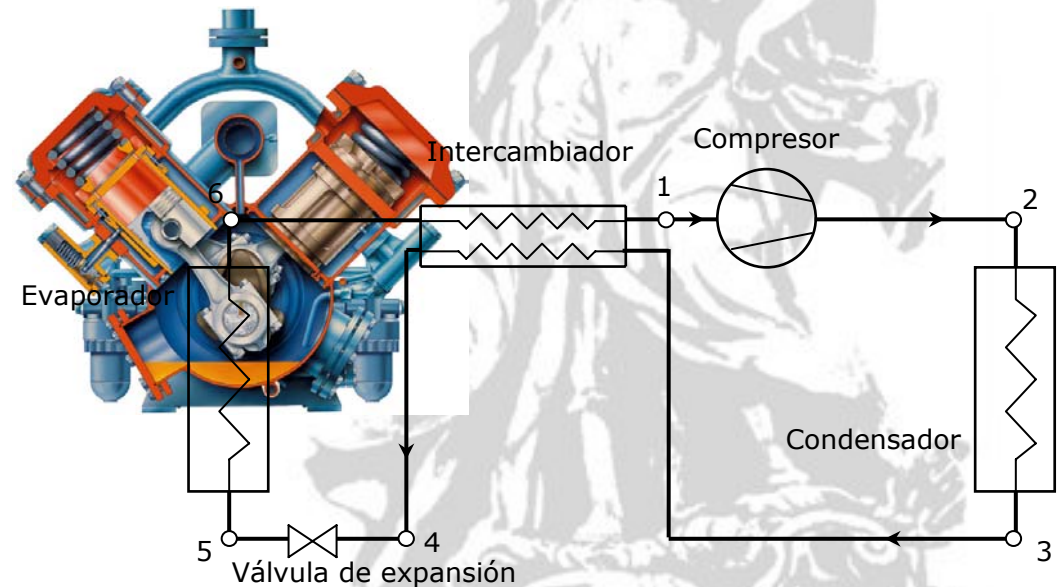




DPTO. INGENIERÍA ENERGÉTICA
Y MECÁNICA DE FLUIDOS
Grupo de Termotecnia

Colección de Transparencias comentadas de Tecnología Frigorífica

Versión para Instalaciones Frío-Calor (abril de 2005)



Autor: Juan Francisco Coronel Toro
Profesor asociado del Grupo de Termotecnia
Dpto. de Ingeniería Energética y mecánica de Fluidos
Universidad de Sevilla

Este documento está basado en versiones anteriores desarrolladas por:

- ☐ D. Ramón Velázquez Vila
- ☐ D. José Guerra Macho
- ☐ D. Servando Álvarez Domínguez
- ☐ D. José Luis Molina Félix
- ☐ D. David Velázquez Alonso
- ☐ D. Luis Pérez-Lombard
- ☐ D. Juan F. Coronel Toro

Todos ellos pertenecientes al Grupo de Termotecnia.

Parte de la información ha sido tomada de las siguientes referencias:

- ☐ DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING, TECHNICAL UNIVERSITY OF DENMARK, *COOLPACK, A collection of simulations tools for refrigeration*, Versión 1.46 (2000).
- ☐ STOECKER, W.F. *Industrial Refrigeration Handbook*. 1st ed. McGraw Hill (1998)
- ☐ KLEIN, S.A. y ALVARADO, F.L., *Engineering Equation Solver Software (EES)*, Academia Versión 6.271 (20-07-2001).

Índice

Tema 1: Introducción a la Tecnología Frigorífica

Tema 2: Bases Físicas y Termodinámicas

Tema 3: El Ciclo de Compresión Mecánica Simple

Tema 4: Cálculo de Cargas Frigoríficas

Tema 5: Tipología y Clasificación de Compresores

Tema 6: Compresores Alternativos

Tema 7: Accesorios, Válvulas y Dispositivos de Control

Tema 8: Refrigerantes

Tema 1: Introducción a la Tecnología Frigorífica

1. ¿Qué es la Tecnología Frigorífica?
2. Sectores y usos finales de la tecnología frigorífica
3. Clasificación de los sistemas de producción de frío
4. Introducción a la refrigeración por compresión mecánica
5. Introducción a la refrigeración por absorción

Tema 1: Introducción a la Tecnología Frigorífica

1. ¿Qué es la Tecnología Frigorífica?

Tecnología Frigorífica:

“Tecnologías que permiten la evacuación de calor de una determinada sustancia para alcanzar y/o mantener una temperatura deseada inferior a la de los alrededores”.

El enfriamiento directo / indirecto con aire, agua de mar, río, pozo, etc. así como el enfriamiento evaporativo no se consideran incluidos en la tecnología frigorífica.

Objetivo: Producir Frío

Sectores o campos de aplicación. Para qué?:

Comercial, Doméstico, Transporte, Industrial y Aire acondicionado

Podría decirse que el estudio de la tecnología frigorífica es: “Un curso de aplicación a la ingeniería de la termodinámica y la transmisión de calor” aunque incluye otras muchas disciplinas tales como:

