiladores 20 kW.

Cociente $20 / 83,3 = 0,24 \text{ kW/ (kW/K)}$.

El consumo de ventiladores, en este ejemplo, estaría dentro de lo considerado aceptable.

Con relación a los ventiladores y sus motores de accionamiento se remite al apartado sobre estos elementos en esta guía.

Las principales ventajas de los condensadores por aire son:

- No se necesita agua
- Se elimina el riesgo de la legionella.

Pero es un método con muchas desventajas sobre todo para plantas medianas y grandes, destacando:

- El consumo energético punta a plena carga de la instalación frigorífica condensando por aire es del orden de un 25 y 30% superior al de los condensadores evaporativos o los condensadores refrigerados por agua de torre.
- Necesita mucho espacio para su ubicación.
- En climas cálidos dificulta y encarece mucho las instalaciones con NH_3 .
- Los niveles de ruido son más difíciles de combatir.

5.2.1.2 Aerorefrigeradores.

Una alternativa al uso de los condensadores de aire es la utilización de refrigeradores de líquido mediante el aire ambiente, que se ha utilizado frecuentemente en las instalaciones de clima.

Ésta solución tiene ciertas ventajas:

- se pueden usar plantas estándar,
- las tuberías de refrigerante se reducen y quedan restringidas a la sala de máquinas,
- no hay que aplicar tratamientos contra la legionella.

No obstante, al utilizar un fluido intermedio entre el aire exterior y el refrigerante, supone una considerable penalización sobre el consumo energético.

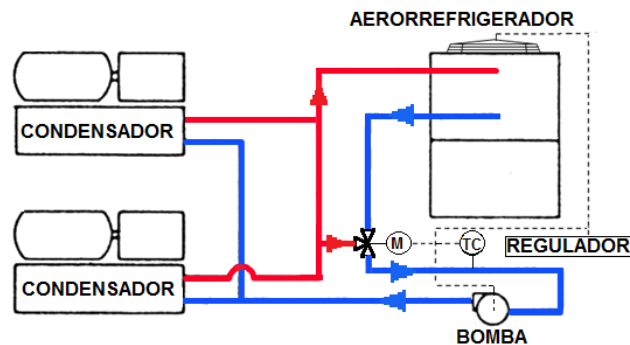


Fig.5.15 Esquema de circuito frigorífico con aerorefrigerador

En la Fig. 5.15 se expone un esquema frigorífico condensado por aerorefrigerador.

En el esquema de la Fig. 5.16 se representan las curvas de condensación (en rojo) y las de los fluidos aire (azul) y agua (verde).

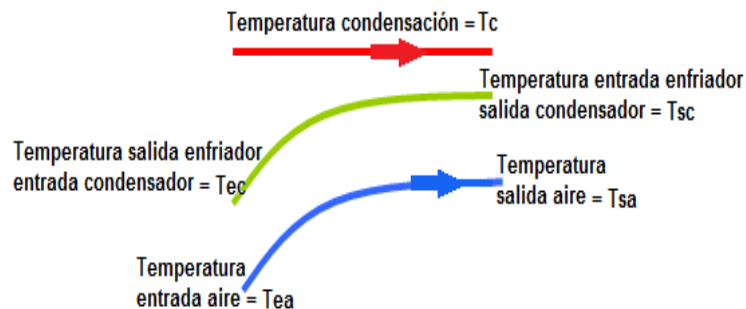


Fig. 5.16 Diferencias de temperaturas entre enfriadoras condensadas por agua con disipación de calor en aerorefrigeradores.

Seguidamente se dan valores usuales de las diferentes temperaturas (Δt) en el lado de alta del circuito con aerorefrigeradores.

- entre agua de entrada condensador y temperatura condensación----- 8K
- diferencial entre la entrada y salida del agua al condensador----- 5K
- Diferencia entre salida agua condensador y entrada del aire en el aerorefrigerador ----- 3K

Simbología utilizada en el esquema de la Fig. 5.14:

Tec: temperatura agua entrada condensador.
 Tc: temperatura de condensación.
 Tsc: temperatura salida agua del condensador.
 Tea: temperatura entrada aire en aerorefrigerador.
 Tes: temperatura salida aire aerorefrigerador

5.2.1.3 Condensadores adiabáticos.

Es un condensador enfriado por aire que dispone de unos nebulizadores de agua en la entrada de aire al aparato. En épocas calurosas se utiliza el agua para efectuar un enfriamiento adiabático del aire. Se utilizan tres procedimientos.

- 1) Pulverización de agua en la aspiración de aire de la batería, previendo una evaporación total del agua antes de su contacto con la batería.
- 2) Inyección de agua en la parte superior de la batería, cayendo por gravedad por toda la superficie de la misma, sin formación de gotas.
- 3) Humidificación de unos paneles situados en la parte frontal de la entrada de aire con el enfriamiento del aire mediante la vaporización del agua de los paneles.

En la figura siguiente (Fig. 5.17) se representa un esquema del último tipo mencionado. Es un condensador que en periodos fríos funcionará en seco y dispone de unos paneles (1) en los cuales durante los periodos cálidos se inyectará agua en su parte superior (3), la vaporización del agua enfriará considerablemente el aire vehiculado por los ventiladores (5), permitiendo conseguir una temperatura de condensación más baja en la batería (4) para el fluido refrigerante (2), lo que en definitiva redundará en consumo energético menor.

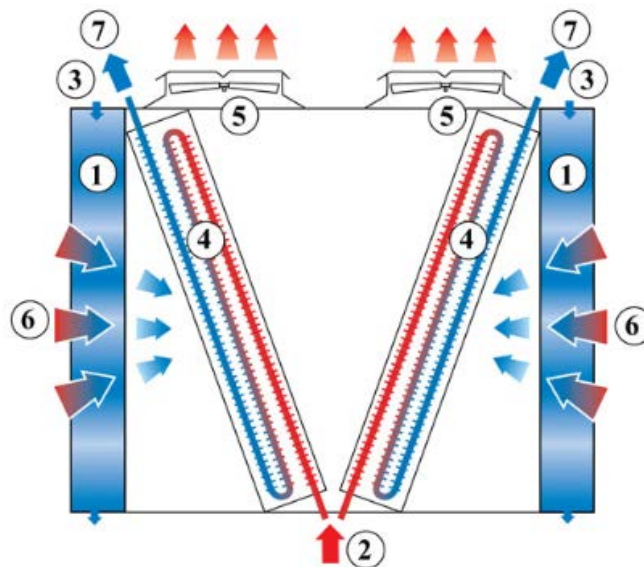


Fig. 5.17. Esquema de un condensador adiabático.

Prescindiendo del tipo de condensador adiabático utilizado, que puede hacer necesario el uso de materiales resistentes a la corrosión o de un tratamiento apropiado para evitar incrustaciones, el consumo de agua se disminuirá entre el 15% y el 25% del consumo de un condensador evaporativo convencional o el de una torre de recuperación y no precisará tratamiento contra la legionela, pues el agua ni queda estancada ni se recupera.

Un aspecto bastante negativo de estos sistemas, es su elevado consumo eléctrico en comparación con los condensadores evaporativos convencionales, pues llega a ser entre 2 y 4 veces superior.

En cualquier caso se resalta la necesidad de llevar a cabo un estudio minucioso entre las diversas alternativas que brindan estos tipos de condensadores, analizando detenidamente todos los aspectos que contribuyen a la generación de costos, utilizando lo que se conoce como “Costes del Ciclo de Vida” (LCC). Esta manera de calcular los costes totales de las instalaciones frigoríficas se aborda en un apartado posterior de esta guía.

5.2.1.4 Condensadores evaporativos y torres de enfriamiento.

La capacidad de los condensadores evaporativos se da en función de la diferencia de temperaturas entre el termómetro húmedo y la temperatura de condensación, diferencia que en las condiciones de diseño más usuales se toma con un valor de unos 12 K con tendencia a los 8/10 K.

En general aquí son válidas las mismas observaciones hechas en relación con los condensadores anteriores en cuanto a la necesidad de hacer un análisis basado en el LCC (Coste del Ciclo de Vida) para cada proyecto concreto, pero en éste caso se podría estimar unos valores algo más bajos como diferencia de temperaturas entre termómetro húmedo y condensación, cercanas a los 10 K. También aquí el PC ideal se desplazaría hacia la derecha (mayor diferencia) cuando suba el límite de la temperatura de condensación mínima admisible para los compresores.

Estos condensadores, como en el caso de las torres de refrigeración, al subir la temperatura húmeda si se mantienen los diferenciales entre ésta y la condensación, incrementan la capacidad de disipación de calor, que en este caso será alrededor del 2,5% por grado de aumento.

Ventajas del condensador evaporativo:

- a) Para instalaciones medias y grandes, tiene un coste de adquisición inferior a los refrigerados por aire y, en cualquier circunstancia, al de los adiabáticos.
- b) Ocupa mucho menos espacio que los condensadores por aire.
- c) Los ventiladores tienen un consumo menor al de los equipos anteriormente descritos, debido a que el caudal de aire en movimiento se reduce considerablemente.
- d) Permiten una temperatura de condensación mucho menor, como mínimo entre 8 y 10 K menos que con la condensación por aire. Lo que posibilita mejorar el COP de la instalación entre un 25 y un 30%, reduciendo en la misma proporción la factura eléctrica.
- e) Presentan menos dificultades de emplazamiento que los refrigerados por aire.

Desventajas:

- a) Necesidad de añadir otros accesorios como puedan ser eventualmente sistemas para descalcificación, conductivímetro, tratamiento contra la propagación de la legionella, etc.
- b) Costes de limpieza de la balsa, de biocidas, anticorrosivos y análisis de legionella.

- c) Consumo de agua (véase curva en la Fig. 5.18). El coste del m³ de agua, incluyendo el tratamiento, aunque variable de una zona a otra, o se puede estimar entre 2 y 4 € y el consumo de agua entre los 1,6 y 3,6 m³/kW (según ciclos de concentración).

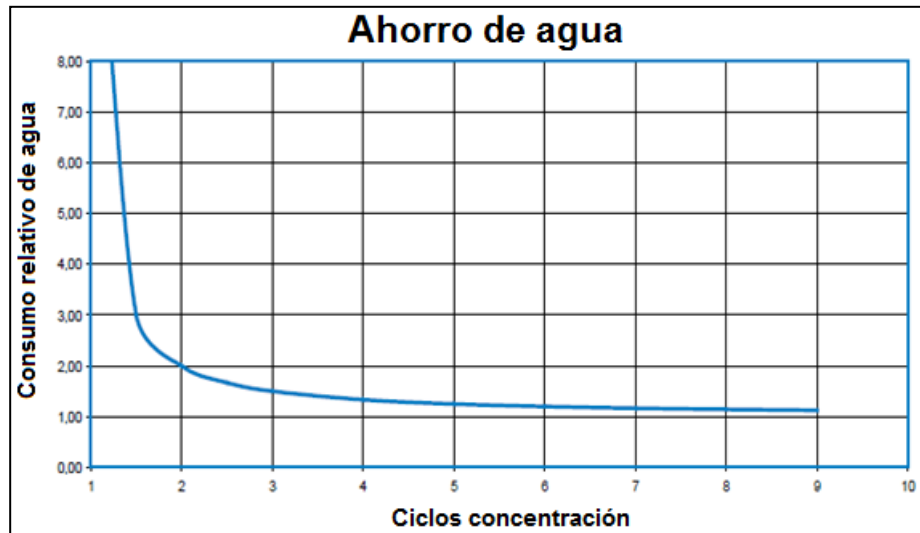


Fig. 5.18 Esquema de consumo de agua en condensadores evaporativos.

Otra importante observación válida para todas las aplicaciones de los condensadores evaporativos es la necesidad de evitar la formación de incrustaciones que, además de ser de difícil eliminación son causantes directos de un incremento del consumo de los compresores, como puede apreciarse en el gráfico de la Fig.5.19.

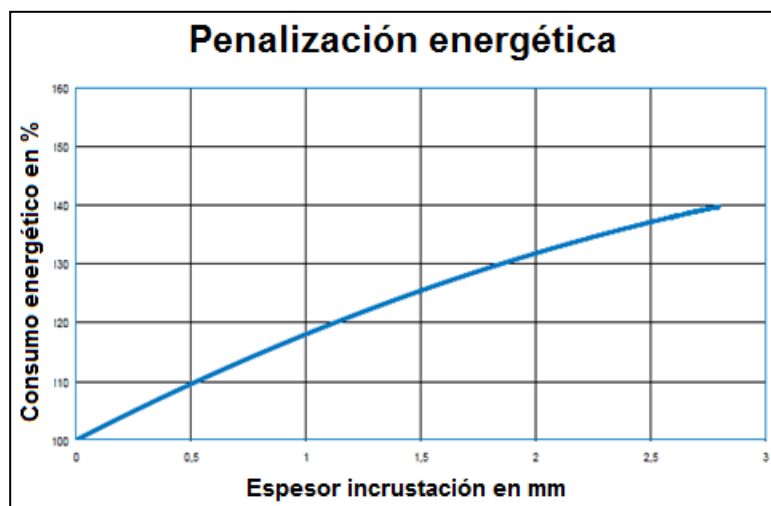


Fig.5.19 Influencia de las incrustaciones en los condensadores evaporativos, según BALTIMORE.

Por los factores antes indicados se deduce que no en todos los casos la opción del condensador evaporativo es a priori la más favorable.

La elección de la solución más adecuada para la condensación solo se puede asegurar con un estudio individualizado del coste del ciclo de vida analizando con detalle factores como:

- Tamaño de la instalación. A mayor tamaño usualmente es mas ventajosa la condensación con equipos evaporativos.
- Condiciones ambientales de la ubicación de la planta.
- Horas y periodos de funcionamiento anuales.
- Disponibilidad, coste y calidad del agua.
- Tipo de refrigerante a utilizar.
- Nivel de temperaturas de evaporación.
- Coste de la energía.

Los condensadores de placas y multitubulares con agua de pozo o de mar, ya que (sobre todo en este último caso) constituyen una muy buena alternativa para el ahorro energético, aunque debe de valorarse la necesidad de utilizar diseños y materiales específicos para estos fluidos que encarecen la instalación

5.3 Evaporadores y enfriadores de aire y de líquidos.

Las observaciones expresadas en el apartado en el que se tratan los condensadores, sobre la influencia que ejercen las diferencias de temperatura en el intercambio de calor y en la eficacia de la instalación frigorífica, son naturalmente válidas para los evaporadores. Sin embargo por diferentes motivos, tanto de proceso como de aplicación, existen en los evaporadores unos límites mínimos que se han de respetar y cuya importancia no debe de despreciarse. Se comentan más adelante en este apartado

5.3.1 Evaporadores y enfriadores más utilizados.

a) Para el enfriamiento de aire con refrigerante o con fluidos secundarios:

Las baterías están fabricadas básicamente con tubo y láminas. El tubo de cobre o de acero inoxidable y las láminas de aluminio, aunque en el mercado se pueden encontrar multitud de variantes.

Con el refrigerante NH_3 se empleó durante muchos años la construcción en base a tubo y aletas o láminas en acero galvanizado en caliente, pero en la última década el tubo en inoxidable con aletas de aluminio han ido sustituyéndolos paulatinamente hasta hacerse con la mayor parte de esta aplicación, al menos en Europa, debido a su menor peso y tamaño y en definitiva también al menor coste de instalación.

b) Para el enfriamiento de líquidos:

Los de mayor uso son los intercambiadores multitubulares y los de placas. Principalmente estos últimos están adquiriendo cada vez más cuota de mercado por algunas ventajas sustanciales que ofrecen comparados con los multitubulares, mejores coeficientes de transmisión, menores tamaños y pesos, más resistencia a las incrustaciones, materiales más resistentes a las corrosiones y, para un sinfín de aplicaciones, más económicos.

5.3.2 Principales características constructivas.

Para los descritos en el primer grupo, empleados en espacios cerrados como cámaras de congelación y frescos, salas de trabajo, antecámaras, espacios para oficinas, etc. se destacan seguidamente algunas de sus características principales por tener fuerte influencia en la eficacia de su función:

- Debe de elegirse un número y ubicación óptimos dependiendo del tamaño y condiciones de servicio de los locales.
- Cuando el desescarche sea por gas caliente y cuando la instalación frigorífica solo produzca para los evaporadores, se recomienda desescarchar simultáneamente como máximo una tercera parte de los evaporadores, para disponer de suficiente gas caliente en cualquier circunstancia de funcionamiento y asegurar así un desescarche rápido y eficaz.
- La flecha de aire, es decir el alcance del chorro de aire que sale de cada evaporador será el necesario para hacer un buen barrido del local. Esto no significa que se deban instalar ventiladores muy potentes, con el correspondiente mayor consumo de energía, sino que los evaporadores se deben de proveer de toberas en la descarga de los ventiladores (streamers), conductos de distribución del aire y otros sistemas, que permitan una eficaz distribución de aire con un consumo energético reducido.
- La transmisión de calor entre el aire y el refrigerante o fluido secundario, es relativamente baja, pero mejorarla simplemente incrementando la velocidad de circulación de los diferentes fluidos conduce a pérdidas de presión y mayores consumos de energía de ventiladores y bombas de circulación. No es pues una forma recomendada desde el punto de vista del consumo.

5.3.3 Transmisión de calor.

Para conseguir los mejores valores en la transmisión de calor se tienen que contemplar multitud de consideraciones en el diseño y la construcción, entre las cuales destacan las siguientes:

- 1) Una adecuada relación entre la superficie primaria (superficie exterior del tubo) y la secundaria (superficie de las aletas). Cuanto más se aleje de la unidad, peor será el coeficiente.
- 2) La perfecta unión entre tubo y aleta.
- 3) Óptima y regular expansión del tubo después de montada las aletas.
- 4) El espesor de las aletas tiene que respetar unos mínimos. Si es muy fino la transmisión será deficiente.
- 5) La velocidad y turbulencia del aire y del refrigerante o fluido secundario tienen unos valores óptimos, según se indica en otro lugar en este mismo capítulo.
- 6) Materiales idóneos.

Naturalmente los materiales de tubos y aletas tienen una fuerte influencia en la transmisión de calor. De ahí la necesidad de elegir los materiales más adecuados y que a su vez sean compatibles con el refrigerante.

- 7) Superficie de intercambio.

La superficie de intercambio interviene de manera directamente proporcional en la transmisión de calor. Pero como participan muchos otros factores la simple comparación y selección de estos componentes por su superficie de intercambio, técnicamente no se sostiene.

5.3.4 Desescarche de evaporadores.

En los servicios con temperaturas cercanas o inferiores a los 0°C, para lograr el enfriamiento del aire, es preciso evaporar a temperaturas negativas, con lo que en el lado del aire de la superficie de transmisión de los refrigeradores se formará escarcha. La escarcha influye muy

negativamente en la transmisión de calor al actuar como aislante. Es pues preciso eliminarla periódicamente mediante desescarches regulares con el fin de recuperar los coeficientes de transmisión elevados (véase Fig.5.20).

Desde el punto de vista de consumo de energía lo más razonable es hacer los desescarches cuando haya escarcha, y no por tiempo, es decir cuando se detecten los espesores de hielo, establecidos por el diseñador o recomendados por el fabricante sobre la superficie de intercambio de estos equipos. Usualmente estarán en función del espacio entre aletas y no deberá superar el 10% de la separación, recomendando un máximo de 0,5 mm aproximadamente.

Por lo tanto tiene bastante trascendencia el conseguir el desescarche más eficiente, que será el que se lleve a cabo en el menor tiempo posible.

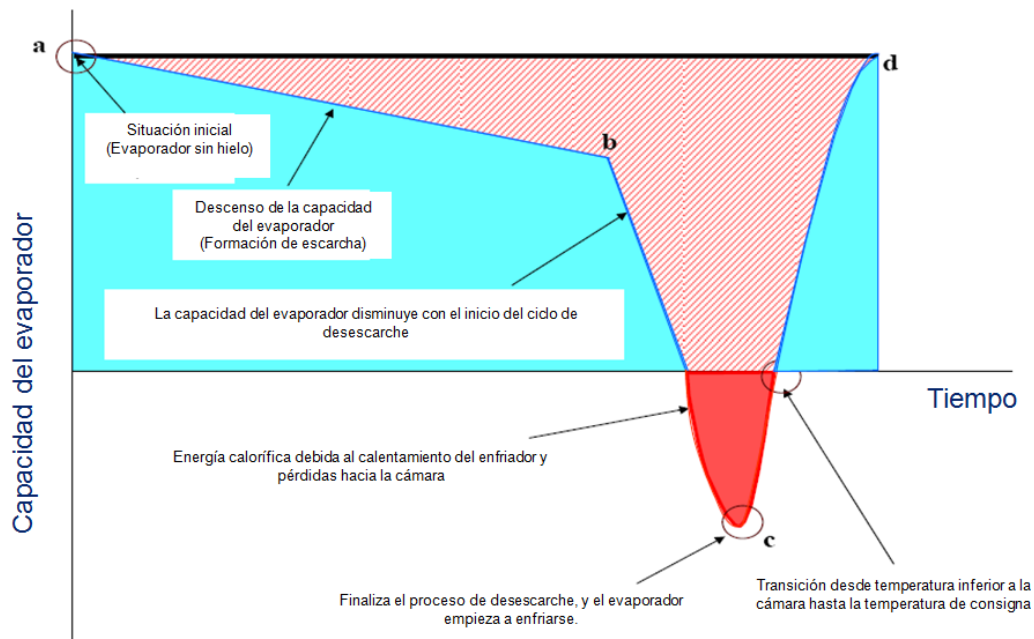


Fig.5. 20 Evolución del funcionamiento de evaporadores con escarcha.

El tiempo de desescarche óptimo es el que se requiere exactamente para fundir el hielo con la frecuencia establecida. Si se sobrepasa este tiempo se estará aportando calor al local innecesariamente; si es demasiado corto el intercambiador no quedara limpio y el consumo de energía y la influencia negativa en la estabilidad de la temperatura en el espacio refrigerado aumentaran.

Como alternativa se plantea el uso de desescarche "inteligente", basado en el empleo de microprocesadores y el cálculo estadístico de la duración óptima de los desescarches que van ajustando los tiempos del ciclo.

De todas maneras, si por motivos prácticos se hace por tiempos, estos se deben de controlar regularmente, con periodicidad no superior a los 3 meses y reajustarlos convenientemente.

Otro aspecto de interés es el determinar el medio de desescarche más idóneo: la alternativa de realizarlo con resistencias eléctricas es la menos favorable. La solución con energía recuperada del propio proceso frigorífico, directamente con gas caliente es la más efectiva,

pero también puede ser aceptable el uso de otros fluidos calentados con energía recuperada del propio circuito frigorífico. Naturalmente se pueden también emplear otras fuentes de energía residual.

Por otra parte, durante el desescarche se está introduciendo calor en el espacio acondicionado para fundir el hielo o escarcha. Este hecho perjudica la eficiencia energética y distorsiona la temperatura del local. Para mitigarlo se pueden aplicar diversos sistemas que se explicaran más adelante en el apartado 5.3.6.d): compuertas de cierre, conductos, evaporadores en cajas aisladas con compuertas de cierre, etc.

Como ejemplo, en grandes almacenes, con bajas temperaturas, para evitar la entrada de calor en los espacios acondicionados durante los desescarches, se utilizan cada día con más frecuencia los evaporadores aislados mediante cerramientos y compuertas. Es un método muy eficiente y recomendable, pues se facilita el trabajo del personal de mantenimiento al poder aislar los equipos del ambiente de la cámara (Fig. 5.29 b).

Los procedimientos más usuales de desescarche son:

- **Mediante el aire del local.**

Reciclando aire interior por las baterías de los evaporadores dejando funcionar sus propios ventiladores y manteniendo cortada la alimentación de refrigerante líquido hasta fundir todo el hielo. Solo recomendable, y normalmente aplicable, para temperaturas de los locales superiores a +4°C.

- **Con agua.**

Con ducha de agua, la cual debe tener una temperatura mínima de +10°C. Para no consumir energía adicional se recomienda recuperar de alguna manera el calor de condensación. La operación de desescarche requiere adoptar la siguiente secuencia:

- i. Cierre de la electroválvula de líquido y vaciado del evaporador con los ventiladores en marcha.
- ii. Una vez vaciado el refrigerante se paran los ventiladores (en los equipos autónomos cuando actúe el presostato de baja).
- iii. Apertura de la electroválvula de agua, según un programa que oscilará entre 10 a 20 minutos (si hay electroválvula de evacuación habrá que cerrarla).
- iv. Cierre de la electroválvula de agua (se abrirá la de evacuación) y se esperará el tiempo de escurrido para que se elimine el agua de la superficie durante 2/3 minutos.
- v. Pasados estos 2/3 minutos se abrirá la electroválvula de líquido.
- vi. Transcurrido el tiempo de enfriamiento de la batería (1/2 minutos) se pondrán en servicio los ventiladores).

No deberá iniciarse la ducha de agua si el evaporador no se ha vaciado totalmente, pues si contiene refrigerante este se evaporará congelando el agua con lo que lo único que se consigue será aumentar el tiempo de desescarche. Cuando se hace el vacío con los ventiladores se está aprovechando la evaporación del refrigerante para enfriar el ambiente.

- **Por resistencias eléctricas.**

El de resistencias eléctricas es el menos eficiente de todos desde el punto de vista energético. El procedimiento (véase Fig.5.21) es análogo al indicado para el apartado anterior, si bien se recomienda colocar un termostato fin de desescarhe (TFD) y un interruptor (klixon) de seguridad. Cuando actúe el TFD se da por terminado el desescarhe. Un temporizador, advierte si transcurrido el tiempo programado no ha disparado el mencionado termostato.

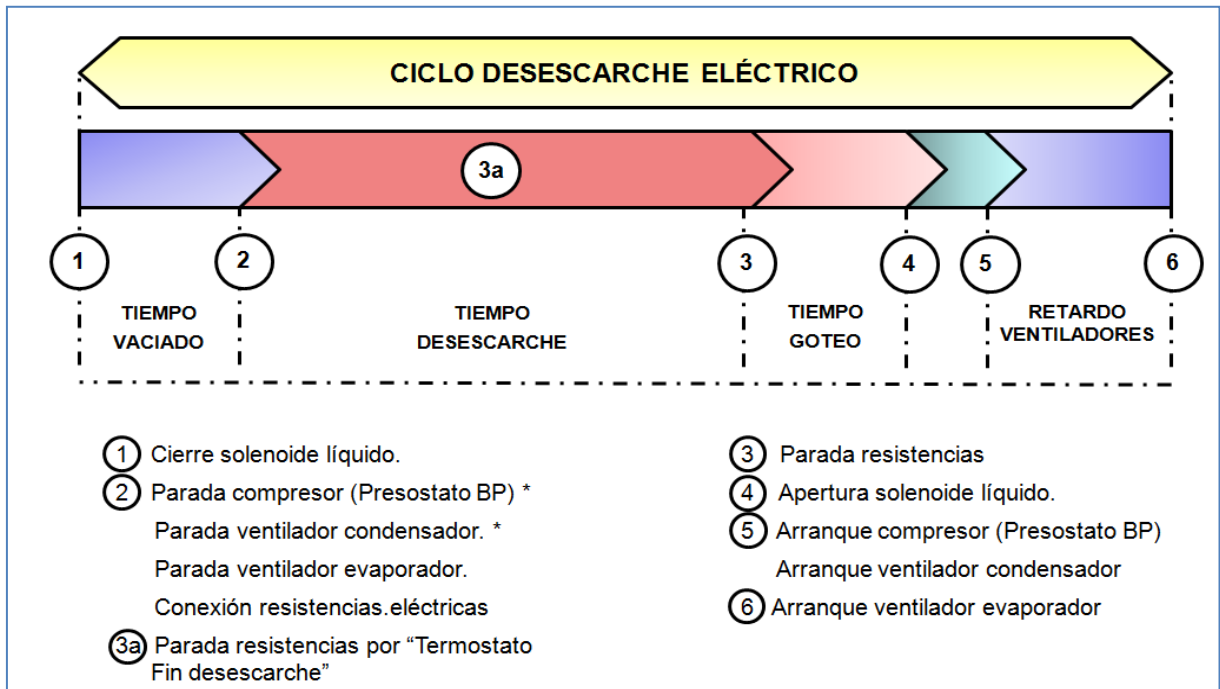


Fig.5. 21 Ciclo de desescarhe eléctrico.

- **Por gas caliente.**

El desescarhe por gas caliente, desde el punto de vista energético es muy conveniente pues permite aprovechar el trabajo realizado por los compresores y no se precisa otra fuente de calor externa. No obstante para asegurar su eficacia, en plantas centralizadas, es aconsejable desescarhar a la vez solo un 25-35 % de los evaporadores que estén en funcionamiento (tres en operación y una en desescarhe o similar). Existen dos métodos generales:

- **Desescarhe con cuatro tubos:**

Este sistema, Fig.5.22, obliga a poner una válvula de presión diferencial en la descarga de los compresores con el fin de garantizar suficiente cantidad de gas caliente en los evaporadores a desescarhar.

El diferencial de ajuste suele estar entre 1,5 y 2 bar, lo que obliga a incrementar la presión de trabajo a todos los compresores que estén en funcionamiento durante los periodos de desescarhe.

Es un sistema adecuado cuando no se dispone de separadores en el sector de baja presión, aunque se puede emplear igualmente cuando existan.

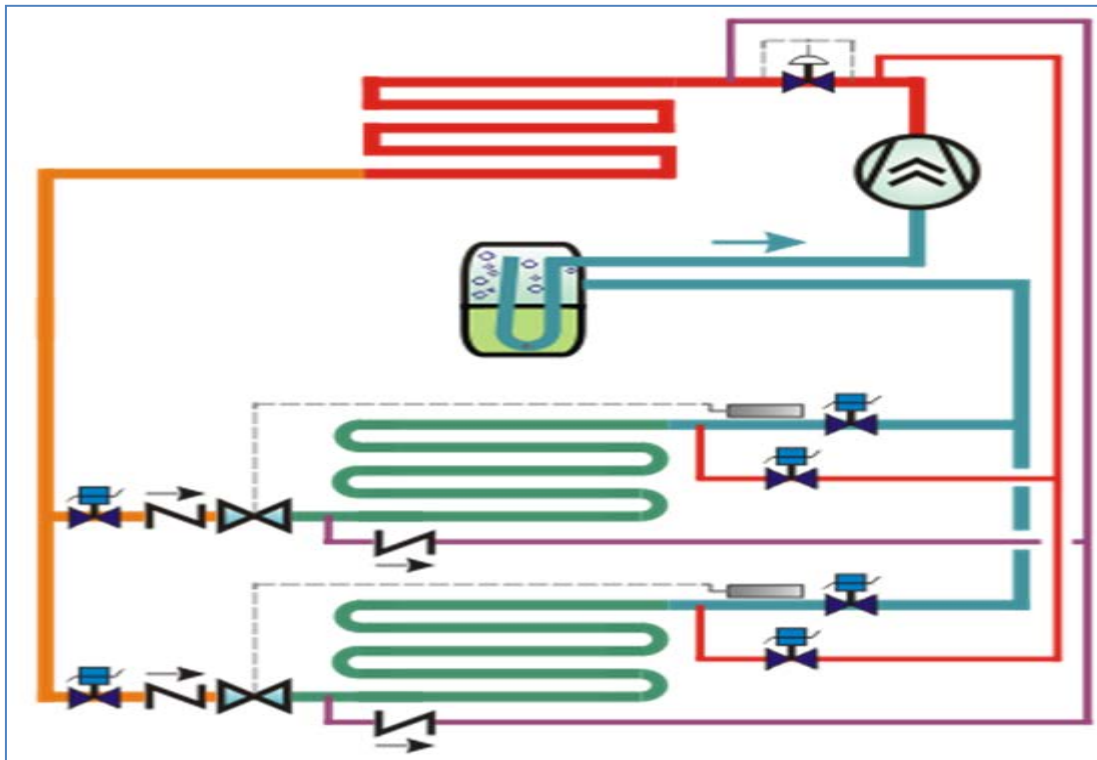


Fig. 5.22 Sistema de desescarche por gas caliente con 4 tubos

En el esquema de la Fig. 5.22 en periodos sin desescarche, los gases comprimidos por los compresores pasaran al condensador, en donde se licuan pasando luego al recipiente de líquido en alta. Desde aquí se hacen llegar al separador, previa expansión en un dispositivo adecuado. El refrigerante líquido a baja temperatura y baja presión se bombea hasta los evaporadores situados en los locales que se pretende acondicionar. Como suele bombearse una cantidad de líquido mayor que la necesaria para producir el efecto refrigerante (la denominada tasa de recirculación) los vapores y el líquido sobrante retornaran al separador. Los vapores que llegan de los evaporadores unidos al gas formado en la expansión al entrar el líquido de alta al separador serán los que aspiren los compresores. El líquido se queda en el separador incorporándose al sistema de bombeo.

En el momento de desescarchar alguno de los evaporadores se activa el regulador de presión montado sobre la tubería de descarga de los compresores. Al encontrarse con este regulador, ajustado a 1,5-2,0 bar, el gas caliente intentará recorrer un circuito que ofrezca menor resistencia a su paso y este camino lo halla desviándose hacia los evaporadores preparados para el desescarche, pues tendrán las correspondientes válvulas de entrada de gas abiertas y las de líquido cerradas. Este gas desplazará a su propio condensado hacia la salida y posteriormente hasta la botella de alta, pasando eventualmente por el condensador.

En general hay diversas consideraciones a tener en cuenta durante los procesos de desescarche, para conseguir que sean eficientes desde el prisma del consumo de energía. Los más usuales se detallan a continuación al abordar los métodos de tres tubos.

- **Desescarche con tres tubos**

Con éste sistema, Fig.5.23, no se precisa incrementar la presión en la descarga de compresores, pero como contrapartida se produce la formación de gas (flash gas) debido a la reducción de presión del líquido condensado durante el desescarche cuando pasa al sector de baja y hacia el final del proceso la cantidad de vapor que no llega a condensar (derivación o bypass) irá aumentando. Como cualquier otra derivación es improductiva y perjudica la eficiencia del ciclo, pudiendo llegar a forzar un incremento en la capacidad de los compresores.

Los efectos de éste inconveniente pueden disminuirse:

- Colocando un TFD (Termostato de Fin de Desescarche) que corte el desescarche cuando se detecte una temperatura superior a un cierto valor, que significaría que el proceso ha concluido.
- Montando flotadores que permitan salir solamente el líquido condensado hacia el sector de baja y retengan la parte de gas o vapor, para cada evaporador o uno general en una tubería de recogida de vaciado, con descarga a la tubería de aspiración.
- En una instalación de doble etapa llevando el retorno hacia una línea o recipiente de media presión, con lo que se reducirá la formación de gas (flash) sustancialmente.

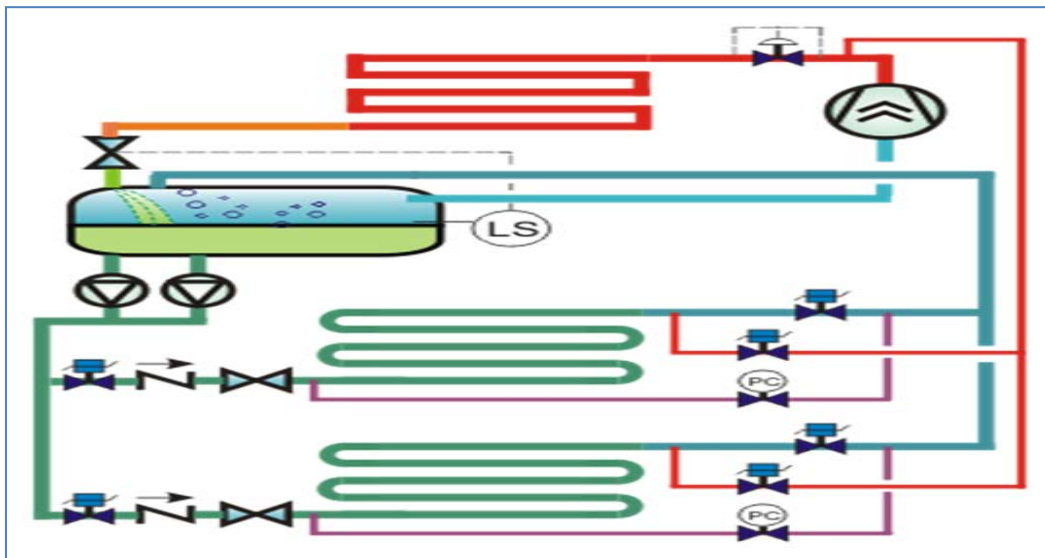


Fig. 5.23 Desescarche por gas caliente con tres tubos.

En la Fig. 5.23 se representa un esquema simplificado de una instalación de tres tubos. La diferencia esencial con el esquema de cuatro tubos de la Fig.5.22 es la supresión del sistema de regulación de presión en la tubería de descarga de los compresores, facilitada por el hecho de conducir la salida de los condensados de desescarche al sector de baja de la instalación (o al sector intermedio con plantas de doble etapa). Tan pronto se abra la electroválvula de gas caliente, este gas se encontrará con una contrapresión, la de baja o la intermedia, muy inferior a la de condensación y tenderá a circular por este camino. Es más, para que el proceso de desescarche sea rápido y eficaz es necesario formar artificialmente un contrapresión en la evacuación de condensados con el fin de que el proceso tenga lugar a una presión en el interior del evaporador que corresponda a una temperatura positiva del orden de unos 8/9 K, lo cual se consigue por medio de una válvula de presión constante ajustada a ese valor

La secuencia de desescarche sugerida en este caso es la siguiente:

- i. Cerrarla solenoide de alimentación de líquido y vaciar el líquido del evaporador con ventiladores en marcha.
- ii. Parar ventiladores y cerrar la electroválvula de aspiración.
- iii. Abrir la electroválvula de gas caliente.
- iv. Cerrar la electroválvula de gas caliente cuando actúe el TFD o la programación de los tiempos de desescarche.
- v. Retardo para equilibrio de temperaturas.
- vi. Abrir la electroválvula aspiración.
- vii. Abrir electroválvula de líquido para enfriar el evaporador.
- viii. Arrancar ventiladores después de un tiempo.

Notas:

- La secuencia de los diferentes pasos del proceso de desescarche, deben de reprogramarse una vez la instalación ha estado en marcha durante algún tiempo, con el fin de ajustar los tiempos para conseguir la mayor eficacia.

- Solenoide de presurización suave.

Para evitar fuertes choques de gas caliente en el evaporador y tuberías, cuando la solenoide de gas caliente sea de diámetro grandes, por ejemplo superior a DN

- **Desescarche por fluido secundario caliente.**

Para llevar a cabo el desescarche de los enfriadores de aire que utilizan agua glicolada u otros fluidos anticongelantes como medio refrigerador se suele utilizar el mismo fluido caliente. Para ello se aprovecha el calor de compresión, a través de un intercambiador, frecuentemente de placas situado en las descarga de los compresores, almacenándolo en un depósito, con el objeto de bombearlo hacia los enfriadores en el momento del desescarche.

Este sistema es utilizado también en el desescarche de evaporadores en circuitos de CO₂, en los que se instala un serpentín específico con esta finalidad.

- **Desescarche por inversión de ciclo.**

El desescarche por gas caliente con inversión ciclo es un método eficaz y sencillo para sistemas individuales. Durante el proceso de desescarche se invierte la circulación del refrigerante dentro del circuito y la función de evaporador y condensador: el evaporador pasa a actuar como condensador y el condensador como evaporador.

La totalidad del gas caliente del compresor se conduce al "evaporador" (convertido en condensador) en donde condensa fundiendo la escarcha con el calor de condensación. Posteriormente el líquido pasa al condensador (convertido en evaporador) en donde se evapora, aspirándolo de nuevo el compresor con lo que se cierra el circuito.

La inversión del ciclo se podría realizar con cuatro válvulas solenoide, pero para esta función se han desarrollado las denominadas válvulas inversoras, una solución más económica.

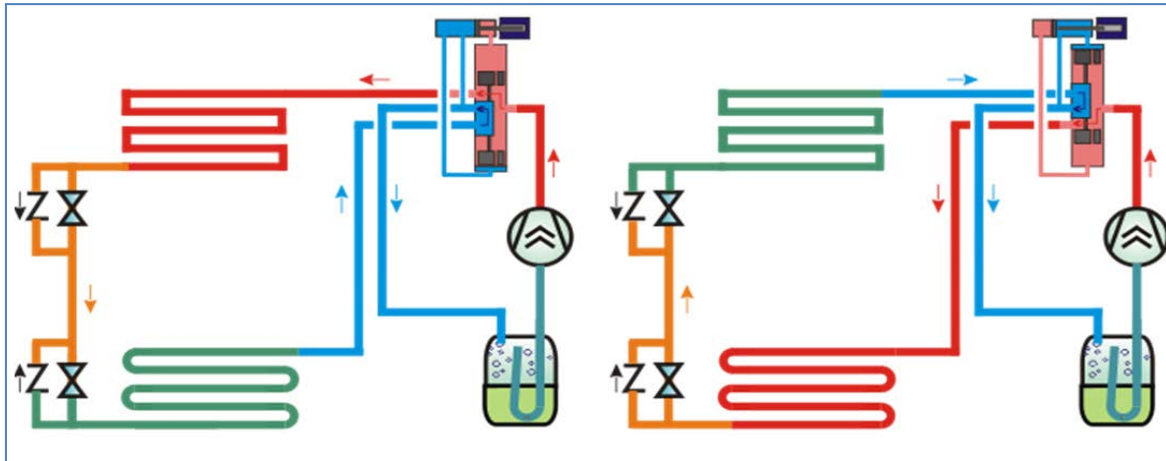


Fig.5.24 Desescarche por inversión de ciclo. Izquierda: posición frío. Derecha: posición desescarche.

En la figura Fig. 5.24 se representa un esquema simplificado de este método de desescarche por gas caliente en sus dos posiciones de producción de frío (esquema de la izquierda) y de desescarche (esquema de la derecha).

5.3.5 Valores de diferenciales de temperaturas usuales y tendencias.

Como se ha mencionado en repetidas ocasiones los valores de las diferencias de temperatura tienen una influencia importante en la eficacia de los circuitos frigoríficos (COP) y con ello en el consumo de energía, entre otros diversos aspectos de las instalaciones.

Cuanto menor sea la diferencia de temperatura ($TD1$, Δt , Δt_m) entre el refrigerante (o fluido frío) y el fluido a enfriar/condensar, mayor será, en general, la eficiencia de la instalación frigorífica, su COP global, pero mayor será también su coste.

Sin embargo, al tratar de reducir el diferencial de temperatura se puede producir el efecto contrario, por ejemplo, al elegir condensadores que trabajen con diferenciales más pequeños puede suceder que la potencia absorbida por los ventiladores sufra un incremento superior al descenso de consumo logrado con los compresores.

Por otra parte, también es cierto que la eficiencia está muy relacionada con el diferencia entre la entrada y salida de los fluidos frío y caliente, así como con las pérdidas de presión en los propios intercambiadores en ambos lados del intercambio de calor.

Otros factores a considerar son los efectos de las diferencias de temperatura en los servicios a donde se destinan los fluidos enfriados o calentados, por ejemplo:

- DT1 muy elevados en el aire frío destinado a cámaras frigoríficas reducirá la humedad relativa, formara mucha escarcha en los evaporadores debiendo aumentarse la frecuencia de los desescarches, etc.

- Diferencias muy pequeñas en condensadores con aire, aumentará excesivamente el tamaño del condensador y con ello el consumo del mismo, pudiendo perjudicar el COP global de la instalación.

Se impone por lo expuesto, tomar valores optimizados en cada aplicación.

Definiciones de las diferencias de temperatura usadas en las instalaciones frigoríficas.

- **DT1.**

Se emplea para los intercambiadores de tubo y aletas o láminas en los cuales se evapora un refrigerante para enfriar aire.

Determina la diferencia entre la temperatura de evaporación (a la salida del evaporador) y la de entrada de aire en el evaporador.

- **Δt .**

Esta diferencia de temperatura se define según los casos siguientes:

- **En enfriadores de aire con fluidos secundarios:** entre la temperatura de entrada del aire y la de entrada del fluido secundario.
- **En enfriadores de fluido secundario mediante la evaporación de refrigerante:** entre temperatura de evaporación y la de entrada del fluido secundario.
- **En condensadores refrigerados por aire:** entre la temperatura seca del aire ambiente y la de condensación.
- **En condensadores refrigerados por líquido:** entre la temperatura de condensación y la de entrada de líquido al condensador.
- **En condensadores evaporativos:** entre la temperatura de condensación y la de bulbo húmedo del ambiente.
- **En torres de enfriamiento:** entre la temperatura de entrada agua en la torre y la de bulbo húmedo del ambiente.

- **Δt_m .**

Es la diferencia media logarítmica y se utiliza para los intercambiadores líquido/líquido.

En el Anexo II se dan unos valores que pretenden orientar sobre los más usuales y la tendencia que se detecta actualmente en el mercado, con la finalidad de mejorar la eficiencia energética. Representan en todo caso valores medios.