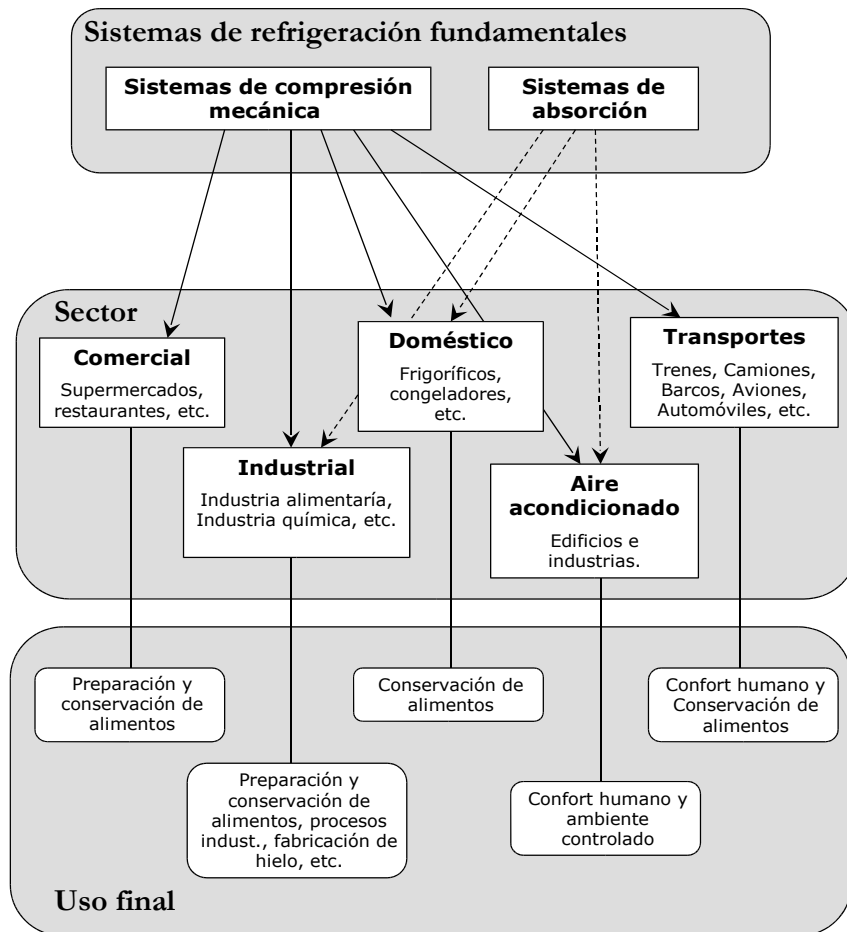
- ❑ Máquinas y Motores Térmicos: Compresores
- ❑ Instalaciones Eléctricas
- ❑ Control
- ❑ Seguridad
- ❑ Biología de los alimentos
- ❑ Transporte de fluidos
- ❑ Etc...

Es por tanto como todas las tecnologías multidisciplinar

Palabras claves para búsquedas:

Tecnología frigorífica / Producción de frío / Refrigeración (Refrigeration)

1.2. Sectores y usos finales de la tecnología frigorífica



2. Sectores y usos finales de la tecnología frigorífica

Principales sistemas de producción de frío por su intensidad de uso

- ❑ Sistemas de compresión mecánica (> 95% frío mundial)
- ❑ Sistemas de absorción

Sectores y usos finales:

- ❑ Comercial: Supermercados, restaurantes, ...
Preparación y conservación de alimentos
- ❑ Industrial: Industria alimentaria, Química, Farmacéutica, de procesos...
Preparación y procesado de alimentos, bebidas, fármacos y productos químicos diversos
- ❑ Doméstico: Frigoríficos, congeladores, ...
Conservación de alimentos.
- ❑ Aire acondicionado: Acondicionamiento de aire en edificios e industria.
Confort humano y ambiente controlado.
- ❑ Transportes: Aire acondicionado o transporte frigorífico.
Confort humano y conservación de alimentos.

1.2. Sectores y usos finales de la tecnología frigorífica

Sistema de refrigeración para camiones



Sistema de aire acondicionado "multisplit" reversible para sector doméstico



Enfriadora de agua condensada por aire con compresores alternativos



Enfriadora de agua condensada por agua con compresor de tornillo



1.2. Sectores y usos finales de la tecnología frigorífica

Sala de máquina con varios compresores



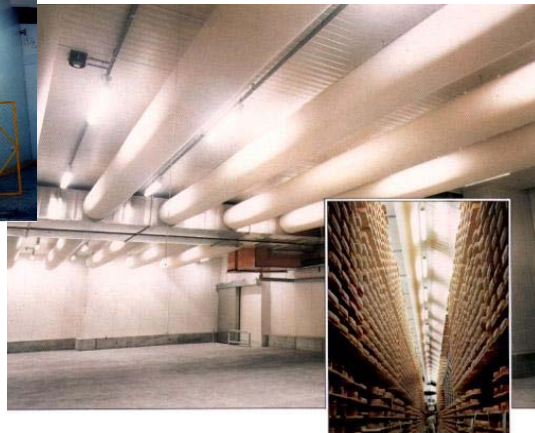
Evaporador de cámara frigorífica



Cámara frigorífica:
Vista exterior



Cámara frigorífica:
Vista interior



1.3. Clasificación de los sistemas de producción de frío

❑ Por medios químicos

❑ Por medios físicos

- Sistemas discontinuos
 - Fusión
 - Sublimación
 - Vaporización directa
- Sistemas continuos
 - ⇒ Con cambio de fase
 - **Compresión mecánica**
 - **Absorción**
 - Adsorción
 - Eyección
 - ⇒ Por expansión
 - Ciclo de aire
 - Efecto Joule-Thompson
 - ⇒ Efectos Especiales
 - Enf. termoeléctrico (Peltier)
 - Enf. Magnetoeléctrico (Haas-Keenon)
 - Enf. Magnetotermoeléctrico (Ettings-Hansen)
 - Enf. por torbellino (Ranke- Hilsch)

3. Clasificación de los sistemas de producción de frío

❑ Por medios químicos: Determinadas sustancias al disolverse en determinados líquidos dan lugar a un proceso endotérmico que enfría los alrededores. Son las llamadas mezclas frigoríficas o crioscópicas:

Ejemplo: ácido clorhídrico / nítrico / sulfúrico + nieve

❑ Por medios físicos:

- Fusión de hielo: calor latente de fusión 335 kJ/kg (80 kcal/kg), compararlo con el $c_p=4.186$ kJ/kg
- Fusión de mezclas refrigerantes (mezclas eutécticas o sales eutécticas): $t = -4$ a -65°C , calor de fusión 200 a 300 kJ/kg, ejemplos: cloruros (sódicos, cálcicos, amónico, etc.), carbonato cálcico, etc.
- Sublimación: Anhídrido carbónico sólido (nieve carbónica o hielo seco) $t = -78.5^\circ\text{C}$ Q de sublimación 644 kJ/kg.
- Vaporización directa: Nitrógeno líquido, $t = -196^\circ\text{C}$, $Q = 400$ kJ/kg, totalmente inerte.

❑ Compresión mecánica: más del 90% de la producción de frío.

❑ Absorción (compresión térmica): El tanto por ciento restante.

❑ Adsorción: El vapor es retenido en una masa porosa.