5.3.6 Aplicación de los evaporadores.

Reciben el nombre genérico de evaporadores cuando en su interior se evapora un refrigerante y enfriadores cuando se trabaja con fluidos secundarios. En ambos caso su misión principal

es enfriar aire o algún otro fluido líquido o en estado gaseoso. Los evaporadores o enfriadores, como cualquier otro intercambiador de calor, tienen que ofrecer prestaciones eficientes, con moderadas pérdidas de temperatura y presión.

Los más eficientes serán aquellos que garanticen:

- a) Un mejor coeficiente de convección exterior.
- b) Un mayor coeficiente de convección interior.
- c) Una construcción con materiales de mayor conductividad térmica.
- d) Sistemas de desescarche rápido, completo y de bajo coste energético.
- e) Operar con temperaturas de evaporación más altas, por tener más superficie y mejores coeficientes globales de transmisión.

Seguidamente se detallan las principales características de los puntos reseñados:

a) Coeficiente de convección externa

El coeficiente de convección externa depende en gran medida de la velocidad del aire y de la turbulencia del mismo en su paso entre las aletas y el tubo. Una mayor velocidad y baterías con tubos al tresbolillo y láminas con formas que faciliten la turbulencia del aire, contribuirán a un mejor coeficiente. El inconveniente es que estas características inevitablemente aumentan el consumo de sus ventiladores de manera muy relevante, pues éste viene dado por el cociente de los caudales elevado al cubo. Por lo tanto al elegir los evaporadores deben tenerse en cuenta el consumo de ventiladores y averiguar el tiempo de amortización que supone el montaje de un aparato de mayor coste pero menor gasto energético. En periodos de amortización menores de unos 5 años la balanza deberá inclinarse hacia los de menor consumo de energía.

El caudal de aire está comprendido en general entre 150 y 300 litros/s por kW (corresponde a una diferencia de temperatura del aire a través del evaporador entre 3 y 5 K aproximadamente) y el consumo eléctrico será entonces del orden de 40 a 80 W/kW de frío; los valores inferiores se pueden considerar como excepcionales, valores cercanos a la mitad de ambos rangos comportarían un consumo razonable en refrigerados y se debería de tratar de seleccionar equipos que no se desviaran mucho de los mismos por la parte superior. Naturalmente ello dependerá del Δt con el que se trabaje, menores valores para el Δt significará mayor probabilidad de estar en la banda superior, como puede suceder en cámaras de congelados, donde pueden esperarse valores de alrededor de 200-250 litros/s y de 60-70 W/kW.

b) Coeficiente de convección interna

El coeficiente de convección interior dependerá, para un mismo refrigerante e idéntica distribución de temperaturas, básicamente de la distribución del fluido y su velocidad de circulación. Como el coeficiente de convección líquido-sólido es mejor que el de vapor-sólido, la proporción de superficie mojada también tiene importancia.

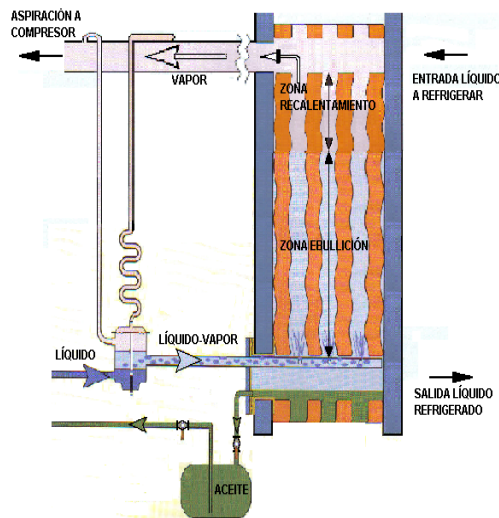


Fig. 5.25 Evaporador de placas para enfriamiento de líquido. Expansión con válvula termostática.

En la Fig. 5.25 se representa un evaporador alimentado con válvula de expansión termostática, con la que se controla el recalentamiento del refrigerante a la salida del intercambiador para evitar que partículas de líquido salgan del mismo y puedan llegar hasta el compresor. Una parte de la superficie de transmisión se destina a conseguir el recalentamiento, con lo que el coeficiente de convección en esta zona es deficiente al tratarse de un intercambio gas-sólido (gas-placas). Cuanto mayor sean las necesidades de recalentamiento mayor será la superficie utilizada para esta finalidad y por tanto mayor desaprovechamiento del aparato.

En la Fig. 5.26 se representa un sistema de circulación por gravedad. El líquido circula desde el separador por la diferencia de presiones que se genera como consecuencia de las diferentes densidades del refrigerante en el interior del circuito entre la columna de líquido que baja del separador hacia el evaporador y la columna de vapor-líquido de retorno desde este último de nuevo al separador. Esta diferencia de presiones debe de ser capaz además de compensar la pérdida de presión de todo el circuito. A efectos de cálculo se puede considerar que el líquido en circulación es un 50% mayor que el que se tiene que evaporar para producir la potencia frigorífica proyectada.

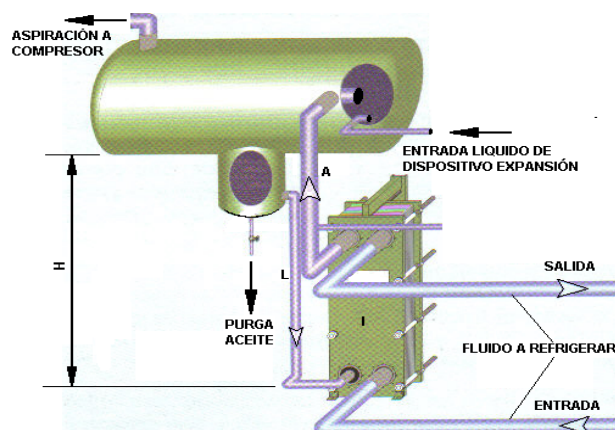


Fig. 5.26 Sistema de circulación de refrigerante por gravedad

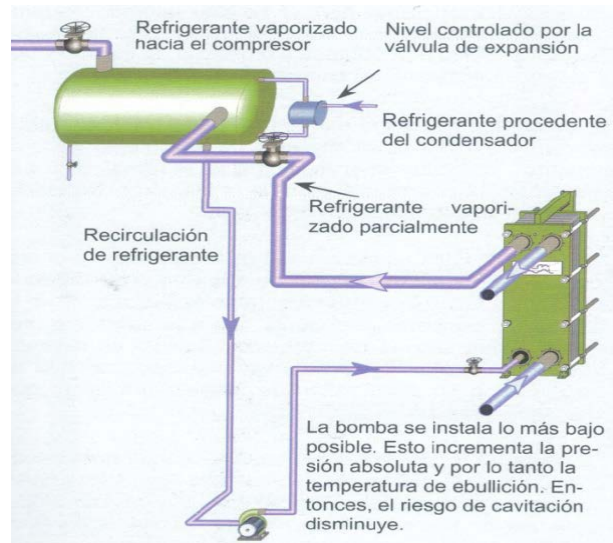


Fig. 5.27 Sistema de alimentación forzada por bomba. Con separador, enfriador de placas y bomba.

De hecho, el factor de la pérdida de carga en el interior de la batería entre las tubuladuras de entrada y salida deberá también tomarse en consideración, puesto que equivale a un descenso de la temperatura de evaporación y con ello a una disminución del rendimiento del compresor. Una pérdida de presión menor permitiría a los compresores trabajar con una evaporación más alta y ya se conoce la ventaja que ello representa.

Desde el punto de vista energético, tanto el sistema inundado por gravedad como por bombeo, Fig.5.27, ofrecen las mismas ventajas:

- ✓ Posibilidad de trabajar con presiones de condensación más bajas que con las válvulas de expansión termostáticas (VET).
- ✓ Permiten trabajar con una diferencia de temperatura menor entre la entrada de aire o del líquido a enfriar y la de evaporación, pues en alimentación con VET es imprescindible que esta diferencia de temperatura sea mayor que el recalentamiento de la válvula. Por ejemplo en evaporadores de tubo aleteado, lo que en el mejor de los casos supondrá una diferencia de 8 K con VET, en los sistemas inundados la diferencia puede ser de unos 5 K lo que automáticamente representaría un ahorro de un 8 a un 9% en consumo.
- ✓ Distribución del líquido en la batería. Con las VET es más fácil que se produzca una mala distribución.

Comprobaremos con un ejemplo la influencia del sistema de alimentación en la eficacia de la transmisión de calor, para lo cual hay que tomar como base el mismo evaporador con idéntica potencia frigorífica.

Se elige para ello un intercambiador de 60 placas, para enfriar agua con etilenglicol al 40% desde -17 hasta -20°C y una potencia de intercambio de 100 kW. Con un sistema inundado de R404A y una temperatura de evaporación de -25°C, se tendrá una reserva del 8%, mientras que con expansión seca con una VET, una temperatura del líquido de +10°C, es decir, fuertemente subenfriado y un recalentamiento de 5K a la salida del evaporador (muy favorable si se considera el recalentamiento estático), para alcanzar la misma capacidad se

precisará una temperatura de evaporación de -28°C . Significa que a pesar de las favorables condiciones supuestas para la expansión seca, se produciría una diferencia de consumo de energía del orden de un 9 % en favor del sistema inundado.

c) Materiales de construcción

Ya se ha comentado anteriormente la influencia que ejercen sobre el coeficiente global de transmisión los materiales de construcción que se empleen.

En el caso de enfriadores de aire, por ejemplo aquellos que estén contruidos con tubo de cobre o aluminio y aletas de aluminio serán los que tengan mejores prestaciones. Sin embargo, para NH_3 y en general para cualquier otro refrigerante, se han desarrollado aeroevaporadores que emplean tubo de inoxidable de pequeño espesor de pared (con lo que se compensa parcialmente su mala conductividad) y aleta de aluminio que ofrecen también muy buenas prestaciones en estos equipos.

Además de los propios materiales se tendrán en consideración los eventuales tratamientos superficiales que se apliquen a evaporadores e intercambiadores con el fin de hacerlos más resistentes a los diversos ambientes en los que deben de prestar servicio (por ejemplo epoxi y similares).Cualquier tratamiento de esta índole supone añadir un cierto espesor de otro material con un coeficiente de conductividad peor, lo que supondrá un empeoramiento del coeficiente de transmisión, hecho que se deberá tener en consideración en la selección del tamaño de estos equipos.

d) Desescarche.

El desescarche del evaporador es un factor fundamental para conseguir una óptima eficiencia de la instalación.

En cualquier caso, la instalación más eficaz es obviamente la que no requiere desescarches, por lo que se recomienda, cuando sea técnicamente viable, tomar medidas para evitarlos o al menos reducir su frecuencia y duración.

Algunas medidas son por ejemplo:

- Reducir la entrada de humedad en los recintos acondicionados con el control de apertura de puertas, instalando cortinas de aire, procurar no introducir el género excesivamente mojado y en general reducir al máximo las infiltraciones de aire al mínimo.

Es también preciso tener presente que no en todas las épocas del año se requiere la misma intensidad de desescarches, por lo que habrá que ir adaptando los programas a las necesidades reales. Lo ideal es disponer de un sistema fiable de detección de escarcha que sea el iniciador del procedimiento.

Es evidente que el calor aportado al evaporador durante la fusión del hielo entra en gran medida al recinto, convirtiéndose en una carga térmica adicional que habrá que eliminar. Hay varias posibilidades de reducir este impacto dotando a los evaporadores de toberas y compuertas en la descarga que se cierran durante el desescarche, de mangas textiles también en la descarga que cierran al parar los ventiladores, o montando las baterías de los evaporadores en nichos cajas térmicamente aislados y también con compuertas accionadas mediante mecanismos automáticos (Fig.5.29b).

En la elección de estos sistemas destinados a disminuir la entrada de calor en los recintos acondicionados durante el desescarche se tiene que considerar que algunos de ellos, por

ejemplo las mangas textiles, tienen una pérdida de presión al paso del aire para mantenerlos abiertos durante el modo refrigeración. Esta pérdida de presión se convierte en mayor consumo del ventilador que también termina entrando en forma de calor en la cámara o recinto. Las compuertas por ejemplo, si están bien dimensionadas y montadas, no tienen este inconveniente. Resumiendo, si estos mecanismos se instalan solo a efectos de reducir la entrada de calor en los locales acondicionados durante el desescarche no todos son apropiados. Otra cuestión es cuando se instalan para conseguir mayor flecha del aire. En la fotografía de la Fig.5.28 se observa un evaporador con toberas en la descarga y compuertas de cierre en el interior de las mismas. En la Fig. 5.29 se muestran otras fotografías con dos diferentes métodos para disminuir la entrada de calor en los recintos acondicionados durante los desescarches.

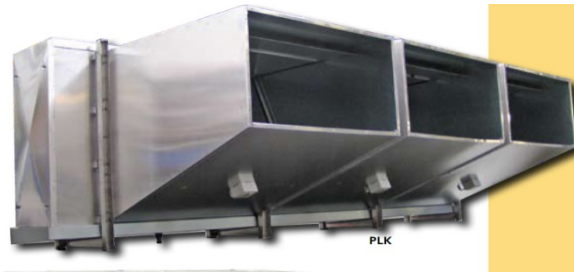


Fig. 5.28 Evaporador con toberas en descarga y compuertas de cierre.



Fig.5.29a



Fig. 5.29b

Fig. 5.29a y 5.29b Ejemplos para reducir la entrada de calor en el local acondicionado durante el desescarche. Mediante mangas textiles en la descarga que caen, cerrando la circulación natural del aire, al parar ventiladores y toberas en la aspiración (Fig.5.29a) y con evaporadores en cajas aisladas, en las que las compuertas disponen de un accionamiento independiente (Fig.5.29b).

e) La temperatura de evaporación

Como se ha expuesto anteriormente, subir la temperatura de evaporación es una solución óptima para mejorar la eficiencia de una instalación, a la vez que se reduce la formación de escarcha.

Esto se puede lograr:

- i. Eligiendo un evaporador con menor pérdida de presión interna
El paso de refrigerante por los tubos del evaporador supone una pérdida de presión del refrigerante. Esta pérdida de presión se traduce en una minoración de rendimiento del sistema pues supone que el equipo tiene que evaporar más bajo. Por otra parte si la velocidad de paso por los tubos es muy reducida la pérdida de presión será baja, pero el coeficiente de transmisión de calor también descenderá. Por eso es necesario buscar el equilibrio óptimo entre ambos valores.
Ejemplo:
Supóngase una temperatura de entrada en el evaporador de -25°C con NH_3 bombeado (presión absoluta 1,515 bar) y una pérdida de presión del refrigerante dentro del evaporador de 0,05 bar. La presión a la salida será de 1.465 bar que corresponde a $-24,2^{\circ}\text{C}$. Se habrán perdido 0,8 K lo que supone un descenso de la eficiencia energética de un 2,4%.
- ii. Eligiendo sistemas de trabajo en régimen inundado. Anteriormente ya se compararon las diferencias entre sistemas inundados y de expansión seca.
- iii. Empleando un refrigerante más eficiente. En el ejemplo expuesto en el anterior apartado "b" (coeficiente de convección interna), si en lugar de R404A se usa NH_3 en régimen inundado, la temperatura de evaporación podría ser de -23°C en lugar de -25°C , obteniendo una mejora en el COP de $\cong 6\%$.

5.4 Dispositivos y sistemas de expansión.

El objeto de los dispositivos de expansión es reducir la presión del líquido desde la presión de condensación hasta la de evaporación, que tendrá que ser inferior a la del fluido que queremos enfriar, para conseguir un diferencial térmico.

Esta es una de las partes de las instalaciones frigoríficas en donde se pueden conseguir mejoras de funcionamiento y rendimientos muy sustanciales si se eligen bien los diseños y los componentes.

Las mejoras que pueden conseguirse se reflejarán en:

- Eliminar la necesidad de mantener artificialmente elevada la presión de condensación para asegurar el buen funcionamiento de los mecanismos de expansión con la consecuente repercusión en la potencia absorbida por los compresores. Es decir hacer viable la condensación "flotante" en términos generales.
- Funcionamiento suave y estable de las instalaciones. Con ello se puede trabajar con temperaturas de evaporación más elevadas. Y se recuerda que por cada grado K de aumento se consigue un ahorro en el consumo de energía en la instalación del orden de un 3%.

- Marcha de los compresores con menos oscilaciones lo que se traduce en mayor eficiencia y mayor duración de su vida útil.
- Dimensionado más ajustado de los depósitos de las instalaciones y con ello menores costes de inversión. Porque pueden reducirse los márgenes de seguridad en los niveles de líquido mínimos y máximos y se puede incluso trabajar con velocidades de vapores más altas en las cámaras de separación de gotas en los depósitos de aspiración sin aumentar el riesgo de aspiración húmeda en los compresores. Una consideración vital para protegerlos.
- Menos riesgo de entrada de gotas/líquido en los compresores.
- Menores requisitos de recalentamiento mínimo en los sistemas de expansión seca.

Los sistemas de expansión utilizados tradicionalmente para potencias medianas y grandes en épocas anteriores casi en exclusiva, como son las válvulas termostáticas y automáticas en sistemas de expansión seca y el conjunto de válvula solenoide- válvula de expansión manual- interruptores de nivel en sistemas inundados, están siendo reemplazados lentamente por dispositivos basados en la electrónica como son las denominadas válvulas de expansión electrónicas (VEE) y los sistemas consistentes en sensores de nivel con salida 4-20 mA ,por ejemplo, y válvulas modulantes de expansión con actuadores eléctricos o neumáticos.

Las mejoras que se pueden obtener son considerables, especialmente a cargas parciales de las instalaciones y su mayor inversión comparada con métodos más convencionales se amortiza en periodos cortos, generalmente inferiores a dos años.

A continuación se muestra una relación de los distintos tipos de dispositivos:

a) Métodos de ajuste manual:

- tubo capilar,
- placa de orificio,
- válvula de regulación manual.

b) Métodos de ajuste automático:

- Válvulas automáticas.
- Válvulas termostáticas.
- Válvulas electrónicas.
- Flotadores de alta y baja

Nota:

En los sistemas de alimentación de líquido de alta a depósitos intermedios, economizadores y separadores de gotas de baja, bien sean de expansión total o de apoyo a la expansión, las válvulas pueden ser de acción todo/nada, proporcional, proporcional/integral (PI) y proporcional/integral/derivativa (PID).

Seguidamente se describen los diferentes elementos, métodos y sistemas.

a) Tubo capilar.

Su sencillez y simplicidad lo hacen muy económico y competitivo en el campo de la refrigeración doméstica, no obstante no permite la adaptación a situaciones de trabajo cambiantes. Por más que teóricamente pueda pensarse en definir la selección a través de un procedimiento de cálculo, el método más fiable es el de “prueba y error”, utilizando para ello un banco de pruebas para poder reproducir las condiciones de uso que pueden llegar a presentarse durante la vida útil de la máquina.

b) Placa de orificio.

Puede considerarse como un caso extremo del capilar, consiste en una chapa taladrada con el diámetro necesario para lograr la pérdida de carga requerida.

Utilizado principalmente para diferencias de presiones reducidas, p.e. en la alimentación de evaporadores mediante bombeo de refrigerante. También se emplea en la expansión del refrigerante en plantas enfriadoras con elevadas capacidades y condiciones de utilización estables.

c) Válvula de regulación manual.

De construcción similar a las válvulas de paso, suelen tener los mismos componentes, el único cambio es de orden interno para permitir la expansión del fluido. Pueden tener un obturador troncocónico, que conforme va penetrando en el orificio de la válvula va reduciendo la sección de paso, también con forma paraboloide. Otra solución es mediante un cilindro con orificios, cuya sección libre va disminuyendo al entrar en el cuerpo de la válvula.

d) Válvula reguladora de la presión de evaporación.

Trata de mantener una presión de evaporación lo más uniforme posible, de forma que si la presión actual P_o es menor que la presión de consigna P_C , ($P_o < P_C$) la válvula abre, y si $P_o > P_C$ cierra de. Pero la presión de evaporación (P_o) puede subir por insuficiencia de capacidad del compresor, con lo que además la válvula cerrará por ser $P_o > P_C$.

e) Válvula de expansión termostática (VET)

La función de estas válvulas, además de la propia expansión del líquido, es la de mantener un recalentamiento determinado en la salida del evaporador, con el que se garantice la ausencia de líquido en la aspiración del compresor. Si no se adaptan a la carga térmica pueden provocar un exceso o falta de alimentación de refrigerante al evaporador con la consecuente alteración de la eficiencia del sistema. Algunos problemas pueden ser:

- Condiciones de funcionamiento reales no ajustadas a las de selección. Si el resultado ha sido una válvula de mayor tamaño que el requerido se producirán fuertes oscilaciones del recalentamiento que conducen a un mal aprovechamiento del evaporador y a una probable entrada de líquido al compresor. Si es de menor tamaño que el necesario habrá un elevado recalentamiento con el consiguiente desaprovechamiento de una parte importante del evaporador.
- Usar una válvula sin equilibrado exterior puede conducir a inyectar menos refrigerante del preciso debido al exceso de recalentamiento real que tiene lugar a causa de la pérdida de carga del evaporador. Para verificar el recalentamiento se debe llevar a cabo la medición de temperatura y presión en el mismo punto donde esté emplazado el bulbo.
- Un mal emplazamiento del bulbo puede conducir a una sub o sobrealimentación del evaporador, hay que atender rigurosamente a las instrucciones de colocación y además aislarlo y colocar pasta conductora para mejorar la detección de la temperatura del gas.
- Es preciso tener en consideración todo el rango de trabajo previsible para la instalación. La diferencia de presiones a través de la válvula no serán las mismas

en verano que en invierno, pero la válvula debe dejar pasar el caudal necesario para el evaporador en todas las circunstancias.

Éste último aspecto es el que provoca más desajustes entre la válvula y el sistema, por esta razón se tiene que intentar mantener habitualmente una presión de condensación lo más uniforme posible a lo largo del año. Esta es la razón por la que se necesita mantener la presión de condensación artificialmente alta, con una negativa repercusión en el consumo energético.

Como ejemplo supóngase una válvula termostática seleccionada para trabajar a $-10/+40^{\circ}\text{C}$ con R404A, si pasa a trabajar a $-10/+20^{\circ}\text{C}$ reduce su capacidad hasta el 45%. Si se da la circunstancia de que se tenga que trabajar con altas y bajas presiones puede ser conveniente montar dos válvulas termostáticas de distinta capacidad en paralelo evitando que puedan funcionar simultáneamente, para que se ponga en servicio la válvula pequeña o la mayor según la presión de condensación.

f) Válvulas de expansión electrónicas (VEE).

Las llamadas válvulas de expansión electrónicas introducen ventajas considerables en los circuitos frigoríficos en el intento de reducir el consumo de energía, por lo que se está implantando su uso con cierta rapidez en muchos países europeos.

Tienen la misma finalidad que las VET, incluyendo además de la expansión del líquido entre los sectores de alta y baja en los circuitos el control del recalentamiento a la salida del evaporador.

Mientras la VET actúa únicamente como un regulador proporcional, con la válvula electrónica se puede elegir una regulación PI o PID. Es viable también añadirle sistemas de control más sofisticados que, al detectar un descenso de capacidad en el evaporador varíe el ajuste del recalentamiento adelantándose a una disminución del mismo, que pudiese causar la aspiración húmeda del compresor.

Una de sus principales propiedades positivas es que las VEE admiten funcionar con un diferencial de presión a su través muy inferior a las VET. Esto permite trabajar con presiones de condensación y evaporación "flotantes" en el más amplio sentido de la palabra y como resultado incrementar fuertemente la eficacia de la instalación dependiendo de las condiciones estacionales que se presenten. Por ejemplo aprovechando las oscilaciones de la temperatura ambiente en la condensación por aire. Solo con el empleo de estas válvulas comparadas con las VET normales se pueden conseguir ahorros de energía anuales entre el 20 y 25%.

Otra ventaja que tienen estas VEE es que no requieren recalentamiento estático y que actúan con gran rapidez y seguridad, al no tener la inercia de un bulbo, siguiendo inmediatamente las variaciones de presión y temperatura e las sondas. Con ello el recalentamiento total puede reducirse en $3/5\text{ K}$, con lo que se mejora notablemente el nivel de inundación del evaporador, lo que significa que se podrá trabajar con una temperatura de evaporación más alta. Las VET, incorporan un muelle para aumentar o disminuir el recalentamiento, pero se deja entonces un valor fijo, con lo que no se

puede obtener un recalentamiento idóneo en cada circunstancia de funcionamiento, no hay “control adaptativo”, que con las VEE sí es posible

Dentro del concepto VEE, hay en el mercado las denominadas válvulas de “control adaptativo” que muestran un perfecto ajuste con la curva característica del evaporador y garantizan el máximo nivel de inundación en todo momento. En los párrafos siguientes se explica la diferencia entre las VET y estas novedosas VEE.

Las VET tienen una característica lineal (línea roja en la fig. 5.30), y el evaporador tiene una línea curva, denominada curva de mínima señal de recalentamiento estable conocida como curva MSS del inglés Minimal Stable Signal (línea negra en la misma figura) con lo que entre ambas sólo puede haber un punto de contacto. Si se pretende aumentar la capacidad del conjunto habrá que poner una VET mayor, con lo que tendrá una pendiente más pronunciada (el punto de contacto se desplaza hacia arriba); si por el contrario se precisa reducir la capacidad hay que poner una válvula más pequeña, con menor pendiente, con lo que el punto de tangencia descenderá. Si la pendiente de la VET corta a la curva de Mínima Señal de Recalentamiento Estable (MSS) del evaporador, se produciría retorno de líquido al compresor por trabajar la válvula dentro de la zona de funcionamiento inestable y para evitarlo hay que aumentar el recalentamiento, con lo que se desplazara la recta de la VET hacia la derecha.

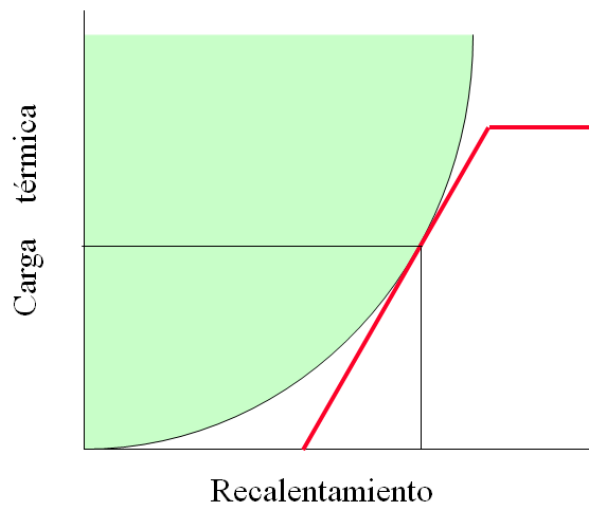


Fig.5.30 Curvas características de evaporador y VET, según DANFOSS.

La zona en verde significa formación de espuma inestable.

En cualquier caso cada válvula de expansión termostática tiene un solo punto óptimo de contacto con la curva del evaporador. En éste punto, cuando coincide la curva de funcionamiento estable del evaporador con la línea de funcionamiento de la VET, se obtiene la máxima eficacia del conjunto. Sin embargo, si la presión de condensación desciende, la curva característica de la VET se desplazará hacia la derecha (con lo que no habrá punto de tangencia y el evaporador recibirá menos líquido del necesario) o, si sube la condensación, se desplazará hacia la izquierda entrando dentro de la zona de funcionamiento inestable del evaporador (véase Fig. 5.30). Por

el contrario en las VEE su curva de funcionamiento es mucho más favorable, pues se acopla perfectamente a la del evaporador (Fig. 5.31).

Este acoplamiento tan cercano al ideal, es otra importante superioridad de las VEE sobre las VET y solo por este aspecto la VEE puede ahorrar entre un 10 y 15% de energía en las instalaciones comparada con los tipos más comunes de la VET.

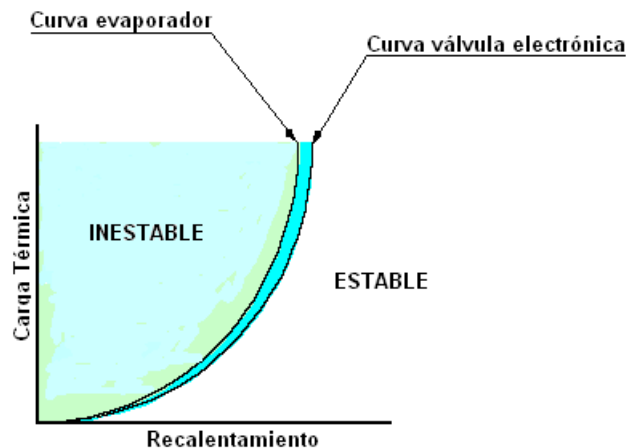


Fig. 5.31 Curvas características de evaporadores y VEE, según DANFOSS.

El resumen de la superioridad técnica de las VEE con respecto a las VET, entre la reducción del recalentamiento mínimo necesario y las ventajas derivadas de una subida de la presión de evaporación (evaporación flotante) y de un descenso de la presión de descarga (condensación flotante), es que permiten un ahorro total de energía que puede situarse entre el 20 y 30%.

g) Alimentación de líquido y expansión en sistemas inundados.

A la alimentación de líquido en sistemas inundados se les pide como principal característica que sean capaces de mantener constante el nivel de líquido en baja, con las mínimas oscilaciones. De esta manera la instalación frigorífica funcionara más regularmente y este hecho repercute considerablemente en su eficacia.

Una posibilidad son los flotadores de alta y baja que se describen más adelante en este mismo apartado, pero la más utilizada en la práctica ha sido la válvula de regulación manual con una válvula de cierre todo/nada y con interruptores de nivel de trabajo y para las seguridades de niveles mínimo y máximo. Es un método económico y fiable, pero no consigue la mejor estabilidad en la alimentación por lo que el nivel de líquido en el depósito- separador y la aspiración de los compresores oscilan constantemente.

La válvula de cierre todo/nada, usualmente una solenoide, se calcula normalmente para que este el 50% del tiempo abierta y el resto cerrada. Esto significa que cuando esta válvula abre al bajar el nivel en el separador entrará mucho refrigerante en el separador con la correspondiente parte vapor de la expansión. La presión en el separador subirá y el compresor recibirá la orden de aumentar de capacidad. Cuando la solenoide cierre ocurrirá el fenómeno contrario.

Esto lleva a una situación de relativa inestabilidad que perjudica el proceso y va en deterioro del COP de la instalación.

Estos defectos son los que lentamente están desplazando este método a favor de otro bastante más estable, consistente en sensor de nivel, una válvula electrónica con actuador de comportamiento modulante y su correspondiente regulador, este último usualmente integrado en el panel de control general de la instalación.

Las ventajas de este modelo son sustanciales: proporciona una superior estabilidad en la regulación y permite dimensionar con más fiabilidad y menores reservas los separadores de partículas, el compresor funcionara con mejor COP.

Entre los diferentes sistemas de alimentación de líquido de alta a los depósitos intermedios de baja, este último, basado en las válvulas de alimentación- expansión electrónicas, es el que mejores resultados ofrece desde el punto de vista del consumo eléctrico.

No es aventurado considerar que se pueda conseguir un ahorro cercano al 5% comparado con el método de más uso en la actualidad consistente en la válvula de regulación manual con la solenoide montada en serie. Y ofrece adicionalmente las ventajas indicadas como consecuencia de la mayor estabilidad de la marcha.

h) Alimentación de líquido y expansión con flotadores.

En esencia se trata de una boya que es desplazada por el nivel de líquido.

Permiten trabajar con presión de condensación "flotante", siempre y cuando sean capaces de proporcionar la capacidad requerida con las condiciones de presión diferencial mínimas previstas.

Por este motivo y con respecto al consumo eléctrico de la instalación frigorífica, su comportamiento es muy positivo, pues permite el funcionamiento estable con diferencias de presión muy reducidas entre la evaporación y la condensación, sin necesidad de mantener artificialmente alto el referido diferencial. De esta forma se mejora sustancialmente el COP anual de la planta, pues como se viene insistiendo, por cada grado K de aumento de la temperatura de aspiración o disminución de la de condensación se consigue un ahorro de energía de un 3 % de media. En el transcurso del año, por descenso de la temperatura exterior nominal de diseño o por trabajar los compresores a cargas parciales, se pueden alcanzar valores medios de la presión de condensación bastante inferiores a los nominales de la planta.

Los flotadores se dividen en dos tipos generales:

- ***Flotador de alta***

Se emplazan en el sector de alta de la instalación, a la salida de los condensadores o bien en un recipiente de líquido en cuyo caso mantendrán un nivel de refrigerante constante en el mismo, concretamente el nivel que esté por debajo de la entrada de líquido al flotador (Fig. 5.32). Para su funcionamiento no necesitan disponer en el sector de alta de un recipiente general de líquido para almacenar refrigerante. Con estos flotadores todo el líquido condensado se evacúa al sector de baja con lo que las fluctuaciones de carga por vaciado de evaporadores, variaciones de capacidad, desescarches, etc., tendrán lugar en el sector de baja y habrá que tenerlo en cuenta al diseñar el separador-acumulador de baja.

Solamente pueden alimentar a un único receptor, lo que limita considerablemente su aplicación.

También se suelen emplear cuando en el sector de baja hay un solo evaporador, multitubular o de placas, en el que se refrigera un fluido o tiene lugar un cambio de estado. El intercambiador deberá contar siempre con un separador adecuado para evitar que partículas de líquido alcancen el compresor.

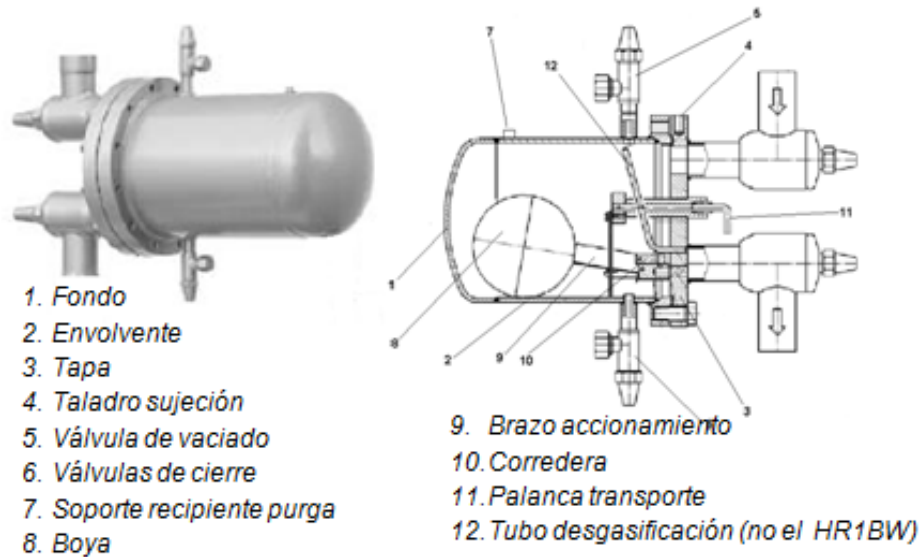


Fig. 5.32 Representación de un flotador de alta, marca WITT

- **Flotador de baja**

Si en el sector de baja no hay un solo evaporador o separador, sino varios, se pueden emplear los llamados flotadores de baja, en cuyo caso se requerirá un recipiente de líquido en el sector de alta para poder almacenar las fluctuaciones de líquido en la instalación (Fig.5.33).

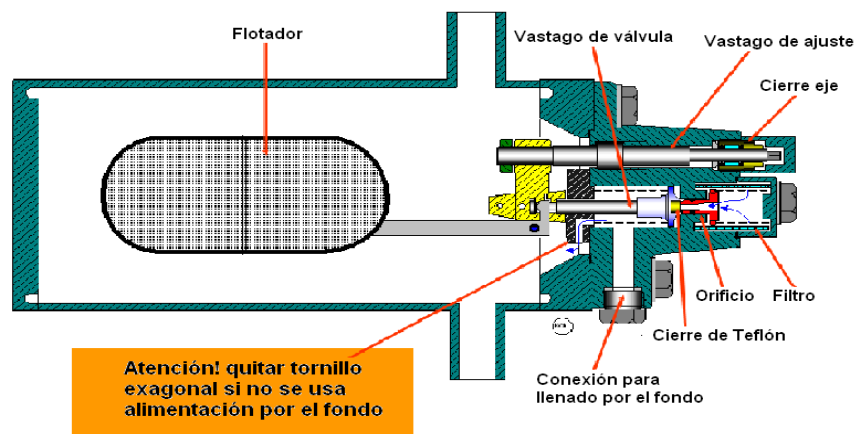


Fig. 5.33 Esquema de flotador de baja, marca DANFOSS:

Su función es la de mantener un determinado nivel de refrigerante líquido en el evaporador o receptor. Cuando disminuye el nivel de líquido en estos últimos componentes permite el paso desde el sector de alta.

5.5 Motores eléctricos.

Los motores eléctricos, al ser componentes de tanta difusión y tan trascendentes en el consumo de energía eléctrica, tienen un tratamiento prioritario en el Ecodiseño, una Directiva promovida por la Unión Europea que está generando grandes cambios en los productos "relacionados con la energía" como se menciona en la introducción de esta guía.

Se les atribuye en el marco de esta Directiva un potencial de mejora de su rendimiento del orden del 20 % o superior solo incrementando sus diseños y procesos productivos.

La regulación de velocidad para adaptar el consumo a la demanda es otro parámetro de mejora teórica de su eficacia.

Aunque los pasos necesarios para aumentar su eficacia se están estableciendo en forma de reglamentos y directivas comunitarias, se considera conveniente mencionar en esta guía los programas previstos a corto plazo para la entrada en vigor de las construcciones con rendimientos mejorados.

En el reglamento 640/2009 (12) se establecen las condiciones para el diseño ecológico (Ecodiseño) en los motores a los cuales aplica la citada norma.

Estos son los que tengan potencia nominal entre 0,75 y 375 kW, trifásicos, de jaula de ardilla, 50/60 Hz y voltaje nominal hasta 1000 V.

Para su entrada en vigor esta norma establece el calendario siguiente:

- a) Desde el 16 de junio de 2011, el nivel de rendimiento de los motores, puestos por primera vez en el mercado, tendrá que alcanzar como mínimo el IE2 definido en el anexo I de la norma.
- b) A partir del 1 de enero de 2015 los motores con potencia nominal entre 7,5-375 kW, tendrán que alcanzar como mínimo el nivel de rendimiento IE3 o mínimo el nivel IE2 definidos en la norma y ESTAR EQUIPADOS o SER ACCIONADOS con un mando de regulación de velocidad (VSD).
- c) A partir de 1 de enero de 2017, todos los motores con una potencia nominal entre 0,75-375 kW tendrán que alcanzar como mínimo el nivel de rendimiento IE3 o mínimo el nivel IE2 definidos en la norma y ESTAR EQUIPADOS o SER ACCIONADOS con un mando de regulación de velocidad (VSD).

El "mando de regulación de velocidad" se define en la norma como un convertidor electrónico que adapta continuamente la electricidad suministrada al motor eléctrico con el fin de controlar la potencia mecánica del motor de acuerdo con la característica de velocidad de rotación de la carga (impulsada por el motor), ajustando la entrada de corriente trifásica de 50 Hz a una frecuencia y voltaje variables suministradas al motor.

Los incrementos de rendimiento entre los niveles IE2 y IE3 oscilan entre el 3,5% en los motores pequeños y el 1% en los de mayor tamaño.

Dentro de las obligaciones de información sobre los motores la norma exige facilitar los rendimientos al 100%, 75% y 50% de carga y de tensión nominal. Estos datos servirán al diseñador para elegir los motores más eficientes en cada aplicación.

Los motores se dimensionaran siguiendo consideraciones de eficiencia. Con tamaño suficiente para suministrar la potencia necesaria en las condiciones más desfavorables de servicio, pero buscando la mayor eficiencia y evitando sobredimensionados injustificados.

Se cuidara que los motores funcionen en ambientes propicios de limpieza, evitando temperaturas altas, dado que disminuye su rendimiento.

5.5.1 Motores asíncronos.

El CEMEP (European Committee of Manufacturers of Electrical Machines and Power Electronics) ha preparado, de acuerdo con el IEC (Comisión Eléctrica Internacional), una nueva norma con el objeto de unificar los criterios para que sean válidos en todos los países. Esta nueva norma es la IEC 60034-30:2008 (13) y en ella se definen tres clases de eficiencia IE (Eficiencia Internacional) para motores asíncronos de Jaula de Ardilla, trifásicos y de una sola velocidad. La relación entre las nuevas clases IE y las antiguas IEE es la siguiente:

Eficiencia Premium	IE3	Premium
Eficiencia alta	IE2	Comparable a Eficiencia IEE 1
Eficiencia estándar	IE1	Comparable a Eficiencia IEE 2

La norma también introduce la clase IE 4 (Súper Premium), un nivel a desarrollar en el futuro y que será superior al IE3.

Se aplicara a los siguientes tipos:

- Tensión nominal hasta 1.000 V.
- Potencia nominal entre 0,75 y 375 kW.
- Para número de polos 2, 4 y 6.
- Clasificación como servicio continuo (S1) o servicio intermitente (S2) con factor de duración del ciclo del 80 % o superior.
- Motores de una sola velocidad, trifásicos, a 50 o 60 Hz.
- Capaces de arrancar en conexión directa.
- Cualificados para trabajar en las condiciones de funcionamiento establecidas por la norma IEC 60034-1 (temperatura, altura, etc.).

Como se ha comentado anteriormente el consumo de los motores de los compresores en las instalaciones frigoríficas alcanza entre el 60 y 70 % de la energía total absorbida. Por otra parte el coste de la energía consumida por un motor durante su vida útil puede alcanzar hasta 100 veces el precio de compra del propio motor. Ello hace que el coste para sustituir en los proyectos los motores de inferior eficiencia por otros más eficientes se amortice en breve tiempo. En el caso de los motores de mayor tamaño el pasar de un grado de eficiencia determinado al inmediato superior sólo representa un sobreprecio del 5 al 7% y en los más pequeños del 15 al 20%.

En la tabla siguiente (Tabla 5.1) se pueden ver los rendimientos que deben tener los motores eléctricos, con la nueva clasificación, según su potencia y clase o nivel de eficiencia.

CLASE DE EFICIENCIA

P _n in kW	IE1, 50 Hz			IE2, 50 Hz			IE3, 50 Hz		
	Number of Poles								
	2	4	6	2	4	6	2	4	6
0.75	72.1	72.1	70.0	77.4	79.6	75.9	80.7	82.5	78.9
1.1	75.0	75.0	72.9	79.6	81.4	78.1	82.7	84.1	81.0
1.5	77.2	77.2	75.2	81.3	82.8	79.8	84.2	85.3	82.5
2.2	79.7	79.7	77.7	83.2	84.3	81.8	85.9	86.7	84.3
3	81.5	81.5	79.7	84.6	85.5	83.3	87.1	87.7	85.6
4	83.1	83.1	81.4	85.8	86.6	84.6	88.1	88.6	86.8
5.5	84.7	84.7	83.1	87.0	87.7	86.0	89.2	89.6	88.0
7.5	86.0	86.0	84.7	88.1	88.7	87.2	90.1	90.4	89.1
11	87.6	87.6	86.4	89.4	89.8	88.7	91.2	91.4	90.3
15	88.7	88.7	87.7	90.3	90.6	89.7	91.9	92.1	91.2
18.5	89.3	89.3	88.6	90.9	91.2	90.4	92.4	92.6	91.7
22	89.9	89.9	89.2	91.3	91.6	90.9	92.7	93.0	92.2
30	90.7	90.7	90.2	92.0	92.3	91.7	93.3	93.6	92.9
37	91.2	91.2	90.8	92.5	92.7	92.2	93.7	93.9	93.3
45	91.7	91.7	91.4	92.9	93.1	92.7	94.0	94.2	93.7
55	92.1	92.1	91.9	93.2	93.5	93.1	94.3	94.6	94.1
75	92.7	92.7	92.6	93.8	94.0	93.7	94.7	95.0	94.6
90	93.0	93.0	92.9	94.1	94.2	94.0	95.0	95.2	94.9
110	93.3	93.3	93.3	94.3	94.5	94.3	95.2	95.4	95.1
132	93.5	93.5	93.5	94.6	94.7	94.6	95.4	95.6	95.4
160	93.8	93.8	93.8	94.8	94.9	94.8	95.6	95.8	95.6
200 – 375	94.0	94.0	94.0	95.0	95.1	95.0	95.8	96.0	95.8

Rendimiento según clase eficiencia para 50 Hz de acuerdo con IEC 60034-30:2008

Tabla 5.1 Rendimientos en función de la clase de eficiencia según la norma IEC 60034-30:2008

Como ejemplo obsérvese lo que supone la sustitución de un motor de una bomba, de 22 kW a 1.475 r.p.m, con rendimiento del 88%, que está unas 7.600 h/año en servicio, con un precio del kW h de 0,12 € y un interés del 3%. Si se sustituye por un motor IE2 de 91,3% de rendimiento se obtendrá un ahorro anual de:

$$\epsilon = 22 * 7600 * 0,12 * \left(\frac{1}{0,88} - \frac{1}{0,913} \right) = 824 \text{ EU} \quad [20]$$

Con un precio de compra de 2.200 EU se amortizaría en 34 meses. Si, por su antigüedad, el rendimiento del motor fuera inferior la amortización sería más rápida. Hay que tener también en consideración que los motores con cada reparación pierden un 0,5% de rendimiento de media.