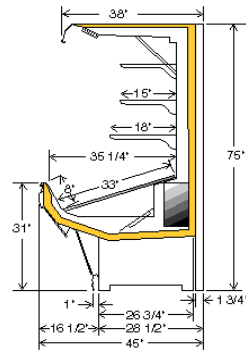
❑ Eyección (compresión mixta): Para bajar la presión se utiliza una tobera convergente / divergente, alcanzándose velocidades muy altas 1400 m/s.

❑ Ciclo de aire: Enfriamiento debido a la expansión de aire comprimido. $C_p = 1$ kJ/kg, cantidades muy grandes de aire para producir efectos frigoríficos aceptables.

❑ Efecto Joule-Thompson: Enfriamiento por expansión a través de una pared porosa.

1.2. Sectores y usos finales de la tecnología frigorífica

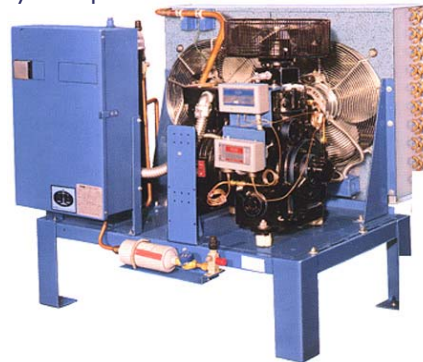
Expositor comercial de frutas



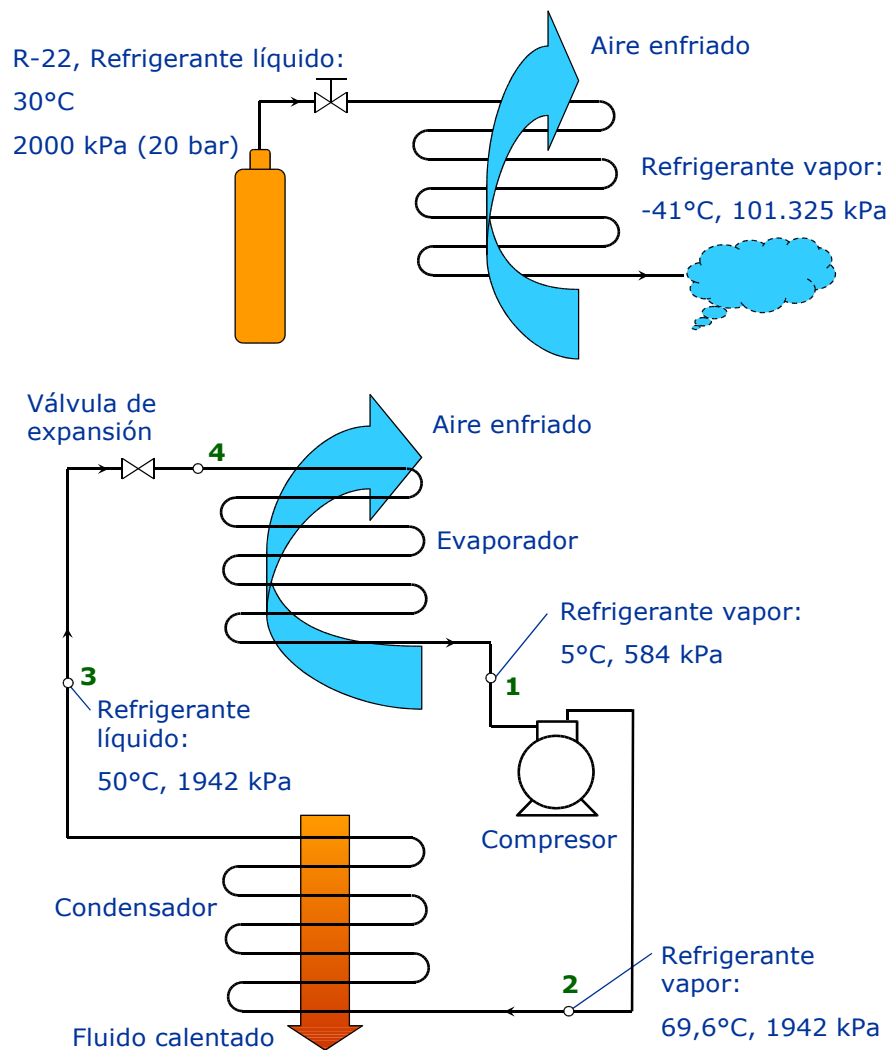
Expositor comercial de congelados



Unidad condensadora:
Condensador de aire
y compresor alternativo



1.4. Introducción a la refrigeración por compresión mecánica



4. Introducción a la refrigeración por compresión mecánica

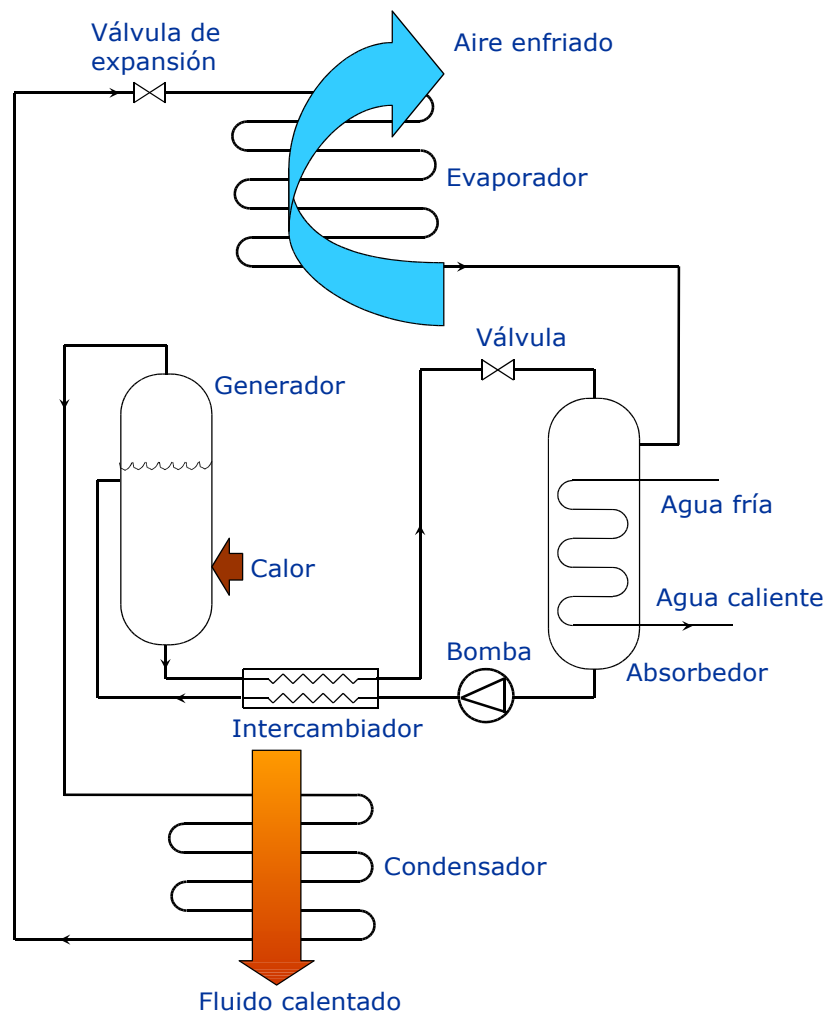
Supongamos que contamos con refrigerante líquido a alta presión en una bombona (R-22). Al expandirse se enfría, este líquido frío comienza a absorber calor de los alrededores y cambia de fase evaporándose. El efecto desde el exterior es el enfriamiento de todo lo que esté en contacto con el intercambiador de calor (evaporador). (R-22 t^a de sat. a 101 kPa \sim -41°C)