5.5.2 Motores síncronos de imanes permanentes.

Los motores más utilizados para el accionamiento de los compresores frigoríficos son los de corriente alterna, trifásicos, de jaula de ardilla y asíncronos. El rotor de jaula de ardilla consiste en un cilindro que contiene barras conductoras longitudinales unidas en ambos extremos. El campo magnético desarrollado por el estator genera una corriente que obliga al rotor a desplazarse.

Que sea un motor asíncrono significa que la velocidad del campo magnético generado por el estator supera a la velocidad de giro del rotor. Ésta es la causa de una pérdida de potencia.

En los motores síncronos la velocidad de giro del rotor es la misma que la del campo magnético del estator. Las pérdidas son menores pero necesitan excitación para el arranque.

Los de imanes permanentes son motores síncronos que no precisan excitación en el arranque (el campo del rotor existe siempre). De entre las diversas ventajas que este tipo de motores ofrece cabe destacar:

- Disminución de uno o dos tamaños constructivos del motor.
- Mayor vida útil al trabajar los cojinetes sin deslizamiento.
- Posibilidad de aumentar la velocidad del compresor hasta 6.000 rpm
- Elevado par motriz en todo el rango de trabajo.
- Alto rendimiento al 100% de la carga, aumentando la diferencia con motores convencionales conforme disminuye la carga del motor, tal como se aprecia en el gráfico de la Fig. 5.34.

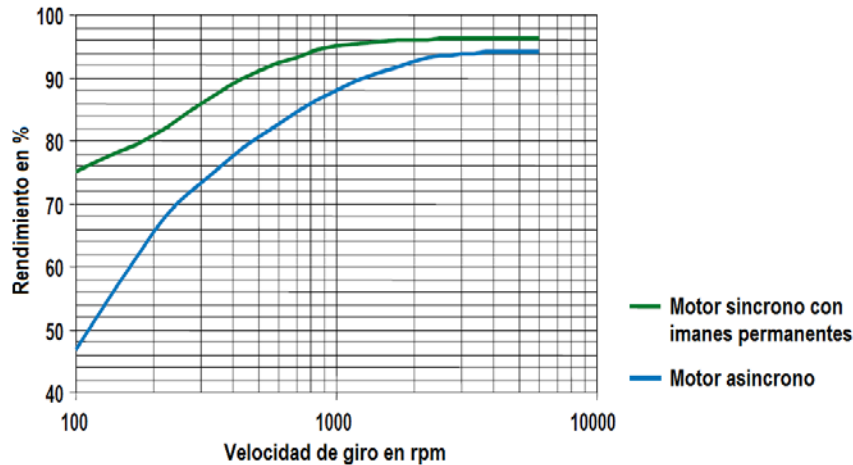


Fig. 5.34. Curvas de rendimientos de motores asíncronos y síncronos con imanes permanentes.

Si comparamos un motor de alta eficiencia con un motor de imanes permanentes deberíamos hacerlo utilizando el perfil típico de funcionamiento del motor a lo largo del año. Sólo estimando el porcentaje de tiempo que estará trabajando en las distintas etapas de baja carga se puede hacer una comparación útil.

Sin embargo, podemos hacer una estimación del ahorro conseguido si el motor trabaja prácticamente al 100% de su potencia, como puede suceder por ejemplo con las bombas de fluidos secundarios en ciertos servicios de las instalaciones frigoríficas. La comparación se lleva a cabo utilizando un variador de velocidad en ambos motores y considerando el rendimiento del conjunto. En la Tabla. 5.2 se representan los resultados de esta comparación.

MOTOR EF 1					MOTOR IMANES PERMANENTES				HIPÓTESIS AHORRO ENERGÉTICO		
Potencia kW	Motor η al 100 %	M+Variador η al 100 %	Pot.entrada	Pérdida carga al 100%	Motor η al 100 %	M+Variador η al 100 %	Pot.entrada	Pérdida carga al 100%	Ahorro kW	kWh con base 4.000 h/año	Precio kW/h 0,12 EU
37	0,912	0,8944	41,37	4,37	0,95	0,931	39,74	2,74	1,63	6505,21	780,63
45	0,917	0,9004	49,98	4,98	0,955	0,936	48,08	3,08	1,90	7603,46	912,41
55	0,921	0,9052	60,76	5,76	0,96	0,941	58,45	3,45	2,31	9246,38	1109,57
75	0,927	0,9124	82,20	7,20	0,965	0,946	79,28	4,28	2,92	11678,42	1401,41
90	0,93	0,916	98,25	8,25	0,966	0,947	95,04	5,04	3,22	12865,27	1543,83
110	0,933	0,9196	119,62	9,62	0,971	0,952	115,55	5,55	4,07	16284,03	1954,08
132	0,935	0,922	143,17	11,17	0,971	0,952	138,66	6,66	4,51	18046,26	2165,55
160	0,938	0,9256	172,86	12,86	0,972	0,953	167,89	7,89	4,97	19879,90	2385,59
200	0,94	0,928	215,52	15,52	0,974	0,955	209,42	9,42	6,09	24372,63	2924,72
250	0,94	0,928	269,40	19,40	0,974	0,955	261,78	11,78	7,62	30465,79	3655,89
280	0,94	0,928	301,72	21,72	0,974	0,955	293,19	13,19	8,53	34121,68	4094,60
315	0,94	0,928	339,44	24,44	0,975	0,956	329,50	14,50	9,94	39766,99	4772,04

MOTOR EF 2					MOTOR IMANES PERMANENTES				HIPÓTESIS AHORRO ENERGÉTICO		
Potencia kW	Motor η al 100 %	M+Variador η al 100 %	Pot.entrada	Pérdida carga al 100%	Motor η al 100 %	M+Variador η al 100 %	Pot.entrada	Pérdida carga al 100%	Ahorro kW	kWh con base 4.000 h/año	Precio kW/h 0,12 EU
37	0,925	0,91	40,66	3,66	0,95	0,931	39,74	2,74	0,92	3668,51	440,22
45	0,929	0,9148	49,19	4,19	0,955	0,936	48,08	3,08	1,11	4456,63	534,80
55	0,932	0,9184	59,89	4,89	0,96	0,941	58,45	3,45	1,44	5753,20	690,38
75	0,938	0,9256	81,03	6,03	0,965	0,946	79,28	4,28	1,75	6989,35	838,72
90	0,941	0,9292	96,86	6,86	0,966	0,947	95,04	5,04	1,82	7282,21	873,87
110	0,943	0,9316	118,08	8,08	0,971	0,952	115,55	5,55	2,53	10120,84	1214,50
132	0,946	0,9352	141,15	9,15	0,971	0,952	138,66	6,66	2,49	9963,27	1195,59
160	0,948	0,9376	170,65	10,65	0,972	0,953	167,89	7,89	2,76	11030,37	1323,64
200	0,95	0,94	212,77	12,77	0,974	0,955	209,42	9,42	3,34	13367,49	1604,10
250	0,95	0,94	265,96	15,96	0,974	0,955	261,78	11,78	4,18	16709,37	2005,12
280	0,95	0,94	297,87	17,87	0,974	0,955	293,19	13,19	4,68	18714,49	2245,74
315	0,95	0,94	335,11	20,11	0,975	0,956	329,50	14,50	5,61	22433,90	2692,07

Tabla 5.2 Comparación entre motores asíncronos de clases de eficiencia EF1 y EF2 con motores de imanes permanentes. Funcionando a plena carga y en ambos casos con variadores de velocidad.

Es realmente ventajoso emplear éste tipo de motores con los compresores de tornillo y centrífugos que deban trabajar parcializados. De hecho ya hay en el mercado compresores centrífugos que también incorporan cojinetes magnéticos, lo que les permite funcionar a mayores velocidades y con menos desgaste, como por ejemplo, el compresor YMC2 de Johnson Controls y el desarrollado en Canadá denominado Turbocor de Danfoss.

5.6 Bombas y ventiladores.

La energía frigorífica hay que transportarla usualmente desde el punto en donde se genera hasta algún tipo de intercambiador de calor y desde éste a los “consumidores finales” que serán en la mayoría de los casos productos o locales. El transporte se realiza mediante fluidos, principalmente el propio refrigerante, fluidos secundarios o aire.

En este transporte se consume energía:

- como consecuencia de las pérdidas de presión si los circuitos son de los denominados de expansión directa,
- en las bombas cuando es por bombeo del propio refrigerante o de fluidos secundarios,
- en los ventiladores en otras muchas ocasiones,

Ventiladores y bombas se emplean igualmente en la circulación de otros fluidos auxiliares, como pueden ser los ventiladores para el movimiento de aire, en condensadores refrigerados por aire, evaporativos y torres de refrigeración y las bombas para el transporte de agua en las torres de enfriamiento, condensadores evaporativos y otras fuentes (ríos, pozos, etc.).

En cualquier caso la energía consumida por estos componentes auxiliares es de mucha importancia y resulta imprescindible tomar las medidas pertinentes para reducirla hasta el mínimo técnicamente y económicamente razonable.

Las influencias de los consumos de energía y pérdidas de presión en estos equipos auxiliares sobre la eficacia de las instalaciones en su totalidad se indican en otra parte de esta guía. En los próximos apartados se analizan las referentes a bombas en primer lugar y a ventiladores a continuación.

Tanto las bombas como los ventiladores siguen, de forma más o menos aproximada, las leyes que se dan a continuación, llamadas leyes o ecuaciones de afinidad:

$$\bullet \quad V_2 = V_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right) \quad [21]$$

$$\bullet \quad \Delta P_2 = \Delta P_1 \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad [22]$$

$$\bullet \quad P_{abs2} = P_{abs1} \times \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad [23]$$

La última demuestra la gran influencia de la velocidad en el consumo de energía y el elevado potencial de ahorro que encierra. Desde luego los resultados prácticos difieren de los cálculos teóricos, pero cuanto mejor sea la calidad de los equipos menores serán estas desviaciones.

5.6.1. Bombas para circulación de fluido.

En las plantas frigoríficas se necesitan bombas y circuitos de bombeo para multitud de servicios. El consumo de estos componentes y su incidencia sobre la eficiencia global de las instalaciones es relevante.

Un objetivo de cierta prioridad es mantener este consumo lo más bajo posible y para ello se dispone de medidas que lo facilitan. Fundamentalmente son:

- Diseñar los caudales reducidos, empleando diferenciales de temperatura entre la ida y el retorno de unos 4 a 6 K.
- Utilizar bombos de alto rendimiento.
- Instalar motores de clase de eficiencia preferiblemente IE3, mínimo IE2.
- Diseñar los intercambiadores de calor con pérdidas de presión moderadas. Como regla general se sugiere adoptarlas por debajo de 70 kPa.
- Mantener reducidas las velocidades y pérdidas de presión en tuberías y sus accesorios.
- Instalar variadores de frecuencia.

5.6.1.1 Bombas para refrigerantes.

Los posibles ahorros en estas bombas, aparte de la eficiencia relacionada directamente con su construcción, se resumen en los puntos siguientes:

- Reducción del caudal de circulación.

El caudal necesario puede reducirse con medidas constructivas de los intercambiadores de calor con el fin de exigir el mínimo de “recirculaciones” para su buen rendimiento.

Al reducir el caudal requerido disminuye simultáneamente la pérdida de presión en el circuito y ambas inciden sobre el consumo en el proceso.

- Valores de recirculaciones usuales y aconsejables.

- **Refrigerante NH₃** :

Usuales ----- 3 hasta 5

Aconsejables----- 2,5 hasta 3

- **Refrigerantes fluorados** :

Usuales ----- 4 hasta 5

Aconsejables ----- 3 hasta 4

- **Refrigerante CO₂** :

Usuales ----- 3 hasta 4

Aconsejables ----- 2 hasta 3

- Para la variación del caudal pueden utilizarse variadores de frecuencia con el fin de adaptar el caudal de las bombas a las necesidades momentáneas reales demandadas por los consumidores de frío, mediante la regulación de su velocidad de giro.

El control de velocidad tiene varias limitaciones en las propias bombas y su funcionamiento, por lo que es indispensable que sea el fabricante de las bombas de refrigerante quien determine la selección óptima del conjunto. Para ello habrá que facilitarle los datos oportunos de proceso.

Mediante esta técnica se estiman ahorros medios anuales del orden del 20/25% del consumo de energía en el bombeo de refrigerante.

- Un buen control del sistema de bombeo consigue otra mejora de la eficiencia de la instalación frigorífica al facilitar un funcionamiento más estable, es decir con menos oscilaciones, de las condiciones de servicio de presión y temperatura.

5.6.1.2 Bombas para agua y fluidos secundarios.

En las instalaciones frigoríficas se utilizan bombas hidráulicas para diversos servicios, entre otros:

- Bombas para agua y otros fluidos secundarios.
- Bombas para agua de condensación con torres de enfriamiento.
- Bombas de recirculación en condensadores evaporativos
- Bombas de aceite
- Bombas para agua de pozo, etc.
- Bombas para recuperación de energía

Las bombas son uno de los tres principales consumidores de energía en las instalaciones frigoríficas. Detrás de los compresores que absorben entre el 60 y 70% aparecen las bombas y ventiladores a partes similares en términos medios.

Su influencia en el consumo es por lo tanto significativa y por ello deberá dedicársele la suficiente atención en el momento de elegir las más adecuadas para las condiciones requeridas.

Uno de los conceptos básicos a considerar es la posibilidad de emplear bombas de velocidad variable en lugar de las de velocidad constante, es decir las bombas sin regulación. Las nuevas directivas europeas establecen los requisitos de diseño ecológico aplicables a los productos relacionados con la energía (14) y están marcando el camino hacia bombas mucho más eficientes desde el punto de vista del consumo eléctrico.

Con métodos modernos de control de las bombas para adaptarlas a las condiciones cambiantes de los consumidores de frío y utilizando motores de alta eficiencia se consiguen ahorros sorprendentes que llegan a superar el 80% si se las compara con las bombas sin regular con motores eléctricos asíncronos normales.

Para obtener los mejores resultados en cuanto a la eficiencia energética se comenzara por establecer las condiciones de servicio en cuanto a:

- Diferencias de temperatura entre la ida y retorno de las bombas.

Como orientación estas diferencias estarán entre los 3 y los 6 grados K.

Los valores más bajos favorecen el intercambio de calor y reducen la superficie de intercambiadores, pero aumentan los caudales y por lo tanto la potencia absorbida, Además de requerir bombas y tuberías mayores.

Con los valores más bajos las bombas resultan más pequeñas y también las correspondientes tuberías.

Para determinar los diferenciales más convenientes habrá que calcular cada caso en concreto, teniendo en cuenta las particularidades de la instalación.

- Determinación de las bombas idóneas, considerando los costes de sus ciclos de vidas, en donde el factor consumo eléctrico tiene la mayor importancia, que asciende en muchas aplicaciones y con periodo de vida de 15 años hasta más del 80% del coste total, mientras que el coste de adquisición de los equipos apenas alcanza el 10% y el de mantenimiento sobre el 6/8%.

Se recomienda en todo caso instalar equipos de alta calidad, a pesar de tener precios superiores, pues es la mejor opción para garantizar los buenos resultados.

-Siempre que sea posible, se seleccionarán motores de la clase más elevada disponible en el mercado, sin esperar a los plazos que marca la directiva ErP (productos relacionados con la energía): la clase de eficiencia energética IE3 a partir del 1 de enero de 2015 o su alternativa, EI2, con regulación de velocidad en los motores. Se emplearán sistemas de regulación de velocidad modernos, en base a motores CE, para pequeñas bombas, reduciendo al mínimo posible el uso de la regulación convencional, que es todavía la más frecuentemente utilizada y es llevada a cabo mediante válvulas de regulación manual, clavetas, etc., con las bombas girando a velocidad constante. La inversión es más elevada pero el mayor coste de los equipos se amortiza en periodos tan cortos como de dos y tres años.

- En el caso de usar reguladores de capacidad con motores CE o variadores de frecuencia, será preferible adquiridos como conjunto compacto del fabricante de las bombas para garantizar la combinación óptima.

- Diseñar los componentes de los circuitos hidráulicos con bajas pérdidas de presión (intercambiadores, tuberías, válvulas y resto de accesorios). Los intercambiadores de calor se dimensionaran con pérdidas de presión moderadas. Sin exceder de los 70 kPa con preferencia a los 50/60 kPa.

- En el caso de fluidos anticongelantes para temperaturas negativas elegir los que ofrezcan:

* Menor viscosidad. Equivale a menor pérdida de presión y mayores coeficientes de transmisión.

* Mayores coeficientes de transmisión. Requieren superficies menores.

* Menor riesgo de corrosión

Por ejemplo, entre el etilenglicol y el propilenglicol la diferencia es muy considerable. El primero proporciona un mejor coeficiente de transmisión y un coeficiente de rozamiento inferior, por lo que es bastante más favorable.

La diferencia de costes entre ambos fluidos es un factor de influencia menor, pues se amortiza a muy corto plazo si se elige la solución más apropiada. Sin embargo, al efectuar la elección se deberá tener en consideración la nocividad, en caso de posible ingestión, del etilenglicol lo que puede limitar su uso en algunas aplicaciones.

5.6.2 Ventiladores.

Los ventiladores son también elementos principales en cuanto al consumo energético de las instalaciones frigoríficas. Tanto en evaporadores como en condensadores por aire, evaporativos, torres de enfriamiento y otros servicios se encuentran en grandes cantidades y potencias muy diversas en el sector de la refrigeración. Tienen una considerable participación en el consumo total de energía de las instalaciones.

Es por lo tanto tarea básica tratar de incrementar su eficiencia y con seguridad los fabricantes lo están consiguiendo, anticipándose considerablemente a las exigencias de las nuevas directivas sobre Ecodiseño, en particular al Reglamento UE sobre ventiladores (15). Como casi siempre estas mejoras llevan consigo un mayor coste de los equipos, pero los periodos de amortización de las diferencias de inversión son bastante cortos. En general no superan los dos/tres años.

Los mayores avances en esta carrera vienen a través de:

- a) Los aumentos de eficiencia en los motores eléctricos.
- b) Los sistemas de control de capacidad para adaptar los caudales y las presiones del aire a las necesidades reales.
- c) El diseño de la geometría de los álabes.

Es decir por la combinación de mejoras en la técnica de circulación de fluidos, los avances en la construcción de los motores y el uso de la electrónica para el control.

En cuanto a la regulación de la velocidad se distinguen principalmente los dos sistemas siguientes por orden de mayor a menor eficacia:

* Motores conmutados electrónicamente (en inglés Electronically Commutated, "EC") para conjuntos de pequeña potencia. Hasta los 5,5 kW de potencia de motor.

* Variadores de frecuencia para una amplia gama de potencias de accionamiento en motores AC (motores asíncronos).

Los rendimientos de los sistemas tradicionales de regulación mediante arranque/paro de los ventiladores, con el uso de compuertas de estrangulación o con álabes de posición variables se superan ampliamente con la regulación variando la velocidad de giro de los motores por alguno de los métodos indicados anteriormente. Pueden conseguirse reducciones en los consumos del 30 % y superiores. Estas nuevas tecnologías están ya disponibles en el mercado.

En el gráfico Fig. 5.35 se representan valores típicos de estos métodos, publicados por un conocido fabricante de moto-ventilados para el sector de la refrigeración y acondicionamiento de aire entre otros.

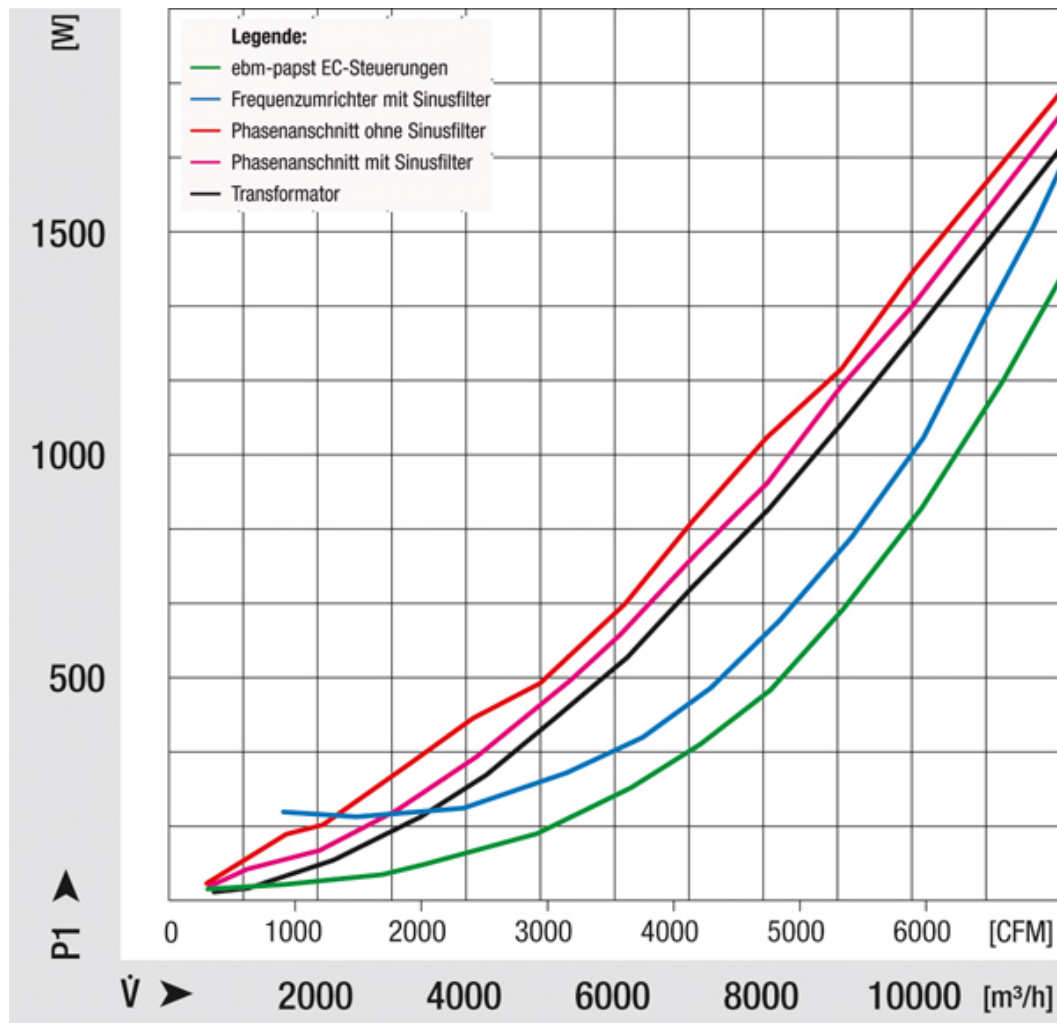


Fig. 5.35. Gráfico con representación de curvas orientativas de consumos relativos entre motores EC y AC. Leyenda. Curva verde: regulación EC. Azul: variador de frecuencia con filtro. Roja: fase partida sin filtro. Morada: fase partida con filtro. Negra: transformador. Fuente: Ebm-Paps.

Los motores EC integrados en ventiladores son los que mejor rendimiento ofrecen.

Su uso deberá contemplarse en la fase de diseño de nuevas instalaciones. Sobre todo en los ventiladores de los condensadores por aire, donde sus ventajas son muy considerables:

- Reducen fuertemente el consumo de energía de los ventiladores tanto a plena carga como a cargas parciales (15/20 % de ahorro medio comparados con los motores convencionales).
- Permiten controlar con más exactitud las presiones de condensación con lo que la regulación de las presiones es más estable y ayuda al aumento de la eficiencia de la máquina frigorífica.
- Se aprovecha mejor la superficie de los condensadores y de esta manera se reduce aún más la presión de condensación.
- Reduce el nivel sonoro a cargas parciales.

Los variadores de frecuencia ofrecen ventajas similares a los del tipo CE (de conmutación electrónica). Su gama de potencias de fabricación es muy elevada y cubre holgadamente las necesidades en este aspecto de la industria frigorífica en este aspecto.

Como se ha indicado anteriormente, en el caso de los motores EC, es preferible adquirir los conjuntos motor-ventilador al suministrador de los ventiladores, para asegurar el adecuado funcionamiento del conjunto.

Estos tipos de accionamiento aportan valores muy interesantes para el aumento de la eficiencia en las instalaciones existentes.

5.7 Depósitos en las instalaciones de refrigeración.

Las instalaciones frigoríficas necesitan una serie de depósitos para garantizar su buen funcionamiento.

Estos depósitos ejercen diversas tareas:

- Acumulación de líquido en los sectores de alta o baja.
- Separación de líquido por choque/gravedad en el lado de aspiración de los compresores para evitar la llegada de refrigerante en forma de gotas o peor aún de líquido a los mismos.
- Equilibrio en las transformaciones de evaporación y condensación.
- Inundación de intercambiadores de calor para aumento de la transmisión de calor
- Acumulación del líquido que se evacua de los evaporadores durante los tiempos de desescarche.
- Acumulación del líquido condensado en alta para garantizar el funcionamiento estable de las válvulas de los mecanismos de expansión.
- Acumulación de líquido para compensar los desplazamientos de refrigerante provocados por los cambios de capacidad de las instalaciones.
- Economizadores abierto y cerrado.

Los depósitos, en sí mismos, no son consumidores directos de energía, pero si se consumen para su fabricación y aislamiento, por ejemplo.

El ahorro que se debe pretender y se puede conseguir se logra dimensionándolos en su debido tamaño. Que cumplan con seguridad con la misión que se les asigna, pero sin excederse de manera innecesaria. Un tamaño adecuado reducirá también la penetración de calor en el sistema.

Calcular las capacidades de acumulación de refrigerante líquido es relativamente sencillo. Algo más de experiencia requiere determinar los espacios necesarios para la separación de gotas y líquido como protección para los compresores.

Pueden adoptarse varias medidas para reducir el tamaño de estos componentes, entre otras por ejemplo:

- Elegir un método de regulación de la instalación suave, evitando cambios bruscos en la evaporación y condensación el interior de los circuitos.

Por ejemplo, con regulación de capacidad de los compresores suave y sistemas de expansión electrónicos. Probablemente es donde más se puede incidir para reducir los tamaños.

- Utilizar sistemas de separación de gotas/liquido eficaces y sólidos. Por ejemplo, con circulación apropiada de los vapores por los separadores de gotas en su recorrido hacia los compresores con chapas deflectoras, perforadas, etc.
- Disponer adecuadamente la entrada de líquido de alimentación en los separadores de baja para evitar oscilaciones en el nivel de líquido en estos aparatos. Entrando siempre por encima del nivel de líquido para evitar la formación de turbulencias.

- En algunos casos el separador/ acumulador vertical de aspiración puede ser preferible al horizontal. Se debe de contemplar esta posibilidad sin dar por hecho que el horizontal es siempre el más favorable.
- En ocasiones se puede prescindir del acumulador de líquido en alta. Analizar esta posibilidad. Téngase en consideración esta posibilidad cuando exista un separador en el sector de baja.
- Los sistemas de circulación por gravedad requieren separadores de aspiración de menor tamaño, si bien cuando se supera una cierta cantidad de ellos es más económico colocar un solo separador en baja.
- Observar con detalle las instalaciones según se van poniendo en funcionamiento para extraer conclusiones y aplicar los resultados en obras posteriores.

5.8 Tuberías y accesorios.

Las pérdidas de presión en las tuberías y demás accesorios como son válvulas, filtros, reguladores de presión etc. que forman parte de los circuitos frigoríficos no son gratuitas. Tienen repercusiones en la eficacia energética y en la inversión inicial. Usualmente no se les dedica la suficiente atención a pesar de que su importancia es considerable.

Como se trata de analizar las consecuencias que las pérdidas de presiones de los citados elementos provocan, desde un punto de vista práctico, se emplean para realizar los cálculos y comparaciones los valores del Kv en m³/h, recordando en primer lugar su definición:

“Bajo el término Kv se entiende la cantidad de agua con temperatura de unos 20°C, que produce un perdida de presión de 1 bar al pasar por el componente, estando éste totalmente abierto”.

En general sería el caudal de cualquier líquido con densidad igual a 1.000 kg/m³ y viscosidad cinemática $\nu = 10^{-6}$ m²/s. Los valores Kv (m³/h) son por lo tanto valores de “referencia”.

Los valores Kv los facilitan los fabricantes de los componentes y los consiguen mediante mediciones en laboratorio. Estos valores Kv dependen del diseño y construcción de los elementos y se dan grandes diferencias entre los diversos fabricantes. Canto mayor sean los Kv más apropiadas son las válvulas y demás componentes para la circulación de fluidos por su interior, ocasionarán una menor pérdida de presión y penalizarán menos el consumo de energía.

Como ya se ha comentado las pérdidas de presión repercuten negativamente en todos los componentes de los circuitos frigoríficos, produciendo efectos desfavorables, entre los que destacan:

- En el lado de aspiración.
Suponen la necesidad de que los compresores trabajen con temperatura de evaporación inferiores. Su potencia frigorífica y su COP disminuyen. La inversión y el consumo de energía aumentan.
- En tubería de descarga.
Incrementan la relación de compresión y con ello la potencia absorbida de los compresores. Su potencia frigorífica también decrece.
- En tuberías de líquido.

Las pérdidas de presión pueden conducir a la formación de burbujas y con ello un funcionamiento anómalo en las válvulas de expansión.

En resumen:

- Reducen la potencia frigorífica de los compresores.
- Aumentan la inversión.
- Disminuye el COP de las instalaciones.
- Aumenta el consumo de energía.
- Produce anomalías de funcionamiento.
- Incrementa los gastos de mantenimiento.

El cálculo de Δp con la ayuda de los valores Kv es sencillo y bastante exacto.

a) Para refrigerantes en fase líquida.

$$\Delta p = \frac{100}{\rho} \left(\frac{m}{kv} \right)^2 \quad [24]$$

b) Para vapores (gases en la línea de saturación)

$$\Delta p = 100 \cdot v \cdot \left(\frac{m}{kv} \right)^2 \quad [25]$$

c) Para gases (vapores recalentados)

$$\Delta p = 8,3 \cdot \frac{T \cdot Z}{M \cdot p} \left(\frac{m}{kv} \right)^2 \quad [26]$$

Significado de los símbolos y unidades:

SIMBOLO	SIGNIFICADO	UNIDAD
Δp	Perdida de presión	Pa
m	Caudal másico en circulación	Kg/h
ρ	Densidad del fluido	Kg/m ³
Kv	Valor característico del kv del componente	m ³ /h
v	Volumen específico del fluido	m ³ /kg
T	Temperatura absoluta del fluido (273+t°C)	K
p	Presión antes del componente	Bar (efectivos)
M	Peso molecular del refrigerante	Kg/kmol
Z	Coficiente de compresibilidad del gas refrigerante	

NOTA:

Los valores de Z dependen del fluido y de las condiciones de evaporación. En las presiones usuales de trabajo en refrigeración, su valor es inferior a 1. En caso de dudas se tomará la unidad. Para el NH₃ y el R-22 se dan en la tabla siguiente:

Refrig.	A	-20°C	+10°C	+40°C	+60°C	+80°C
	NH ₃	0,95	0,93	0,88	0,82	0,76
	R-22	0,92	0,90	0,81	0,75	0,68

La masa en circulación, es la que realmente pasa por el componente. En sistemas de bombeo la que trasieguen las bombas.

- En tuberías húmedas (retornos de sistemas de bombeo) habría que utilizar fórmulas para la circulación bifásica (líquido/vapor saturado) pero en la práctica se suele omitir la parte líquida y trabajar solo con la parte de vapor, usando después correlaciones empíricas que dan la pérdida de carga del flujo bifásico, en función del número de recirculaciones.

5.8.1 Tuberías horizontales.

Para ilustrar los comentarios anteriores, se analizan ahora las consecuencias de la pérdida de presión en el lado de aspiración de un circuito frigorífico. Los datos son válidos para un determinado compresor de tornillo abierto, trabajando con el economizador y varían entre los diferentes fabricantes y modelos, pero dan una clara indicación de las pronunciadas consecuencias negativas que ejerce sobre las instalaciones.

Como ejemplo, trabajando con NH₃ y aspirando a -40°C, una pérdida de presión de 0,1 bar equivale a un cambio en la temperatura de evaporación de 2,7°C. Esto significa que el compresor tendrá que trabajar con la temperatura de -42,7°C para mantener los -40°C en los consumidores (evaporadores). El compresor trabajando a -42,7°C en vez de a -40°C, reduce su potencia frigorífica en un 14% y presenta un COP un 9,3% igualmente más bajo. La caída de 2,7°C resulta por lo tanto, en un consumo de energía superior y requiere por otro lado un incremento en la inversión en un compresor mayor al perder potencia frigorífica.

Debido a los efectos tan negativos descritos, en el diseño de las instalaciones se deben de establecer criterios sobre las pérdidas de presión admisibles en los diferentes tramos de los circuitos, desde evaporador a compresor, con el fin de mantenerlas dentro de ciertos límites. En la tabla siguiente se plantean valores recomendados de pérdidas de presión. Equivalen a pérdidas aproximadamente de un 1 K en los trazados de aspiración y descarga y a 0,5 K en las tuberías de líquido.

TRAMO DEL CIRCUITO		ASPIRACIÓN Δp en bar		DESCARGA Δp en bar	LINEA LIQUIDO Δp en bar
Temp. evaporación		-10°C	-40°C	-	-
Refrig.	NH ₃	0,10	0,03	0,15-0,3	0,03
	R404a, etc.	0,12	0,05	0,15-0,4	0,04

NOTAS:

- Las pérdidas indicadas se dan para el total del tramo de circuito correspondiente, incluyendo tuberías, válvulas de cierre, filtros, retención y demás accesorios.
- En los sistemas de bombeo es necesario montar las tuberías de aspiración húmeda con pendiente desde evaporadores a los separadores para facilitar el arrastre del líquido y su posterior vaciado durante el paro. La tubería de separador a compresores también se montará con una pendiente desde estos hacia los referidos separadores, para que posibles condensaciones ocurridas durante el paro se evacuen hacia el depósito.

5.8.2 Tuberías verticales y altura estática.

En todas las instalaciones frigoríficas hay desniveles que pueden condicionar el diseño de las mismas por la problemática que pueden presentar: dificultades en el arrastre del aceite (si éste es miscible con el refrigerante) y pérdidas de carga producidas por la columna de fluido como consecuencia de lo que se llama altura estática.

La situación más común es la de tener el recipiente de líquido en el suelo de una sala de máquinas, desde el cual se deben alimentar los dispositivos de expansión que están emplazados a una altura mayor. La consecuencia es que cuando el líquido llega al dispositivo lo hace con una presión equivalente a la de condensación menos el producto de la altura en metros por la densidad del líquido en kg/m^3 habiendo hecho después la transformación de los kg/m^2 hallados a las mismas unidades que la presión de condensación. Si la presión resultante tiene una temperatura de saturación inferior a la del ambiente se producirá una vaporización del refrigerante, para evitar la mala alimentación de refrigerante al evaporador que eso supondría, hay que aplicar algún método para subenfriar el líquido, tal como se ha expuesto en apartados anteriores.

En este último caso y otros similares, las alturas estáticas pueden provocar la pérdida del subenfriamiento del líquido condensado con formación de burbujas de gas que perjudicaran la eficacia de la expansión y como consecuencia el rendimiento del circuito frigorífico.

En los sistemas de bombeo, esta diferencia de altura, puede formar una columna de fluido con un peso específico determinado, dependiendo de varios factores como el refrigerante, la temperatura, composición de la mezcla líquido/vapor, del flujo térmico y otros; ésta columna ejercerá una presión en el fondo mayor que la presión existente en su parte superior. Como el vapor tendrá que atravesar esta columna en su recorrido hacia la aspiración se formará un perfil de flujo que además de complejo, será irregular en el tiempo como consecuencia de las variaciones de capacidad del consumidor (evaporador; véase Fig. 5.36). Teóricamente y dependiendo del diseño de la tubería, puede darse una circulación anular, en donde el líquido asciende en forma de anillo alrededor de la superficie interna del tubo y el vapor por el centro (b), circulación tipo semianular (a), tipo flujo revuelto (c), tipo tapón (d) y flujo tipo burbuja (e), en todos los casos el vapor arrastra al líquido hacia la salida.

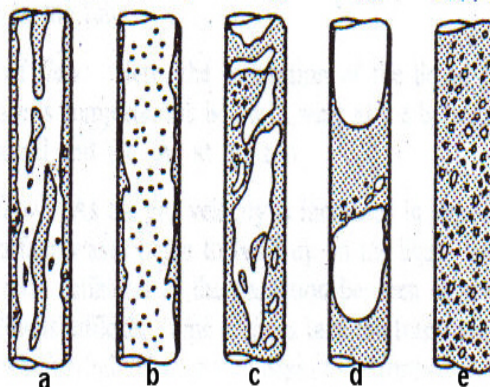


Fig.5. 36. Posibles perfiles de circulación de mezclas de refrigerante vapor-líquido en tramos de tuberías verticales.

La más deseable, por ser la que según experiencias es la que provoca menores pérdidas de presión y consecuentemente menos diferencia de temperaturas, es la circulación anular, pero conseguirla no es fácil.

El caso más desfavorable, no del todo improbable, es que el tubo ascendente quede totalmente lleno de líquido y el vapor en pequeñas burbujas se vea obligado a pasar a través de esta columna. En tal caso las consecuencias a bajas temperaturas son técnicamente muy perjudiciales.

Supongamos un tramo de cinco metros de altura con NH_3 a -40°C , con un peso específico hipotético de la mezcla líquido-vapor de $0,30 \text{ Kg./dm}^3$, significaría una presión sobre el fondo de $0,15 \text{ bar}$. Como en la parte superior tenemos la presión de -40°C ($0,717$) abajo tendríamos la suma de las dos, es decir $0,867 \text{ bar}$. Si el fondo del tubo ascendente está conectado a un túnel de congelación de placas, su temperatura de evaporación sería de $-36,5^\circ\text{C}$, sólo por este efecto se pierden $3,5 \text{ K}$. Para lograr que el túnel trabaje a -40°C y de sus prestaciones nominales, la temperatura de evaporación tendría que descender hasta los $-43,5^\circ\text{C}$. La potencia frigorífica entregada por el compresor se reduciría en un 17% y su COP en un 12% aproximadamente.

En la literatura se encuentran estudios asegurando que las pérdidas pueden ser bastante mayores y el autor (16) de uno de ellos informa de mediciones realizadas en tres diversas instalaciones en EE.UU. que confirmarían sus cálculos teóricos.

A pesar de que se le denomine “estática” la situación se da independientemente de que el líquido este en movimiento o estacionario. Para encontrar la pérdida de carga total hay que tener en cuenta la pérdida de carga gravitacional y la debida al rozamiento.

Como se ha visto, la pérdida de carga se vence a expensas del trabajo de los compresores, pues hay que tener en cuenta que el trabajo de las bombas termina en la válvula de expansión. Una vez el refrigerante ha pasado a través de la válvula de expansión reduce su presión hasta la de evaporación, enfriándose gracias a la vaporización de una parte. Si la bomba pasara a trabajar con una presión de impulsión mayor lo único que sucedería es que aumentaría el caudal de líquido inyectado en el evaporador (por efecto de una mayor presión diferencial en la misma área de paso), incrementando la tasa de recirculación, pero no se dispondría de mayor presión después de la expansión.

Si se abriese la válvula de regulación se incrementaría el caudal y la pérdida de carga en el evaporador. En el caso extremo, con válvula totalmente abierta, a la salida del evaporador tendríamos la presión de aspiración del compresor y a la entrada la suma de ésta más la pérdida de carga. El resultado sería obtener una temperatura media de evaporación bastante más alta y la consecuencia una pérdida de potencia frigorífica en el evaporador.

Una situación similar tiene lugar cuando van parando evaporadores en una instalación de bombeo, el caudal de refrigerante en el evaporador aumentará como consecuencia de una mayor presión en la entrada. Para evitarlo y, además, para asegurarse que se está inyectando en el evaporador la cantidad de líquido que se desea, hay la posibilidad de montar válvulas de caudal constante que permiten mantener el flujo con una variación de $\pm 10\%$.

Como toda pérdida de presión en los circuitos frigoríficos, su repercusión a efectos energéticos es mayor cuanto más baja sea la temperatura de evaporación.

Alturas estáticas se presentan en los circuitos frigoríficos en diversas situaciones:

- En las instalaciones de bombeo con las salas de máquinas ubicadas a niveles superiores a los consumidores o a parte de ellos.
- En sistemas de alimentación de enfriadores de fluidos secundarios alimentados por gravedad.

- En sistemas de enfriamiento de aceite por termosifón.
- En tramos de tuberías ascendentes en salas de trabajo desde los consumidores hasta colectores de retorno colocados en el techo de las salas.
- En tuberías ascendentes desde botellas de alta hasta válvulas de expansión en sistemas de DX cuando los depósitos de alta están ubicados a niveles inferiores a las válvulas de expansión.

Como se ha expuesto pueden provocar pérdida del subenfriamiento del líquido con formación de burbujas de gas que perjudicaran la eficacia de la expansión (menor rendimiento de la instalación) y pérdida de presión (Δp) excesiva que penaliza el consumo.

Naturalmente los efectos negativos causados por estos desniveles estáticos pueden y deben evitarse o en última instancia compensarse con medidas adecuadas.

- La primera regla es que las salas de máquinas deben ubicarse al mismo nivel o niveles inferiores a los de la mayoría de los consumidores.
- Los depósitos de alta a niveles sensiblemente iguales a las válvulas de expansión.
- Los tramos ascendentes deben dimensionarse con la velocidad mínima de vapor para que se forme el favorable flujo anular. ésta será además la que ofrecerá el menor Δp . La citada velocidad mínima se puede encontrar en algunas publicaciones y más adelante se facilita un gráfico con carácter orientativo.
- Se recomienda colocar tomas para manómetro en el fondo y cabeza de estos tramos ascendentes para en la puesta en servicio controlar y reducir en la medida de lo posible las pérdidas excesivas, con una modificación en el diseño si se estima oportuno.
- El número de recirculaciones en los sistemas de bombeo y en los de gravedad debe limitarse al mínimo requerido por los fabricantes de los consumidores. En realidad debería ser una práctica común el probar en obra las recirculaciones más adecuadas, puesto que los fabricantes de los consumidores (túneles en línea, de placas, evaporadores) suelen pedir más recirculaciones que las necesarias para obtener las prestaciones óptimas de las baterías o intercambiadores.
- Las bajantes hacia los enfriadores de aceite en termosifones y líquidos secundarios alimentados por gravedad, serán lo más cortas posible. Justo lo necesario para contrarrestar las pérdidas en los enfriadores, tuberías y sus accesorios y mantener un diferencial que sea la fuerza motriz para la circulación. Todas estas pérdidas, sumadas a la fuerza motriz referida, serán las que hay que conseguir con la diferencia de densidad en las tuberías de alimentación y retorno a base de la diferencia de altura entre el enfriador y el nivel en el depósito de refrigerante líquido.

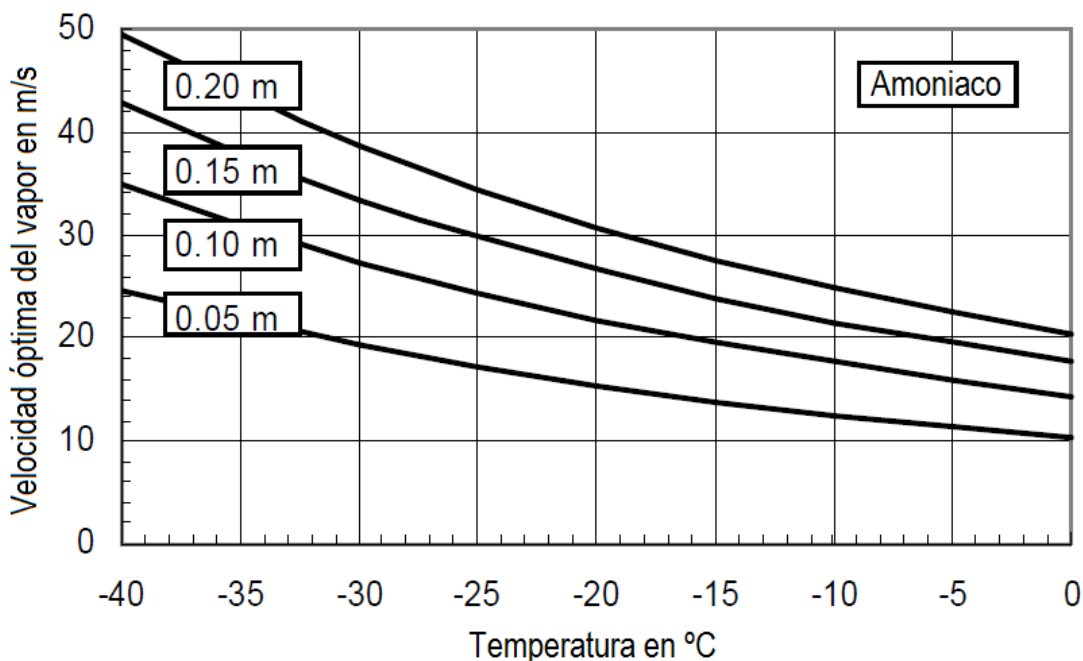
De lo contrario el efecto de subenfriamiento que supone incrementar la columna de líquido, se convierte en una pérdida de efectividad del intercambiador-enfriador de aceite, que se traduce en un aumento de la temperatura de evaporación y del consumo de los compresores.

- Cuando parcializan los servicios una única tubería puede tener un diámetro excesivo para lograr el flujo anular en ese momento, con lo que puede ser preciso colocar dos tuberías en paralelo. En algunos casos incluso tres.

Hay que tener presente que si la velocidad del gas no es capaz de arrastrar todo el líquido que llega a la parte baja, éste se quedará en el tramo horizontal pudiendo incrementar también la pérdida de carga del tramo horizontal.

- En ciertos casos (grandes instalaciones, elevadas alturas o muchos servicios) puede ser recomendable elevar el líquido en el tramo ascendente mediante bombas de refrigerante, aunque requiere una mayor inversión. Hay que tener en cuenta que todos los compresores estarán obligados a trabajar a más baja temperatura y habría que valorar el ahorro que esta solución supondría.
- Los separadores de gotas estarán lo más cerca posible a los consumidores en los casos de túneles de congelación, congeladores de placas y consumidores en general.

En la figura inferior (Fig.5.37) se pueden ver las velocidades recomendadas para arrastrar el NH_3 líquido en las subidas, el gráfico está basado en una variante de la ecuación desarrollada por el autor mencionado en la referencia (17). Tiene únicamente carácter orientativo, pues para definir la velocidad óptima hay que efectuar el cálculo para cada caso específico. Se entiende que la mayoría de las empresas del sector que realizan instalaciones industriales tienen suficiente experiencia para calcular estos tramos de tuberías con bastante fiabilidad.



Velocidad óptima del vapor en flujo bifásico ascendente en función de la temperatura de evaporación

Fig.5.37. Velocidades recomendadas según una ecuación empírica de Zarabas (17) publicada en Haukas (18)

5.8.3 Válvulas

Seguidamente se analiza con datos concretos una situación usual en instalaciones frigoríficas. Se trata de calcular las pérdidas de presión en válvulas ubicadas en tuberías de aspiración y su influencia en las prestaciones de la instalación, empleando valores K_v procedente de la información técnica de dos diferentes fabricantes (datos redondeados).

Datos técnicos.

- Refrigerante.:----- NH₃
- Potencia frigorífica.----- 650 kW
- Temperatura de evaporación ----- - 40°C
- Temperatura de. condensación:----- +36°C
- Compresor ----- de tornillo
- Economizador----- abierto
- Caudal másico: ----- 1840 kg/h
- Caudal volumétrico:----- 0,80 m³/s
- Potencia absorbida: ----- 419 kW
- Perdida presión tubería de descarga:----- 0,2 bar
- Perdida presión tubería de aspiración: ----- 0,02 bar
(Añádase en aspiración la pérdida de presión de la válvula)

VALVULA	DN	Kv m ³ /h	Δp bar	Pérdida equivalente K	Velocidad m/s	COP.
A ₁	200	630	0,013	0,36	23	100
A ₂	250	860	0,007	0,20	15	101
B ₁	200	1150	0,0040	0,10	23	101,4

Resultados:

La válvula B₁ en DN 200 tiene un Kv superior a la válvula A₂ de DN 250, y por lo tanto tiene menor repercusión en la influencia negativa en la planta. Como las velocidades con DN 200 son aceptables (se supone aspiración seca) se puede instalar la válvula B₁ de DN 200 en vez de la A₂ de DN 250. Esto significa además de ahorro de energía, reducción considerable en el coste de la instalación. La válvula A₁ con DN 200 tiene una pérdida de presión excesiva y por ello debe descartarse.

Otra cuestión a tener en cuenta es la elección de la clase de componentes y su colocación:

- Puesto que las válvulas de paso recto tienen un paso interior en forma de S, se produce cambio de dirección más acentuado que en las válvulas de paso ángulo, con lo que una forma de disminuir la pérdida de presión (Δp) puede ser la de aprovechar el trazado siempre que sea posible y tratar de colocar válvulas de paso ángulo allí donde tendría que ir un codo.
- En tramos donde haya circulación de líquido saturado, por tanto con posibilidades de vaporización, o en las tuberías de retorno de los sistemas de bombeo, se deberán montar las válvulas con el husillo horizontal para evitar las bolsas de fluido que dificulten la circulación de la otra fase.
- Puesto que las válvulas de mariposa y las válvulas de bola tienen un Kv mucho mayor que las válvulas de asiento y, por tanto, un Δp mucho más reducido, hay que priorizar su uso siempre que sea posible.
- Por lo que respecta a las válvulas automáticas, en las aspiraciones son preferibles las de acción directa a las servo comandadas, pues estas últimas requieren una pérdida de carga mínima para abrir totalmente. Por ejemplo, si la pérdida de presión es de 0,2 bar, con NH₃ como refrigerante, significará un descenso en la

temperatura de evaporación de 1,25 K cuando evaporemos a -10°C y de 3,4 K cuando lo hagamos a -28°C ; con R507 serían respectivamente 1,3 y 2,3 K. La pérdida de COP será a razón de un 3% aprox. por K, pero los kW consumidos de más dependerá del número de compresores que se vean obligados a trabajar en estas condiciones.

Así pues, las válvulas de bola o de mariposa motorizadas, pueden ser una alternativa muy favorable en lugar de válvulas solenoides y válvulas reguladoras de presión servo-pilotadas en:

- Tuberías de aspiración.
- Trazados de alimentación por gravedad.
- En aspiración de evaporadores para cierre durante desescarche.

Con incrementos generalmente justificables y asumibles de costes, pueden lograrse reducciones muy significativas en el consumo energético, principalmente en circuitos de temperaturas negativas.

5.9 Muebles frigoríficos.

La utilización de muebles frigoríficos (MFV) eficientes (véanse diferentes tipos en Fig.5.38 a, b, c, d) para la venta de productos perecederos permite obtener ahorros comprendidos entre el 25÷60% si se compara con un MFV tradicional. Cabe destacar los siguientes aspectos:

- Menores necesidades frigoríficas.
- En consecuencia menor consumo energético.
- Menor inversión inicial al requerirse equipos menos potentes.
- Menores gastos de explotación

Los conceptos que permiten obtener estos beneficios son los siguientes:

- Los MFV deben estar etiquetados energéticamente, como garantía de su bajo consumo energético
- Disponen de un diseño optimizado del evaporador que permite el control de la temperatura con temperaturas de evaporación más altas que con los muebles tradicionales.
- Empleo de ventiladores de alta eficiencia.
- Uso de iluminación de bajo consumo.
- Métodos de control y regulación con instrumentos PID.
- Uso de válvulas de expansión electrónicas que posibilitan la utilización de un control de presión de condensación flotante además de asegurar un funcionamiento con el evaporador más inundado.
- Empleo de tapas móviles en las islas de congelados y cortinas de aire en muebles verticales (véase Fig.5.39).



Fig.5.38a. Modelo AIRY SP CD



Fig.5.38b. Modelo Tortuga 2 2000

- Utilización de puertas en los murales de refrigerados.



Fig.5.38c. Modelo Gregal de Frost-Trol



Fig. 5.38d. Modelo Costan Gazelle 4

- Aplicación de cortinas de aire en los MFV abiertos.



Fig. 5.39. Obsérvese la zona superior izquierda de la vitrina modelo VG9F5814 de la firma Koxka. Se puede apreciar la zona de canalización del aire para la formación de la cortina protector

- Utilización de cortinas para cerrar los MFV abiertos durante los periodos en que están fuera de servicio por cierre de venta.
- Uso de programadores que permitan variar la temperatura de evaporación durante las horas sin venta, con los muebles totalmente cerrados

Conservación de la eficiencia.

Para mantener los muebles en su estado de eficiencia inicial es preciso tomar las siguientes precauciones:

- Desarrollar una metodología que asegure un mantenimiento periódico, de acuerdo con el manual de servicio facilitado por el fabricante.
- Mantener los niveles de carga dentro de los límites establecidos por el fabricante del MFV, es decir, no querer “aprovechar” mejor el espacio disponible.
- Control de la cadena de frío para no reponer producto con temperatura superior a la temperatura de conservación indicada para el mueble. Además de incidir desfavorablemente sobre la conservabilidad del producto, conduce a un mayor consumo energético.
- Uso adecuado de las cortinas o protecciones nocturnas en los MFV abiertos.

CAPITULO 6

6. Estrategias de control para reducir los consumos de energía.

6.1 Evaporación flotante.

En apartados anteriores se indicaba que el COP de la instalación aumenta entre el 2,5% y el 3,5% por con cada grado de incremento de la temperatura de evaporación en función de las condiciones de trabajo. Por ésta razón es conveniente analizar detenidamente las posibilidades de elevar la temperatura de los productos o fluidos a refrigerar o congelar, tanto como permita las condiciones del proceso.

Además, con la tecnología actual, es posible adecuar la temperatura de evaporación a las necesidades reales de la planta. En un servicio determinado los evaporadores no precisan trabajar siempre al 100% de su capacidad ya que la carga térmica se reduce según las condiciones climáticas y de operación; en estas circunstancias el evaporador podría trabajar con un diferencial de temperatura (Δt) más reducido y consecuentemente subirse la temperatura de aspiración de los compresores.

En instalaciones con muchos servicios podría suceder que si se sube la temperatura de evaporación en exceso, para ahorrar energía, no se pueda alcanzar la temperatura deseada en alguno de ellos. Con un control centralizado se puede detectar si alguno de los servicio sale de su rango de temperaturas y volver a descender de nuevo el punto de consigna para regresar nuevamente al rango aceptable.

En ocasiones se puede variar la temperatura de consigna para distinguir entre horarios diurnos y nocturnos. Por ejemplo en el acondicionamiento de salas de trabajo o locales de confort, antecámaras etc. Mediante un termostato que discrimine entre los diferentes horarios se pueden dar instrucciones para subir el punto de consigna durante los periodos de baja carga térmica, con lo que se elevaría como consecuencia la temperatura de evaporación y se ahorraría energía.

6.2 Condensación flotante.

Puesto que el descenso en la presión de condensación también permite ahorrar alrededor del 2,8 al 5 % de energía según el refrigerante empleado, como se ha mencionado anteriormente, es necesario aplicar estrategias que permitan trabajar con una temperatura de condensación tan baja como sea posible. Sin embargo hay que tener en consideración un límite inferior de esta presión debido a:

- La presión mínima requerida cuando el desescarche es por gas caliente, considerando el ajuste de la válvulas de evacuación de condensado.
- Que si desciende mucho la presión de condensación aumenta el volumen específico del fluido y por tanto la velocidad y con ella la pérdida de presión en tuberías y accesorios.
- Las VET clásicas requieren una presión diferencial mínima por debajo de la cual su capacidad desciende de forma drástica y el evaporador no recibe suficiente líquido lo cual descarta la posibilidad de aplicar la condensación "flotante".
- Que en el caso de refrigeración de aceite de los compresores por inyección de líquido puede darse además una limitación específica.

- El arrastre de aceite por alta velocidad en los separadores de aceite, al incrementarse el caudal volumétrico de descarga de compresores, puede obligar a hacerlos más grandes.
- El funcionamiento con recuperación de calor si se necesitan temperaturas mínimas determinadas.
- Las condiciones mínimas de presión para garantizar el engrase del compresor (consúltese al fabricante).

En los gráficos de la Fig.6.1 se puede observar la variación de consumo de dos compresores en función de la temperatura de condensación. Como se puede apreciar, aunque las líneas de tendencia tienen comportamiento similar, sus pendientes son distintas, así como sus porcentajes de variación dentro de idénticos intervalos. Es decir, que dicha curva depende de las características propias del compresor o, en una planta, del conjunto de compresores.

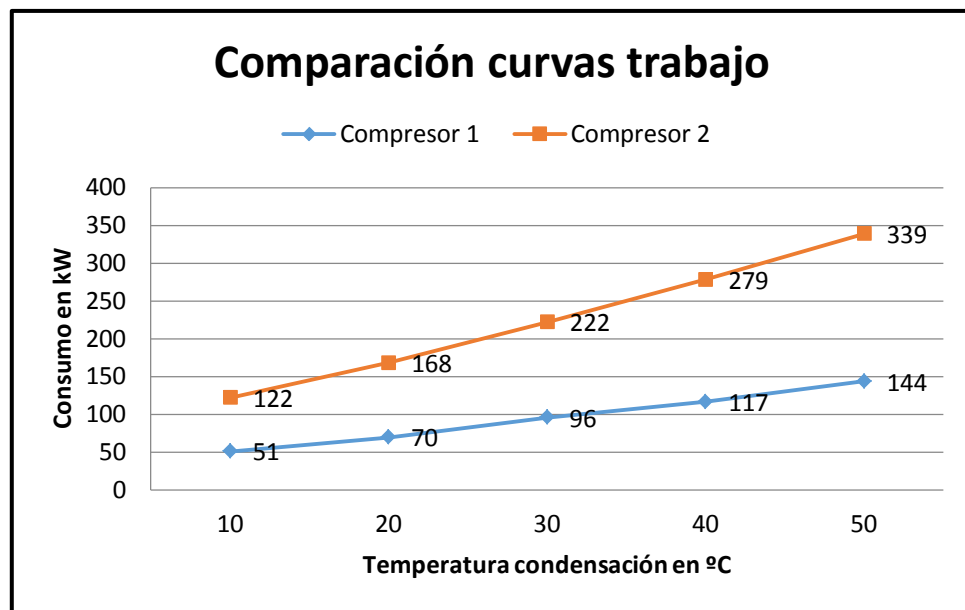


Fig. 6.1 Curvas de consumo eléctrico de diferentes compresores en función de la temperatura de condensación.

Obviamente cuanto menor sea la presión de condensación más bajo será el consumo. Esta realidad podría conducirnos a la tentación de sobredimensionar ampliamente los condensadores, puesto que la capacidad de los mismos depende de manera directamente proporcional a la superficie de transmisión, a la diferencia media logarítmica entre las temperaturas de entrada y salida del aire y la de condensación y al coeficiente de transmisión de calor. Como este último varía con la velocidad del aire a través de la batería del condensador, se podría pensar también en aumentar el caudal de aire para subir la temperatura media logarítmica y el coeficiente de transmisión, ampliando por consiguiente la capacidad del condensador.

Con estas medidas se reduciría indudablemente el consumo energético de los compresores, pero al mismo tiempo aumentaría la potencia absorbida por los motores de accionamiento de los ventiladores, lo que unido al incremento de la inversión ocasionado por el mayor tamaño del condensador, podría conducir a un punto en el cual la disminución de consumo del compresor conseguida quede compensada por el consumo propio de los ventiladores.

En los gráficos de la Fig.6.2 está representada la evolución del consumo en función de la temperatura de condensación, para un condensador refrigerado por aire y otro evaporativo,

con una temperatura de aire y un termómetro húmedo determinados. También en este caso se aprecia que la curva es una característica del condensador o del sistema de condensación.

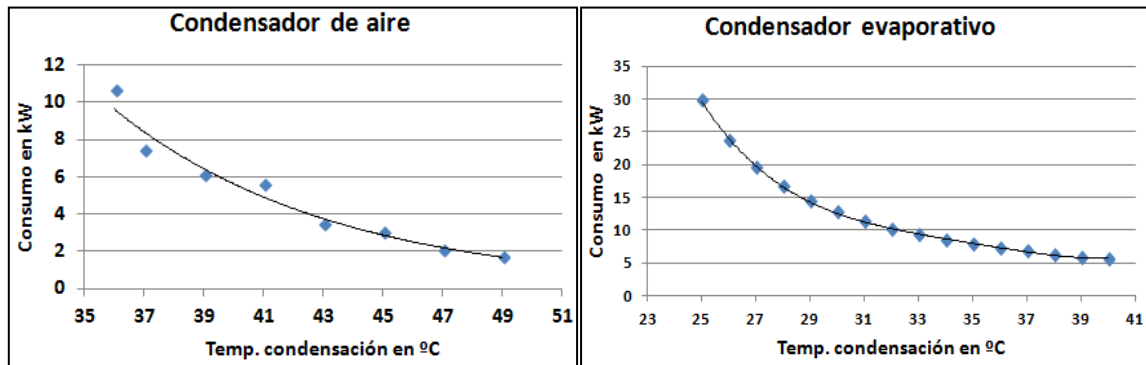


Fig. 6.2 Curvas de consumo eléctrico de condensadores por aire y evaporativo en función de la temperatura de condensación.

A partir de estas realidades hay que buscar cual es el punto óptimo de trabajo para un sistema determinado, el cual tendrá lugar cuando la suma de los consumos de compresores y condensadores alcance su valor mínimo, tal como puede apreciarse en el gráfico de la Fig.6.3.

PRESIÓN DE CONDENSACIÓN ÓPTIMA

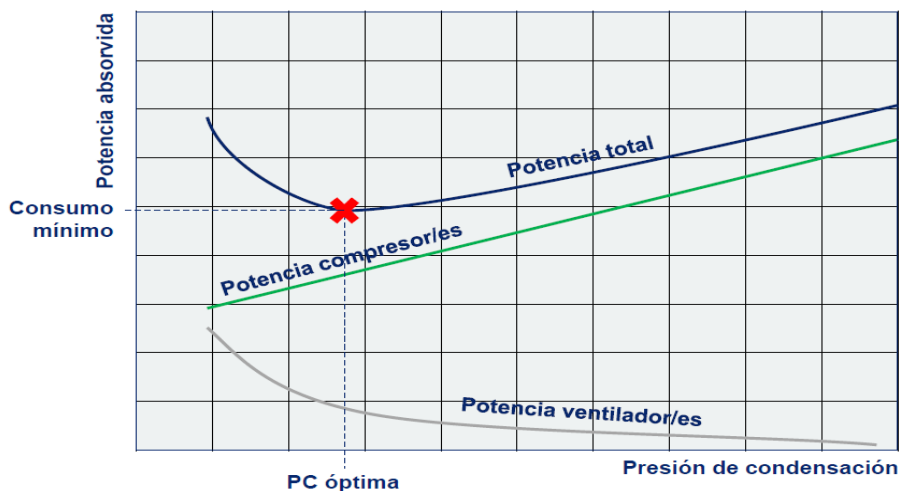


Fig.6.3.Grafico para la obtención de la presión de condensación óptima en un sistema determinado, desde el punto de vista del consumo.

Éste procedimiento nos permitirá encontrar el punto óptimo de funcionamiento para una instalación una vez se hayan definido los componentes. Para instalaciones existentes, atendiendo a que la unión de los diferentes puntos óptimos de utilización (para cada temperatura de aire exterior –aereocondensadores- o de termómetro húmedo –evaporativos-, formará una trayectoria única para cada sistema., se facilita a continuación un procedimiento para la estimación del punto óptimo extraída de la tesis citada en la Ref. Bibliográfica (9). Este procedimiento debe aplicarse en periodos alejados de las condiciones de diseño, o sea con temperaturas exteriores bajas (temperaturas bajas), siendo necesario además registrar constantemente:

- a) La temperatura exterior seca o húmeda, según sea la condensación por aire o evaporativa.
- b) La presión de condensación y el consumo de Sala de Máquinas.

c) Es igualmente recomendable vigilar otros aspectos como son la presión de aspiración de los compresores, recalentamientos, temperatura de aceite y otros parámetros que permitan asegurar un funcionamiento fiable.

Para llevar a cabo el análisis del consumo se procederá como sigue:

- 1) Se medirá la temperatura exterior seca /húmeda
- 2) Se obtendrá la lectura de la presión de condensación y del consumo eléctrico
- 3) Se disminuirá el punto de consigna 30 kPa (0,30 bar) y dejará que el sistema se equilibre.
- 4) Una vez conseguido el equilibrio se anotará el consumo.
- 5) Se seguirá bajando la presión de 30 en 30 kPa y anotarán los consumos, hasta llegar al límite inferior del punto de consigna.
- 6) Se trazará un gráfico presiones-consumo y se anotará la presión correspondiente al mínimo consumo.
- 7) Se anotará la presión correspondiente al punto óptimo hallado en un gráfico presión-temperatura exterior seca /húmeda.
- 8) Al hacer otras mediciones en diferentes días se podrá hallar una curva que permitirá programar los puntos óptimos de utilización para cada temperatura exterior seca o húmeda según el caso, la cual tendrá un aspecto similar al gráfico siguiente Fig.6.4.

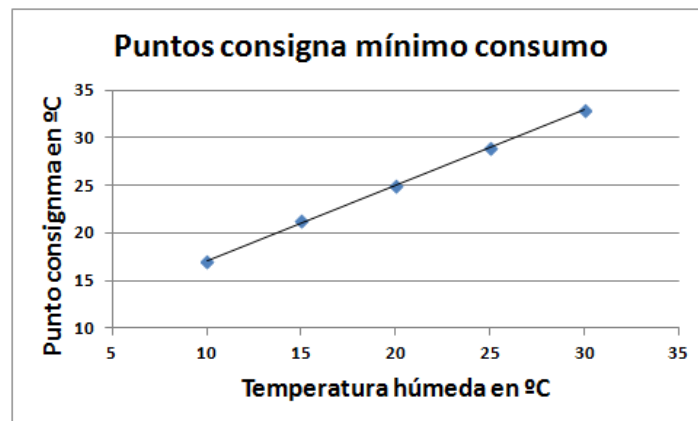


Fig. 6.4 Grafico de puntos de consigna.

Sin embargo, la definición de la curva de puntos de mínimo consumo, debe hacerse específicamente para cada conjunto compresores-condensadores, bien sea mediante la utilización de un programa adecuado o aplicando a la instalación en marcha el procedimiento de mediciones indicado y debe tenerse en cuenta los consumos a cargas parciales, por lo que se tendrá que considerar la media de funcionamiento de la planta en la que se implemente.

6.3 Control de velocidad de los Ventiladores.

El control de velocidad de los ventiladores es un método utilizado profusamente en los últimos años en el constante intento de hacer las instalaciones más eficaces con la pretensión de moderar los elevados costes de energía que suponen las instalaciones frigoríficas para sus usuarios.

Antes de pasar a analizar las diferentes posibilidades disponibles para la variación de velocidad, con las ventajas de su aplicación, se destaca el hecho de que el mayor grado de

eficacia se consigue asegurándose de que su velocidad de giro nominal suministre, con la mayor exactitud, el caudal real que pide el proceso al 100 % de capacidad. Esto significa que no se puede caer en el error de prestar poca atención a la velocidad de giro óptima, con la excusa de que luego se corregirá variando la velocidad de giro. Esta afirmación se justifica en el hecho de que cuando se ha seleccionado un ventilador para dar un caudal determinado en las condiciones nominales, si se hace funcionar a una velocidad fija, con variador de frecuencia o con la técnica EC y trabajan estos últimos a la misma velocidad que el fijo, no hay diferencia entre sus consumos respectivos.

Las diferencias se presentan solo cuando el ventilador se elige para funcionar fuera de su punto óptimo, condenándole a trabajar en condiciones de diseño alejadas de este punto.

En el sector de la Refrigeración se regula la velocidad de los ventiladores principalmente en la zona de condensación y solo ocasionalmente en la zona de evaporación.

Sin embargo en los evaporadores también puede aportar ahorros energéticos el uso de algún método de regulación de velocidad, por ejemplo los motores EC. No debe olvidarse que la potencia total absorbida por los motores de los ventiladores termina en los locales donde están ubicados los evaporadores, en forma de calor, que tendrá que eliminar la instalación frigorífica. Otra ventaja es una regulación más estable de la temperatura de la cámara. Por lo tanto será conveniente hacer un cálculo de coste-beneficio para comprobar si es o no rentable la incorporación el control de velocidad.

Es importante considerar sin embargo que en el caso de evaporadores, la reducción de velocidad repercutirá de forma directa en la "flecha" del aire, por lo que hay que limitarlo para garantizar siempre la adecuada distribución en la cámara.

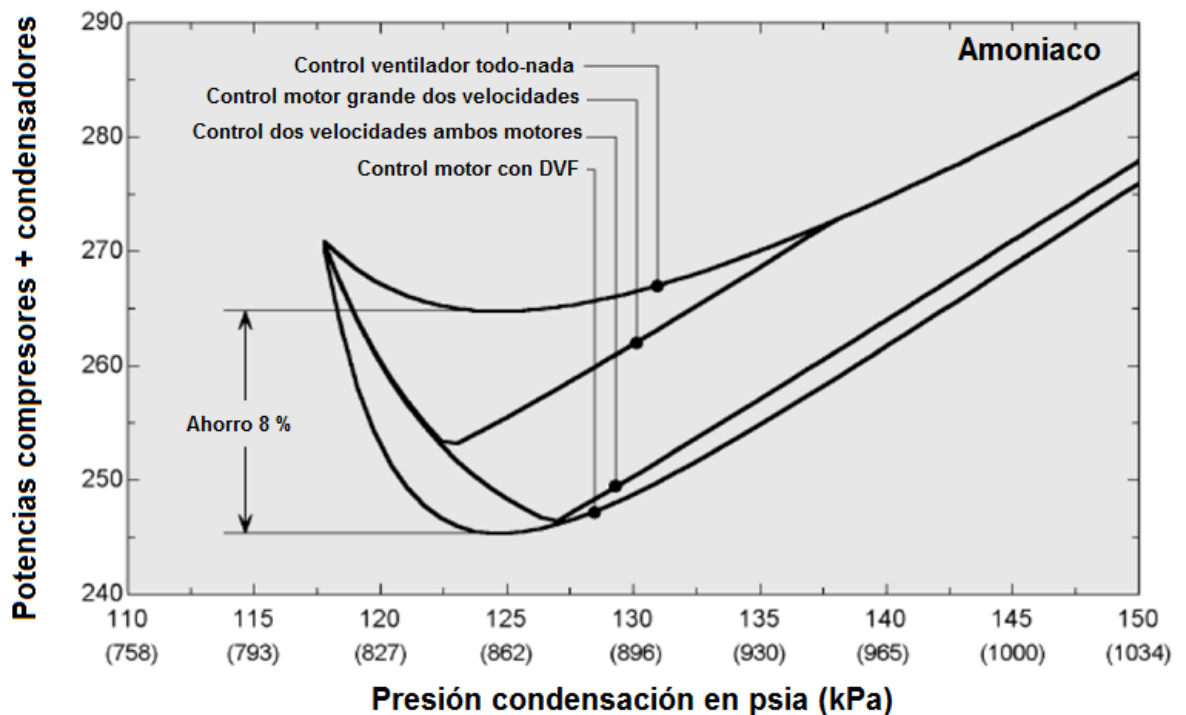
Para adaptar el caudal de los ventiladores a las variables necesidades del ciclo frigorífico con el menor consumo de energía se dispone de diversas técnicas:

- a) Motores con control de la tensión
- b) Motores asíncronos con variadores de frecuencia.
- c) Los denominados motores EC.

Los parámetros que intervienen en la comparación de las diversas posibilidades de variar la velocidad de giro, son múltiples y no siempre fáciles de definir. Dependen del tamaño y número de ventiladores, del nivel sonoro tolerable, nivel de inversión prevista, número de horas de funcionamiento anual esperado, tiempo estimado de trabajo a cargas totales y parciales y otros.

El control de los ventiladores mediante dispositivos de variación de frecuencia (DVF) y el uso de los Motores EC (conmutados electrónicamente) son los métodos que permiten un mayor ahorro energético, aunque los ventiladores con motor de dos velocidades pueden ser también una opción válida. Si la condensación se ha de mantener baja, los ventiladores con DVF pierden gran parte de sus ventajas pues estarán trabajando al 100% la mayor parte del tiempo para conseguir rebajar la presión de condensación.

Si se tuvieran que mantener presiones de condensación altas, los ventiladores con control todo o nada sólo serían recomendables cuando las frecuencias de arranque/paro fuesen reducidas, puesto que si son frecuentes se deteriorarían rápidamente.



FUENTE: PERFORMANCE OPTIMIZATION OF INDUSTRIAL REFRIGERATION SYSTEMS Kyle A. Manske – University of Wisconsin 1999.

Fig.6.5 Ejemplo de potencia absorbida por motores de compresores y de ventiladores en función de la presión y el tipo de control de ventiladores.

El gráfico de la Fig.6.5 muestra la suma de consumos en kW de los motores de compresores y ventiladores de un condensador evaporativo en función de la presión de condensación y del control de los ventiladores varios supuestos

- Utilizando un solo ventilador con motor de control todo-nada,
- Con un ventilador dotado de motor de dos velocidades,
- Con un ventilador equipado con dos motores de dos velocidades de diferentes potencias.
- finalmente un motor con control por DVF.

Obsérvese que si, por alguna de las razones enunciadas anteriormente, la presión no puede descender de 880 kPa el control con motores de dos velocidades es prácticamente equivalente al DVF.

La creencia y afirmación usuales de que cuanto más grande sea el condensador evaporativo, menor será la presión y con ello el consumo energético, no siempre es cierta. Para determinarlo habrá que realizar comprobaciones caso por caso, porque si la presión no puede descender de un cierto valor límite no se aprovecha toda la superficie del equipo.

Un condensador evaporativo de mayor tamaño incorporará probablemente ventiladores de mayor potencia y es posible que con el incremento de consumo debido a los mismos el punto óptimo de funcionamiento de la instalación se desplace hacia consumos totales más elevados.

6.4 Subenfriamiento del líquido.

Como se ha indicado con anterioridad si se utiliza líquido subenfriado puede mejorarse el COP de la instalación y para lograrlo se dispone de diferentes técnicas.

Suponiendo que se dispone de un fluido de proceso, por ejemplo agua fría para limpieza general en las fábricas, agua fría destinada a usos sanitarios, etc., se puede calentar a la vez que se enfría el líquido que se envía desde el recipiente hacia los servicios. Para ello es preciso que el fluido que absorberá el calor del líquido tenga una temperatura inferior a éste. Por descontado que también podría emplearse agua fría o cualquier otro fluido frío residual.

El subenfriamiento se puede llevar a cabo de diferentes maneras:

- Empleando condensadores multitubulares con la parte inferior diseñada para ejercer la función de recipiente y provista con una fila de tubos para el subenfriamiento del refrigerante líquido con el agua destinada a la condensación.
- Instalando un intercambiador de calor entre el fluido frío y la salida del líquido refrigerante del recipiente (véase Fig.6.6).

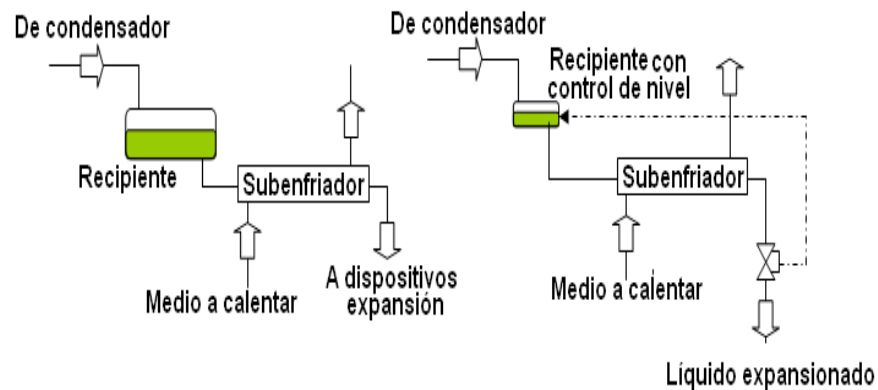


Fig.6.6.Diversas formas de subenfriar el líquido después de la condensación, según el sistema de alimentación de los evaporadores.

- En el caso de los condensadores evaporativos se pueden destinar algunos tubos del aparato para llevar a cabo el subenfriamiento, como se deduce de la Fig.6.7.

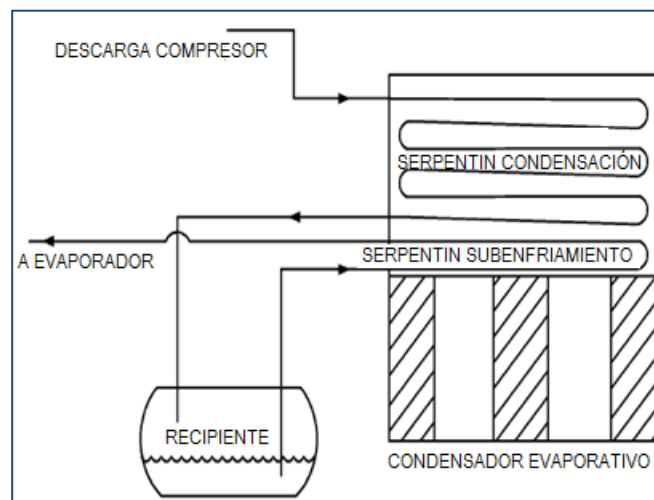


Fig. 6.7. Subenfriamiento en condensador evaporativo.

6.5 Variadores de velocidad para accionamiento de compresores frigoríficos.

En otros apartados de esta guía al hablar de temas relacionados con la regulación de capacidad de las instalaciones y con el ahorro de energía, se recurre con frecuencia al uso de los variadores de velocidad. En este apartado se estudian sus posibilidades, características y repercusiones cuando se emplean concretamente en el accionamiento de compresores frigoríficos.

Es un método bastante eficiente de regulación de la capacidad de los compresores frigoríficos para corresponder a las variaciones de la demanda de frío.

Esta tecnología permite una regulación continua, rápida y suave de la producción frigorífica en función de las exigencias de los usuarios y lo hace de manera relativamente eficaz con valores de COP bastante superiores a los que se pueden obtener con tipos de regulación tradicionales, fundamentalmente a cargas parciales.

Su funcionamiento es como sigue:

Un transmisor de presión detecta de manera continua el valor momentáneo de la presión de aspiración y lo envía en forma de una señal, normalmente de 4-20 mA, al variador de frecuencia. Si la presión tiende a aumentar, significa que la potencia frigorífica producida es inferior a la demandada y el variador actuará para incrementar las revoluciones del compresor. En el caso contrario, si la presión detectada desciende indica que el compresor está produciendo más capacidad a la necesaria para el equilibrio y la orden será de reducir la velocidad de giro. La regulación puede tener características PI (Proporcional Integral) o PID (Proporcional Integral, Derivada).

Los variadores de frecuencia ofrecen además apreciables ventajas adicionales como por ejemplo:

- Mantenimiento más constante de las presiones y temperaturas de trabajo. Favorecen la disminución del consumo de energía y la estabilidad en las condiciones de conservación de los productos o las condiciones ambientales en espacios destinatarios del frío.
- Aumento de la potencia disponible en los compresores al facilitar velocidades de giro por encima de los 50 Hz del sistema europeo, al menos hasta los 60Hz del sistema de 60 ciclos y a veces superiores (75 Hz).
- Reducción drástica de las puntas de intensidad durante los arranques. Para este caso los variadores de frecuencia llevan una función específica y actúan como los arrancadores suaves.
- Eliminación de frecuentes arranques/ paros de los compresores.

Sin embargo los variadores de velocidad no son una solución universal y válida para accionar todos los compresores en todas las circunstancias de una instalación concreta. Más bien suele ser aconsejable, en las instalaciones de varios compresores, el emplear este tipo de accionamiento solo en alguno de ellos y, estos, utilizarlos de comodín para la adaptación final entre demanda y producción de frío. En la mayoría de los casos equipando a un único compresor con variador suele ser suficiente.

Estos variadores también tienen sus limitaciones en su aplicación que tiene que ser considerada y valorada adecuadamente:

- Su rendimiento es del orden del 95-98% en función de la calidad y tamaño y ello reduce en la misma medida la ganancia total en eficacia que se obtiene con su inclusión en el accionamiento. Esto supone que en instalaciones con cargas elevadas y compresores funcionando a cargas cercanas al 100 % (túneles de congelación y similares) la implantación de variadores puede llegar a suponer un mayor consumo energético.
- Su precio es elevado.
- El mantenimiento es más costoso que el de los motores asíncronos.

-En general, un motor no puede dar el mismo par/potencia que si estuviera conectado directo a la red. Tiene una curva de carga cuando está conectado al convertidor, en función de la velocidad. Se puede estimar que el par que realmente se obtendrá será aproximadamente el 90 % del nominal.

- Es imprescindible encajar muy bien las características de las máquinas accionadas y de los variadores.

- El aumento de la velocidad tiene repercusiones negativas en el desgaste de los compresores. En cualquier caso estos sistemas son productos de elevada tecnología y será necesario analizar su empleo con detalle para conseguir resultados satisfactorios. Como principales cuestiones a aclarar estarán:

- Calidad de los variadores. Tienen que ser de alta calidad.

- El fabricante de los variadores debe ser conocedor de las condiciones de funcionamiento y las características de los compresores, para que el conjunto este bien equilibrado.

- Según las condiciones del entorno, determinar la conveniencia de poner filtros o no. Encarecen la inversión pero pueden ser imprescindibles para cumplir la Directiva de Compatibilidad Electromagnética.

- Mantener el rango de velocidad de giro de los compresores dentro de las especificaciones de los fabricantes.

Velocidad máxima admitida para su conservación mecánica.

Velocidad mínima para garantizar la lubricación.

- Condiciones de arranque, principalmente el par de arranque y la rampa de ascenso de la velocidad de giro.

Beneficios adicionales de los variadores de frecuencia:

La suavidad y estabilidad de regulación de las presiones y temperaturas en el sector de baja de las instalaciones, consigue otras ventajas adicionales que se concretan en los hechos:

- Se evitan descensos periódicos de la temperatura de evaporación,

- Como consecuencia disminuye la formación de escarcha, en particular cuando se trabaja a bajas temperaturas, debido al hecho de mantener la temperatura de evaporación más constante.

- Se prolonga la vida de los compresores al reducir los arranques y paradas.

-Por otra parte debe de considerarse que no todos los motores disponen de las necesidades específicas para acoplarse a un variador, por ejemplo de filtros, cojinetes aislados, uso de cables especiales, etc.

6.5.1 Análisis del uso de variadores de frecuencia en compresores.

La conveniencia de añadir a las instalaciones algún variador de frecuencia en el accionamiento de los compresores frigoríficos se debe de analizar detenidamente caso por caso, para comprobar su viabilidad económica. Serán adecuados de entrada en todas aquellas ocasiones en las que se prevean variaciones de la carga térmica, que son en la práctica la mayoría: plantas enfriadoras de agua en acondicionamiento de aire, centrales hortofrutícolas, mataderos, cámaras de congelados, oreo rápido, algunos túneles de congelación discontinuos, etc., y que constituyen en principio áreas adecuadas para el empleo de variadores de frecuencia.

Si, por el contrario, se trata de procesos en los cuales se prevé que el compresor vaya a trabajar al 100 % la mayor parte del tiempo, la implantación de variadores de frecuencia no estará justificada bajo el punto de vista económico (túneles de congelación continuos y similares).

Dentro de las ventajas que ofrecen los variadores de frecuencia desde el estricto punto de vista de la alimentación eléctrica al motor cabe destacar:

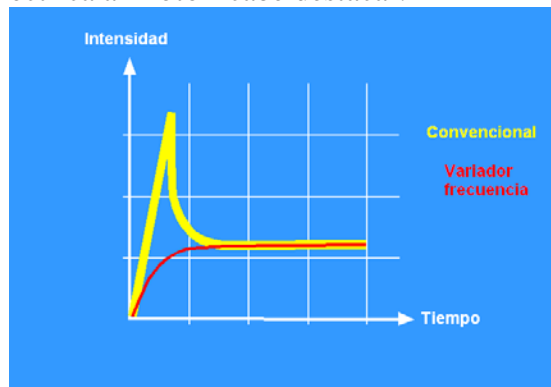


Fig.6.8 Arranque de motores eléctricos en estrella/triángulo y con variador de frecuencia.

- a) Disminución de la intensidad durante el arranque pues se lleva a cabo un arranque suave con un comportamiento bastante mejor que el convencional arranque estrella-triángulo. Desaparecen las fuertes puntas de arranque que tanto perjudican a la estabilidad de la red eléctrica.
- b) La potencia reactiva es una potencia que circula por la instalación, pero que no aporta energía útil ($\cos \phi$ inferior a la unidad). Se genera por cargas no lineales con bajo factor de potencia, como es el caso de los motores. Con un variador de velocidad, la onda de corriente fundamental está en fase con la tensión, es decir, que el denominado $\cos \phi$ es igual a la unidad ($\cos \phi = 1$), con lo que prácticamente no existe pérdida de potencia reactiva. En la Fig. 6.9 puede observarse la diferencia. En rojo la curva con variador de frecuencia.
- c) La desventaja que presentan los compresores de tornillo cuando se reduce su capacidad mediante la corredera, como son el elevado consumo por debajo del 60% aproximadamente y la desaparición del efecto economizador cuando la corredera de capacidad alcance la toma del mismo, se evitan con los variadores de frecuencia según puede apreciarse en la representación de la Fig.6.10.

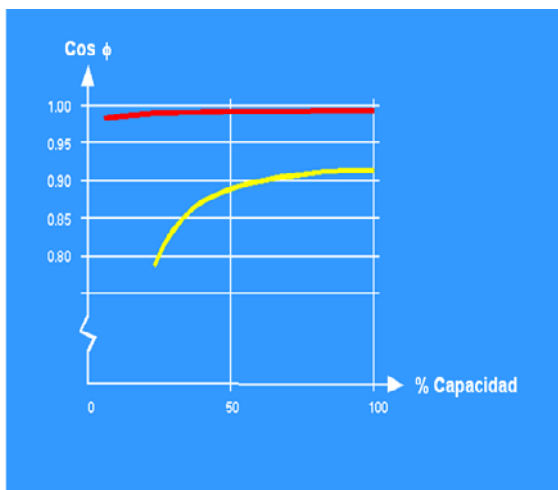


Fig. 6.9 curvas de $\cos \phi$ para motores con y sin variadores de frecuencia.

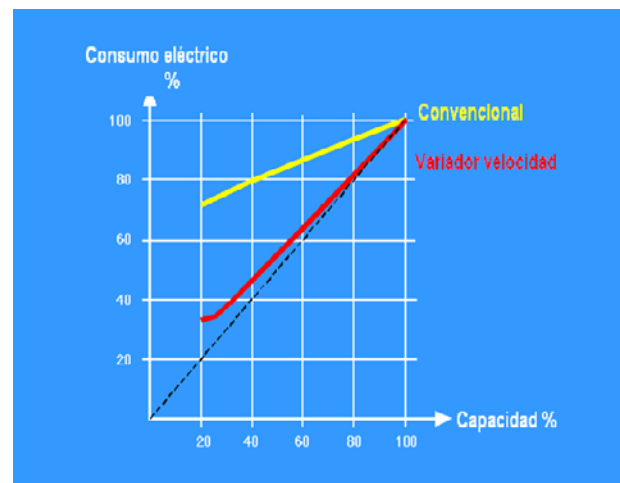


Fig. 6.10 Consumos a cargas parciales con y sin variador de frecuencia.
(Curva amarilla sin variador)

Para analizar lo que ocurre en un caso concreto con una unidad de tornillo se muestra seguidamente una simulación de consumos entre los dos sistemas, con y sin variador de frecuencia.

En primer lugar es preciso establecer el perfil de consumo de la instalación a lo largo del año, lo que permitirá determinar el de los compresores. En el ejemplo se tomarán los porcentajes de capacidad y tiempos de funcionamiento mostrados en la imagen representada en la Fig.6.11

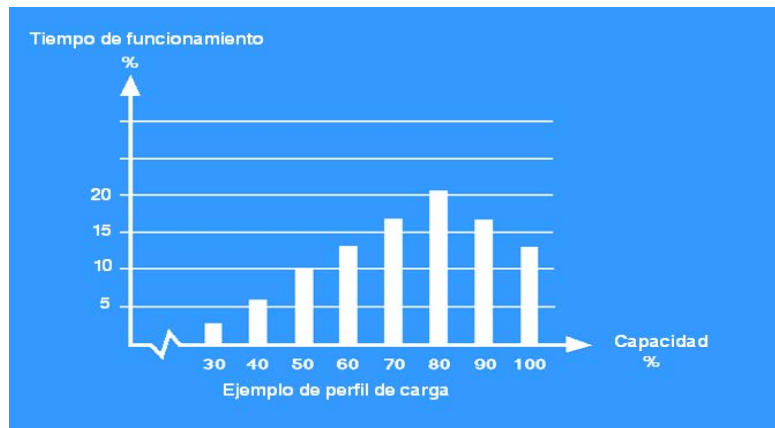


Fig.6.11 Perfil de carga en función del tiempo de funcionamiento. Al 30 % de carga trabaja el 3% del tiempo, al 50% el 21% etc. Hasta el 100% del tiempo.