El problema es como volver a colocar este refrigerante en las condiciones iniciales (alta presión y estado líquido) para que podamos funcionar en un proceso cíclico.

La solución es comprimirlo. Con ello aumentamos su presión pero también su temperatura. Y posteriormente a presión constante (alta presión) lo enfiamos, le quitamos calor, para volverlo a su estado líquido inicial. Este proceso tiene lugar en un intercambiador de calor (condensador). (R-22 t^a de sat. a 1942 kPa \sim 50°C)

Ejercicio propuesto: Localizar los elementos del ciclo en un frigorífico doméstico o en un sistema split de aire acondicionado.

1.5. Introducción a la refrigeración por absorción



5. Introducción a la refrigeración por absorción:

Para el caso de la refrigeración por absorción todo el proceso es semejante excepto la compresión que se realiza de forma diferente (compresión térmica), inventada por Ferdinand Carré (francés) en 1860.

El ciclo de absorción, al igual que el de refrigeración también cuenta con evaporador, condensador y válvula de expansión.

Para realizar la compresión del vapor de refrigerante el ciclo de absorción:

1. Absorbe el vapor a baja presión en un líquido absorbente apropiado. El vapor se condensa durante el proceso de absorción y ese calor necesario para la condensación debe ser eliminado.
2. Se eleva la presión de la mezcla líquida mediante una bomba.
3. La última etapa es separar el refrigerante del líquido absorbente añadiendo calor y produciendo una evaporación del refrigerante.

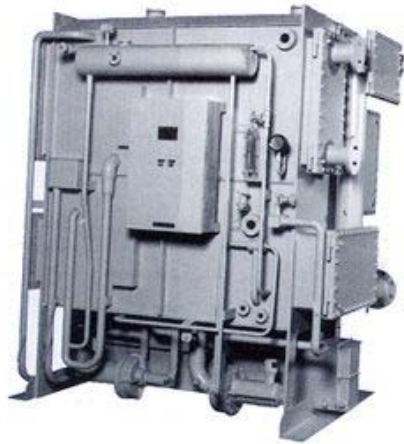
El mayor coste en los ciclos de absorción reside en el calor que se debe añadir en el generador, ya que el trabajo de compresión consumido por la bomba es muy pequeño.

Los más usuales son BrLi (absorbente) – Agua (refrigerante) o Agua (absorbente) – Amoníaco (refrigerante)

Su interés económico reside en la procedencia (coste) del calor añadido al generador.

1.5. Introducción a la refrigeración por absorción

Enfriadora de agua por absorción
ciclo de una etapa



Enfriadora de agua por absorción
ciclo de doble etapa



Tema 2: Bases Físicas y Termodinámicas

1. Unidades
2. Conceptos termodinámicos sobre fluidos
3. Diagramas de refrigerantes
 - 3.1. Diagrama temperatura – entropía
 - 3.2. Diagrama presión – entalpía
4. Diagramas Psicrométricos del aire húmedo
 - 4.1. Diagrama de ASHRAE
 - 4.2. Diagrama de Mollier

Tema 2: Bases Físicas y Termodinámicas

El Presente tema se plantea como un repaso y breve revisión de los conocimientos previos que van a ser muy usados a lo largo de toda la asignatura.

Comenzamos por un repaso al sistemas de unidades internacional (SI) haciendo hincapié en las diferentes unidades usadas para la presión y en la diferencia entre presión manométrica y absoluta, e introduciendo la kcal, kcal/h y frig/h como unidades muy utilizadas en la calle. Continuemos con un repaso las curvas de saturación p-T y del primer principio de la termodinámica para sistemas cerrados y abiertos.

Se describen los diagramas T-s y p-h de los refrigerantes por su gran importancia en el estudio de la producción de frío, terminando el capítulo con dos de los diagramas más usados para el aire húmedo, los diagramas psicrométricos de ASHRAE y Mollier. Que serán usados cuando se describan los evaporadores para enfriamiento de aire.