En base a la misma gráfica, se compara un compresor de tornillo accionado con un motor sin variador de frecuencia, con otro idéntico pero equipado con un variador de frecuencia. En ambos casos trabajando con NH₃ como refrigerante y con las temperaturas de -10°C en aspiración y de +35°C en condensación (véase tabla 6.1).

Ahorro de costos a -10/+35 °C con R717				
Carga	Pct de tiempo	Capacidad kWh	Potencia absorbida	
			Normal kWh	Con variador kWh
100%	20%	167	48.3	44.6
90%	15%	113	33.7	30.6
80%	15%	100	30.8	27.7
70%	15%	88	27.8	24.6
60%	15%	75	24.9	21.5
50%	10%	42	14.8	12.1
40%	5%	17	6.6	5.0
30%	5%	13	6.0	3.7
		Σ	192.9	169.8
Ahorro 23.1 kWh ≈ 12%				
En base a un funcionamiento de 5.000 h/año son 115.000 kWh				

Tabla 6.1 Comparación de un compresor de tornillo accionado por motor con y sin variador de frecuencia.

Si se lleva a cabo la misma comparación con el compresor trabajando a -40/+35°C y con economizador abierto, los resultados obtenidos son los siguientes (véase Tabla 6.2).

Con el mismo perfil de funcionamiento el ahorro de consumo se ha incrementado en un 60%. Cuanto menor sea la temperatura de evaporación mayor posibilidad de ahorro existe, si el resto de parámetros se mantiene inalterable (temperatura de condensación, etc.).

Ahorro de costos a -40/+35 °C con R717 y economizador				
Carga	Pct de tiempo	Capacidad kWh	Potencia absorbida	
			Normal kWh	Con variador kWh
100%	20%	48.5	35.2	31.8
90%	15%	32.7	25.5	22.0
80%	15%	29.1	24.5	20.1
70%	15%	25.4	23.4	18.1
60%	15%	21.8	22.4	15.9
50%	10%	12.1	14.5	9.0
40%	5%	4.8	7.1	3.7
30%	5%	3.6	7.0	2.7
		Σ	159.6	123.5
		Ahorro 36.3 kWh ≈ 23%		
		En base a un funcionamiento de 5.000 h/año son 181.500 kWh		

Tabla 6.2. Comparación de un compresor de tornillo accionado por motor con y sin variador de frecuencia.

6.6 Sistemas de control.

Otros de los medios ya clásicos para aumentar la eficiencia de las instalaciones frigoríficas son las mejoras en los sistemas de control.

El método, aún muy extendido, de control todo/nada, en el que solo se contemplan dos posiciones: marcha-paro, abierto/cerrado, etc. hay que ir sustituyéndolo a la mayor brevedad en la mayoría de sus manifestaciones. Los resultados que se consiguen con control todo/nada son fácilmente mejorables técnica y económicamente en prácticamente todas las ocasiones. En el gráfico de la Fig.6.12 se refleja su perfil.

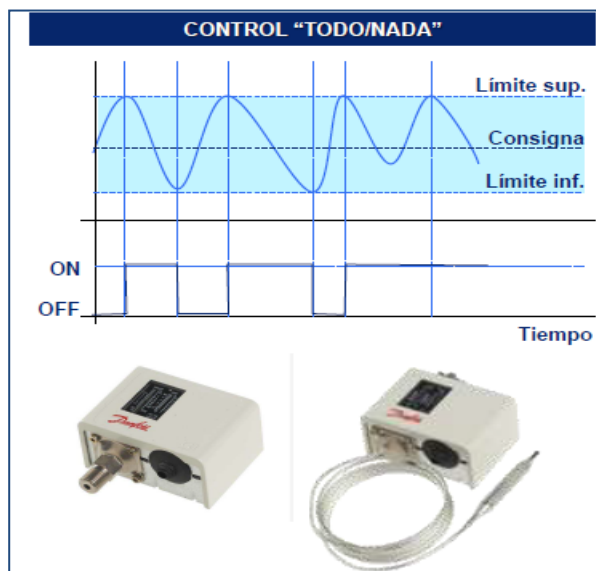


Fig.6.12. Gráfico de un control todo/nada.

Las continuas maniobras de conexiones y desconexiones deterioran a la eficiencia de la instalación, aumentan el desgaste limitando la vida útil de los componentes y, en definitiva, no contribuye en ningún aspecto positivo al funcionamiento óptimo de la misma. Los controles PI (Proporcional-Integral) y PID (Proporcional-Integral-Derivativo) permiten ajustar el parámetro medido al punto de consigna. Sobre todo el de comportamiento PID gracias a la acción proporcional a la desviación, la integrada que corrige la proporcionalidad ajustándola

a las condiciones prefijadas y la acción derivada que se anticipa a la tendencia. En la Fig.6.13 se puede observar su trazado.

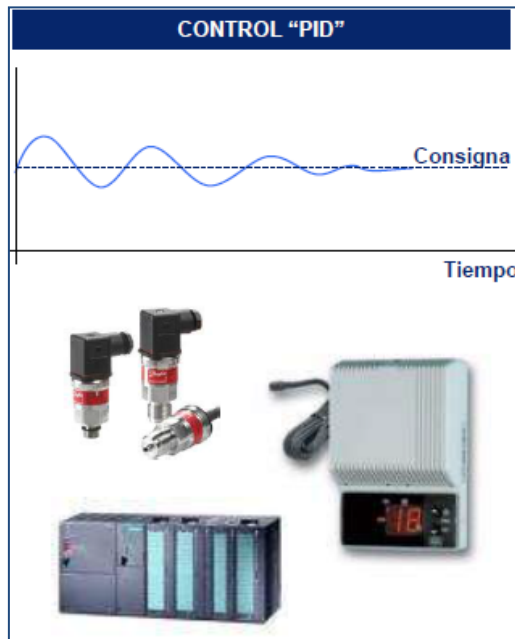


Fig.6.13. Trazado de una línea PID

Un procedimiento muy extendido en refrigeración consiste en la disposición de una zona neutra alrededor del punto de consigna (PC) y más allá de la zona neutra se configuran dos zonas con banda proporcional, de manera que si la medición entra en una de estas zonas se inicia la acción correctora. Si el valor de la medición llega a salirse incluso de esta banda proporcional aumenta la velocidad de la corrección. Si en la zona neutra, la pendiente de la curva indica que se ha invertido la tendencia (por ejemplo empieza a descender la temperatura controlada), se suspende la acción correctora, por ej. incremento de capacidad (véase Fig.6.14).

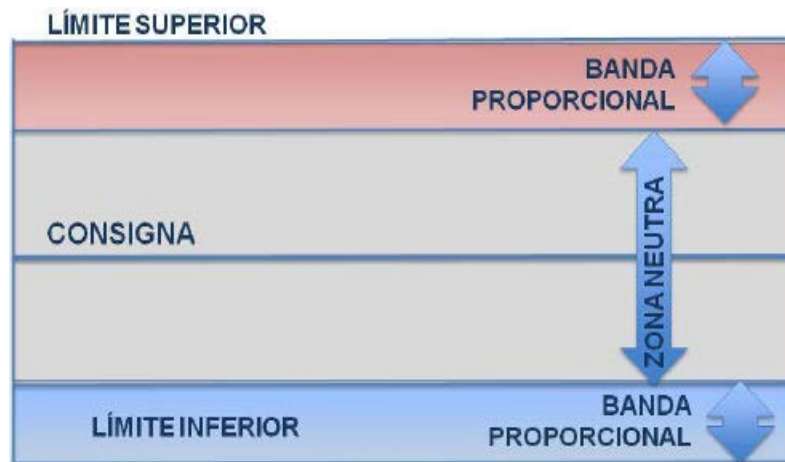


Fig.6.14 Regulación con banda proporcional

CAPITULO 7

7. Acumulación de frío.

La acumulación de frío puede llevarse a cabo fundamentalmente por tres procedimientos básicos:

7.1 En el propio producto almacenado.

En las cámaras de congelados es posible trabajar con un punto de consigna más bajo durante las horas de bajo coste de la electricidad, por ejemplo durante la noche, aprovechando tarifas eléctricas reducidas y / o bajando la temperatura de la misma en unos tres o cuatro grados. Al bajar la temperatura de evaporación el compresor consumirá algo más, pero esto se verá ampliamente compensado con el menor coste de la energía eléctrica en esos períodos de tarifa reducida y, además, las presiones de condensación inferiores de las horas nocturnas ayudarán a mejorar el balance. Considérese que mientras por un descenso de 5 K en la temperatura de evaporación el COP puede empeorar alrededor de un 15 % el coste del kW h en tarifa nocturna reducida estará normalmente entre un 30/40 % más barato que el de la tarifa normal.

7.2 Mediante calor sensible en líquidos.

En los fluidos secundarios de los sistemas indirectos se acumula el frío en forma de calor sensible en lo que se llama tanques de inercia o depósitos tampón, con el objeto de que durante los periodos de paro total de los grupos de frío no suba excesivamente la temperatura del fluido impulsado a servicios. El único objetivo en este caso es dar ocasión a los compresores a completar los tiempos de paro: dilación entre arranques consecutivos o limitación del número de arranques de los motores.

La ventaja de ese tipo de acumulación es su sencillez y el hecho de trabajar sin cambiar la temperatura de evaporación.

7.3 Por medio de la acumulación de hielo

La acumulación de energía con el uso del hielo ofrece la oportunidad en el sector de frío industrial, comercial y aire acondicionado de reducir la factura eléctrica y los costes de inversión.

Sus principales aplicaciones son en la industria láctea, en cerveceras, en la industria cárnica y en el acondicionamiento de aire, tanto industrial como de confort.

Las ventajas se presentan cuando los consumos de la potencia frigorífica son muy irregulares a lo largo del día, con horas de elevadas necesidades y otras de baja demanda.

En estos casos la acumulación de hielo puede ser rentable para:

a) Producir hielo en horas de tarifas eléctricas bajas, si coinciden con consumos de frío mínimos y usarlo posteriormente en horas de altas necesidades. Su principal finalidad sería el aprovechamiento de las tarifas reducidas.

b) Acumular energía en forma de hielo durante las horas de menores necesidades para consumir esa energía durante las puntas de demanda. Su principal objetivo en este caso sería reducir la inversión en maquinaria frigorífica al requerirse menor capacidad instalada. En cualquier caso es imprescindible, y no siempre fácil, calcular los resultados de la instalación con este método de acumulación de energía, pues la inversión en la planta de acumulación de hielo es elevada, se precisa un espacio considerable, además la generación y acumulación no está exenta de pérdidas (sistema de bombeo, desescarche por gas caliente, radiación etc.).

Los cálculos económicos deberán de hacerse considerando todos los costes del ciclo de vida de las instalaciones durante la vida útil establecida para su funcionamiento. Deberán incluir:

- Inversión.
- Consumo de energía.
- Mantenimiento.
- Efectos sobre el medio ambiente
- Desmantelamiento final de la planta.

7.3.1 Descripción de la acumulación de hielo.

El método de acumular hielo para almacenar energía viene utilizándose en la industria frigorífica desde finales del siglo XIX, aunque ha sido en las últimas décadas cuando su empleo se ha intensificado considerablemente y es de suponer que en el próximo futuro se desarrolle aún a mayor velocidad. Las industrias láctea y cervecera, el sector químico y la técnica del acondicionamiento de aire recurren con cierta frecuencia a esta tecnología con el ahorro en las inversiones y, en algunas ocasiones, la reducción del consumo de energía como principales objetivos.

El planteamiento básico del uso de la acumulación de energía es equilibrar el consumo frigorífico, irregular a lo largo del día, con su producción (véase Fig.7.1). La solución es ciertamente elemental: se trata de buscar un sistema que permita acumular energía frigorífica, a coste razonable, cuando la producción supere al consumo y recurrir a esta energía almacenada como apoyo, cuando se dé la circunstancia inversa, es decir que el consumo sea superior a la producción. La máquina frigorífica funcionará regularmente durante todo el tiempo y no tendrá que absorber elevadas puntas de consumo frigorífico. Consecuentemente su dimensión será menor, su funcionamiento más regular y operará habitualmente con porcentajes altos de capacidad, siendo todos ellos aspectos muy positivos.

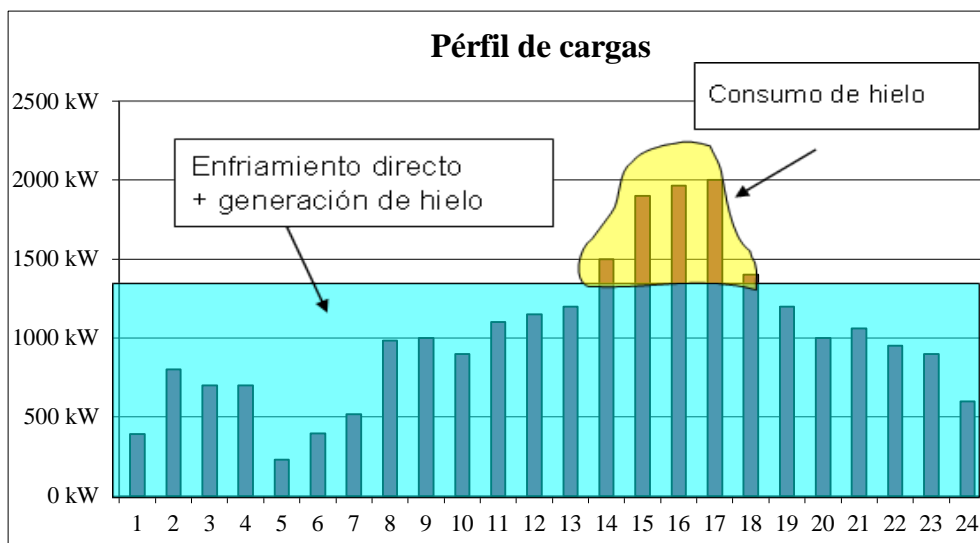


Fig.7.1 Perfil típico de demanda de energía en algunos procesos lácteos.

Tradicionalmente se ha empleado el hielo como vehículo de acumulación de energía por sus excelentes propiedades, fácil manipulación, fusión a una temperatura de gran aplicación en infinidad de procesos industriales y por tener un calor latente bastante elevado.

Existen además dos posibilidades de almacenamiento:

a) Los compresores trabajan 24 h al día, incluyendo las horas punta. Con ello se logra el equipo productor de frío de tamaño más reducido posible, pero se penaliza el trabajo en las horas punta.

b) Los compresores trabajan solamente durante las horas de tarifa eléctrica reducida, con lo que se obtiene un grupo de mayor tamaño que el anterior, pero a cambio se evita la penalización por consumo eléctrico en las horas punta.

7.3.2 Generación de hielo.

Los métodos más convencionales de generación de hielo, han utilizado hasta fechas relativamente recientes las baterías por serpentines construidos con tubos de acero al carbono situadas dentro del propio tanque de acumulación (véase Fig.7.2). En las últimas décadas se están produciendo algunas modificaciones pues, por un lado, se está sustituyendo el acero al carbono de los tubos por acero inoxidable y, por otra parte, se están empleando bloques de placas también en acero inoxidable por su mayor duración, más fácil limpieza y mejor higiene, en lugar de los tubos.

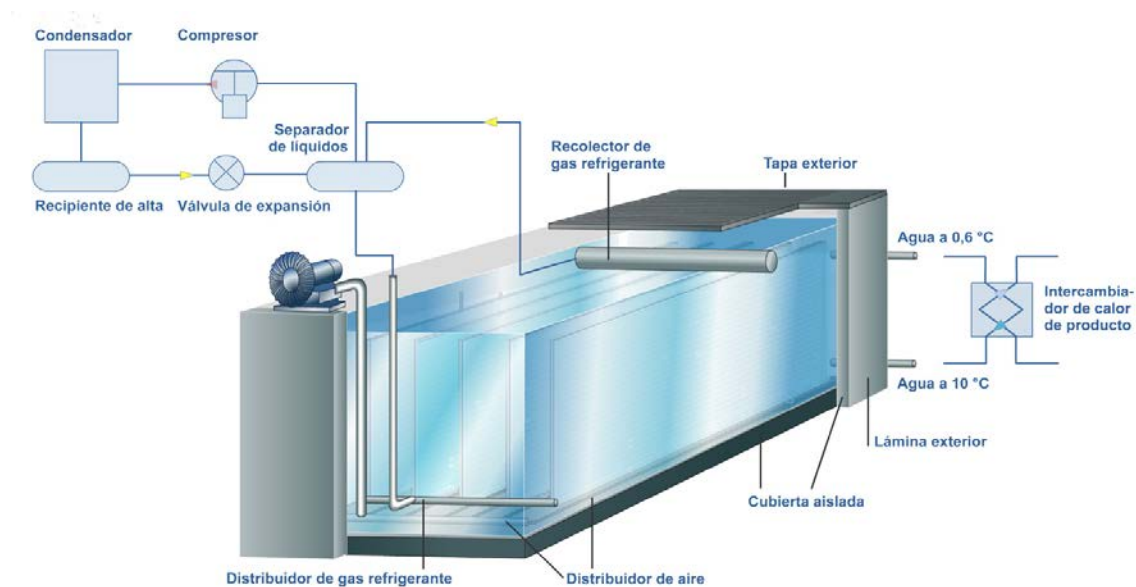


Fig. 7.2 Sistema de acumulación de hielo con placas o tubos. En parte superior sopla para agitación por aire.

Otro cambio sustancial ha sido la idea de separar la generación de la acumulación. El hielo se produce en un generador ubicado justamente encima de un tanque o silo. Una vez formado el hielo se separa del generador mediante gas caliente y cae por gravedad al tanque acumulador en donde se almacena mezclado con agua helada. Este procedimiento tiene algunas características favorables: el hielo se puede generar fuera del tanque con coeficientes de transmisión de calor muy superiores a los que se consiguen con los sistemas sumergidos; permite extraer la energía acumulada a gran velocidad y simplifica la generación de hielo y la producción de agua helada en un mismo equipo. Además, al mantener el intercambiador de calor a máximo rendimiento, se consigue una temperatura de evaporación media mayor y un menor consumo eléctrico de los compresores.

En todos estos casos el fluido refrigerante circula por dentro de los tubos o placas y el agua por su exterior, donde se congela formando el hielo. Aunque se pueden emplear sistemas frigoríficos de expansión seca, y teóricamente cualquier refrigerante, en los sectores industriales siempre es preferible la alimentación inundada por bombeo preferiblemente con amoníaco por tener mejor eficiencia.

7.3.3 Información imprescindible para el diseño.

Uno de los datos más relevantes para el adecuado diseño y dimensionado del equipo para cada proyecto es disponer de la información relativa al consumo de frío real tanto horario como total diario en los días más desfavorables. Con estos datos se trazará una curva consumos-tiempo. Sin este análisis las posibilidades de errar y de que la instalación no cumpla con las expectativas previstas son muy elevadas.

Solo a partir de la citada información se podrán establecer criterios certeros para elegir el sistema más adecuado.

Finalmente es preciso señalar, una vez más, que la potencia frigorífica a prever para acumulación de hielo ha de ser solamente la que tiene lugar de forma irregular. Si hay una carga térmica que se presenta permanentemente durante las 24 horas del día hay que ponderar si es posible y más rentable llevar a cabo un enfriamiento directo para esa carga, puesto que la transmisión será siempre mejor.

7.3.4 Aplicaciones más frecuentes de la acumulación de hielo.

Fundamentalmente se puede distinguir entre aplicaciones industriales y aplicaciones para acondicionamiento de aire, aunque el principio es el mismo. En el texto de los puntos siguientes se detallan algunas de ellas.

7.3.4.1 Sistemas con formación de hielo en exterior de tubos.

Para instalaciones que requieran temperatura de agua relativamente bajas, por ejemplo en procesos de cerveceras y de productos lácteos y en el sector del acondicionamiento de aire para confort o de salas de trabajo, pueden utilizarse algunas de las diversas modalidades de acumulación de hielo que ofrecen los diferentes suministradores de estos equipos o sistemas: hielo en tubos o en placas, hielo generado fuera del depósito acumulador, y otras variantes.

Uno de los más comunes es el de "hielo en tubos". Dicho sistema consiste en un depósito con agua, con unos serpentines sumergidos en la misma, por el interior de los cuales circula el fluido refrigerante, en caso de expansión directa, o bien un fluido secundario en circulación forzada; mediante la absorción de calor por parte del fluido frío, se van formando sucesivas capas concéntricas de hielo en el exterior del tubo. La acumulación tiene lugar durante los periodos de tarifa eléctrica baja y la fusión se realizará durante los periodos de máxima carga térmica, que usualmente coincidirá con las horas de tarifa eléctrica elevada. El agua enfriada de esta manera se transvasa en forma de agua fría a las unidades terminales del sistema de acondicionamiento o a cualquier otro consumidor. En la Fig.7.3 se representa uno de estos sistemas. Como refrigerante pueden utilizarse los más usuales, incluido el amoníaco y como fluido secundario cualquier mezcla anticongelante como por ejemplo agua glicolada. En el sistema de formación de hielo por evaporación directa de un refrigerante la eficiencia energética es superior, pero requiere que el material de los tubos sea resistente al refrigerante aumentando la inversión.

Con el sistema indirecto se pueden utilizar tubos de materia plástica, con lo que el conjunto del tanque es más económico. Sin embargo, el equipo frigorífico debe ser mayor al tener que disponer de una temperatura de evaporación más baja y, por la misma razón, el consumo eléctrico es mayor al utilizar un fluido secundario ya que se pierden, al menos, unos 4/5 K en el intercambio térmico.

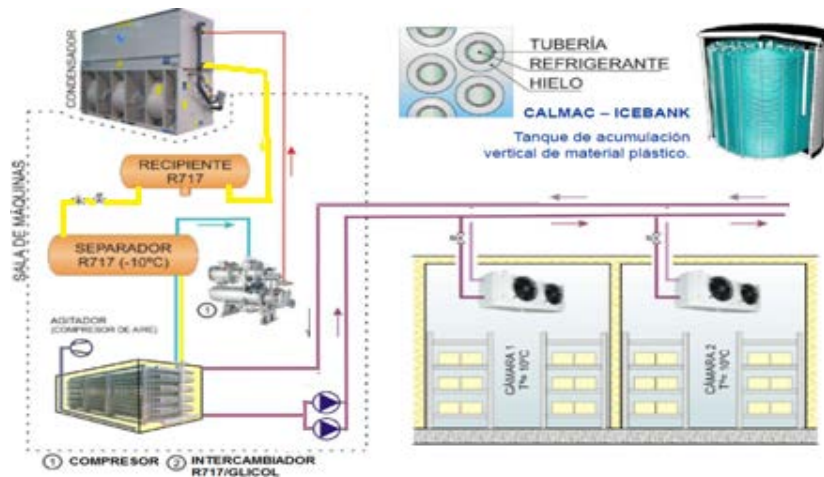


Fig.7.3 Esquema de un circuito con acumulación de hielo para acondicionamiento industrial.

7.3.4.2 Sistemas con formación de hielo fuera del tanque de almacenamiento.

En este caso se trata de un depósito de almacenamiento cerrado, del tipo cilíndrico o rectangular, construido en chapa de acero inoxidable, de poliéster reforzado con fibra de vidrio o de hormigón. En su construcción tradicional se coloca el generador de hielo encima del tanque de almacenamiento y el hielo cae por gravedad en el interior del tanque.

Desde el depósito de almacenamiento se bombea el agua hasta el generador de hielo, dejándose caer, por el exterior de las placas montadas verticalmente, según el principio denominado de "película descendente". En el interior de las placas se evapora el refrigerante, con lo que se enfría la superficie exterior de las mismas a temperaturas inferiores a la de congelación del agua, lo que conduce a la formación del hielo. Una vez alcanzado el espesor de hielo deseado se cierra la entrada de refrigerante y se introduce gas caliente para desprender el hielo de la placa, dejándolo caer al depósito. En su derrumbe se rompe en trozos y se mezcla con el agua almacenada, pasando a incrementar la energía acumulada.

Este sistema tiene la ventaja de poder hacer uso del hielo acumulado en muy corto periodo de tiempo, por la gran superficie que presenta la suma de todos los pequeños trozos de hielo dentro de la mezcla agua-hielo. Su desventaja es que, para el desprendimiento de las placas, se ha utilizado una cierta cantidad de energía, en forma de gas caliente, que se añade al agua del tanque restando eficiencia al sistema.

7.3.4.3. Sistemas con formación de hielo en esferas o bolas.

El esquema de este sistema consiste, en esencia, de un depósito en donde se introduce un considerable número de pequeñas esferas o bolas, de unos 100 mm de diámetro, fabricadas con un material plástico y rellenas con agua o con un producto de cambio de fase (PCM), dejando un espacio para la expansión del fluido al congelar. Por el volumen del depósito no ocupado por las esferas circula un fluido secundario, por ejemplo agua glicolada, con la temperatura necesaria para conseguir que el producto cargado en las bolas cambie de fase pasando de líquido a sólido. El fluido secundario se enfría en una unidad frigorífica convencional.

El inconveniente de estos equipos es que el circuito del fluido frío para congelar el fluido encerrado en la bola, es el mismo que se emplea para alimentar a los consumidores y, al tener que alcanzar temperaturas inferiores a las de congelación del fluido de almacenamiento se pierden las ventajas que tiene el uso del agua, como fluido de almacenamiento y termoportador. También se pueden separar los dos circuitos intercalando un cambiador de calor, pero esta solución resta eficacia al conjunto (véase fig.7.4).

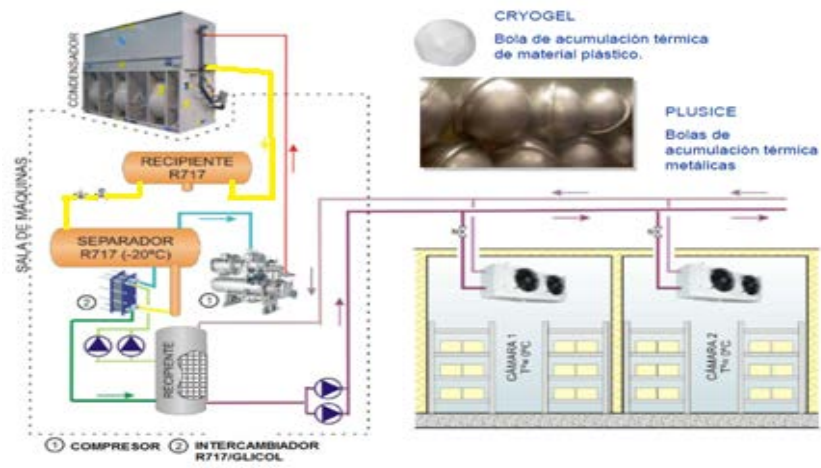


Fig. 7.4 Esquema de un sistema de acumulación de energía en bolas o esferas.

CAPÍTULO 8

8. Recuperación del calor de condensación.

La temperatura a la que se condensa el refrigerante en un ciclo frigorífico está usualmente a nivel superior a la temperatura ambiente. La cantidad de calor que tiene que disiparse en el condensador es la suma de la potencia frigorífica (energía frigorífica) y de la energía empleada para la compresión, una vez deducidas las pérdidas por radiación en las tuberías y resto de componentes que pueda haber en la descarga de los compresores, así como en algunos casos la empleada en el enfriamiento de aceite de los compresores según el sistema que se utilice para ello. Si bien en éste último caso el calor cedido por el aceite también es recuperable, pudiendo incluso llevarse a cabo a niveles de temperatura superiores, al estar el aceite más caliente que la temperatura de condensación.

En la figura 8.1 se representan varios rangos de temperaturas de consumo usuales en determinados campos técnicos y los que se pueden conseguir con la recuperación en los procesos frigoríficos y bombas de calor de las denominadas de alta temperatura.

Bajo la denominación “recuperación de calor” se entienden en este trabajo y se desarrollan dos diferentes conceptos:

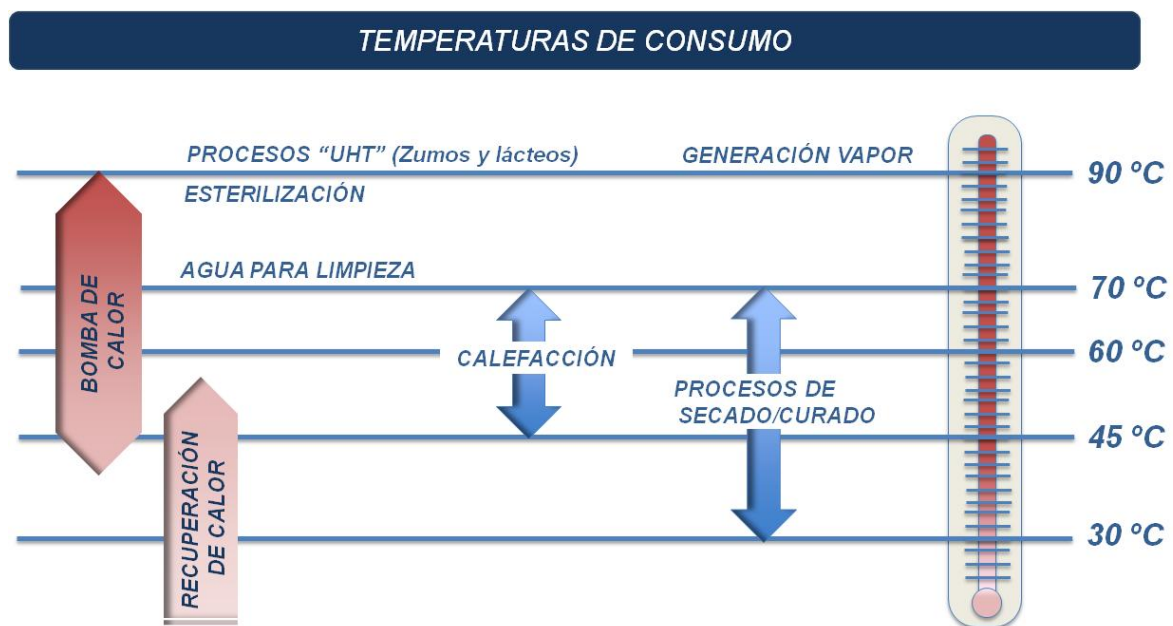


Fig.8.1 Rangos de temperaturas de consumo frecuentes y niveles alcanzables con el calor recuperado de las instalaciones frigoríficas y bombas de calor de alta temperatura.

■ Aprovechamiento “directo”

El aprovechamiento total o parcial de la energía térmica del lado de alta de las instalaciones frigoríficas directamente para calentar un determinado fluido y usar este calor en diversas aplicaciones. El nivel de temperatura de estos fluidos suele estar entre los +30 y +40°C. Por ejemplo para generar agua de limpieza y agua caliente sanitaria, precalentar agua de calderas, para sistemas de calefacción con emisores de baja temperatura, precalentar el aire de entrada para ventilación en periodos fríos, etc.

■ Aprovechamiento “indirecto”.

En esta modalidad se hace uso del calor de la citada energía térmica en otro tipo de procesos de manera indirecta. El ejemplo más usual en el sector de la refrigeración es en la evaporación de un circuito frigorífico de una bomba de calor de alta temperatura con la que se logra subir el nivel en su condensador hasta valores entre los +60 y +75° C, temperatura muy atractiva para muchos procesos industriales.

En términos económicos el máximo calor que puede recuperarse en los circuitos frigoríficos es el calor total que de condensación menos las pérdidas que se producen por radiación desde la compresión hasta la condensación.

$$Q_{rmax} = Q_o + (P_e * f) \quad [27]$$

- Q_{rmax} = Potencia máxima recuperable en kW.
- Q_o = Potencia frigorífica en kW.
- P_e = Potencia absorbida al eje del compresor en kW.
- f = Factor que considera las pérdidas entre compresión y condensación (pueden estimarse en un 10/12% de P_e).

Para conseguir resultados positivos de esta recuperación de energía en forma de calor, tanto en lo que se denomina aprovechamiento directo como en el indirecto deben de considerarse algunos principios elementales:

- a) En primer lugar la recuperación del calor de compresión de las instalaciones frigoríficas requiere un diseño y un sistema de regulación y control específicos y adecuados. Sin estas premisas la recuperación puede llegar a perjudicar el rendimiento de la instalación, o lo que es lo mismo, disminuir el COP global.
- b) Se tendrán que analizar con detalle las prestaciones reales del calor que se puede recuperar, en cantidad y en el tiempo, tanto a escala diaria como anual.
- c) Elegir la temperatura de la energía recuperada más conveniente. Cuanto más alto sea el nivel de la temperatura que se pretenda alcanzar mayor será el peligro de arriesgar el rendimiento general de la planta.
- d) La recuperación de calor tiene bastantes posibilidades de entrar en conflicto con otros sistemas de incremento de la eficiencia de la instalación, por ejemplo con la condensación flotante. Si se da esta circunstancia el análisis de su utilidad será más necesario.
- e) Si los periodos de recuperación y de consumo de la energía potencialmente recuperable no son coincidentes y se precisa un cierto sistema de almacenamiento o acumulación, los cálculos de la rentabilidad de la inversión para conseguir incrementar su eficacia también se complican.
- f) Las pérdidas de presión provocadas por los elementos adicionales en el circuito frigorífico para la recuperación de calor perjudican la eficacia de estos sistemas y por lo tanto tienen que mantenerse bajas. Se recomienda no sobrepasar, por el lado de refrigerante, una pérdida de presión en el intercambiador y sus accesorios

equivalente a 0,5 K. Por el lado del líquido a calentar la pérdida de presión deberá limitarse a unos 60 kPa.

8.1 Sistemas de aprovechamiento “directo”.

8.1.1 Recuperación del calor sensible.

Es la que puede conseguirse desrecalentado los gases de descarga, desde la temperatura en la brida de salida del compresor hasta temperaturas cercanas a las de condensación, por ejemplo 4 K por encima (véase Fig. 8.2).

Esto supone una potencia de recuperación máxima en compresores abiertos equivalente a la potencia absorbida al eje del compresor (P_e), una vez deducidas las pérdidas por radiación entre el compresor y el desrecalentador y la que se produce al no llegar hasta la temperatura de saturación del condensado, así como una mayor facilidad de recuperación en el caso de compresores de pistón respecto a los de tornillo, al tener los primeros temperaturas de descarga superiores.

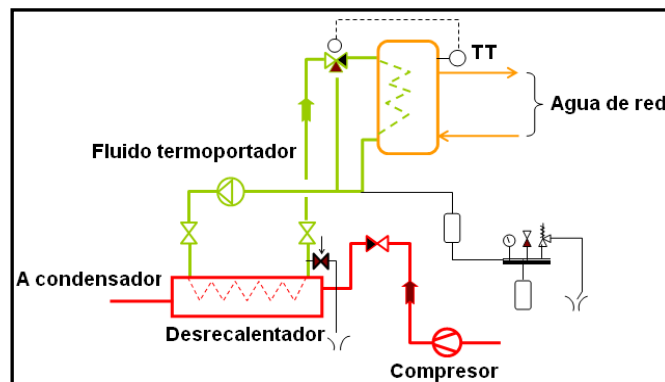


Fig.8.2 Esquema de principio de un desrecalentador de calor.

El calor máximo que puede recuperarse será:

$$Q_{rmax} = 0,94 * P_e \quad [28]$$

- Q_{rmax} = Energía térmica recuperable en kW.
- P_e = Potencia absorbida en el eje del compresor en kW.
- 0,94= Factor para compensar las pérdidas mencionadas.

Otra manera de calcularlo es con la ecuación siguiente:

$$Q_{rmax} = 0,94 * m * (h - h'') \quad [29]$$

En dónde,

- Q_{rmax} = Calor recuperado en kW
- m = Caudal másico en kg/h.
- h = Entalpía en el punto de descarga en kJ/kg.
- h'' = Entalpía en el punto de saturación a presión de descarga en kJ/kg.
- 0,94= Factor para compensar las pérdidas.

La temperatura del líquido a calentar puede elevarse con intercambiador de placas hasta unos 2 K por debajo de la temperatura de descarga.

8.1.2 Recuperación del calor latente.

El calor latente recuperable será aproximadamente el mismo que el calor de evaporación, su valor vendrá dado por:

$$Q_{rmax} = m * (h - h'') \quad [30]$$

- Q_{rmax} = Calor recuperado en kW
- m = Caudal másico en kg/h.
- h = Entalpía en el punto de vapor saturado a la presión de condensación en kJ/kg.
- h'' = Entalpía en el punto de líquido saturado a la presión de condensación en kJ/kg.

El calor latente de la condensación puede recuperarse total o parcialmente. Naturalmente la temperatura de condensación es variable según las épocas del año y de la carga frigorífica momentánea. Y el nivel de la temperatura que se puede alcanzar durante la recuperación variará simultáneamente. Puede ocurrir fácilmente que en ocasiones sea necesario aumentar artificialmente la temperatura de condensación, para conseguir llegar al nivel de temperatura requerido para el calentamiento de un fluido. Principalmente cuando se trabaja con condensación flotante.

En estos casos la pretensión de bajar la temperatura de condensación para mejorar la eficacia de la planta frigorífica y la consecución de una temperatura elevada en el calor recuperado entran en conflicto. La forma de salir de la situación es un compromiso calculado, buscando el beneficio óptimo.

En cualquier caso debe mantenerse un principio muy sencillo: Elevar la temperatura de condensación lo menos posible y solamente durante el tiempo estrictamente necesario.

Nota sobre la formula [30]. En esta fórmula, y en otras dadas sobre el mismo tema en esta guía (28,29,31), no se considera que en compresores de tornillo parte de esta energía se disipa en los enfriadores de aceite y por lo tanto no queda disponible si no se aprovecha esta parte.

8.1.3 Recuperación de calor de condensación total.

Significa la recuperación tanto del calor sensible como del calor latente. Puede hacerse en un solo intercambiador o en dos en paralelo, uno para el calor sensible y otro para el latente, aunque la solución más económica será hacerlo en un único intercambiador.

Si se hace en dos intercambiadores se puede conseguir una temperatura del fluido calentado superior, conduciéndolo primero por el intercambiador de condensación y posteriormente en serie por el desrecalentador.

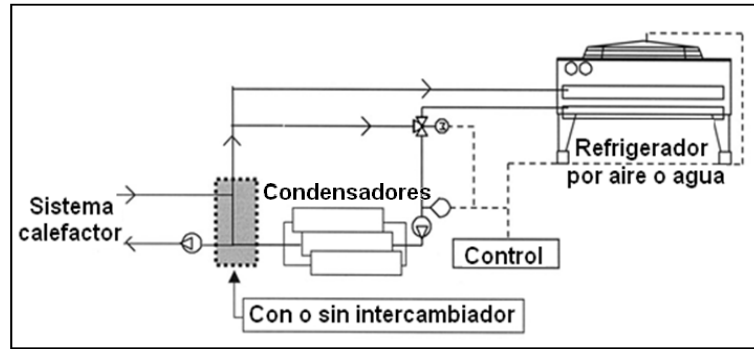


Fig.8.3 Recuperación del calor de condensación total, sensible y latente, en sistema con condensadores refrigerados por agua y un aerorefrigerador para la disipación del calor no utilizado en el sistema calefactor.

Según se puede apreciar en el esquema de la Fig.8.3, el agua de condensación se conduce a un intercambiador (líneas discontinuas) y desde allí a los consumidores del agua caliente. Ésta disposición se empleará preferentemente cuando se trate de una recuperación en circuito abierto, por ejemplo, para agua caliente sanitaria o de limpieza. Si se trata de un circuito cerrado, entonces el agua calentada en los condensadores se puede enviar directamente hacia los consumidores (las líneas discontinuas no son aquí de aplicación).

La fórmula aplicable en este caso será la ya vista con anterioridad:

$$Q_{rmax} = Q_o + (P_e * f)$$

[31]

El calor total también puede ser recuperado de los sistemas que trabajan con torre de recuperación o condensador evaporativo, según se puede apreciar en la Fig.8.4:

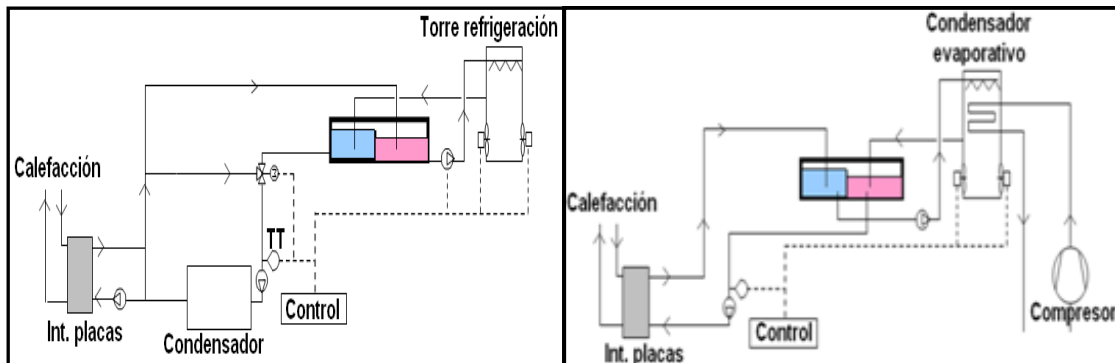


Fig. 8.4 Recuperación de calor de condensación total con torre de Refrigeración (izquierda) y con condensador evaporativo (derecha).

En el primer caso el agua enfriada en la torre se lleva a un depósito (azul) desde el cual se bombea a través del condensador para recuperar tanto el calor sensible como el latente y posteriormente a un intercambiador (de placas en el esquema), en donde se calienta el agua de proceso. Una vez cedido el calor en este intercambiador, se devuelve al depósito (color morado) y desde este a la torre cerrando el circuito. En el caso del evaporativo (esquema a la derecha), al unificarse el condensador multitubular y la torre en un solo equipo, el agua ya sale caliente del mismo pues es donde tiene lugar la licuación del refrigerante y se conduce directamente al depósito caliente. De este último, mediante una bomba, se circula el agua hacia el intercambiador de placas donde tiene lugar el aprovechamiento del calor.

8.1.4 Recuperación del calor de enfriamiento del aceite.

El calor de refrigeración del aceite de los compresores también puede recuperarse y normalmente con temperaturas más elevadas a las que se pueden conseguir con la condensación.

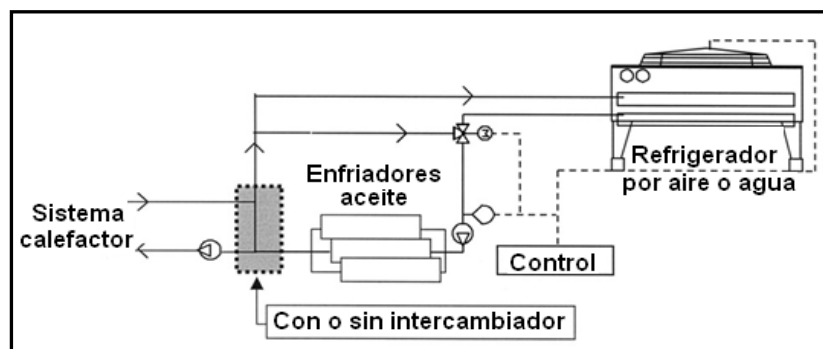


Fig. 8.5 Recuperación de calor de enfriadores de aceite.

El esquema y funcionamiento, Fig.8.5, son similares al de la fig.8.3, con la única variación de sustituir los condensadores del esquema en esta figura por enfriadores de aceite. Su ejecución no encierra mayores problemas. La capacidad de calor recuperable y las temperaturas de entrada y salida del aceite en los compresores, las dan los fabricantes de estos últimos equipos.

8.1.5 Circuitos de la recuperación de calor " directo".

Los circuitos, tanto frigoríficos como de los fluidos a calentar deben de cumplir con ciertas exigencias, para obtener los resultados esperados:

- Diseño sencillo del recorrido de tuberías.
- Instalar únicamente el número de accesorios imprescindible.
- Mantener las pérdidas de presión totales de los equipos montados para la recuperación de calor dentro de valores moderados:
 - El equivalente a 0,5 K en lado de refrigerante.
 - 60 kPa en el lado del líquido a calentar.
- Dependiendo de las circunstancias locales, una buena disposición suele ser ubicar los intercambiadores de recuperación por encima del condensador. El refrigerante cederá el calor en el recuperador total o parcialmente y pasara posteriormente al condensador, en donde se extraeré el resto del calor hasta su total condensación.

- Habrá que decidir si las tuberías entre la descarga del compresor y el recuperador de calor deben de aislarse.
- La regulación cumplirá con seguridad la tarea que se requiere.

8.2 Sistemas con aprovechamiento “indirecto”. Bombas de calor.

Como ya se ha mencionado anteriormente, el uso más clásico en el sector de la refrigeración es la utilización de una bomba de calor para elevar el nivel de temperatura de la condensación convencional, que oscila entre los +30 y +40°C, hasta valores entre los 60 y 70 (80)°C.

En multitud de procesos industriales se requiere agua (líquidos) a los niveles de temperatura citados de los 60 y 70 (80) °C.

Estas temperaturas pueden obtenerse añadiendo una bomba de calor al circuito frigorífico. El condensador de este último funcionara como evaporador de la bomba de calor.

Estas bombas de calor tienen unos valores de COP muy atractivos, pues pueden llegar hasta 8/10 en los casos más favorables.

8.2.1 Tipos de bombas de calor.

Las bombas de calor mecánicas (con compresores) tienen un papel decisivo al elevar la energía desde niveles bajos hasta otros de más fácil aprovechamiento. En los últimos años se han desarrollado nuevos componentes y materiales que les permiten trabajar a mayores presiones con buena eficiencia.

Actualmente se están utilizando las denominadas bombas de alta temperatura con NH₃ como refrigerante, una alternativa muy interesante de ahorro de energía en la industria.

En la Fig.8.6 se incluye el circuito básico de estos equipos, cuyos elementos principales con algún otro detalle se encontraran en las líneas siguientes:

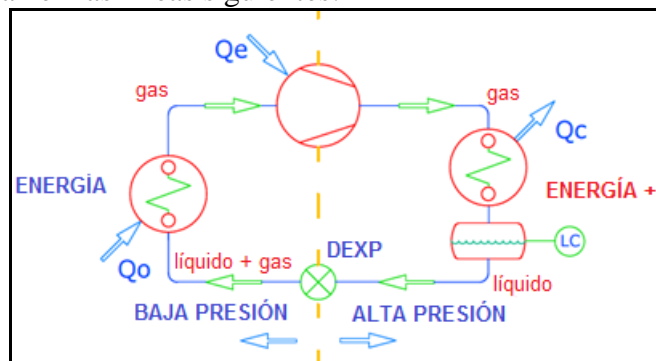


Fig. 8.6 Esquema de principio de una bomba de calor.

- a) El evaporador como "fuente" de calor de bajo nivel de temperatura. Calor procedente de:
- Terreno (Subsuelo)
 - Agua de río, lago, pozo y mar
 - Líquidos y gases de procesos
 - Aire interior y exterior
 - Calor cedido en sistemas de refrigeración y aire acondicionado
- b) El compresor. Tipos de compresores:
- Scroll para pequeñas potencias
 - De pistón para pequeñas y medianas potencias

- De tornillo para medianas y grandes capacidades
- Turbocompresores para capacidades muy grandes

c) El condensador como "suministrador" de calor de alta temperatura.

Es el elemento en donde se recoge el calor a mayor nivel de temperatura. Es decir en el cual se calienta el fluido con el que se recupera el calor. Los fluidos más habituales son:

- Aire o gases de procesos
- Agua o mezclas anticongelantes.

d) Otros elementos principales.

Las válvulas de expansión, los depósitos de líquido y los mecanismos de regulación y control.



Fig.8.7 Balance energético de la bomba de calor a partir de un circuito frigorífico.

En la Fig. 8.7 se esquematiza el flujo energético existente en la bomba de calor. Su eficacia se mide tal como se ha indicado en el capítulo "Conceptos teóricos" por el coeficiente COP.

El COP es en realidad la relación entre la energía que absorbe el sistema y la energía que cede. Si llamamos Q_o a la potencia frigorífica de la fuente fría, Q_c a la energía que se aprovecha del condensador y Q_e a la potencia absorbida por el motor de accionamiento, el COP sería aproximadamente igual a la relación Q_c/Q_e o en otra forma $Q_o + Q_e / Q_e$.

Q se expresa en todos los casos en kW.

Para el mismo concepto hay una terminología diferente, desarrollada inicialmente en la literatura técnica de EEUU y conocida como EER (Energy Efficiency Ratio). En 1975, todavía no había un estándar universal para la medición de la eficiencia energética en aire acondicionado y el Air Conditioning & Refrigeration Institute (ARI) introdujo el concepto de EER, con el objeto de poder comparar la eficiencia de las plantas enfriadores destinadas a climatización. Inicialmente equivalía a la relación existente entre la potencia en BTU por hora suministrada por una planta de enfriamiento, dividida por la energía eléctrica utilizada en watts, con unas condiciones específicas de humedad y temperatura en entrada/salida.

En 1978 el Congreso de EEUU aprobó una ley exigiendo el etiquetado de ciertos dispositivos (en clima unidades con potencia frigorífica inferior a 65.000 Btuh), teniendo en consideración el efecto de variables estacionales en la potencia frigorífica obtenida. Se estableció entonces el SEER (Seasonal Energy Efficiency Ratio).

En Europa se adoptó el término ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio), el cual tiene en consideración las condiciones de servicio cambiantes a lo largo del año en las que va a trabajar una planta enfriadora.

Las temperaturas de entrada al condensador, cuando el equipo trabaja al 100 %, se estima en:

Temperatura entrada al condensador (°C)		Carga parcial (%)
Aire	Agua	
35	30	100

Y como consecuencia de los conceptos antes enumerados, la eficiencia energética se calculará según la ecuación:

$$ESEER = A \times EER_A + B \times EER_B + C \times EER_C + D \times EER_D \quad [32]$$

En la que los valores A, B, C y D vienen dados en la tabla 8.1

Temperatura entrada al condensador (°C)		Carga parcial (%)	A, B, C, D
Aire	Agua		
35	30	100	0,03
30	26	75	0,33
25	22	50	0,41
20	18	25	0,23

Tabla 8.1 Parámetros para el cálculo del ESEER (Eurovent)

Mientras que las eficiencias EER_A , EER_B , EER_C y EER_D será la eficiencia energética del grupo trabajando al 100, 75, 50 y 25 % respectivamente.

En su uso más amplio incorpora la contabilización de todas las energías que intervienen en el proceso: potencia de los motores de accionamiento de los ventiladores de los evaporadores y condensadores, bombas de refrigerante y fluidos secundarios si las hubiere etc.

8.2.2 Refrigerantes para las bombas de calor.

En la tabla 8.2 se relacionan los datos PAO (Potencial de Agotamiento de la capa de Ozono), del PCA (Potencial de Calentamiento Atmosférico) de los refrigerantes de mayor interés para estos equipos.

Refrigerante	(PAO)	(PCA)	Grupo seguridad
R-717 - NH ₃	0	0	B2
R-744 - CO ₂	0	1	A1
R-290 Propano (CH ₃ CH ₂ CH ₂)	0	3	A3
R-600a Isobutano (CH ₃ CH ₂ CH ₂ CH ₃)	0	3	A3
R-134a	0	1300	A1

Tabla 8.2 Impacto ambiental y grupo de seguridad de refrigerantes más usados en bomba de calor

Los valores del PAO (ODP) de acuerdo con el Protocolo de Montreal.

Los del PAC (GWP) según el Protocolo de Kyoto.

Grupo de seguridad según EN378.

8.2.3 Sistemas básicos para bombas de calor.

8.2.3.1 Bombas de calor de simple etapa.

En el esquema de la Fig.8.8 se reproduce el circuito de una bomba de simple etapa y en el cuadro C.8.1 se definen los diferentes símbolos empleados.

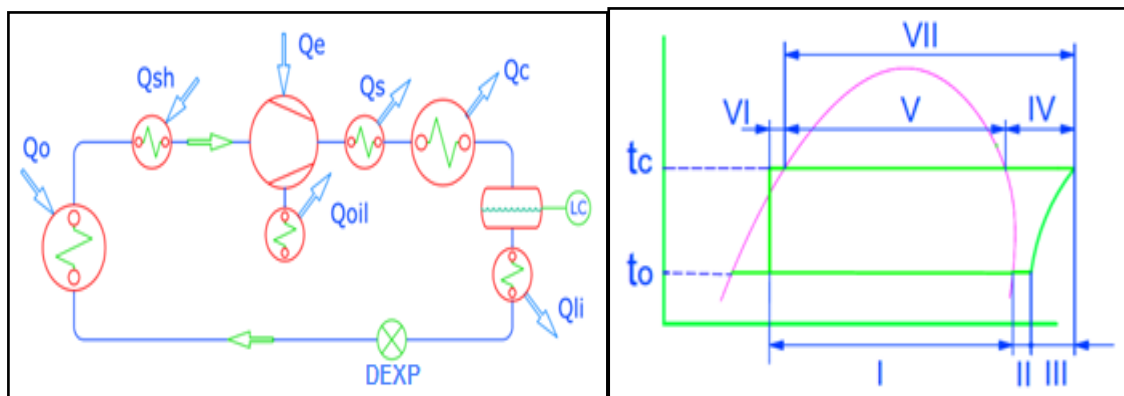


Fig. 8.8 Esquema de principio de bomba de calor de una etapa.

	Símbolos	Descripción	Notas
I	Q_o	Evaporación	Sistemas DX .Recalentamiento útil. Sistemas inundados. Sistemas por bombeo
II	Q_{sh}	Recalentamiento	En sistemas DX. Recalentamiento no útil En inundados y bombeo no hay Intercambiadores internos(sub-enfriadores ¹) Intercambiadores externos
III	Q_e	Consumo de potencia	
IV	Q_s	Des-recalentamiento	Enfriamiento gas caliente (calor sensible) A menudo parte del condensador (Q_c) En parte con enfriadores de aceite(tornillos)
V	Q_c	Condensación	En éste caso calor latente
VI	Q_{li}	Sub-enfriamiento de liquido	Calor sensible
VII	$Q_{c_{tot}}$	Condensación total	Denominado Q_c = capacidad de condensación
<i>DEXP = Dispositivo expansión</i>			

(1)El calor interno puede incrementar las prestaciones del sistema. Depende del exponente isentrópico del medio: $k = c_p/c_v$

Tabla 8.3 Bomba de calor de una etapa, símbolos utilizados y observaciones.

8.2.3.2 Bombas de calor de doble etapa.

La principal ventaja de la doble etapa es el poder conseguir mayores diferencias de presión entre la aspiración y la compresión con grados de eficiencia aceptables. La diferencia máxima de presiones por aspectos mecánicos en los compresores alternativos trabajando con NH3 equivalen a diferencias de temperaturas ($T_c - T_o$) de unos 50 K por etapa, aunque en los compresores de tornillo es bastante más elevada, no es conveniente usarlos en estas condiciones, pues al aumentar la diferencia por encima de cierto valor la eficiencia del ciclo se resiente fuertemente.

Cuando en la etapa de baja tienen que desplazarse volúmenes elevados pueden usarse diferentes tipos de compresores en cada una de las etapas. Por ejemplo tornillos para la etapa de baja y pistones en alta. Con esta medida en ocasiones se puede reducir la inversión y mejorar la eficiencia.

a) Con etapa intermedia abierta.

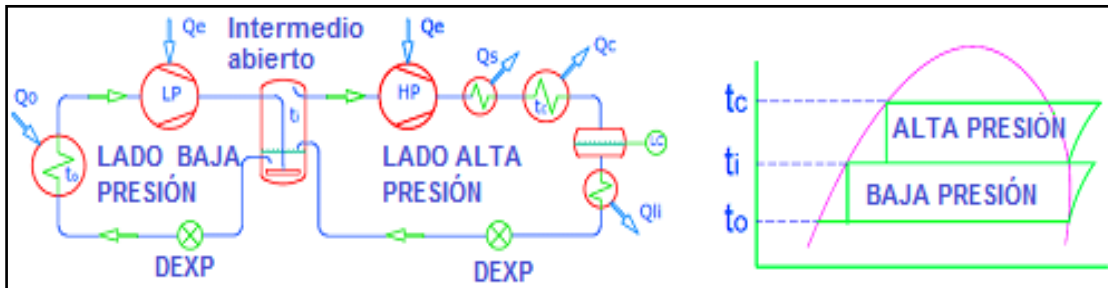


Fig. 8.9 Esquema de bomba de calor con compresores de baja (LP), depósito intermedio del tipo abierto, y compresores de alta (HP).DEXP son las válvulas de expansión.

Las ventajas e inconvenientes de los sistemas de doble etapa con refrigerador intermedio del tipo abierto, Fig.8.9, y consecuente enfriamiento de líquido hasta la temperatura de evaporación se detallan a continuación:

Ventajas:

- Presenta el COP más elevado.
- Fácil control.
- Puede integrarse en sistemas existentes.

Desventajas:

- Solo admite un tipo de refrigerante y un tipo de aceite.
- Si $P_o < P_{atm}$, los incondensables de baja pasarán a alta.

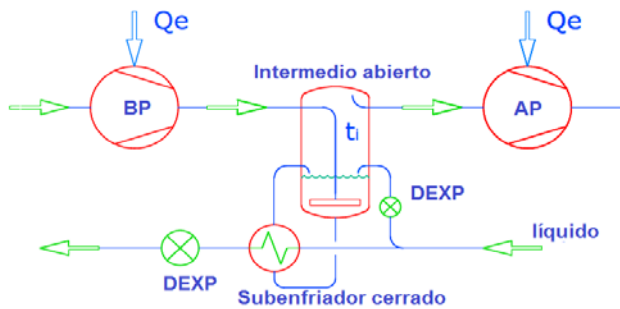


Fig. 8.10 Etapa intermedia abierta con subenfriador adicional cerrado

En la figura 8.10 se representa una variante al sistema anterior de la Fig. 8.9. En este caso el enfriador intermedio es igualmente abierto, pero el líquido de alta solo se expande parcialmente. El resto del líquido pasa a baja temperatura en las condiciones de presión de alta. Con el líquido a baja temperatura del intermedio se subenfria el líquido de alta mediante un intercambiador, usualmente de placas alimentado por gravedad. De esta manera tendremos en baja temperatura el líquido subenfriado a la presión de alta. Energéticamente es menos eficiente que el sistema totalmente abierto, al tener que intercalarse el subenfriador con su diferencial de temperatura, pero se dispone en baja de la presión de alta con lo que entre otras cosas se evita la posible formación de vapor ocasionada por la pérdida de carga en conductos o tramos ascendentes.

b) Con etapa intermedia cerrada

En la Fig. 8.11 se incluye un circuito de doble etapa con intercambiador intermedio de los denominados cerrados. Su eficacia es inferior al depósito abierto de nuevo por existir un diferencial de temperatura entre la de evaporación de la etapa de baja y la del líquido subenfriado. Sus pormenores son similares a los descritos para el esquema de la Fig. 8.10. En la Fig. 8.12 se dan otras alternativas a los enfriadores intermedios cerrados.

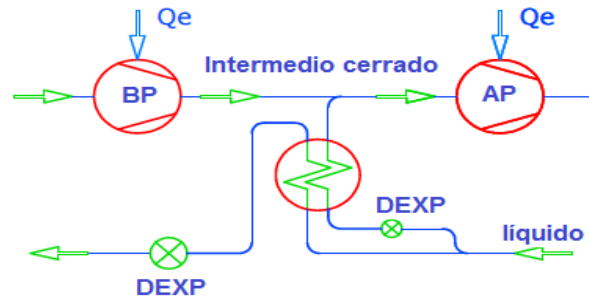


Fig.8.11 Circuito de doble etapa con subenfriador intermedio cerrado.

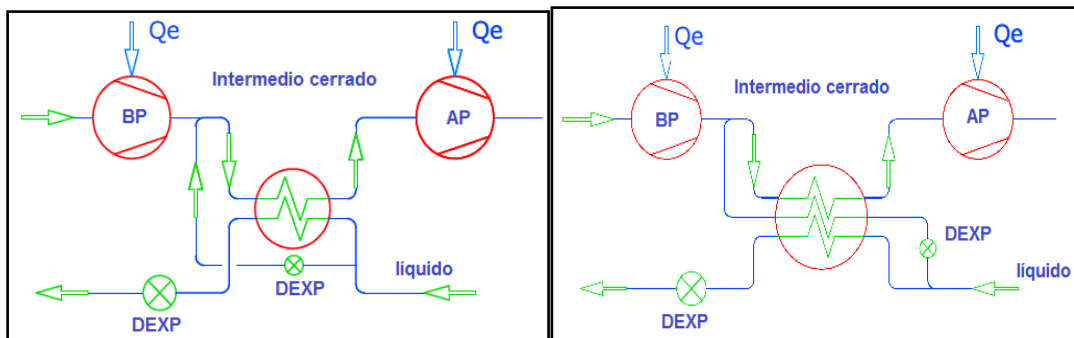


Fig.8.12 Variantes de enfriador intermedio cerrado.

c) Sistema de doble etapa en cascada

Otra alternativa para las instalaciones de doble etapa es la disposición llamada en "cascada". En este caso el evaporador de la etapa de alta sirve de condensador de la etapa de baja, según puede observarse en la Fig.8.13. Se aplica en los casos en donde es favorable el empleo de dos diferentes refrigerantes distintos, por ejemplo en instalaciones a bajas temperaturas con CO₂ o R23 en la etapa de baja y NH₃, R134a etc. en la de alta.

Ventajas:

-Pueden emplearse diferentes aceites y refrigerantes en cada etapa.

Desventajas:

- COP menor
- Funcionamiento más complejo.
- En caso de fuga del intermedio mezcla de refrigerantes.

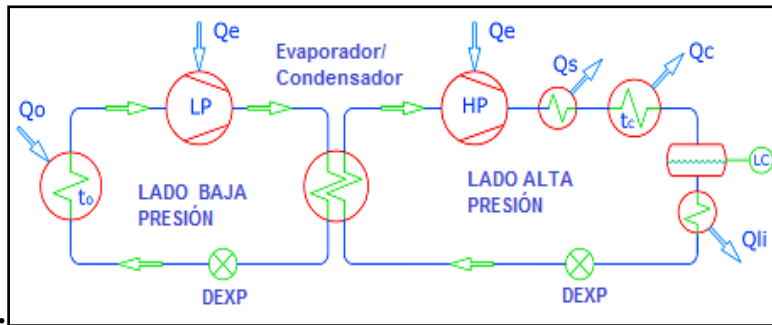


Fig.8.13. Representación de un esquema en cascada.

8.3 Recuperación de calor en sistemas transcíticos.

En los sistemas transcíticos, Fig.8.14, también se puede recuperar calor en el área transcítica con presiones relativamente altas, al enfriar el gas para permitir su posterior condensación. La temperatura de entrada del medio secundario debe de ser lo más baja posible para conseguir la mejor eficacia del sistema.

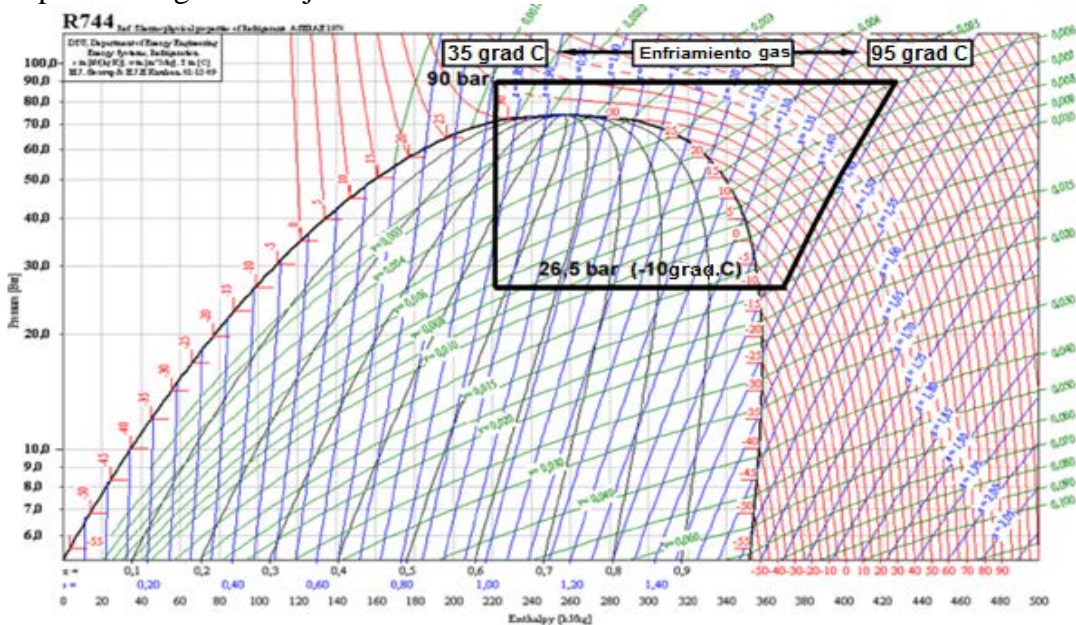


Fig.8.14.Sistema transcítico con enfriador de gas.

8.4 Pérdidas de presión en los circuitos de recuperación de calor.

Para conseguir un COP elevado, las pérdidas de presión en las líneas de aspiración y descarga deben de mantenerse moderadas. Tanto en los circuitos de refrigerante como en los de agua o fluido a calentar.

- En el lado de refrigerante: 0,5 / 0,8 K. Se recuerda que por cada K equivalente de “perdida de presión saturada” en estas líneas sube el consumo de energía como media un 3%.
- En los circuitos de agua 60/70 kPa.

8.5 Temperaturas y presiones de diseño en los circuitos de recuperación de calor.

El Reglamento de Seguridad para la Instalaciones Frigoríficas (RSIF) define las presiones de diseño para varias aplicaciones en función de las temperaturas interiores y exteriores, según la zona climática en la que se halle la instalación (ITC IF-06,1.Requisitos relativos a la presión en la Tabla 1).

CAPITULO 9

9. Mantenimiento de las Instalaciones Frigoríficas.

Con respecto al mantenimiento de las instalaciones frigoríficas y antes de describir los diversos factores que influyen en su deterioro y como combatirlos destacamos algunas consideraciones generales de primera importancia:

- Las instalaciones frigoríficas tienen que mantenerse siguiendo las instrucciones del Manual Técnico suministrado por el instalador o por el fabricante de los diversos equipos.
- Los gastos de mantenimientos no deben clasificarse simplemente como "costes" sino como "inversión", pues lo que se pueda gastar en un mantenimiento apropiado, se ahorra con creces en la eficacia de la instalación.
- Reglamentariamente es obligatorio mantener las instalaciones en perfecto estado de funcionamiento con el fin de conservar los parámetros de diseño que garanticen la eficiencia nominal y las condiciones de seguridad originales para personas y bienes.

En el Art. 22 del RSIF, junto con las ITC IF-14 más la ITC IF-17 se da las instrucciones que deben de llevarse a cabo de manera regular y continua.

- Para ejecutar los trabajos de control del estado de las instalaciones y del mantenimiento es necesario contar con personal y empresas competentes y con las herramientas necesarias. También este aspecto se desarrolla en el citado RSIF.
- La eficacia de las instalaciones siempre es susceptible de mejoras mediante la aplicación de alguno de los métodos tratados en esta guía. Por otra parte la técnica avanza con rapidez y en el mercado van apareciendo equipos y componentes con prestaciones mejoradas, por lo que es recomendable estar atento a estos movimientos para introducir los más apropiados y los que aporten mayor beneficio.
- En términos generales el mantenimiento de las instalaciones frigoríficas en las mejores condiciones de funcionamiento e introduciendo las modificaciones oportunas para conservar e incrementar su eficacia y fiabilidad es una agradecida manera de aumentar la competitividad de los productos que se fabrican con su intervención.

9.1 Mantenimiento del interior de los circuitos frigoríficos.

Los circuitos frigoríficos están expuestos a contaminaciones en muchos de sus componentes, tanto en su interior como en el exterior, que degeneran siempre en pérdidas de rendimiento y consecuentes aumentos de la energía consumida.

Uno de los aspectos más provechosos para mantener controlados los costes eléctricos y las anomalías y averías de las plantas es la buena conservación de la limpieza de los circuitos por ambos lados (refrigerante y fluido enfriado/calentado). De poco sirve hacer instalaciones con elevados niveles de calidad y eficiencia si luego no se mantienen en las mejores condiciones de servicio.

En el interior de los circuitos los agentes contaminantes más frecuentes son:

- La presencia de incondensables, la mayoría de las veces aire.
- La existencia de agua.
- Las impurezas sólidas.
- El aceite de lubricación de los compresores.

En el exterior de los circuitos frigoríficos la suciedad se deposita en la superficie de los intercambiadores de calor, sean estos alimentados por aire, agua o algún tipo de salmuera. y las incidencias más usuales son:

- Aparición de incrustaciones.
- Acumulación de sedimentos.
- Efectos derivados de las corrosiones.

9.1.1 Contaminación interior y como combatirla. Incondensables y agua.

Los incondensables entran en el interior de los circuitos generalmente por fallos de estanqueidad en las instalaciones que trabajan con presiones negativas o durante reparaciones realizadas sin las suficientes precauciones. Por lo tanto son las instalaciones con NH_3 las más expuestas a este problema debido a que trabajan frecuentemente a presiones inferiores a la atmosférica. Los refrigerantes fluorados también lo están, pero en menor medida puesto que el circuito de baja queda por debajo de la presión atmosférica a menor temperatura y, además, en muchas ocasiones se emplean compresores semi-herméticos. Naturalmente un deficiente vacío de las instalaciones antes de su puesta en marcha es otro posible origen de incondensables (el gas de prueba), aunque indefectiblemente conducirá a la presencia de agua en el circuito. Evitarlo pasa simplemente por aplicar los procedimientos y valores dados en el RSIF, ITC IF-09 apartado 1.6.

La presencia de agua en las instalaciones con NH_3 y CO_2 , puede deberse a un contenido excesivo de la misma en los refrigerantes suministrados por el fabricante o distribuidor.

En el caso del NH_3 los productores añaden un pequeño porcentaje, entre el 2 y 4 por mil de agua, para evitar tensiones corrosivas, para lo cual es necesaria la ausencia de oxígeno y por éste motivo tiene que secarse bien el circuito y llenar los equipos con nitrógeno seco para el envío. Estos porcentajes no pueden sobrepasarse y deben de establecerse en las condiciones de suministro del refrigerante. El agua también aparece como consecuencia de la entrada de aire húmedo en los circuitos, durante reparaciones y por errores de mantenimiento.

Los incondensables causan desviaciones muy importantes en las condiciones de funcionamiento de los compresores, se acumula en el lado de alta e incrementa fuertemente las presiones de condensación y ya se ha dicho anteriormente que por cada grado K de aumento de la presión de condensación disminuye como media un 3% el COP del sistema.

El agua también provoca efectos negativos básicamente en el lado de baja de las instalaciones de NH_3 y de CO_2 , que es donde se acumula, y en todo el circuito con refrigerantes fluorados.

Las consecuencias de la presencia de incondensables y, en menor medida, del agua son manifiestas.

9.1.2 Incidencia del agua en los circuitos de NH_3

Contenido máximo de agua recomendable en los circuitos de NH_3 : 1%.

Para ilustrar la incidencia del agua en las instalaciones con NH_3 , se incluye una tabla que aparece en la Ref. (19)

% agua diluida en NH ₃	Pres. saturación 71,16 kPa	Pres. saturación 101,3 kPa	Pres. saturación 303 kPa
0	-40,2°C	-33,3°C	-8,9°C
10	-38,6°C	-31,7°C	-7°C
20	-36,4°C	-28,9°C	-3,5°C
30	-32,2°C	-24,4°C	+2,3°C

Tabla 9.1 Influencia del agua en la presión de saturación del NH₃ en un circuito frigorífico. Fuente (18)

En ella se puede comprobar como al aumentar la cantidad de agua disuelta en el refrigerante va aumentando también la temperatura de evaporación, de forma que a una temperatura de saturación de -9°C le corresponde un incremento de temperatura de unos 2 K.

Si con 0 % de agua el evaporador trabajase a -10°C, para mantener la misma temperatura de evaporación con un contenido de agua del 10 % el compresor debería aspirar unos 2,3 K más bajo. Si la temperatura de trabajo hubiera sido de -33,3°C sin agua, cuando tuviera el 10% se tendría que descender hasta -35°C.

Calculando con compresores de mercado, se obtendría:

- Caso a).- Disminución de la potencia frigorífica en un 10%.
Empeoramiento del COP en un 7%.
- Caso b).- Disminución de la potencia frigorífica en un 9,2%.
Empeoramiento del COP en un 5,6%.

En inspecciones realizadas “in situ”, por expertos, se ha podido comprobar que muchas plantas tenían concentraciones de agua en el sector de baja entre el 2 y el 8%, pues es un aspecto del mantenimiento muy frecuentemente descuidado.

Para evitar estas situaciones y sus consecuencias se recomienda proceder a un análisis anual y tomar medidas efectivas si la concentración supera el 1%. Estas medidas no pueden ser otras que las de eliminar el agua del circuito como se explicara más adelante en el apartado 9.1.3.

El agua que se mezcla con el NH₃ es arrastrada al sector de baja y allí se concentra, pues se evaporara el refrigerante pero no el agua. Así pues, el contenido de agua se deberá analizar en los separadores de aspiración, refrigeradores intermedios y evaporadores, al ser los lugares en donde se concentra.

En el gráfico de la Fig. 9.1 se puede contemplar la evolución de potencia frigorífica y COP en función del contenido de agua en el NH₃.

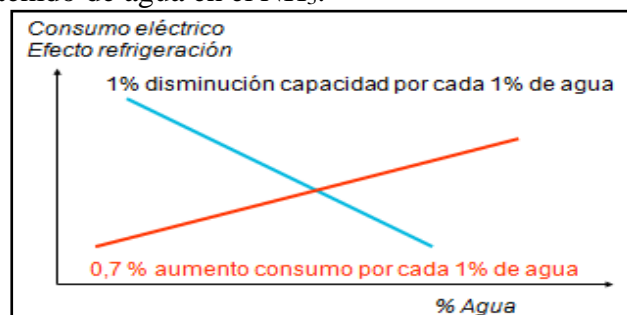


Fig. 9.1 Incidencia del contenido de agua en la capacidad y en la potencia absorbida en un circuito frigorífico

9.1.2.1 Eliminación del agua de los circuitos.

En los circuitos con refrigerantes halogenados y con CO₂ la eliminación del agua es sencilla, basta instalar secadores adecuados en los lugares oportunos y sustituirlos regularmente.

Con el NH₃ la cuestión es diferente, pues los filtros secadores no son eficaces debido a la fuerte higroscopicidad del amoníaco.

Para mantener en el caso del NH_3 los circuitos con contenidos de agua dentro de los límites recomendados se pueden emplear otros sistemas más o menos automatizados. En principio se toma una pequeña corriente del NH_3 líquido (conteniendo H_2O) por ejemplo desde la descarga de las bombas en los sistemas de bombeo, se deriva hacia un depósito y mediante una resistencia eléctrica o un intercambiador con gas caliente se calienta la mezcla, que suele estar compuesta de NH_3 , agua, aceite y otras impurezas, hasta una temperatura sobre 70°C . Al calentarse el NH_3 se evapora y se devuelve a la aspiración de la instalación. Como residuo permanecerá el agua y el resto de impurezas, los cuales se drenaran convenientemente.

En la actualidad existen en el mercado equipos totalmente automáticos (“ammonia dryers”) para desarrollar esta función. La conveniencia de instalar estos secadores, de funcionamiento manual o automático, dependerá de los controles que se realicen para determinar el nivel del contenido de agua y del cálculo económico en función de ese contenido.

En la Fig. 9.2 se puede examinar un esquema de principio propuesto por ASHRAE (19), para eliminar agua, aceite y suciedad. Hay en el mercado equipos disponibles para venta o alquiler.

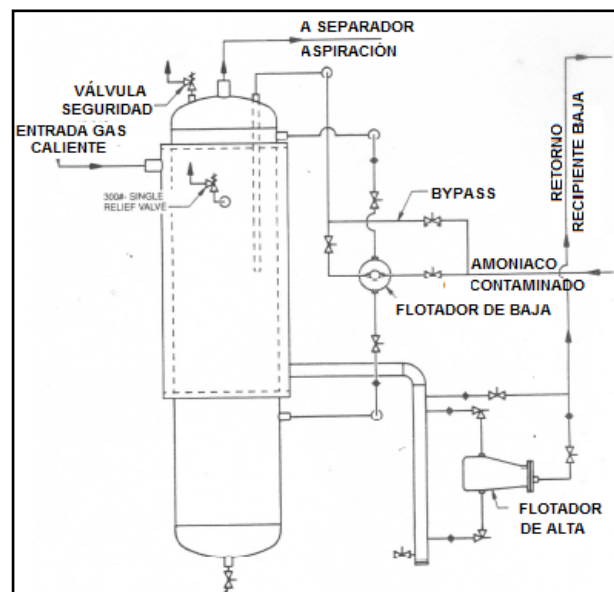


Fig. 9.2 Esquema de principio para eliminar agua y otras impurezas de circuitos con NH_3

El sistema puede hacerse incluso más sencillo, con un funcionamiento totalmente manual por ejemplo:

- Depósito de unos 1800 x 400 mm con nivel de líquido a purificar hasta media altura, serpentín interno de gas caliente sumergido en líquido, conexiones de entrada de fluido a secar/purificar, conexión de NH_3 limpio y seco hacia la instalación, conexiones de gas caliente, visores, válvulas de seguridad, válvulas de cierre. Funcionamiento manual con vigilancia durante el proceso.

En el caso de pequeñas plantas resulta más operativo sustituir el refrigerante cuando el contenido de agua sea muy alto (por ejemplo superior al 5%), con plantas medianas se recomendaría alquilar el equipo y en las plantas grandes puede ser aconsejable instalar un equipo permanentemente.

9.1.3 Incidencia de los incondensables en las instalaciones.

Como se indicó anteriormente los circuitos frigoríficos que trabajan con presiones inferiores a la atmosférica y con el refrigerante NH_3 son los más afectados por la entrada de incondensables.

La causa es el enriquecimiento de estos incondensables en condensadores y depósitos de alta y la consecuencia es una escalada de la presión de condensación y las repercusiones se manifiestan en aumento del consumo energético y disminución de la potencia frigorífica. En el gráfico de la Fig. 9.3 pueden constatarse las tendencias de estos dos parámetros al ir incrementándose la temperatura de condensación.

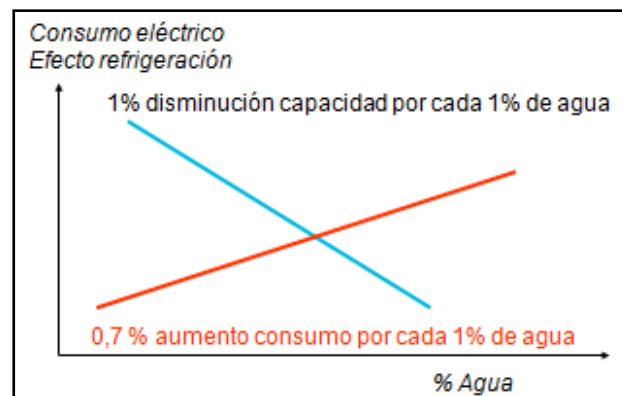


Fig. 9.3 Repercusión de la temperatura de condensación en la potencia absorbida por los compresores y en su capacidad frigorífica.

Se recordarán en este punto los efectos que causan los incondensables en la instalación:

- El compresor tendrá que comprimir a la presión que corresponda al refrigerante en cuestión más la presión parcial de los incondensables. Es decir a la suma de las dos presiones parciales. El rendimiento volumétrico del compresor empeora ocasionando un incremento de la potencia absorbida y consecuente disminución de la eficiencia. Al mismo tiempo baja la capacidad del compresor.
- Sube la temperatura de descarga que también tiene efectos negativos.
- Los incondensables ocuparan un espacio en el condensador reduciendo la superficie de intercambio lo que significa un aumento añadido a la temperatura de condensación.

La presencia de incondensables es fácilmente detectable en los circuitos. Basta con comparar la presión real medida con manómetro y la presión correspondiente a la de saturación del refrigerante que exista en el circuito.

Como conclusión a este fenómeno se recuerda la regla aproximada dada en anteriores lugares de esta guía:

“El incremento de la temperatura de condensación en un grado K, supone como media un empeoramiento de la eficiencia del 3% en una misma instalaciones de amoniaco”.

9.1.3.1. Eliminación de los incondensables del circuito.

La primera medida a tomar es evitar la entrada de los incondensables en la instalación. Para ello es necesario adoptar precauciones en la ejecución de la planta para hacerla hermética. Cuidando sobre todo la estanqueidad de todos los cierres de válvulas, compresores y demás componentes y la realización de un buen vacío antes de la puesta en servicio de la instalación o después de revisiones que conlleven la apertura del circuito. Naturalmente con más insistencia cuanto menor sean las temperaturas de evaporación, es decir, cuanto más acentuada sea la depresión a la que trabaje la instalación por debajo de la presión atmosférica.

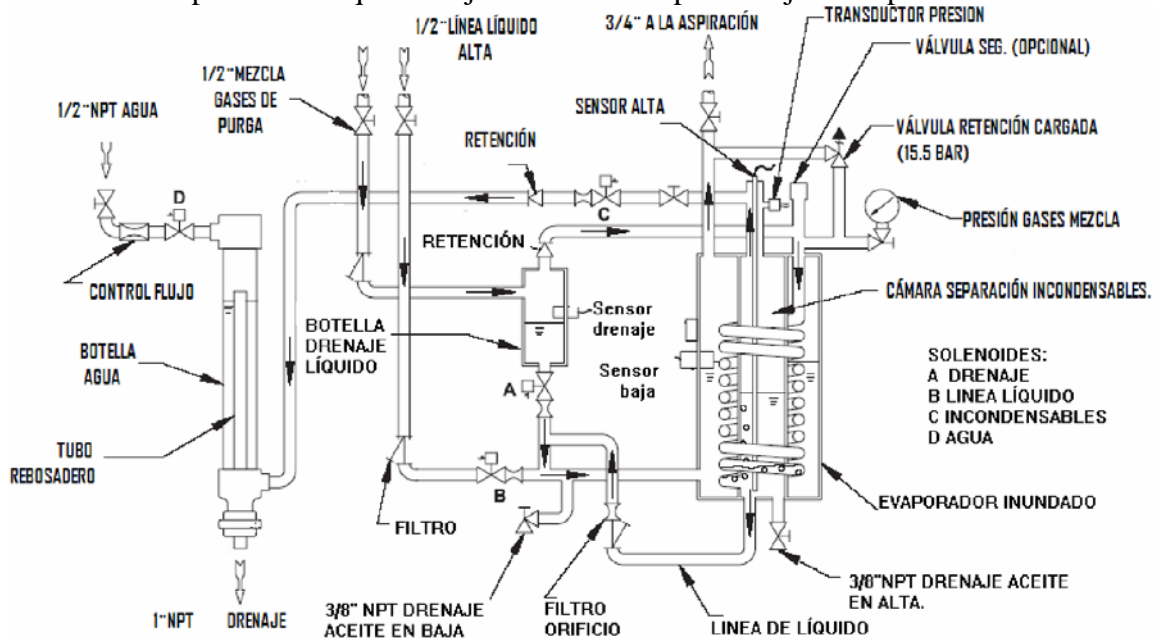


Fig.9.4 Esquema de un separador de incondensables para NH₃.

Pero esto no elimina del todo el problema. Como por otra parte las purgas manuales siempre son imperfectas, aunque se realicen con precaución, y van acompañadas siempre de pérdidas de refrigerante, las instalaciones que trabajan en vacío deben de dotarse de purgadores automáticos, sobremanera las que funcionan con NH₃.

Los purgadores automáticos son elementos que detectan la presencia de los incondensables por comparación de presiones, los separan del refrigerante, devolviendo este último a la instalación y expulsando los incondensables al exterior, en ocasiones a través de un pequeño recipiente lleno de agua para retener trazas de NH₃ que puedan arrastrarse.

Los purgadores suelen ser aparatos fabricados por los propios instaladores o conjuntos totalmente montados y automáticos ofrecidos por fabricantes especializados. La Fig. 9.4 refleja el esquema de un purgador automático para instalaciones con NH₃ popular en el mercado. Su funcionamiento se resume con la descripción de sus principales componentes:

- 1) Línea de aspiración de la mezcla de incondensables con refrigerante.
- 2) Un pequeño depósito en donde se separa el refrigerante líquido que pueda arrastrar la mezcla.
- 3) Un evaporador sumergido en refrigerante líquido a baja temperatura, en cuyo interior tiene lugar la condensación del refrigerante que contiene la mezcla de incondensables y refrigerante.

- 4) Una cámara de separación en el propio evaporador inundado, en donde se acumulan los gases incondensables, desde donde se conducen al exterior.
- 5) Una botella con agua de red para absorber eventuales trazas de amoníaco que salgan al exterior desde la cámara de separación.
- 6) Una línea de aportación de líquido de alta de la instalación, para cuando no se genera suficiente líquido condensado (mezcla con mucho incondensable).
- 7) Una línea de aspiración para reenviar el refrigerante recuperado a la instalación.
- 8) El líquido condensado se utiliza para alimentar el refrigerante líquido que se precisa.
- 9) Los gases con incondensables entran en el evaporador inundado, se separan del refrigerante condensando este último en la superficie fría del serpentín del evaporador, pasan a la cámara de separación y desde este lugar se conducen al exterior, mientras que el refrigerante recuperado se lleva a la aspiración de la instalación principal.

En cualquier caso los purgadores de incondensables en las instalaciones trabajando en depresión son necesarios y su inversión se recupera en periodos de pocos meses. La purga manual no es recomendable por su ineficacia ya que al mantenerse alta la presión parcial del refrigerante, acarrea importantes fugas de refrigerante.

Con NH₃ un funcionamiento anómalo del purgador se detecta rápidamente gracias a su olor característico, pero esto no sucede en las instalaciones de HFC. Los purgadores automáticos con estos refrigerantes será necesario controlarlos y revisarlos con frecuencia para evitar que se conviertan en una fuente de fugas de refrigerante. Una manera de evitar este riesgo puede ser ponerlos en servicio de forma manual, es decir cuando se aprecie su necesidad, con el fin de reducir la presión parcial del refrigerante y disminuir así las pérdidas al exterior. Además se deberá tutelar su funcionamiento permanentemente hasta que un descenso razonable de la presión de condensación permita su desconexión. Hay que reducir al mínimo posible las pérdidas de este refrigerante al exterior.

9.1.4 El aceite en los circuitos de refrigeración.

El aceite influye considerablemente en la eficiencia de las instalaciones. Además de los inconvenientes que un eventual mal estado pueda causar en los compresores, incluido su caída de rendimiento, su presencia también perjudica la transmisión de calor en los intercambiadores. Con mayor intensidad si está en malas condiciones de conservación.

En este tipo de instalaciones el aceite está sometido a condiciones de trabajo muy adversas: altas temperaturas y presiones, elevadas velocidades de giro de los compresores, presencia de aire y agua, filtraje relativamente débil, etc. Todo ello conduce a su deterioro y envejecimiento y a incrementar la importante influencia negativa en la eficiencia de las instalaciones.

Para limitarlas se tienen que tomar ciertas medidas:

- Utilizar únicamente aceites de primera calidad y que estén autorizados por el instalador frigorista.
- Instalar sistemas de recuperación de aceite automáticos, para ahorrar el gasto del aceite y evitar su acumulación en los intercambiadores de calor de las instalaciones.
- Hacer análisis regulares para asegurarse que se mantienen en buen estado.
- Limpiar los filtros con frecuencia. No superior a semestral.
- Purgar las instalaciones de NH₃ con frecuencia. Preferiblemente semanal o quincenalmente, ajustar los períodos de acuerdo con la experiencia de pérdida de aceite en compresores.

- Respetar los períodos establecidos por el instalador frigorista o por el fabricante de los compresores, para los cambios de aceite.

9.2 Mantenimiento de los Intercambiadores de Calor.

Los intercambiadores de calor en los circuitos frigoríficos tienen que mantenerse en buen estado de limpieza, para asegurar que no pierden rendimiento.

La pérdida de rendimiento se produce al formarse incrustaciones y capas de suciedad por multitud de motivos en la superficie de intercambio que aumentan la resistencia a la transferencia de calor como consecuencia de los incrementos de los factores de suciedad y se traducen en un estimable empeoramiento de las condiciones de servicio de la instalación.

La transmisión de calor obedece a la ecuación:

$$Q = S * k * \Delta t_m \quad [33]$$

Siendo:

- Q = Potencia frigorífica (kW)
- S = Superficie de intercambio (m²)
- k= Coeficiente global de transmisión de calor (W/(m² × K)
- Δt_m = Diferencia de temperatura logarítmica.

Basta con observar la ecuación para entender que la reducción de la superficie de calor debido a la acumulación de suciedad, el coeficiente de transmisión k o el Δt_m inciden de manera directamente proporcional en la capacidad que puede transmitirse en un intercambiador.

Los efectos más significativos son:

- Disminuyen los coeficientes de transmisión de calor.
- En el lado de alta sube la presión de condensación.
- En el lado de baja disminuye la presión de aspiración.
- Las pérdidas de presión del fluido de enfriamiento ascienden al aumentar el rozamiento y disminuir la sección de paso.
- Las diferencias de temperatura entre la condensación y la de salida de los fluidos enfriadores, agua o aire, de los intercambiadores aumenta.
- La diferencia de temperatura entre la de evaporación y la de salida de los fluidos a enfriar aumenta.
- La pérdida de presión por el lado de los fluidos a enfriar crece.