2.1. Unidades

PRESIÓN

Para recordar:

1 atm = 101,325 kPa; 1 m H₂O = 9,81 kPa; 1 bar = 100 kPa

Unidad	kPa	kg/cm ²	mm Hg	m H ₂ O	bar
1 kPa	1	0,0101972	7,5006278	0,1019745	0,01
1 kg/cm ²	98,0665	1	735,560217	10,00028	0,980665
1 mm Hg	0,1333222	1,3595·10 ⁻³	1	0,0135955	1,3332·10 ⁻³
1 m H ₂ O	9,8063754	0,0999997	73,5539622	1	0,0980638
1 bar	100	1,0197162	750,062679	10,197447	1

1 kPa = 1000 N/m²

1 mm H₂O = 0,0098063 kPa

1 ft H₂O = 2,98898 kPa

1 atmósfera = 101,325 kPa = 760 mm Hg

1 psi = 6,89476 kPa

1 in H₂O = 0,249082 kPa

ENERGÍA

Para recordar:

1 kcal = 4,186 kJ; 1 Btu = 1,055 kJ; 1 kWh = 3600 kJ

Unidad	Kilocaloría (kcal)	British Thermal Unit (Btu)	kilojulio (kJ)	Kilovatio hora (kWh)
1 kcal ó Frig	1	3,9683207	4,1868	0,001163
1 Btu	0,2519958	1	1,0550559	2,9307·10 ⁻⁴
1 kJ	0,2388459	0,9478171	1	2,777·10 ⁻⁴
1 kWh	859,84523	3412,1416	3600	1

1 CVh = 0,7355 kWh = 2647,7955 kJ

1 termia = 1000 kcal

1 Tec (Tonelada equivalente de carbón) = 29,3076·10⁶ kJ

1 Tep (Tonelada equivalente de petróleo) = 2,0180376·10⁹ kJ

POTENCIA

Para recordar:

1 kW = 860 kcal/h ó Frig/h; 1 kW = 3,412 kBTu/h; 1 CV = 736 W

Unidad	Kilovatio (kW)	kcal/h	Btu/h	Horsepower (hp)	Caballo de vapor (CV)
1 kW	1	859,8452	3412,14	1,3410221	1,3596
1 kcal/h ó Frig/h	1,163·10 ⁻³	1	3,96832	1,5596·10 ⁻³	1,581·10 ⁻³
1 Btu/h	2,9307·10 ⁻⁴	0,251995	1	3,9301·10 ⁻⁴	3,984·10 ⁻⁴
1 hp	0,7457	641,1864	2544,43	1	1,01386
1 CV	0,7354988	632,4150	2509,65	0,986301	1

1 ton (Tonelada de refrigeración) = 3,5168 kW = 12000 Btu/h

1. Unidades

El sistema SI (Sistema Internacional), es un sistema coherente de unidades, es decir, está basado en la definición de un cierto número de unidades básicas a partir de las cuales se obtiene unidades derivadas mediante simple multiplicación y división de aquéllas, sin que se necesite introducir ningún factor numérico. Este sistema de unidades fue propuesto a la Conferencia General de Pesos y Medidas de 1960, y su empleo se ha sido extendiendo, a nivel mundial, en forma cada vez más intensa.

Unidades Básicas del S.I.:

Longitud	Metro	m
Masa	Kilogramo	Kg
Tiempo	Segundo	s
Temperatura termodinámica	Kelvin	K
Corriente eléctrica	Amperio	A
Intensidad luminosa	Candela	Cd

Unidades derivadas con nombre propio en el S.I.:

Frecuencia	Hertzio	Hz	1/s
Fuerza	Newton	N	kg·m/s ²
Presión	Pascal	Pa	kg/(m·s ²)
Energía, trabajo, calor	Julio	J	kg·m ² /s ²
Potencia	Vatio	W	kg·m ² /s ³
Potencial eléctrico	Voltio	V	kg·m ² /(s ³ ·A)
Resistencia eléctrica	Ohmio	Ω	kg·m ² /(s ³ ·A ²)

Existen dos excepciones muy usadas que son: Los grados centígrados o Celsius para la temperatura (t (°C) = t (K) - 273,15) y los litros para el volumen (V (l) = V (m³)·1000).

Unidades muy usadas en refrigeración fuera del S.I.

Presión:

Presión absoluta (usada en tablas y gráficas) = Presión manométrica (medida por los manómetros) + Presión atmosférica (depende de la localidad)

1 bar = 100 kPa; 1 kg/cm² = 98,1 kPa; 1 m H₂O = 9,81 kPa

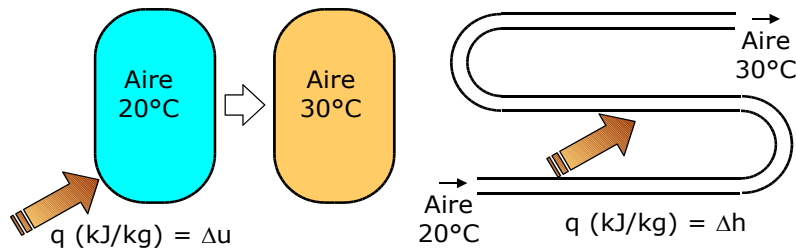
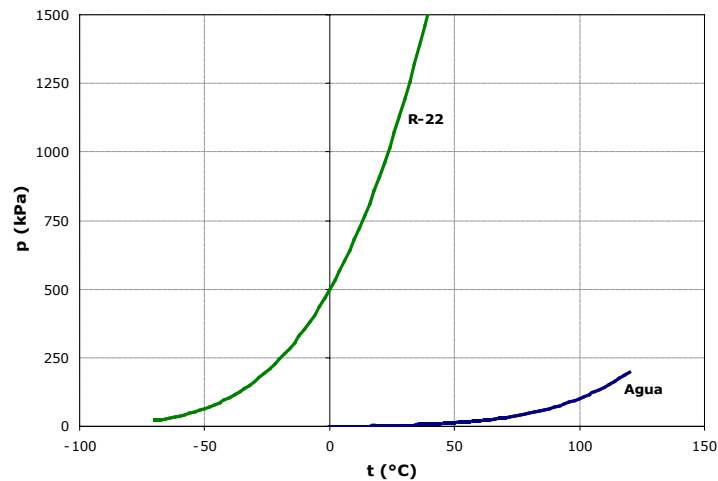
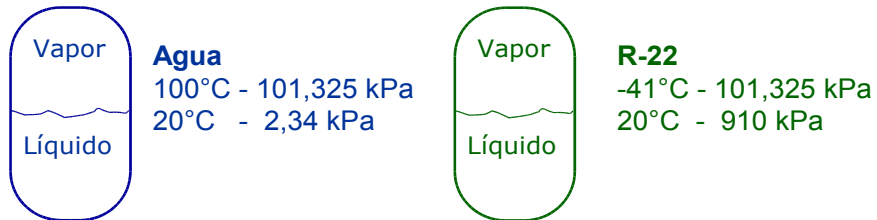
Energía:

1 kcal o Frig = 4,186 kJ

Potencia:

860 kcal/h ó Frig/h = 1 kW

2.2. Conceptos termodinámicos sobre fluidos



2. Conceptos termodinámicos sobre fluidos

Temperatura y presión de saturación:

Cuando el líquido y el vapor de una sustancia coexisten en un depósito, existiendo un equilibrio en presiones y temperaturas entonces a esta condición se le llama saturada.