Todos estos factores tienen influencia negativa en la eficacia de las instalaciones y por ello deben de controlarse y establecerse límites a partir de los cuales se tomaran las medidas necesarias para volver a situarlos en los niveles nominales.

Las consecuencias de estos supuestos con respecto a su influencia en los consumos de energía, tanto en el ciclo frigorífico como en los equipos auxiliares, es decir bombas de circulación, ventiladores etc. y los costes de explotación, se han detallado anteriormente, por lo que no se insistirá en ello.

Si no se adoptan medidas para atajar el empeoramiento del estado de estos componentes, además de los crecientes aumentos de los costes de energía se producirán anomalías en el funcionamiento del conjunto de la instalación y terminaran ocasionando averías y paradas indeseables.

9.2.1 Limpieza de los intercambiadores de calor.

La primera medida es llevar un control estadístico de los parámetros de trabajo de los intercambiadores para disponer de datos fiables sobre la evolución de su estado de limpieza. La valoración se hará por comparación de parámetros medidos en condiciones de trabajo iguales.

Establecer desviaciones límites de los diferentes parámetros. Los más controlables serían los aumentos de pérdida de presión en los fluidos a través de los intercambiadores y los aumentos de los valores de Δt_m .

Ejemplos de desviaciones:

- Pérdida de presión nominal con fluido agua: 60 kPa.
 - Límite para tomar medidas: 70 kPa.
- Pérdida de presión nominal con fluido aire: 100 Pa
 - Límite para tomar medidas: 115 Pa
- Temperatura de condensación nominal: +38°C
 - Límite para tomar medidas: +39 C
- Temperatura de evaporación nominal -30°C
 - Límite para tomar medidas: -31°C.

Además se programarán limpiezas regulares. Su frecuencia dependerá de las circunstancias de cada sistema, aunque se pueden establecer unas medias orientativas para grados de suciedad usuales.

- ✓ Zonas expuestas a deterioros moderados ----- cada dos años.
- ✓ Zonas fuerte expuestas ----- cada año
- ✓ Zonas en ambientes marinos ----- cada año.

Una vez detectadas desviaciones y alcanzados los límites establecidos, pasar a la segunda fase que sería adoptar las medidas correctoras necesarias, fundamentalmente limpieza a fondo de los intercambiadores. En casos extremos sustitución de los componentes si la limpieza ya no da resultados satisfactorios.

Principales métodos de limpieza:

- | | |
|--|-------------------------|
| 1) Enfriadores de aire/evaporadores de aletas -- | Vapor/agua a presión. |
| 2) Enfriadores de tubos lisos ----- | Chorro de agua, (vapor) |
| 3) Condensadores exteriores aleteados ----- | Vapor, (agua a presión) |
| 4) Condensadores evaporativos y torres ----- | Vapor, (agua a presión) |
| 5) Intercambiadores de placas ----- | Limpieza química. |

Nota:

En las instrucciones de servicio los fabricantes de los diferentes equipos, dan las recomendaciones oportunas para el mantenimiento de las superficies de transmisión y son las únicas que deben de utilizarse.

9.3 Control de la carga de refrigerante.

En esta misma guía se defiende el dimensionado adecuado de los depósitos que forman parte de las instalaciones frigoríficas de tal manera que uno de los propósitos a conseguir sea

moderar la carga de refrigerante, pues el reducirla supone menores costes de inversión en el propio refrigerante y menor riesgo de fugas entre otras ventajas.

Pero este objetivo es compatible y complementario con el requisito de mantener la carga en los niveles que garanticen el funcionamiento de la planta en los parámetros nominales de diseño. Resumiendo: el planteamiento de la instalación debe de pretender que la carga de refrigerante sea baja, pero una vez establecida es necesario mantenerla sin pérdidas por los motivos que se dan a continuación.

La carga de refrigerante en las instalaciones frigoríficas también tiene su repercusión en la eficiencia del ciclo.

Las pérdidas de refrigerante no solo tienen que evitarse como medida para disminuir el riesgo que afectan a la contaminación del medio ambiente y la pérdida económica que supone su recarga sino que tienen también una repercusión negativa en la eficiencia de la instalación. En efecto, al reducirse la carga de refrigerante desciende el nivel de llenado de los intercambiadores de calor y con ello la superficie húmeda disponible para la transmisión de calor. En los evaporadores de expansión seca, por ejemplo, la temperatura de evaporación descenderá y el recalentamiento subirá. Ambos fenómenos tendrán consecuencias negativas en la eficiencia de la planta.

Para asegurarse de que la carga se mantenga dentro de los límites óptimos para el servicio, fijados por el instalador frigorista durante el diseño y comunicados a través de su manual de mantenimiento, se deben adoptar los medios más recomendables para facilitar su control constante o regular, por ejemplo:

- Instalar una sonda del nivel en los recipientes de alta con emisión de señales y controlado regularmente el nivel en las mismas condiciones de funcionamiento que sean iguales (potencia frigorífica, temperaturas de evaporación y condensación, etc.). La información que proporciona la sonda, a través de un sistema de registro, facilita el seguimiento del nivel de líquido en el circuito y también el inventario de refrigerante.
- Revisar las válvulas de seguridad como mínimo con la frecuencia que establece el Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas en la ITC IF-14, punto 1.2 Mantenimiento preventivo, siendo suficiente comprobar si la válvula ha disparado, mediante los indicadores de disparo instalados, y punto 1.3.4 de la misma ITC: las válvulas de seguridad con descarga a la atmósfera deberán sustituirse cada vez que disparen, si no quedan estancas, así como en la ITC IF-17, punto 2.5. Programa de prevención y detección de fugas.
- Comprobar si se producen desviaciones en los parámetros de funcionamiento de las instalaciones en condiciones iguales de funcionamiento. Menores consumos y mayores temperaturas indicarían posible falta de refrigerante.
- Usar detectores de fugas, cuando técnicamente ofrezcan suficiente fiabilidad.
- Y, en general, seguir la Instrucción Técnica Complementaria ITC IF-17 del Reglamento de Seguridad para Instalaciones Frigoríficas.

CAPITULO 10.

10. Costes del ciclo de vida.

Lo que se ha dado por denominar “costes del ciclo de vida” es un análisis detallado de los costes que genera cualquier instalación frigorífica desde su proyecto hasta su desmantelamiento una vez concluido el periodo de funcionamiento proyectado, por ejemplo 15 años y que abarca fundamentalmente los siguientes conceptos:

- costes de la inversión,
- costes de la instalación,
- costes de la energía consumida,
- costes de operación,
- costes de mantenimiento,
- costes de paradas por fallos,
- costes medioambientales,
- costes de desmantelamiento.

Una vez puestos en valor todos estos costes para el transcurso de todo el periodo de vida esperado o establecido podrán detectarse los factores que más inciden en los costes totales de la instalación que se proyecta. Será entonces el momento de estudiarlos e intentar reducirlos mediante medidas y decisiones que afectan directamente al nivel de instalación que se desee.

El coste del ciclo de vida de la instalación será el resultante de la suma de todos los costes que intervengan.

Como orientación y para una instalación frigorífica tradicional los diferentes costes se pueden desglosar como sigue:

Costes de inversión: Costes de la planificación, costes del proceso de compra, de preparación de personal si se requiere.

Costes de la instalación. Son los costes de la propia instalación con su montaje. Habría que añadir los costes de eventuales servicios auxiliares específicamente destinados a esta instalación, como sistemas de aire comprimido y de bombeo, etc.

Costes de la energía. Este punto es de gran trascendencia, pues en muchas instalaciones frigoríficas suele ser el más relevante. Puede llegar a suponer el 70 % y superior al total del coste de vida de la instalación en su periodo de vida.

Costes de operación. Son los que se ocasionan en gastos de personal para atender la instalación.

Costes de mantenimiento. Se trata de los costes de mantenimiento de la instalación de frío incluyendo: revisiones periódicas, reparaciones, consumibles (aceite, refrigerante, repuestos).

Costes de paradas por fallos. Estos costes serían los causados por paradas no programadas ni deseadas de la producción como consecuencia por ejemplo de fallos de la instalación frigorífica.

Costes ambientales. Costes que puedan ocasionarse por cuestiones medioambientales (tasas, retirada de residuos, etc.).

Costes de desmantelamiento. Una vez finalizado el ciclo de vida de la planta y decidido su desmantelamiento, habrá que considerar los costes de desmontaje, retirada de refrigerante y demás residuos, etc. hasta dejar el espacio limpio.

Los resultados de este análisis servirán para detectar con claridad en donde se deben de invertir más recursos para mejorar la situación. Con toda seguridad los temas que siempre estarán presentes serán:

- Optimizar las potencias y niveles de temperatura de la instalación.

Cada grado K hacia abajo en la temperatura de evaporación significa un 3% de aumento de la potencia absorbida por el compresor.

Cada grado K hacia arriba en la temperatura de condensación, significa un aumento de un 3% en la potencia absorbida por el compresor.

Al mismo tiempo con la subida de la temperatura de evaporación y con la bajada de la temperatura de condensación, aumenta la potencia frigorífica de la instalación frigorífica.

- Minimizar la potencia frigorífica necesaria.
- Planificar adecuada y actualizadamente la regulación de la planta.
- Diseñar con los componentes más adecuados y con los rendimientos más altos.
- Poner productos de calidad para aumentar la eficiencia total de la planta.
- Mantener la instalación en las condiciones de diseño mediante un buen mantenimiento.

Ejemplo de cálculo del ciclo de vida.

Para ilustrar la importancia de cada una de las partidas sobre el total del coste del ciclo de vida se expone a continuación un ejemplo con datos redondeados.

Instalación frigorífica con NH₃.

Aplicación: almacén de frescos.

Horas año de funcionamiento en régimen “manipulación” (personal trabajando para carga/descarga y otras actividades): 3.840 h en dos turnos.

Resto horas año en régimen “mantenimiento”: 4.920 h

Potencia frigorífica 1.200 kW

Potencia horaria nominal absorbida por compresores de frío 325 kW.

Potencia horaria media anual absorbida por compresores en régimen de manipulación (3.840 h): 230 kW.

Potencia horaria nominal absorbida por equipos auxiliares (ventiladores, bombas, resistencias eléctricas, etc.): 48 kW

Potencia horaria media absorbida por equipos auxiliares en régimen de manipulación: 38 kW

Potencia nominal absorbida por compresores en régimen de mantenimiento (4.920 h): 120 kW.

Potencia absorbida media por equipos auxiliares en régimen mantenimiento (4.920 h): 22 kW

Horas de funcionamiento al año en manipulación 3.840 h. (dos turnos de 8 h al día).

Ciclo de vida considerado 15 años

Precio del kW h 0,11 céntimos. Media 15 años 0,14 €kW h.

Incremento del precio de la energía anual 3 %.

Intereses medios del dinero 5 % anual.

Costes de mantenimiento anual de la planta de frío: 4 % del precio de adquisición

Costes distribuidos en 15 años. Coste medio anual.

- Estudios previos 30.000 €-----	2.000 €
- Instalación frigorífica completa 940.000 €con intereses-----	90.870 €
Instalaciones auxiliares para la instalación frigorífica.180.000 €	
(ampliación eléctrica, agua, aire comprimido, etc.) -----	17.400 €
- Costes energía media anual durante los 15 años:	
1.768.000 kW h x 0,14 €kW h = 257.600 €-----	245.500 €
- Costes de operación planta frío (1 operario 20% tiempo) -----	6.600 €
- Costes de mantenimiento -----	3.000 €
- Costes medioambientales -----	2.000 €
- Costes de desmantelamiento (60.000 €/ 15) -----	4.000 €
Total anual -----	371.370€

Porcentaje del consumo eléctrico sobre el total: 66 %.

CAPITULO 11

11. Inversiones y sus cálculos financieros.

Cuando se estudia la viabilidad de una instalación o la modificación de una existente, es imprescindible llevar a cabo un análisis financiero que nos permita comprobar si se ha elegido la solución económicamente más rentable. En ocasiones las ventajas son evidentes y simplifican la resolución del problema, como cuando se estudian mejoras de la eficiencia energética.

En las próximas líneas se exponen unos conceptos absolutamente elementales de como enjuiciar las inversiones desde el punto de vista de su rentabilidad económica.

Con un cambio de condensador por aire a condensador evaporativo, por ejemplo, se podrá reducir el consumo eléctrico en un 30 % aproximadamente. Pero por otra parte, habrá un consumo adicional de agua que, además, necesitará tratamiento químico y ambos conceptos ocasionarán costes. Será cuestión de analizar ahorros y costes adicionales, calculando el número de años en que se amortiza la sustitución. Además de estudiar si la inversión es rentable, se tratará de averiguar si hay otras soluciones que puedan ser más ventajosas.

En primer lugar se definen algunos conceptos empleados en este tipo de estudios:

➤ Costo de inversión

El costo de la inversión se determina mediante un proyecto y con la posterior oferta del suministrador del trabajo y/o servicio. En él deben incluirse todos los costes auxiliares o suplementarios que requiera la instalación o modificación, para obtener el importe total de la inversión.

➤ Costes de funcionamiento y mantenimiento.

Como consecuencia de la inversión se desencadenaran gastos de mantenimiento y servicio para atender las instalaciones o modificaciones en buen estado de funcionamiento, que deberán tenerse en cuenta en los cálculos.

➤ Tiempo de vida financiera de la inversión

Los tiempos estimados en los análisis de las inversiones financieras suelen ser menores que los de vida útil de la instalación. La razón es que aun cuando una planta frigorífica pueda durar entre 15 y 20 años, el propietario puede no estar seguro de que le interese mantenerla durante tanto tiempo, pues hay factores de mercado que pueden conducir a una operación no rentable a más corto plazo. Una razón puede ser, por ejemplo, la tendencia a encarecer o prohibir la utilización de ciertos HFC con elevado PCA al representar un factor desestabilizador inesperado para los usuarios.

➤ Tasa de interés interna

Esto refleja el rédito que el inversionista desea obtener de su dinero, y que a efectos de cálculo se establece, en este caso, entre el 8 y el 12 % anual.

➤ Retorno de la inversión (Payback)

Es el periodo de tiempo necesario para recuperar una inversión, y es siempre inferior al tiempo de vida financiera ya que no se consideran intereses. Los periodos de retorno considerados convenientes son de 2 a 4 años.

11.1 Métodos de cálculo.

De entre los distintos procedimientos se contemplan los más usuales:

- a) Retorno de la inversión.
- b) Valor neto actualizado.
- c) Costo anual.

a) Retorno de la inversión.

Es el método más simple y fácil de usar, aunque solo sirve como primera aproximación. En él no se considera ninguna tasa de interés. El objetivo es averiguar el tiempo que debe transcurrir antes de que la inversión produzca beneficios, sin ninguna otra consideración.

Suponiendo una modificación para mejora de la eficiencia energética que requiera una inversión de 180.000 € y consiga una reducción de costes de funcionamiento de 50.000 € anuales, el tiempo de recuperación de la inversión será de: $180\ 000/50.000 = 3,6$ años, es decir, 3 años, 7 meses y 6 días.

Sin embargo, el método presenta algunas lagunas:

- No permite comparar alternativas con diferentes periodos de vida útil.
- No se consideran los posibles ingresos después de recuperada la inversión.
- El momento del período en que tiene lugar cada ingreso no influye sobre el periodo de recuperación.
- Si se comparan distintas opciones, este método, no asegura que la de retorno más corto sea la más favorable.
- Por estos motivos solo se utiliza para hacer una primera estimación de si el proyecto puede ser de interés. Para profundizar es preciso emplear otros métodos, como el de valor neto actualizado o similares.

a) Valor Neto Actualizado.

En este procedimiento todos los gastos e ingresos se relacionan con el momento en que se realiza la inversión. Puesto que una determinada cantidad percibida en cuatro años no tiene el mismo valor que la misma cantidad en el día de la inversión. Cuanto mayor sea la tasa de interés más acentuada será la diferencia entre estos importes.

Veamos cual sería el valor de los retornos en el momento de la inversión, siguiendo el ejemplo anterior, para la inversión de 180.000 €, un interés anual del 12 % en 5 años y recuperando al final de cada año 50.000 €.

Al cabo del primer años el retorno de 50.000 € valdrá en el día de hoy: $50.000/1,12 = 44.642,85$ €. Al final del segundo año será: $50.000/1,12^2 = 39.859,7$ € y así sucesivamente. Véase la siguiente tabla T.11.1.

Fecha	Inversión	Retorno	Cálculo valor al inicio	Valor Actual
Inicio	180.000			
Fin 1er año		50.000	$50.000/1,12$	44.642,85
Fin 2º año		50.000	$50.000/1,12^2$	39,859,7
Fin 3er año		50.000	$50.000/1,12^3$	35.589
Fin 4º año		50.000	$50.000/1,12^4$	31.775,9
Fin 5º año		50.000	$50.000/1,12^5$	28.371,35
TOTAL	-180.000			180.228,8

Tabla T.11.1. Resumen de los "Valores Netos Actualizados" del ejemplo en el presente apartado.

Para obtener estos valores de forma rápida, se puede hacer uso de una tabla de factores en función del interés anual y los años de recuperación, tal como se recoge en la Tabla 11.2. Para hallar el valor actual, en función del nº de años y de la tasa de interés, basta con multiplicar el retorno anual (teniendo en cuenta que es constante durante todo el periodo de amortización), por el factor correspondiente. Así, en el ejemplo anterior, deberíamos multiplicar la anualidad por el valor 3,605 que corresponde a la columna 12 % y a la fila 5 años, con lo que obtendríamos prácticamente el mismo valor calculado anteriormente de 180.250,00 €.

Factor del valor actual

Tiempo depreciación en años	Tasa de interés anual en %									
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
1	0.980	0.962	0.943	0.926	0.909	0.893	0.877	0.862	0.847	0.833
2	1.942	1.886	1.833	1.783	1.736	1.690	1.647	1.605	1.566	1.528
3	2.884	2.775	2.673	2.577	2.487	2.402	2.322	2.246	2.174	2.106
4	3.808	3.630	3.465	3.312	3.170	3.037	2.914	2.798	2.690	2.589
5	4.713	4.452	4.212	3.993	3.791	3.605	3.433	3.274	3.127	2.991
6	5.601	5.242	4.917	4.623	4.355	4.111	3.889	3.685	3.498	3.326
7	6.472	6.002	5.582	5.206	4.868	4.564	4.288	4.039	3.812	3.605
8	7.325	6.733	6.210	5.747	5.335	4.968	4.639	4.344	4.078	3.837
9	8.162	7.435	6.802	6.247	5.759	5.328	4.946	4.607	4.303	4.031
10	8.983	8.111	7.360	6.710	6.145	5.650	5.216	4.833	4.494	4.192
11	9.787	8.760	7.887	7.139	6.495	5.938	5.453	5.029	4.656	4.327
12	10.575	9.385	8.384	7.536	6.814	6.194	5.660	5.197	4.793	4.439
13	11.348	9.986	8.853	7.904	7.103	6.424	5.842	5.342	4.910	4.533
14	12.106	10.563	9.295	8.244	7.367	6.628	6.002	5.468	5.008	4.611
15	12.849	11.118	9.712	8.559	7.606	6.811	6.142	5.575	5.092	4.675

Tabla T.11.2. Factores para cálculo del valor actual.

La tabla T.11.2 considera retornos del mismo valor nominal.

Una función de Excel llamada VA permite hallar con mayor facilidad el valor "actual" de la suma de una serie de ingresos que tendrán lugar en el futuro.

Es importante introducir siempre la tasa de interés como porcentaje y el pago en valor negativo

	A	B	C	D	E	F	G	H
1								
2								
3			Tasa interés	12%				
4			Nº de años	5				
5			retorno anual	50000				
6								
7								
8			=VA(D3;D4;-D5)					
9								
10								
11								
12								
13								
14								
15								
16								
17								
18								
19								
20								
21								
22								
23								
24								
25								
26								
27								
28								

La suma de los valores hallados para la fecha de la inversión menos el importe de la inversión proporciona lo que se llama Valor Neto Actualizado, que en éste caso será 228,8 €; la obtención de un valor positivo significa que la inversión se ha recuperado y se han obtenido los intereses pretendidos. Obsérvese que si la tasa de interés fuera superior se necesitaría más tiempo para pasar a beneficios.

Excel tiene también la función VNA que permite hallar este último valor mencionado igualmente de manera rápida.

	A	B	C	D	E	F	G	H
1								
2			Inversión	-180000				
3			Tasa interés	12%				
4			retorno 1er año	50000				
5			retorno 2º año	50000				
6			retorno 3er año	50000				
7			retorno 4º año	50000				
8			retorno 5º año	50000				
9								
10			VNA(D3;D4:D8)+D2	238,81 €				
11								
12								
13								
14								
15								
16								
17								
18								
19								
20								
21								
22								
23								
24								
25								
26								
27								
28								
29								
30								

El importe de la inversión toma valor negativo y los retornos valor positivo. Si la inversión se lleva a cabo al principio del primer periodo, el valor negativo debe sumarse fuera de la función, tal como está representado en C10, si el desembolso se realiza al final del primer periodo, debe introducirse D2 en la primera posición de Valor1 y separarlo del resto con punto y coma.

b) Costo anual

Este método se basa en la transferencia del coste de la inversión a un coste anual que incluya la tasa de interés y el tiempo de amortización.

El valor de la inversión se multiplica por el factor de cuota anual (factor de anualidad), obteniendo el costo anual del capital. El factor está construido de tal manera que la suma de los costos de la depreciación y la tasa de interés tienen el mismo valor para cada año durante el tiempo de vida financiera.

Una inversión es financieramente sólida si el retorno anual de la inversión es igual o mayor que el costo anual de capital. Si se suma el costo anual de capital al coste anual de funcionamiento se tendrá el costo anual total. Si se comparan dos opciones habrá que elegir la que tenga un costo anual total más bajo.

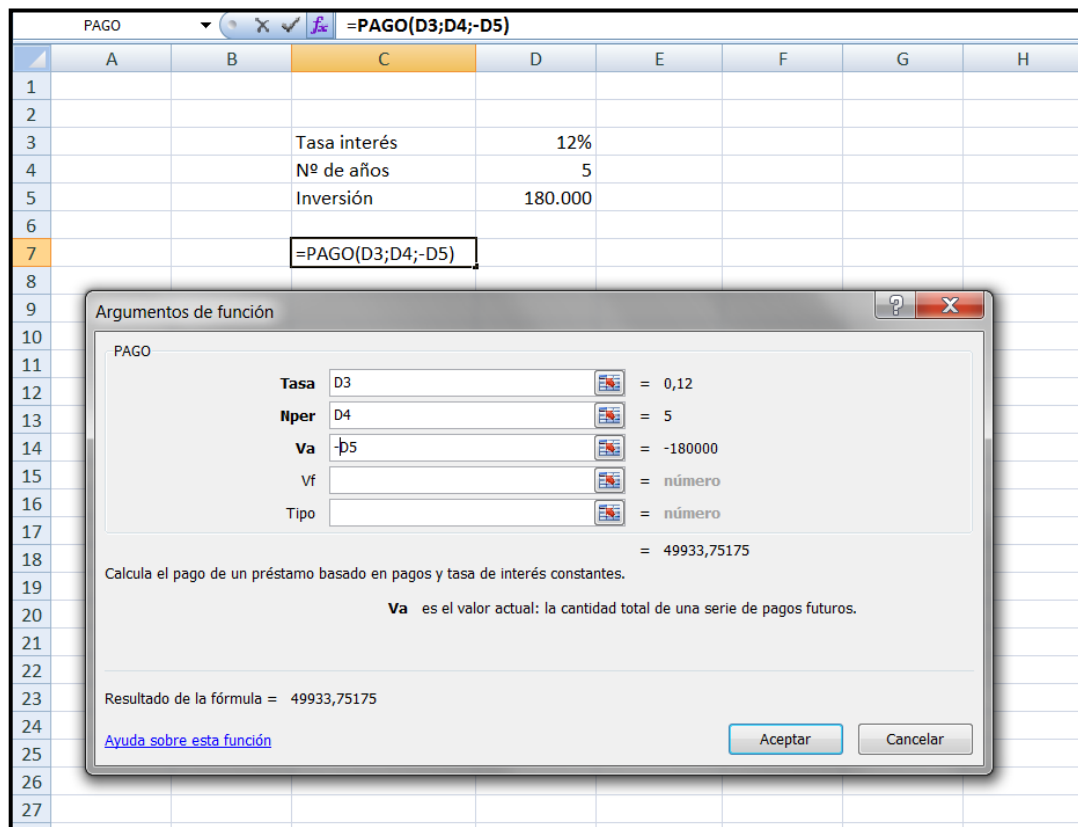
Se puede realizar el cálculo manualmente con la ayuda de la tabla T.11.3. Para el ejemplo anterior (12% y 5 años), el factor tramo anual es de 0,2774.

La inversión es de 180.000 euros, con lo que el costo anual de capital será $0.2774 \times 180.000 = 49.932$ €, que es inferior a los ingresos anuales de la inversión. Se obtiene el mismo resultado que con el método anterior; esta inversión es económicamente aceptable.

Tiempo depreciación en años	Tasa de interés anual en %									
	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20
1	1.0200	1.0400	1.0600	1.0800	1.1000	1.1200	1.1400	1.1600	1.1800	1.2000
2	0.5150	0.5302	0.5454	0.5608	0.5762	0.5917	0.6073	0.6230	0.6387	0.6545
3	0.3468	0.3603	0.3741	0.3880	0.4021	0.4163	0.4307	0.4453	0.4599	0.4747
4	0.2626	0.2755	0.2886	0.3019	0.3155	0.3292	0.3432	0.3574	0.3717	0.3863
5	0.2122	0.2246	0.2374	0.2505	0.2638	0.2774	0.2913	0.3054	0.3198	0.3344
6	0.1785	0.1908	0.2034	0.2163	0.2296	0.2432	0.2572	0.2714	0.2859	0.3007
7	0.1545	0.1666	0.1791	0.1921	0.2054	0.2191	0.2332	0.2476	0.2624	0.2774
8	0.1365	0.1485	0.1610	0.1740	0.1874	0.2013	0.2156	0.2302	0.2452	0.2606
9	0.1225	0.1345	0.1470	0.1601	0.1736	0.1877	0.2022	0.2171	0.2324	0.2481
10	0.1113	0.1233	0.1359	0.1490	0.1627	0.1770	0.1917	0.2069	0.2225	0.2385
11	0.1022	0.1141	0.1268	0.1401	0.1540	0.1684	0.1834	0.1989	0.2148	0.2311
12	0.0946	0.1066	0.1193	0.1327	0.1468	0.1614	0.1767	0.1924	0.2086	0.2253
13	0.0881	0.1001	0.1130	0.1265	0.1408	0.1557	0.1712	0.1872	0.2037	0.2206
14	0.0826	0.0947	0.1076	0.1213	0.1357	0.1509	0.1666	0.1829	0.1997	0.2169
15	0.0778	0.0899	0.1030	0.1168	0.1315	0.1468	0.1628	0.1794	0.1964	0.2139

Tabla T.11.3 Factores para cálculo del coste anual del capital.

También para estos cálculos se puede emplear Excel, concretamente su función "pago".



Con ella se podrá determinar el valor mínimo del retorno para hacer la instalación financieramente viable. El valor de la inversión deberá introducirse en negativo, al ser una salida monetaria.

El método "costo anual" podrá ser utilizado cuando se desee optimizar la selección de un equipo. Como ejemplo, supóngase que se debe sustituir un condensador enfriado por aire con uno evaporativo y se está dudando de la elección entre dos de ellos. Se podrá realizar la evaluación comparando los costes anuales totales de los dos equipos.

Con uno de los condensadores se puede descender la condensación en unos 10 K y su costo es de 60.000 €, mientras que con el otro sólo se pueden descender 8,4 K y el precio es de 50.000 €. El tiempo previsible de operación anual se estima en 4.000 h.

El consumo promedio por hora a lo largo del año del sistema frigorífico es de 250 kW. Con el primer aparato el ahorro posible sería: 10 K, multiplicado por 3% de ahorro estimado por cada grado K de descenso de la temperatura de condensación, supondría ahorro total de un 30%, en valore absoluto: $250 \text{ kW} \times 4.000 \text{ h/año} \times 0,30 = 300.000 \text{ kW h}$ de ahorro al año. En el segundo supuesto resultaría un ahorro de: $250 \times 4.000 \times 8,4 \times 3/100 = 252.000 \text{ kW h}$ al año.

Con un precio de la electricidad estimado en una media de 0,12 €/kW h durante los 5 años de vida útil de la inversión y una tasa de interés interno de la empresa del 12 %, el tiempo máximo de amortización establecido por la compañía para sus inversiones es de 3 años, que sería el tiempo máximo establecido por la propiedad en el ejemplo.

Resumen de costos.

Concepto	Alternativa 1	Alternativa 2
Instalación	80.000	100.000
Coste electricidad	89.960	84.000
Ahorro gastos funcionamiento	30.240	36.000

Retorno de la inversión (Payback)

X Un cálculo de retorno de la inversión muestra para:

- Alternativa 1.- $80.000/30.240 = 2,65$ años.
- Alternativa 2.- $100.000/36.000 = 2,78$ años.

Valor actual

El factor de valor actual con el 12% de interés y 5 años de amortización, es de 3,605 (véase T.11.2). El valor actual del ahorro anual resultará:

- Alternativa 1: $3,605 \times 30.240 = 109.015$ €.

Con una inversión de 80.000 €, por lo tanto el valor actual neto será de $109.015 - 80.000 = 29,015$ €.

- Alternativa 2: $3,605 \times 36.000 = 129.780$ €, con una inversión de 100.000 €, por lo que el valor actual neto será de $129.780 - 100.000 = 29.780$ €.

Coste anual

El factor de la renta el 12% y a 5 años es de 0.2774 (véase T.11.3), con lo que el costo anual será de:

- Alternativa 1: $0,2774 \times 80.000 + 89.960 = 112.152$ €
- Alternativa 2: $0,2774 \times 100.000 + 84.000 = 111.740$ €

Conclusión

Ambas alternativas tienen un tiempo de amortización inferior al máximo establecido por la empresa para este caso. Y ambas están justificadas pues sus valores actuales netos son positivos. La alternativa más barata se amortiza ligeramente antes que la más cara, sin embargo ésta última tiene el costo anual más bajo, y el mejor valor actual neto, permaneciendo aún en la zona de tiempo de amortización aceptable (inferior a 3 años).

BIBLIOGRAFÍA

- (1) Secretaría de Estado y Energía El consumo de energía eléctrica en España durante el 2010.
- (2) Estadística de la energía eléctrica 2010, publicada por el MIEyT.
- (3) Canales, C. et Al. "Guía de mejores técnicas disponibles en España del sector cárnico" Ministerio de Medioambiente .Madrid2005.
- (4) Cleland, A.C. "A rapid empirical method for estimation of energy savings resulting from refrigeration plant alterations". Refrigeration Science and Technology, 1988-3, 215-221 New Zeland, 1988.
- (5) Serrallach, G.F., Cleland, A.C. & Cleland, D.J. (1996)."Extension of an empirical method for estimating refrigeration system energy usage to new refrigerants." Refrigeration Science and Technology Proceedings, 1996-1, 214-221
- (6) ATECYR. "Diseño y cálculo del aislamiento térmico de conducciones, aparatos y equipos". IDAE, 2007.
- (7) Downing, C.C., Meffert, W.A. "Effectiveness of cold-storage door infiltration protective devices," ASHRAE Transactions, vol. 99, part 2, pp. 356-366.1999
- (8) "Guía Técnica de Iluminación Eficiente", para el Sector Residencial y Terciario, Editado por la Comunidad de Madrid n 2.006
- (9) Manske, K.A." Performance Optimization of Industrial Refrigeration Systems". Master's Thesis, University of Wisconsin-Madison 1999.
- (10)" CoolPack. Versión 1.33".Programa desarrollado por la Universidad Técnica de Dinamarca. Disponible en internet.
- (11)" Calculation II. Versión 3.08.Aplicacion para comparar consumos anuales en plantas frigoríficas". Disponible en www.IPU.dk
- (12) Reglamento 640-2009.Aplicacion de la Directiva 2005/32/CE. "Diseño ecológico de motores eléctricos"
- (13) Comisión Electrotécnica Internacional. IEC 60034-30:2008. Estándar sobre clases de eficiencia energética.
- (14) Directiva 2009/125/CE.
- (15) Reglamento UE 327/2011. Aplicación de la Directiva 2009/125/CE para ciertos tipos de ventiladores.
- (16) Cole. Ronald A. "The effects of static head in Refrigeration systems" HPAC Engineering Sept. 2001.
- (17) Zarabas, G.et Al. "Vertical upwards current gas-liquid flow." AIChE Journal.Vol.32, No 5. (1986)
- (18) Haukas, H.T. " On the design of vertical risers from ammonia recirculation type ". IIR Conference. Ohrid 2005.
- (19) IIR" Guidelines for water contamination in ammonia refrigeration systems".Bulletin108 (1986).

ANEXOS

ANEXO I

1. Ahorro de energía en instalaciones existentes.

1.1 Estimación de ahorros potenciales.

En este anexo se resumen unos datos aproximados sobre los potenciales de ahorro en las instalaciones frigoríficas.

Los datos facilitados se refieren a porcentajes sobre el consumo total de las instalaciones, aunque no todos son acumulativos en su máximo porcentaje y se dividen en:

- instalaciones frigoríficas nuevas partiendo de un diseño “convencional”,
- modificaciones de instalaciones existentes,
- mejoras y correcciones al mantenimiento de instalaciones con nivel de calidad del mantenimiento usual.

En instalaciones existentes, los posibles ahorros se entienden que podrían conseguirse en las partidas que no tuviesen ya aplicadas las modificaciones o mejoras que se mencionan en cada punto. Por ejemplo solo se obtendrían los ahorros detallados con la sustitución de válvulas de expansión electrónicas en el caso de que actualmente estuviese trabajando con válvulas de expansión termostática.

1) Medidas en fase de diseño. (Potencial 10/15%)

Es muy recomendable la participación de personal frigorista en esta fase, pues es conecedor de la influencia de los diferentes conceptos en la eficacia de las instalaciones y pueden atajarse errores desde el principio.

Para conseguir ahorros en la potencia a instalar, consumos, inversión, etc., deberán prestarse especial atención, analizando con detenimiento, los temas siguientes:

- Determinación racional del diseño.
- Orientación del edificio.
- Dimensiones de la sala de máquinas.
- Situación y orientación de los edificios y recintos, como cámaras frigoríficas, locales de trabajo y salas de máquinas.
- Temperaturas de trabajo. En almacenes frigoríficos, túneles de congelación, etc.
- Elección del circuito frigorífico más adecuado para la aplicación en cuestión.
- Elección del refrigerante o refrigerantes más apropiado.
- Elección del sistema (directo, bombeo, indirecto).
- Determinación del espesor de aislamiento.
- Elección de la iluminación más eficiente.

Ejemplos prácticos:

- Las salas de máquinas o, en términos más generales la producción de frío, deben estar lo más próxima posible al consumo. Las distancias entre el lugar de producción y los consumos tienen mucha influencia en la inversión y en el posterior consumo de electricidad.

- Evitar colocar las salas de máquinas en planta superior a los consumidores.
- Elegir con criterio razonado la temperatura de servicio de los almacenes frigoríficos. Cada grado K que se baja consume del orden de un 3 % más de energía, además de requerir más potencia frigorífica.

2) Medidas en la utilización de componentes (Potencial 15/20%)

- Instalar compresores, ventiladores y bombas de alta eficiencia.
- Motores de eficiencia grados IE2/IE3 según Ecodiseño.
- Accionamiento de compresores, ventiladores y bombas con velocidad variable.
- Amplio dimensionado de intercambiadores (pequeñas diferencias de temperatura).
- Empleo de sistemas de expansión electrónicas /modulantes con sensores de nivel.
- Condensación /evaporación flotantes.
- Regulación general eficaz.
- Desescarhe según demanda.
- Recuperación de energía de la compresión.

3) Medidas específicas de mantenimiento (Potencial 8/12%)

- Mantenimiento constante de los parámetros de trabajo de diseño.
- Revisar la instalación y sus componentes según recomendaciones en los manuales técnicos.
- Limpieza del interior de los circuitos:
 - * Purgas de aceite regulares.
 - * Control mensual de incondensables.
 - * Control semestral del contenido de agua (NH₃).
- Limpieza regular de los intercambiadores de calor.
- Control constante de la carga de refrigerante.
- Reducir al mínimo posible el tiempo de marcha a cargas parciales de compresores.
- Control de los tiempos de desescarhe.

1.2 Ahorros por inversiones en modificaciones.

A continuación se exponen algunos ejemplos de donde ahorrar energía dando detalles de tiempos medios de amortización de las inversiones, incluyendo en éstas el coste de materiales y de su instalación. Los retornos de la inversión se recuperan únicamente por el ahorro de energía, es decir no se consideran otros beneficios que puedan aportar las modificaciones.

Los supuestos en estos ejemplos son:

- Inversiones de valor moderado.
- Amortizaciones a corto plazo (1-3 años).
- Paro mínimo de la planta para realizar las modificaciones.
- Sin mermar las seguridades de las plantas.

Ejemplos.

Periodo amortización

* Cambio a motobombas más eficientes y con motores velocidad variable -----	2 años
* Cambio a moto-ventiladores más eficientes y con motores EC en condensadores por aire -----	2 años
* Sustitución de sistemas de alimentación todo/nada por sistemas modulantes -----	2 años
* Cambio de válvulas de expansión termostáticas a válvulas electrónicas ----	1 año
* Cambio a lámparas alta eficiencia -----	1 año
* Instalación de purgadores de incondensables-----	1 año
* Instalación de recuperación de energía en descarga compresores -----	3 años
* Dotar de variador de frecuencia al compresor de base -----	2 años
* Introducir condensación flotante -----	1 año
* Modificar desescarche por tiempos a según demanda -- -----	2 años
* Añadir economizador en instalaciones con To inferior a -15°C, si el compresor lo permite (Ahorro de energía desde un 10%) -----	2 años
* Instalación de cortinas de aire en salas de trabajo---	1 año

I.3 Ahorros potenciales por modificaciones concretas

En la tabla siguiente se dan algunos ejemplos de ahorros potenciales en las instalaciones frigoríficas.

Concepto	Ahorro potencial
1) Regulación optimizada con válvulas de expansión electrónicas -----	20-25 %
2) Regulación de velocidad en compresores-----	15-20 %
3) Variadores de frecuencia en ventiladores de condensadores por aire -----	5-10%
4) Evaporadores inundados en comparación con la expansión seca -----	5-15 %
5) Desescarche según demanda -----	4-6 %
6) Elevación de la temperatura de evaporación ----- (ahorro por cada grado K de aumento)	3 %
7) Disminución de la temperatura de condensación--- (por cada grado K de reducción)	3 %
8) Cierre con vidrio las vitrinas-expositores de venta-----	20-30 %

ANEXO II

2. Introducción.

En este anexo se dan unos valores que pretenden orientar sobre los más usuales en el sector de la refrigeración y la tendencia que se detecta actualmente en el mercado con la finalidad de mejorar la eficiencia energética. Representan en todo caso valores medios.

2.1 Diferencias de temperatura en intercambiadores de calor para refrigeración.

Las diferencias de temperatura en los intercambiadores de calor de los diferentes tipos empleados en la refrigeración tienen una importante influencia en el coste, en la eficiencia (COP) y en otros diversos aspectos de las instalaciones.

Cuanto menor sea la diferencia de temperatura ($TD1$, Δt , Δt_m) entre el refrigerante (o fluido frío) y el fluido a enfriar/condensar, mayor será, en general, la eficiencia de la instalación frigorífica, su COP global, pero mayor será también su coste.

Sin embargo, al tratar de reducir el diferencial de temperatura se puede producir el efecto contrario, por ejemplo, al elegir condensadores que trabajen con diferenciales más pequeños puede suceder que la potencia absorbida por los ventiladores sufra un incremento superior al descenso de consumo logrado con los compresores.

Por otra parte, también es cierto que la eficiencia está muy relacionada con el diferencia entre la entrada y salida de los fluidos frío y caliente, así como con las pérdidas de presión en los propios intercambiadores en ambos lados del intercambio de calor.

Otros factores a considerar son los efectos de las diferencias de temperatura en los servicios a donde se destinan los fluidos enfriados o calentados, por ejemplo:

- $DT1$ muy elevados en el aire frío destinado a cámaras frigoríficas reducirá la humedad relativa, formará mucha escarcha en los evaporadores debiendo aumentarse las frecuencias de los desescarches., etc.
- Diferencias muy pequeñas en condensadores con aire, aumentará excesivamente el tamaño del condensador y con ello el consumo del mismo, pudiendo perjudicar el COP global de la instalación.

Se impone por lo expuesto, tomar valores optimizados en cada aplicación.

En este anexo se dan unos valores que pretenden orientar sobre los más usuales y la tendencia que se detecta actualmente en el mercado, con la finalidad de mejorar la eficiencia energética. Representan en todo caso valores medios.

2.1.1 Definiciones de las diferencias de temperatura usadas en este anexo.

- **DT1.**

Se emplea para los intercambiadores de tubo y aletas o láminas en los cuales se evapora un refrigerante para enfriar aire.

Determina la diferencia entre la temperatura de evaporación (a la salida del evaporador) y la de entrada de aire en el evaporador.

- **Δt .**

Esta diferencia de temperatura se define según los casos siguientes:

- **En enfriadores de aire con fluidos secundarios:** entre la temperatura de entrada del aire y la de entrada del fluido secundario.
- **En enfriadores de fluido secundario mediante la evaporación de refrigerante:** entre temperatura de evaporación y la de entrada del fluido secundario.
- **En condensadores refrigerados por aire:** entre la temperatura seca del aire ambiente y la de condensación.
- **En condensadores refrigerados por líquido:** entre la temperatura de condensación y la de entrada de líquido al condensador.
- **En condensadores evaporativos:** entre la temperatura de condensación y la de bulbo húmedo del ambiente.
- **En torres de enfriamiento:** entre la temperatura de entrada agua en la torre y la de bulbo húmedo del ambiente.

- **Δt_m**

Es la diferencia media logarítmica y se utiliza en esta guía para los intercambiadores líquido/líquido.

2.1.2 Valores medios usuales y aconsejables.

A continuación se dan unos valores medios usuales y aconsejables de DT1, Δt y Δt_m usuales y aconsejables con instalación a plena carga. En realidad sería más correcto en algunos casos, por ejemplo en evaporadores para cámaras frigoríficas, dar valores distintos en función del rango de temperatura, pero como se trata de ofrecer, en cualquier caso, valores medios orientativos se ha preferido simplificar la exposición.

a) Valores en evaporadores y enfriadores de aire de tubo aleteado.

1. Con sistemas expansión seca (evaporadores).

- DT1 usual 8 K (VET) / 7 K (VEE)
- DT1 máximo aconsejable 7 K (VET) / 4-5 K (VEE)

2. Con sistemas inundados (evaporadores).

- DT1 usual 7÷8 K (6 K en túneles de congelación)
- DT1 máximo aconsejable 6 K (4 K en túneles de congelación)

3. Con fluidos secundarios (enfriadores).

- Δt usual 8/ 10 K
- Δt máximo aconsejable 6/7 K

b) Evaporadores enfriadores de líquido con intercambiadores de placas.

1. Con expansión seca.

- Δt usual 8/10 K (VET), 6/7 K (VEE)
- Δt máximo aconsejable 7/8 K (VET), 4/5 (VEE)

2. Con sistema inundado.

- Δt usual 7/8 K
- Δt máximo aconsejable 4/5 K

c) Intercambiadores líquido-líquido.

1. Con intercambiadores de placas.

- Δt_m usual 5 K
- Δt_m máxima aconsejable 2/3 K

d) Condensadores

1. Condensadores por aire. Tubo aleteado

- Δt usual 10/15 K
- Δt máxima aconsejable 8/10 K

2. Condensadores de placas con agua de torre.

- Δt actual usual 8 K
- Δt máxima aconsejable 6 K

3. Condensadores evaporativos.

- Δt actual usual 10/12 K
- Δt máxima aconsejable 8 K

4. Torres de enfriamiento. Circuito abierto.

- Δt actual usual 8/10 K
- Δt máxima aconsejable 7 K

5. Enfriadora de líquido por aire ambiente en circuito cerrado.(torre seca)

- Δt actual usual 10/12 K
- Δt máxima aconsejable 7/8 K

6. Condensadores en sistemas de cascada.

- Actual usual 5 K
- Aconsejable 3/4 K

Otros datos de interés:

- Diferencias entre entrada y salida del aire en enfriadores.
 - Evaporadores en general 4/6 K
 - En túneles de congelación 3/4 K
- Diferencia de temperatura en fluidos secundarios 4/5 K
- Perdidas de presión equivalente en el lado de refrigerante de los evaporadores, sin considerar la pérdida en distribuidores en VE: 1 K
- Pérdida de presión equivalente en tuberías de aspiración entre salida evaporadores y entrada compresores. Por longitud equivalente de 50 m: 1 K.
- Pérdida de presión en intercambiadores lado líquido. 60/70 kPa.
- Consumo bombas circuitos secundarios 2/3% del consumo total de los compresores a carga total.