Curva Temperatura – presión de saturación

Ejemplo: Agua: $t = 20^\circ\text{C} \rightarrow p = 2,34 \text{ kPa}$
 R-22: $t = 20^\circ\text{C} \rightarrow p = 910 \text{ kPa}$

En los evaporadores y condensadores líquido y vapor coexisten en condiciones de saturación.

Si se enfría el líquido de la parte inferior del depósito obtendremos líquido subenfriado y si se calienta en vapor de la parte alta del depósito conseguimos vapor sobrecalentado.

Entalpía

Es la variable fundamental para realizar los balances de energía en los elementos del ciclo:

$$h = u + p \cdot v;$$

h: Entalpía (kJ/kg)

u: Energía interna (kJ/kg)

p: Presión (kPa)

v: Volumen específico (m^3/kg)

Primer principio en sistemas cerrados:

$$q - w = \Delta u \text{ (por unidad de masa)}$$

Primer principio en sistemas abiertos:

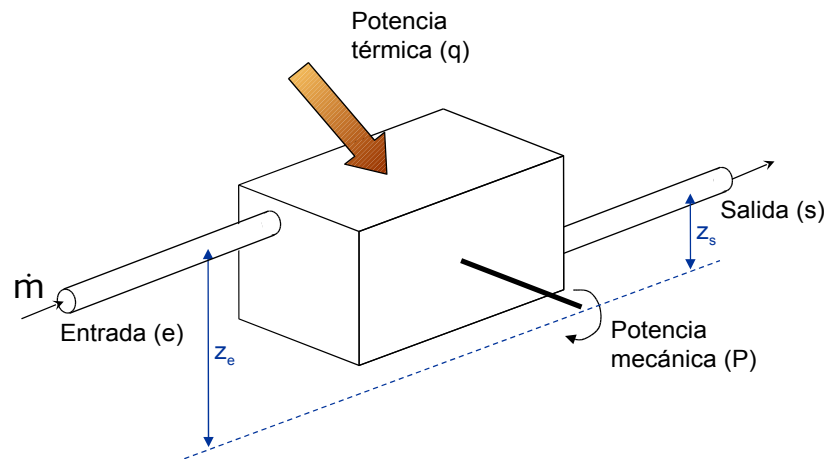
$$q - w = \Delta h \text{ (por unidad de masa)}$$

Básicamente trabajaremos con sistemas abiertos.

2.2. Conceptos termodinámicos sobre fluidos

Balance de energía en régimen permanente, sistema abierto:

$$\dot{m}\left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e\right) + q = \dot{m}\left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s\right) + P$$



$$q = \dot{m}(h_s - h_e)$$

$$-P = \dot{m}(h_s - h_e)$$

Balance de energía en régimen permanente, sistema abierto:

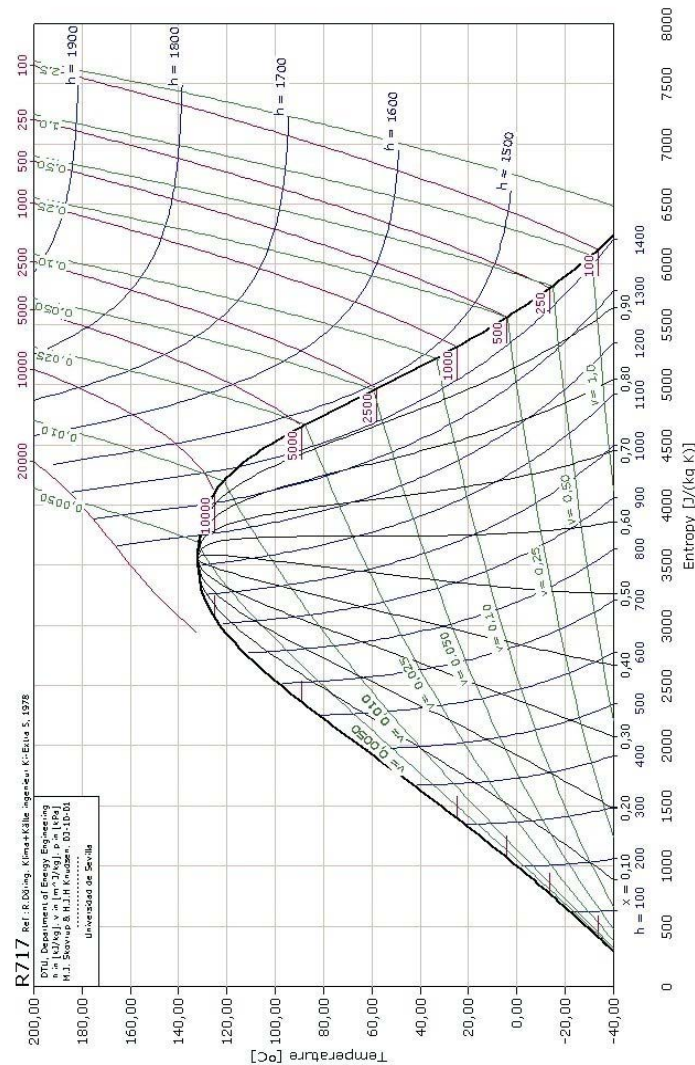
La energía entrante con el fluido (entalpía + cinética + potencial) + el calor añadido al sistema = La energía saliente con el fluido (entalpía + cinética + potencial) + el trabajo desarrollado por el sistema.

Se considera positivo el calor absorbido por el sistema y positivo el trabajo realizado (cedido) por el sistema.

En muchos casos los cambios de energía cinética y potencial son pequeños o nulos y las expresiones se simplifican, así en los sistemas donde solo se intercambia calor con el exterior este es igual al incremento de la entalpía del mismo por el caudal másico de fluido. Y cuando solo se intercambia trabajo, la potencia desarrollada es igual al decremento de entalpía del fluido por su caudal másico.

2.3. Diagramas de refrigerantes

2.3.1. Diagrama temperatura - entropía



3. Diagramas de refrigerantes

3.1. Diagrama Temperatura (T) – entropía (s)

La entropía es una variable asociada habitualmente a la eficiencia de un proceso, para esta asignatura la entropía se usará como variable para representar los procesos ideales, entre ellos el proceso de compresión ideal que se produce a entropía constante.

Definición de entropía: $ds = \left(\frac{dq}{T} \right)_{rev}$

s: Entropía (J/(kg K))

q: Calor transferido (J/kg)

T: Temperatura absoluta (K)

rev: Proceso reversible que tiene lugar sin pérdidas (ej: fricción)

El área por debajo de cualquier proceso en el diagrama T-s representa el calor intercambiado en dicho proceso

$$(dq)_{rev} = T ds; \quad q = \int (T ds)$$

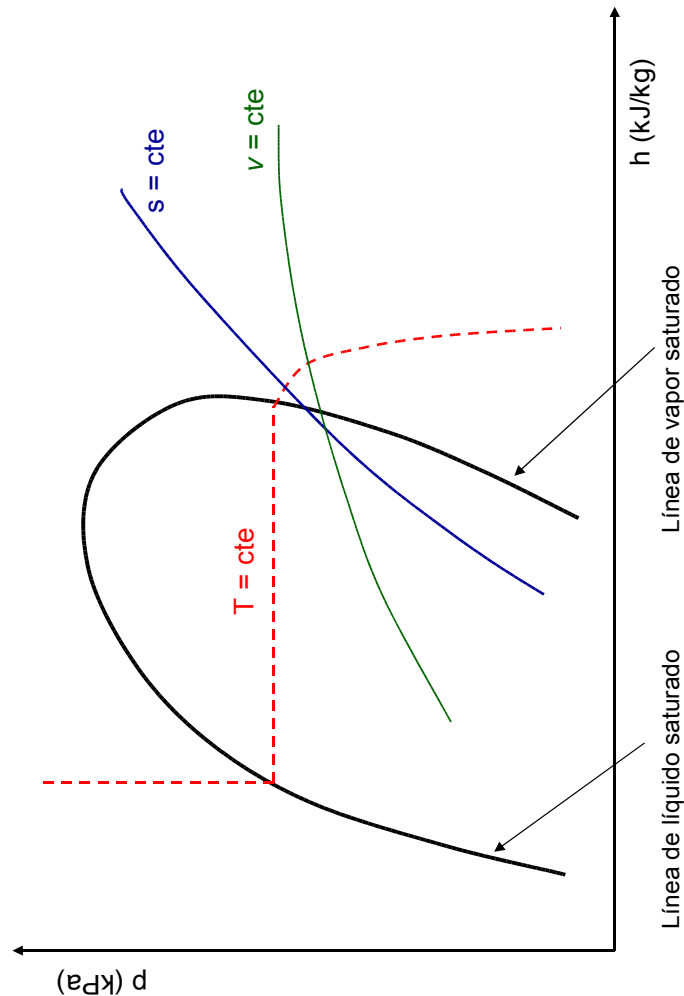
El valor de referencia que se suele tomar para la entropía es:
Líquido saturado a 0°C → 1 kJ/(kg K)

Líneas en el diagrama:

- Línea de saturación
- Líneas de presión constante
- Líneas de entalpía constante
- Líneas de volumen específico constante
- Líneas de título e vapor constante (zona bifásica)

2.3. Diagramas de refrigerantes

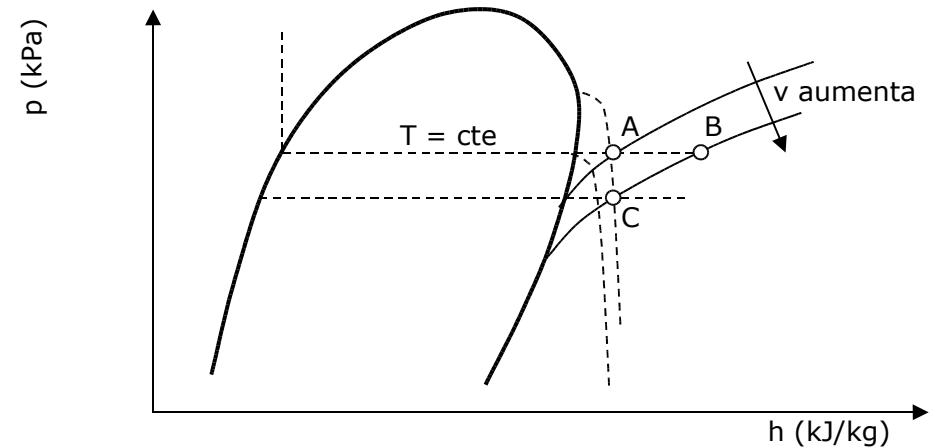
2.3.2. Diagrama presión - entalpía



3.2. Diagrama presión (p) – entalpía (h)

Muy útiles desde el punto de vista del cálculo, presión y temperatura fácilmente medibles y la entalpía es la variable fundamental para calcular las potencias intercambiadas.