Notas aclaratorias:

El recalentamiento mínimo de apertura de una VET viene determinado por la tensión del muelle, que puede alterarse mediante el tornillo de ajuste. En éste valor mínimo se inicia la apertura de la válvula, la cual queda totalmente abierta con un diferencial de temperatura adicional.

La amplitud del recalentamiento total, debido al muelle (estático) más el diferencial máximo de funcionamiento (dinámico o de trabajo)) para que la válvula esté abierta al 100%, depende del fabricante y del tipo de válvula. El recalentamiento estático suele ser regulable entre 2 y 10°C, el dinámico no es regulable y depende solamente de la capacidad de la válvula.

La suma de ambos recalentamientos: estático y dinámico, constituyen lo que se denomina recalentamiento de operación y fundamentalmente está delimitado por el diferencial de temperatura entre la evaporación y la temperatura de entrada del fluido a refrigerar. En el mejor de los casos (fluidos en contracorriente) solamente se puede conseguir una temperatura del gas a la salida del evaporador (gas recalentado) igual a la de entrada del fluido caliente en el mismo. Por ejemplo en un evaporador de tubo aleteado con temperatura del aire de entrada de -20°C y temperatura de evaporación -28°C la salida del gas recalentado del evaporador no podrá ser superior a los -20°C. El recalentamiento máximo está pues limitado por el DT1.

En un evaporador destinado a cámaras de refrigerados o congelados con la válvula de expansión termostática bien seleccionada, se debe obtener un recalentamiento de operación comprendido entre los 5 y los 8°C. Adviértase que hay que tener en cuenta que cuando disminuye la capacidad en el evaporador (cerca de la temperatura de paro o antes de iniciar un desescarche) el recalentamiento disminuirá.

Las VET deben disponer de una cierta reserva de capacidad para permitir que se adapten a oscilaciones de capacidad y no tengan que trabajar con el máximo recalentamiento dinámico para permitir el paso del refrigerante necesario.

Las VEE permiten un control del recalentamiento mucho más rápido, fiable y preciso que las VET, por esa razón es posible trabajar con recalentamiento más reducido, de entre 2 y 5°C, según la aplicación. Ello permite aprovechar mejor la superficie del evaporador (mayor superficie mojada) lo que contribuye a optimizar la capacidad del mismo y permite una temperatura de evaporación algo más alta.

El diferencial entre temperatura de evaporación y temperatura de entrada del fluido no se ve afectado por el recalentamiento, depende únicamente de las condiciones termohigrométricas deseadas, a no ser que la válvula sea algo pequeña y se requiera el máximo diferencial dinámico de la válvula no permitiendo la temperatura del fluido entrante que se llegue a alcanzar. En éste último caso, si ello es posible, descenderá la temperatura de evaporación para conseguir el recalentamiento adecuado y la capacidad de la válvula requerida.

ANEXO III

3. Consideraciones sobre el COP.

3.1 Introducción.

El COP (Coefficient of Performance), denominado en castellano coeficiente de eficiencia, es un índice que se aplica a las máquinas frigoríficas que funcionan según el ciclo inverso del efectuado por las máquinas térmicas convencionales. Representa el beneficio producido por la máquina o instalación, en unas condiciones determinadas de funcionamiento, por cada unidad de recursos consumidos para la obtención de dicho beneficio, ambos expresados en términos energéticos.

Es un número adimensional, en la práctica siempre mayor que la unidad, hecho que ha impedido su denominación de rendimiento. Su valor es indicativo de:

1. La eficiencia de la compresión de la máquina frigorífica de compresión (COP de compresión, cuando se considera únicamente el consumo de compresión).
2. Del conjunto de toda ella (COP de la instalación, cuando se tienen en cuenta además los consumos producidos por el resto de consumidores intervinientes: ventiladores, bombas, resistencias, etc...)

Ambos para unas condiciones de funcionamiento determinadas.

El COP es un índice útil para comparar si una instalación en su conjunto, o su compresión, es más o menos eficiente energéticamente que el conjunto o la compresión de otras máquinas que funcionen en las mismas condiciones de trabajo.

Como se expone en este anexo, cuando se considera el COP relativo a la compresión cabe diferenciar el COP termodinámico teórico de compresión y el COP real (bien de compresión o bien de la instalación).

El primero resultaría de los valores de las variables termodinámicas propias utilizadas, procedentes de un diagrama entálpico, tablas o programa informático, del ciclo termodinámico teórico representativo de la evolución de la sustancia activa (refrigerante) de la máquina frigorífica concreta de que se trate en unas condiciones determinadas de funcionamiento (temperatura del foco frío T_F , temperatura del foco caliente T_C , etc...).

Dentro del concepto COP termodinámico cabría distinguir, a su vez, el COP termodinámico teórico, que correspondería a la definición dada en el párrafo anterior y el COP termodinámico real, éste último se diferencia del primero porque en su cálculo se consideran las pérdidas internas debidas al proceso de compresión real (ni reversible ni adiabática) comprendidas en el concepto de rendimiento indicado de la compresión.

El segundo o COP real de compresión (o en su caso de la instalación) se obtendría a partir de la medida real en fábrica o in situ de la potencia energética entregada (frigorífica y/o calorífica) y de la potencia energética (usualmente eléctrica) consumida, todo ello en unas condiciones de funcionamiento determinadas y en régimen estacionario. Este es el COP al que se hace referencia usualmente en la práctica.

Es posible realizar una estimación aproximada de dicho COP real de compresión, partiendo del ciclo frigorífico teórico representado en el diagrama de Mollier y considerando el rendimiento global de la compresión real ($\eta_g = \eta_i \eta_m \eta_{tr} \eta_{acc}$)

η_i = rendimiento indicado

η_m = rendimiento mecánico

η_{tr} = rendimiento de la transmisión (casos en los que no hay acoplamiento directo del compresor y su motor de accionamiento)

η_{acc} = rendimiento del motor de accionamiento (normalmente rendimiento eléctrico, $\eta_{el.}$)

Dado que, en general, las condiciones de funcionamiento o trabajo de la máquina son cambiantes en el tiempo, cabe considerar un COP instantáneo que varía en mayor o menor grado a lo largo del día, meses, estaciones, etc.

Por convención se adopta como COP representativo de la máquina o instalación el correspondiente a sus condiciones nominales de funcionamiento.

En todo caso, como los parámetros o variables que se relacionan (beneficio y consumo), son siempre magnitudes aproximadas (cualquiera que sea su procedencia), el COP resultante debería expresarse con un intervalo de confianza, error relativo, tolerancia etc.

3.2 Ciclos de compresión mecánica: Ideal, Teórico-Práctico y Real.

3.2.1 COP de la compresión.

3.2.1.1 Máquina IDEAL – Ciclo de Carnot

De acuerdo con el segundo principio de la termodinámica, la máquina bitérmica que funciona entre los focos térmicos (foco frío y foco caliente) de forma ideal y con máxima eficiencia es aquella que opera según un ciclo de Carnot constituido por cuatro transformaciones termodinámicas todas reversibles: dos isotermas y dos adiabáticas (isentrópicas).

En el caso de la máquina frigorífica ideal que funciona entre el foco frío F_1 , a temperatura absoluta T_F , y el foco caliente F_2 , a temperatura absoluta T_C , ésta realizará un ciclo de Carnot inverso, que se representa en la figura A3.1 en un diagrama entrópico de IZART, en el que el eje de abscisas representa la entropía y el de ordenadas la temperatura absoluta.

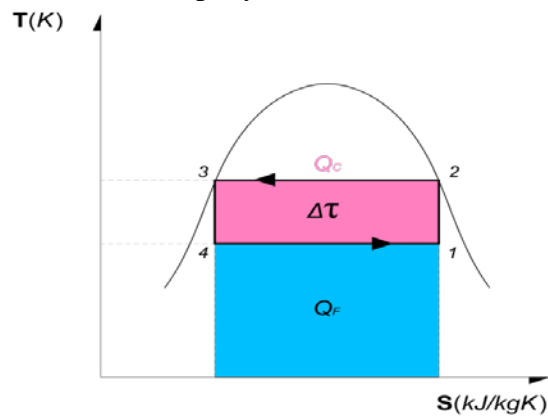


Fig. A3.1 Máquina frigorífica realizando un ciclo termodinámico ideal

Punto 1 = salida del evaporador \equiv inicio de la compresión

Punto 2 = descarga \equiv entrada en el condensador

Punto 3 = salida del condensador \equiv entrada en el expansor

Punto 4 = salida del expansor \equiv entrada en el evaporador

Transformación	1-2 Compresión isentrópica
“	2-3 Condensación isoterma reversible

- “ 3-4 Expansión isentrópica
 “ 4-1 Vaporización o ebullición isotérmica reversible

Q_F = Energía térmica extraída del foco frío (o calor absorbido para la ebullición del refrigerante en el evaporador)

Q_C = Energía térmica cedida al foco caliente (o calor disipado en el condensador para la licuefacción del refrigerante)

$A\mathcal{T}$ = Equivalente térmico del trabajo mecánico de compresión aportado o consumido por la máquina

$$COP_{F(CARNOT)} = \frac{Q_F}{A\mathcal{T}} = \frac{Q_F}{Q_C - Q_F} = \frac{T_F}{T_C - T_F} \quad [1]$$

El COP de dicha máquina frigorífica únicamente depende de las temperaturas absolutas del foco frío y caliente y es el de mayor eficiencia factible.

En el caso de que la máquina considerada operase según el mismo ciclo termodinámico ideal, en idénticas condiciones para producir calor (bomba de calor) su COP sería:

$$COP_{BC(CARNOT)} = \frac{Q_C}{A\mathcal{T}} = \frac{Q_C}{Q_C - Q_F} = \frac{T_C}{T_C - T_F} = 1 + COP_{F(CARNOT)} \quad [2]$$

Sería el máximo COP factible por una bomba de calor que opera entre T_F y T_C

Cuando en la máquina frigorífica se aprovecha, además del frío producido, el calor disipado en el condensador:

$$COP_{F+BC(CARNOT)} = \frac{Q_F + Q_C}{A\mathcal{T}} = \frac{Q_F + Q_C}{Q_C - Q_F} = \frac{T_F + T_C}{T_C - T_F} = 1 + 2 COP_{F(CARNOT)} \quad [3]$$

Ejemplo:

Determinése el máximo COP que puede lograr una máquina frigorífica ideal que funciona entre -1°C y $+26^\circ\text{C}$ con aprovechamiento exclusivo del frío producido,

De acuerdo con [1],

$$COP_{F(CARNOT)} = \frac{273,16 - 1}{(273,16 + 26) - (273,16 - 1)} = \frac{272,16}{27} = 10,08$$

Hállese el máximo COP de la misma máquina y condiciones de funcionamiento con aprovechamiento exclusivo del calor de condensación (actuando como bomba de calor).

Aplicando [2],

$$COP_{BC(CARNOT)} = 10,08 + 1 = 11,08$$

Establézcase el máximo COP de la misma máquina y condiciones de funcionamiento cuando se aprovechan el frío y calor producido.

Aplicando [3],

$$COP_{F+BC(CARNOT)} = 10,08 + 11,08 = 21,16$$

Nótese que en el caso de una máquina o instalación ideal el COP termodinámico teórico y real de compresión así como el COP real son idénticos por cuanto la máquina es ideal y no presenta pérdidas energéticas por lo que los diferentes rendimientos intervinientes son máximos e iguales a la unidad.

3.2.1.2 Máquina Teórico-Práctica – Ciclo de Rankine Modificado.

Por razones tecnológicas, el punto 1', representativo de la aspiración, no debe estar en la zona de vapor húmedo sino sobre o a partir el punto representativo de los vapores saturados. La compresión isentrópica se realizará en la zona de los vapores recalentados y por consiguiente al transformación de condensación se efectuará sobre una isobara reversible (únicamente isotérmica reversible a partir del punto donde finaliza el desrecalentamiento del refrigerante y comienza su condensación 2'').

En lugar de utilizar un expansor (que recuperaría una parte de la energía mecánica consumida en la compresión) por razones prácticas se adopta una válvula de expansión en la que el fluido activo (o refrigerante) se expande de acuerdo con una adiabática irreversible o isentálpica.

Finalmente para poder intercambiar energía con los focos frío y caliente la máquina frigorífica debe funcionar con unas temperaturas internas inferior y superior a las exteriores del foco frío (temperatura de consigna) y caliente (temperatura del medio disipante) respectivamente.

Es decir, debe existir lo que en el texto se ha denominado DT1.

Todo ello da lugar a que la máquina teórico- práctica, en el mejor de los casos, funcione según un ciclo de Rankine modificado teórico formado por dos isobaras reversibles, una isentrópica y una isentálpica tal y como se indica en la figura A3.2

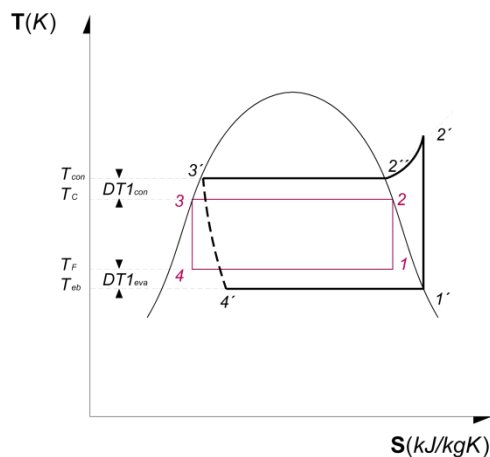


Figura A.3.2 máquina frigorífica realizando un ciclo termodinámico teórico

Donde los trazos:

- 1'-2' representan la compresión isentrópica
- 2''-3' representa la condensación isobara (de 2' a 2'' desrecalentamiento) reversible
- 3'-4' representa la expansión isentálpica
- 4'-1' representa la ebullición isobárica (e isotérmica) reversible

Dónde la relación entre las condiciones nominales (internas) de funcionamiento y las condiciones externas disponibles vendrán dadas por:

$$T_{\text{cond}} - T_C = DT1_{\text{con}} \quad [4]$$

$$T_F - T_{\text{eb}} = DT1_{\text{ev}} \quad [5]$$

En este caso el caudal másico (m kg/s) de fluido activo (refrigerante) que circula en la máquina frigorífica de compresión mecánica teórica que funciona en régimen estacionario, en condiciones nominales, según el ciclo de Rankine modificado teórico (figura 3A.2) es:

$$Q_e = m (h_{1'} - h_{4'}) \text{ kW} \quad [6]$$

Siendo h la entalpia (kJ/kg).

La potencia teórica absorbida para la compresión del fluido activo o refrigerante es:

$$AT = m (h_{2'} - h_{1'}) \text{ kW} \quad [7]$$

El COP termodinámico teórico de compresión es:

$$COP_{TTC} = \frac{Q_e}{AT} = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} \quad [8]$$

El cual, por definición, será menor que el obtenible con la máquina ideal que funciona, con las mismas condiciones externas, según un ciclo ideal de Carnot.

Su valor dependerá de las condiciones de funcionamiento interno, del tipo de fluido activo o refrigerante utilizado y de las superficies y coeficientes de intercambio térmico del evaporador y condensador.

Comparando [1] y [8] se obtiene:

$$COP_{TTC} = \frac{h_{1'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}} < \frac{Q_F}{Q_C - Q_F} = \frac{T_F}{T_C - T_F} = COP_{F(CARNOT)}$$

La relación entre ambas se denomina rendimiento termodinámico teórico de compresión.

$$\eta_{TTC} = \frac{COP_{TTC}}{COP_{F(CARNOT)}} < 1 \quad [9]$$

Explica la proximidad de la máquina frigorífica teórica a la máquina ideal desde el punto de vista de la efectividad energética de la compresión.

3.2.1.3 Máquina Frigorífica Real.

Por definición es la que funciona según un ciclo termodinámico frigorífico real.

En la figura A3.3 se representa una aproximación al ciclo frigorífico real 1'' 2'' 2' 3' 4' 1' 1'' conforme con el que funciona una máquina frigorífica cuyas temperaturas internas nominales de trabajo son T_{eb} y T_{con} .

En el mismo se recogen las servidumbres impuestas por la válvula de expansión (recalentamiento estático y/o dinámico según el tipo de válvula de alimentación del evaporador), pérdidas de presión en los intercambiadores de calor, tuberías y elementos singulares, la transformación de compresión real (que no es isentrópica sino politrópica

irreversible), por lo que el trabajo termodinámico de compresión real es mayor que el teórico (isentrópico).

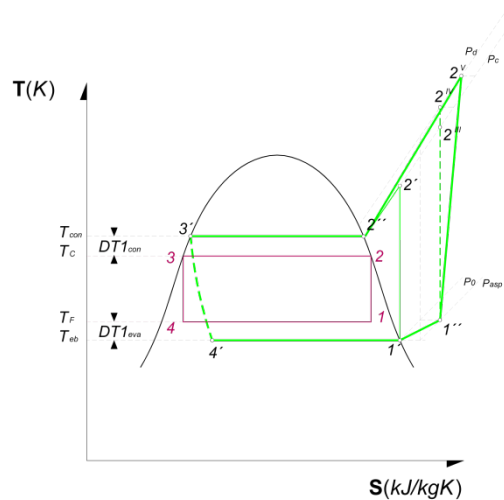


Figura A3.3 Máquina frigorífica efectuando un ciclo termodinámico real

Punto 1'' = inicio de la compresión.

Punto 2^v = descarga de la compresión politrópica irreversible

Punto 2''' = descarga de compresión isentrópica virtual, sin tener en cuenta las pérdidas de presión en la línea de descarga.

Punto 2^{IV} = descarga de compresión isentrópica virtual, teniendo en cuenta las pérdidas de presión en la línea de descarga y condensador.

Punto 2' = inicio de la licuefacción en el condensador.

Punto 3' = alimentación VE.

Punto 4' = entrada en el evaporador.

Punto 1' = punto indeterminado del evaporador a partir del cual todo el refrigerante se encuentra en estado de vapor saturado.

La transformación de 1' a 1'' representa el recalentamiento para el funcionamiento de la VE y la pérdida de presión en la línea de aspiración.

Siendo m el caudal másico de refrigerante circulante en las condiciones normales de funcionamiento. Las potencias frigoríficas entregada e indicada consumida por la compresión serían:

$$Q_e = m (h_{1''} - h_{4'}) \quad \text{kW} \quad [10]$$

$$AT = m (h_{2^v} - h_{1''}) = m (h_{2^{IV}} - h_{1''}) / \eta_i \quad \text{kW} \quad [11]$$

El punto 1'' es estimable a partir de 1', considerando el recalentamiento útil y funcional de la válvula de expansión (no se consideran significativos otros recalentamientos y en este caso no se realiza recalentamiento interno) y las pérdidas de presión en la línea de aspiración.

El punto 2^{IV}, es estimable a partir de 2''' considerando la pérdida de carga previsible en la línea de descarga y de líquido.

El COP termodinámico real de compresión resultaría de dividir [10] entre [11]:

$$\text{COP}_{\text{TRC}} = \frac{h_{2''} - h_{4'}}{(h_{2^{IV}} - h_{1''})} \eta_i \quad [12]$$

El rendimiento termodinámico real:

$$\eta_{TRC} = \frac{COP_{TRC}}{COP_{F(CARNOT)}} = \frac{\frac{h_{1''}-h_{4'}}{h_{2IV}-h_{1''}}\eta_i}{\frac{h_1-h_4}{h_2-h_1}} = \frac{COP_{TRC}}{\frac{T_F}{T_C-T_F}} = \frac{COP_{TRC}}{\frac{T_{eb}+DT_{1ev}}{(T_{con}-DT_{1con})-(T_{eb}+DT_{1ev})}} \quad [13]$$

Expresa la proximidad de la máquina real a la máquina ideal desde el punto de la eficiencia energética de la compresión termodinámica teniendo en cuenta las pérdidas de presión en el circuito frigorífico, el recalentamiento requerido por la VE así como el funcionamiento alejado de las condiciones externas.

El COP real de compresión, en el que intervienen pérdidas externas al ciclo termodinámico (rendimientos mecánicos de los compresores, transmisión, rendimiento eléctrico de los motores de accionamiento, etc...) sería

$$COP_{RC} = COP_{TRC} \times \eta_{mX} \times \eta_{trX} \times \eta_{el} = \frac{h_{1''}-h_{4'}}{(h_{2IV}-h_{1''})}\eta_i \times \eta_{mX} \times \eta_{trX} \times \eta_{el} = \frac{h_{1''}-h_{4'}}{(h_{2IV}-h_{1''})} \times \eta_g \quad [14]$$

El rendimiento real de compresión:

$$\eta_{RC} = \frac{COP_{RC}}{COP_{F(CARNOT)}} = \frac{COP_{TRC} \times \eta_{mX} \times \eta_{trX} \times \eta_{el}}{COP_{F(CARNOT)}} = \frac{\frac{h_{1''}-h_{4'}}{(h_{2IV}-h_{1''})} \times \eta_g}{COP_{F(CARNOT)}} \quad [15]$$

3.2.2 COP de la instalación.

El COP real de la instalación contemplará, además de la energía eléctrica consumida en la compresión, la correspondiente a los consumos de los motores de accionamiento de los ventiladores de los intercambiadores, de las bombas de circuito, etc...

$$COP_I = \frac{m(h_{1''}-h_{4'})}{m \frac{(h_{2IV}-h_{1''})}{\eta_g} + \sum P_{Vi} + \sum P_{Bi} + \sum P_{Di}} = \frac{Q_e}{\frac{Q_e}{COP_{RC}} + \sum P_{Vi} + \sum P_{Bi} + \sum P_{Di}} \quad [16]$$

Siendo $\sum P_{Vi}$, $\sum P_{Bi}$ y $\sum P_{Di}$ la potencia eléctrica total nominal absorbida simultáneamente por ventiladores, bombas y otros elementos diversos existentes en la instalación.

El rendimiento energético de la instalación referido al patrón ideal de la máquina frigorífica funcionando según un ciclo de CARNOT en las condiciones externas disponibles sería:

$$\eta_I = \frac{COP_I}{\frac{T_{eb}+DT_{1ev}}{(T_{con}-DT_{1con})-(T_{eb}+DT_{1ev})}} \quad [17]$$

3.3 Ejemplo Práctico.

En lo que sigue se aplicarán a un supuesto práctico los conceptos expuestos.

Se considera una instalación frigorífica de compresión mecánica simple de transmisión directa que funciona con R-134a y da servicio a una cámara frigorífica, destinada a la

conservación de productos perecederos, envasados, a temperatura de -1°C y con una demanda de potencia frigorífica entregada de 100 kW.

La instalación se compone de:

- Un compresor de tornillo que en las condiciones nominales de funcionamiento y capacidad máxima tiene un $\eta_i = 0,78$ y $\eta_m = 0,96$. Se acciona mediante un motor eléctrico de 37 kW clase IE2, de 2 polos, con $\eta_{el} = 0,925$.
- Dos evaporadores enfriadores de aire de tiro forzado de 50 kW y 18.000 m³/h de caudal de aire cada uno. Dicho caudal es impulsado por 4 motoventiladores, con motor EC, de 0,45 kW de potencia unitaria y 0,38 kW de consumo. Alimentados por sendas válvulas electrónicas de expansión seca, a través de sus correspondientes distribuidores.
- Un condensador evaporativo, que dispone de un motoventilador de 5,5 kW de potencia nominal, con potencia absorbida en el eje del ventilador de 3,6 kW, con un rendimiento total de 0,74 y un consumo de 4,85 kW.
- Una bomba de circulación del agua del condensador evaporativo accionada por un motor eléctrico con potencia nominal de 1,1 kW. La potencia absorbida en el eje de la bomba de impulsión es de 0,6 kW, siendo su rendimiento total de 0,65 y consumo de 0,92 kW.

La temperatura de cálculo del bulbo húmedo es de 26°C .

El dimensionado de la instalación se ha realizado con las siguientes hipótesis de diseño:

- $DT_{1_{ev}}$ aconsejable de 7 K (diferencia entre la temperatura del aire de la cámara a la entrada del evaporador y la temperatura de ebullición)
- $DT_{1_{con}}$ aconsejable de 10 K (diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente)
- Recalentamiento mínimo para el funcionamiento de la VEE de 5 K
- Pérdidas de presión máxima aconsejable
 - Línea de líquido (entre salida del condensador y entrada en el distribuidor)=1K
 - Distribuidor = 0,4 K
 - Línea de aspiración (entre salida del evaporador y aspiración del compresor)=1k
 - Evaporador=0,5 K
 - Línea de descarga= 1 K
 - Condensador=0,4 K

De la representación de los ciclos: ideal de Carnot, teórico modificado de Rankine, real isentrópico y real virtual (el punto 2^V, que representa la descarga de la compresión real no isentrópica, es desconocido) en el diagrama de Mollier, se obtienen las características termodinámicas de las diferentes coordenadas que jalonan las transformaciones en curso (véase figura A.3.3) recogidas en la tabla A.I.

Punto	T(°C)	P(bar)	h(kJ/kg)
1'	-8,00	2,17	392,51
2'	41,10	9,12	442,17
3'	36,50	9,12	250,22
4'	-8,00	2,17	250,22
1''	-3,30	2,09	396,91
2 ^{IV}	47,65	9,37	428,92

- Máquina ideal, que realiza un ciclo de Carnot.
Aplicando [1] y considerando que las condiciones de trabajo de la máquina ideal de referencia son las temperaturas externas:

$$COP_{F(CARNOT)} = \frac{T_F}{T_C - T_F} = \frac{273,16 - 1}{(273,16 + 26) - (273,16 - 1)} = \frac{272,16}{27} = 10,08$$

- Máquina Teórico-Práctica, que sigue un ciclo de Rankine teórico-modificado para las condiciones internas (marcadas por los saltos térmicos con el foco frío y caliente):

$$\text{De [5], } T_{eb} = T_F - DT1_{ev} = -1 - 7 = -8^\circ\text{C}$$

$$\text{De [4], } T_{con} = T_C + DT1_{con} = 26 + 10 = 36^\circ\text{C}$$

$$\text{Aplicando[8]: } COP_{TTC} = \frac{Q_e}{A\tau} = \frac{m(h_{1'} - h_{4'})}{m(h_{2'} - h_{1'})} = \frac{392,51 - 250,22}{422,17 - 392,51} = \frac{142,29}{29,66} = 4,80$$

$$\text{De acuerdo con[9]: } \eta_{TTC} = \frac{COP_{TTC}}{COP_{F(CARNOT)}} = \frac{4,80}{10,08} = 0,48$$

- Máquina real.

Según [12] se obtiene el COP termodinámico real de compresión:

$$COP_{TRC} = \frac{h_{1''} - h_{4'}}{(h_{2'IV} - h_{1''})/\eta_i} = \frac{396,91 - 250,22}{(428,92 - 396,91)/0,78} = \frac{146,29}{32,01/0,78} = \frac{146,29}{41,04} = 3,57$$

De [13] resulta el rendimiento termodinámico real de compresión:

$$\eta_{TRC} = \frac{3,57}{10,08} = 0,35$$

Aplicando [14] se obtiene el COP real de compresión:

$$COP_{RC} = COP_{TRC} \times \eta_m \times \eta_{tr} \times \eta_{el} = 3,57 \times 0,96 \times 1,00 \times 0,925 = 3,17$$

De [15] se obtiene el rendimiento energético real de la compresión:

$$\eta_{RC} = \frac{3,17}{10,08} = 0,32$$

El COP de la instalación real se obtiene de [16]:

Donde:

$$Q_e = 100 \text{ kW}$$

$$\frac{Q_e}{COP_{RC}} = \frac{100}{3,17} = 31,55 \text{ kW}$$

$$\Sigma P_{Vi} = 8 \times 0,38 + 1 \times 4,85 = 3,04 + 4,85 = 7,89 \text{ kW}$$

$$\Sigma P_{Bi} = 0,92 \text{ kW}$$

$$COP_I = \frac{100}{31,55+7,89+0,92} = \frac{100}{40,36} = 2,48$$

El rendimiento energético de la instalación frigorífica real en las condiciones nominales de funcionamiento sería, de acuerdo con [17]:

$$\eta_I = \frac{2,48}{10,08} = 0,25$$

Cuando los diferentes COP, mencionados anteriormente, se relacionan con la máquina ideal cuyas condiciones de trabajo son las temperaturas internas, menos exigentes, es decir:

$$T_F = T_{eb} \quad \text{en este caso} \rightarrow T_F = 273,16 - 8 = 265,16 \text{ K}$$

$$T_C = T_{con} \quad \text{" " " " } \rightarrow T_C = 273,16 + 36 = 309,16 \text{ K}$$

Aplicando [1],

$$COP_{F(CARNOT)} = \frac{265,16}{(309,16 - 265,16)} = \frac{265,16}{44} = 6,03$$

En estas condiciones el coeficiente de eficiencia de referencia es sensiblemente menor y en consecuencia los diferentes rendimientos relacionados con el mismo resultarán significativamente más elevados.

$$\text{De acuerdo con [9]: } \eta_{TTC} = \frac{COP_{TTC}}{COP_{F(CARNOT)}} = \frac{4,80}{6,03} = 0,80$$

$$\text{De acuerdo con [13]} \quad \eta_{TRC} = \frac{3,57}{6,03} = 0,59$$

$$\text{De acuerdo con [15]: } \eta_{RC} = \frac{3,17}{6,03} = 0,53$$

$$\text{De acuerdo con [17]: } \eta_I = \frac{2,48}{6,03} = 0,41$$

Con dicha referencia los rendimientos obtenidos son, aproximadamente, 66% mayores.

ANEXO I V

4. Datos de Interés

Tabla sobre eficacia de sistemas de protección de puertas frigoríficas contra infiltraciones (en unidades anglosajonas)

Protective Device	Test Site	Door Dimensions W x H (ft)	Test Type	Cold Room Temp. (F)	Temp. Diff. (F)	Effectiveness (% +/- s.d.)
Single Strip Curtain	1	8 x 12	Static	-6	51	93.7 +/- 0.9
Single Strip Curtain	1	8 x 12	Traffic	-6	51	90.6 +/- 2.6
Single Strip Curtain	2	7.2 x 10	Static	2	61	85.6 +/- 1.7
Single Strip Curtain	2	7.2 x 10	Traffic	3	57	82.5 +/- 1.3
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Static	49	11	91.1 +/- 0.4
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Static	49	11	90.5 +/- 0.8
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Traffic	48	12	82.6 +/- 1.1
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Static	38	33	96.2 +/- 0.3
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Traffic	37	34	92.9 +/- 0.4
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Static	37	34	96.3 +/- 0.6
Vertical Air Curtain	4	7 x 8	Static	7	58	49.5 +/- 2.5
Vertical Air Curtain	4	7 x 8	Static (adjusted)	-1	57	63.7 +/- 3.5
Vertical Air Curtain	5	7 x 8	Static	43	22	-44 +/- 9
Vertical Air Curtain	5	7 x 8	Static (adjusted)	42	26	42 +/- 15
Vertical Air Curtain	6	8 x 11	Static	-14	45	78.0 +/- 1.5
Vertical Air Curtain	6	8 x 11	Traffic (adjusted)	-12	43	80.1 +/- 3.3
Vertical Air Curtain	6	8 x 11	Static (adjusted)	-12	45	78.1 +/- 1.3
Vertical Air Curtain	7	10 x 10	Static(neg.pres)	51	24	48 +/- 3
Vertical Air Curtain	7	10 x 10	Traffic (neg.pres)	55	19	54 +/- 10
Vertical Air Curtain	8	10 x 8	Static (neg.pres)	41	6	-158 +/- 5
Single Strip Curtain	9	9 x 9	Static(neg.press)	64	6	-230 +/- 10
Dual Horiz. Air Curtain	10	8 x 12	Static	0	38	78.3 +/- 2.3
Dual Horiz. Air Curtain	10	8 x 12	Traffic	3	38	77.9 +/- 1.5
Dual Horiz. Air Curtain	11	9 x 12	Static	7	29	65 +/- 7
Dual Horiz. Air Curtain	12	8 x 12	Static	3	39	29.3 +/- 2.2
Dual Horiz. Air w/strip	12	8 x 12	Static	3	44	87.6 +/- 1.3
Fast Folding Doors	13	8 x 11	Static	51	24	93.3 +/- 1.5
Fast Folding Doors	13	8 x 11	Traffic	56	18	85.2 +/- 1.5
Fast Folding Doors	13	8 x 11	Static	36	32	92.8 +/- 0.8
Fast Folding Doors	13	8 x 11	Traffic	37	28	78.9 +/- 3.1
Fast Sliding Door	14	10 x 10	Traffic	40	12	78.9 +/- 5.7
Fast Sliding Curtain	15	10 x 10	Traffic	34	10	63 +/- 10
Dual Impact Doors	16	8 x 12	Static	-9	56	98.5 +/- 0.4
Dual Impact Doors	16	8 x 12	Traffic	-9	56	97.0 +/- 1.0
Dual Strip Curtain	17	7.1 x 11	Static	6	64	97.1 +/- 0.3
Dual Strip Curtain	17	7.1 x 11	Traffic	6	65	92.3 +/- 2.8
Dual Strip Curtain	17	7.1 x 11	Static	2	74	97.3 +/- 1.7
Dual Strip Curtain	17	7.1 x 11	Traffic	2	74	97.8 +/- 1.0

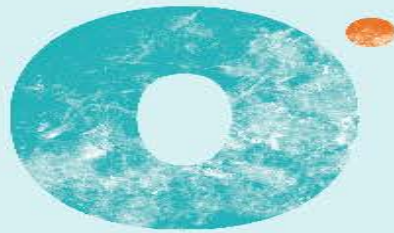
Tabla A.4.1 procedente del artículo " Eficacia de los dispositivos de protección contra infiltraciones en puertas frigoríficas". Nótese que las unidades empleadas no son métricas.

Tipo de lámpara	Características	Observación	Potencias (W)	Flujo luminoso (lm)	Eficacia luminosa (lm/W)	Ra	T° Color (K)	Vida media (h)	Aplicación
Lámparas incandescentes	La luz se produce por la elevación de la temperatura del filamento	Se pueden conectar directamente a la red, sin necesidad de ningún accesorio eléctrico	15-500	90-8.400	6-16,8	100	2.700	1.000	General Localizada
Lámparas halógenas a tensión de red	Técnica incandescente con halógenos	Se pueden conectar directamente a la red	25-2.000	260-44.000	10,4-22	100	3.000-3.200	3.000	General Localizada Decorativa
Lámparas halógenas a baja tensión	Técnica incandescente con halógenos	Necesitan transformador	5-100	60-2.200	12-22	100	3.000-3.300	2.000-5.000	General Localizada Decorativa
Lámparas fluorescentes (Diámetro 26 mm)	(1)	Funcionan con ECC y ECE	10-58	650-5.200 ⁽¹⁾	65-90	60 a >98	2.700-6.500	12.500 (ECC) 20.000 (ECE)	General
Lámparas fluorescentes (Diámetro 16 mm)	(1)	Funcionamiento sólo con ECE	14-80	1.100-6.150	78,5-104	60 a >90	2.700-6.500	20.000	General
Lámparas Fluorescentes compactas sin equipo incorporado	(1)	Funcionamiento con ECC	13-26	900-1.800	69	80 a >90	2.700-6.500	10.000 13.000 15.000	General Localizada Decorativa
		Funcionamiento con ECE	13-70	900-5.200	69-74	80 a >90	2.700-6.500	13.000-20.000	General Localizada Decorativa
Lámparas fluorescentes compactas con equipo electrónico incorporado	(1)	Equipo de conexión electrónico (ECE)	3-30	100-1.900	33,3-65	80-89	2.700-4.000	15.000	General Localizada Decorativa
<p>⁽¹⁾ La radiación ultravioleta que produce la descarga de vapor de mercurio a baja presión se transforma en radiación visible de onda más larga, de encendido rápido, de encendido instantáneo, y de encendido electrónico.</p> <p>⁽²⁾ Valores de lúmenes con ECC.</p>			gracias al polvo fluorescente que recubre el interior del tubo. El encendido puede ser: de precalentamiento (mediante cebador o arrancador),						

Tipo de lámpara	Características	Observación	Potencias (W)	Flujo luminoso (lm)	Eficacia luminosa (lm/W)	Ra	T° Color (K)	Vida media (h)	Aplicación
Lámparas de vapor de mercurio (a alta presión)	Descarga en mercurio a alta presión	Para que emita todo el flujo hace falta que transcurran unos 5 min a partir de la conexión	50-1.000	1.600-57.000	32-57	$\frac{T}{40-60}$	< 3.300	16.000-24.000	General
Lámparas de halogenuros metálicos	Son lámparas de mercurio a las que se añaden yoduros de tierras raras (indio, disprosio, talio, etc.)	Son lámparas de mercurio a las que se añaden ciertos halogenuros metálicos	37-2.000	3.300-190.000	68-120	65-93	3.000-6.100	4.500-20.000	General Localizada
Lámparas de sodio de baja presión	La luz se produce por descarga en vapor de sodio a baja presión	Reproducción cromática nula	18-185	18.000-32.000	100-173	0	1.800	18.000	General
Lámparas de sodio de alta presión	La luz se produce por descarga en vapor de sodio a alta presión	Son las que proporcionan mejores expectativas para el alumbrado industrial. Solamente cuando el color sea una exigencia básica, deberá recurrirse a las lámparas de halogenuros metálicos	50-1.000	3.500-120.000	70-150	20	2.000	14.000-32.000	General
<p>⁽¹⁾ La radiación ultravioleta que produce la descarga de vapor de mercurio a baja presión se transforma en radiación visible de onda más larga, de encendido rápido, de encendido instantáneo, y de encendido electrónico.</p> <p>⁽²⁾ Valores de lúmenes con ECC.</p>			gracias al polvo fluorescente que recubre el interior del tubo. El encendido puede ser: de precalentamiento (mediante cebador o arrancador),						

Tabla A.4.2 Resumen de las características de las lámparas más comunes en la actualidad. Fuente: " Guía técnica de iluminación Eficiente"

LA GUÍA HA SIDO PATROCINADA POR:



AEFYT

ASOCIACIÓN DE EMPRESAS DE FRÍO
Y SUS TECNOLOGÍAS

**La voz de la industria
de la refrigeración y del
acondicionamiento del aire**



**ASOCIACIÓN DE EMPRESAS DEL FRÍO
Y SUS TECNOLOGÍAS (AEFYT)**

C/. Diego de León, 50
28006 MADRID
Telf./Fax: 91 563 59 92
C.e.: aefyt@aefyt.es
Web: www.aefyt.es

Enlace a nuestra web:



MINISTERIO
DE POLÍTICA INDUSTRIAL,
TURISMO Y COMERCIO

MINISTERIO
DE EDUCACIÓN,
POLÍTICA SOCIAL Y DEPORTE

MINISTERIO
DE EMPLEO
Y SEGURIDAD SOCIAL

MINISTERIO
DE INDUSTRIA, ENERGÍA
Y TURISMO

MINISTERIO
DE SANIDAD
Y POLÍTICA SOCIAL



FORANE[®]

REFRIGERANTS

BY ARKEMA

Para más información:
www.forane427a.com
www.forane.com o contacte
con nosotros en:
info.forane@arkema.com

Arkema, primera empresa química francesa y gran actor de la química mundial, inventa cada día la química del mañana. Una química de especialidades, moderna y responsable, comprometida con la innovación, que aporta sus clientes soluciones concretas para alcanzar los retos del cambio climático, acceso a agua potable, energías de futuro, la preservación de los recursos fósiles y el aligeramiento de los materiales. Presente en más de 40 países, con 14.000 empleados y 10 centros de investigación, Arkema realiza una cifra de negocio en torno a 6.500 millones de euros y ocupa posiciones de líder en sus mercados, con marcas internacionalmente reconocidas.

Forane[®] 427A

La solución más sencilla para reconvertir instalaciones de R-22. El refrigerante con características más semejantes al R-22, para climatización y refrigeración de media o baja temperatura. El único que NO requiere modificación de la instalación. Con ODP nulo y con uno de los GWP más bajos (2.138), es la solución más sencilla, eficaz y rentable para su instalación.

Forane[®] 407A

El refrigerante de GWP reducido (2.107) para aplicaciones de media o baja temperatura. Sustituto del R-404A y R-507A, con capacidad frigorífica similar y mayor eficiencia energética en temperaturas ambiente elevadas.

Los centros I+D de Arkema participan activamente en el desarrollo de la nueva generación de gases refrigerantes con bajo GWP. Arkema cuenta con 4 fábricas de Fluorados en el mundo, que producen los refrigerantes más utilizados, R-134a y mezclas R-404A, R-507A, R-407A, R-407C, R-410A y R-427A (para la reconversión de instalaciones que utilizan R-22).

ARKEMA
INNOVATIVE CHEMISTRY



DICOSTOCK, S.L.



INTERCAMBIADORES DE PLACAS CIRCULARES



thermofin®

heat exchangers - GERMANY

FABRICADO EN ALEMANIA



NOVEDAD:

EQUIPO COMBINADO INTERCAMBIADOR DE PLACAS CIRCULARES Y SEPARADOR DE GOTAS ENCERRADOS EN LA MISMA CARCASA



RFF - FRANCE

VÁLVULAS PARA REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL



HANSEN
INDUSTRIAL REFRIGERATION COMPONENTS

GRUNDFOS
BOMBAS NH₃, CO₂, FREONES y AGUA (GLICOL)



GFC—SISTEMAS DE DETECCION DE AMONIACO EN AGUA Y SOLUCIONES DE GLICOL

WITTLER



VÁLVULAS ELECTRONICAS DE CONTROL

BUCO

100 años innovación

ENFRIADORES DE AGUA POR PELICULA DESCENDENTE



CONGELADORES DE PLACAS DE DOBLE CONTACTO HORIZONTALES Y VERTICALES

FLOWCONTROL
SIEMENS
SAUTER

WWW.DICOSTOCK.COM DICOSTOCK@DICOSTOCK.COM



EFICIENCIA



MÚLTIPLES REFRIGERANTES



MODULACIÓN



DIAGNÓSTICO



BAJO NIVEL SÓNORO



¿QUÉ IMPORTANCIA TIENE PARA USTED LA EFICIENCIA ENERGÉTICA?

Ahorrar energía en una instalación frigorífica siempre será el resultado de llevar a cabo una operación tan simple como es la de seleccionar el compresor más eficiente o, en otras palabras, aquel que posea el mayor COP.



Si no quiere correr por lo tanto el riesgo de equivocarse, apueste siempre sobre seguro: instale un compresor semihermético de la gama Stream.

El único compresor al que hasta ahora nadie ha conseguido superar en eficiencia o COP y que por lo tanto siempre le garantizará el menor consumo de energía.



Emerson Climate Technologies, S.A. - C/LLull, 321 (Edifici CINC) - 08019 Barcelona, España
 Tel: +34 93 4123732 - Fax: +34 93 4124215 - Iberica.sales@emerson.com
 El logotipo de Emerson Climate Technologies es una marca comercial y de servicio de Emerson Electric Co. Emerson Climate Technologies Inc. es una filial de Emerson Electric Co. Copeland es una marca registrada y Copeland Scroll es una marca comercial de Emerson Climate Technologies Inc.

frost-trol ❄️

Gracias al gran esfuerzo realizado en I+D+i por parte de Frost-Trol, hemos desarrollado una serie de soluciones tecnológicas altamente eficientes que se plasman en la producción de muebles que obtienen un alto rendimiento energético.

Estas soluciones son óptimas para cubrir las necesidades actuales de nuestros clientes que precisan muebles más eficientes para minimizar los costes y maximizar sus beneficios.



energy efficiency
ecology frost-trol

GRUPO DE FABRICANTES DE ENFRIAMIENTO EVAPORATIVO



Balticare

® Equipos y Servicios de Baltimore Aircoil www.baltimoreaircoil.com



www.evapco.eu



www.ewk.eu



www.teva.es



www.torraval.com

RIVACOLD
www.rivacold.com



RIVACOLD PENSANDO EN FUTURO.

UNIDADES CONDENSADORAS Y TANDEMS CON COMPRESOR DIGITAL SCROLL: MAYOR COP Y MENOR NIVEL SONORO. SOLUCIONES PARA UNA REFRIGERACIÓN ECO-EFICIENTE.



CAPACIDAD VARIABLE 10% + 100%

MBP +5°C [Tel] 750W + 20900W
LBP -30°C [Te] 690W + 14500W

MÁS COP / MENOS RUIDO

**¡PIENSA EN FUTURO
THINK IN FUTURE!**

Tel. +34.902431214 - Fax +34.933941559 - www.e-bcsystems.com - rivacold@e-bcsystems.com

Esta Guía recibe el apoyo institucional de



C/ Diego de León, 50 – 28006 Madrid
Tfno/Fax: 915635992
C.e.: aefyt@aefyt.es
<http://www.aefyt.es>