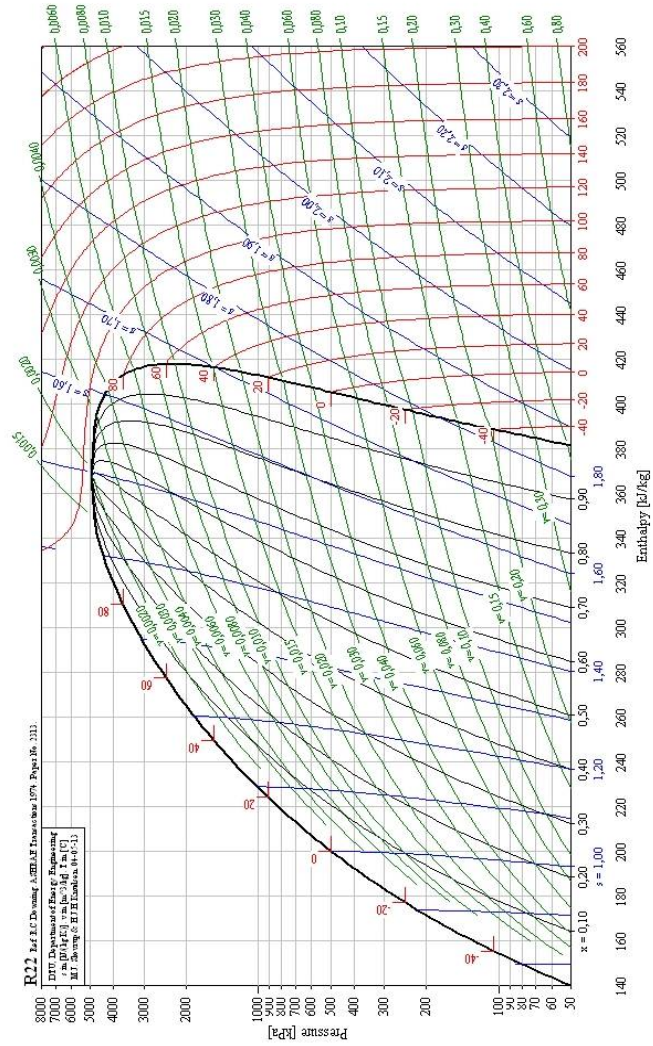
- Línea de saturación tumbada hacia la derecha
 - En el líquido saturado cuando se añade calor (líquido en equilibrio con su vapor en un depósito) aumenta a t^a y la presión y por tanto aumenta la entalpía.
- Zonas de líquido subenfriado / bifásica / vapor sobrecalentado.
- Isotermas:
 - Verticales en la zona de líquido subenfriado (líquido incompresible)
 - Horizontales en la zona bifásica (sustancia pura, cambio de fase)
- Volumen específico constante (m^3/kg , inversa de la densidad):
 - Cuando un cilindro a pistón libre (presión cte) con vapor sobrecalentado se le añade calor éste aumenta su volumen (como la masa no cambia también su volumen específico) $A \rightarrow B$.
 - Cuando a un vapor encerrado en un pistón se le aumenta la presión y se el enfría para mantener constante la t^a , este disminuye su volumen. $C \rightarrow A$



- Entropía constante: Compresión ideal (adiabática + reversible)
- Tablas con las propiedades de saturación.

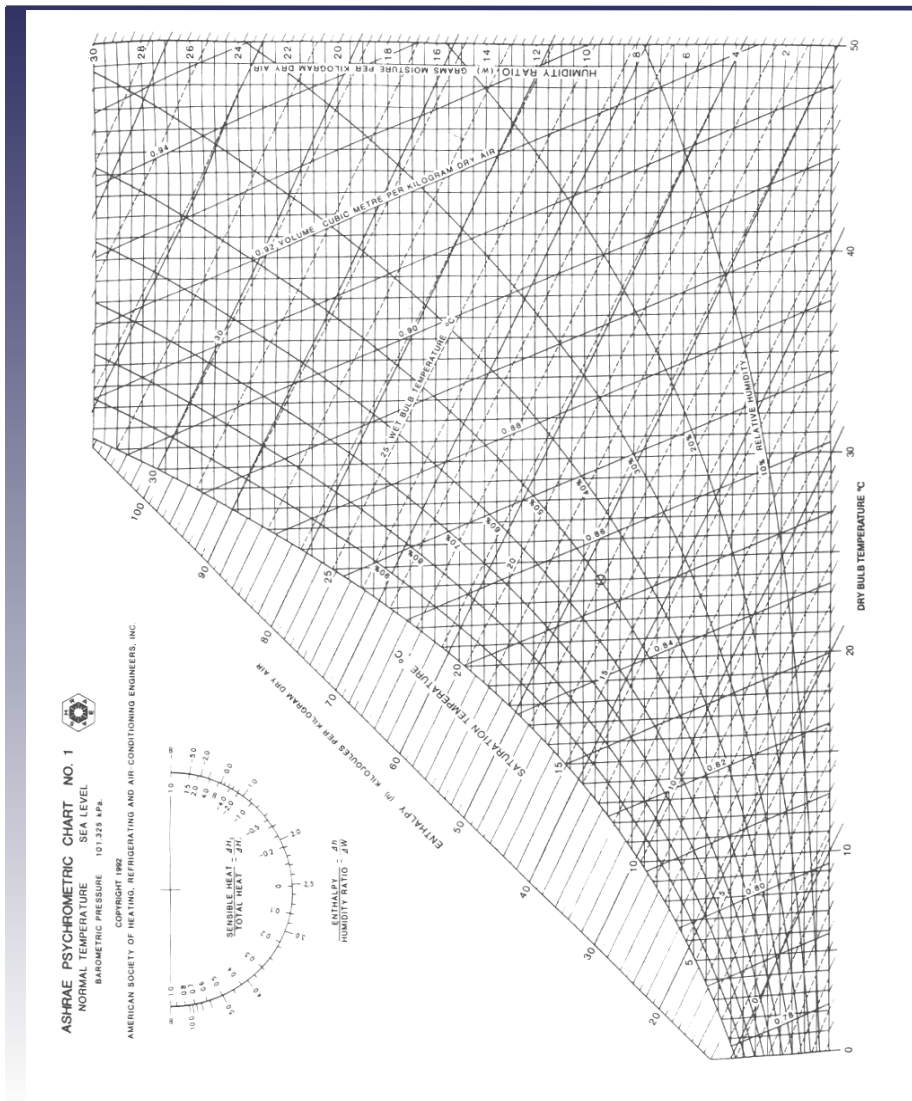
2.3. Diagramas de refrigerantes

2.3.2. Diagrama presión - entalpía



2.4. Diagramas psicrométricos del aire húm.

2.4.1. Diagrama de ASHRAE



4. Diagramas psicrométricos del aire húmedo

4.1. Diagrama psicrométrico de ASHRAE

Aire húmedo: Aire + vapor de agua

Curva de saturación:

La cantidad de vapor de agua que puede contener un aire depende de la temperatura y la presión total del mismo

Diagrama de ASHRAE: eje X -> Entalpía (h)
 eje Y -> Humedad absoluta (w)
 24,5° entre ambos

Ejemplo:

Temperatura seca, $t = 24^{\circ}\text{C}$

Humedad absoluta, $w = 9.3 \text{ g H}_2\text{O/kg a.s.}$

Humedad relativa, $\phi = 50\%$

Volumen específico, $v = 0.855 \text{ m}^3/\text{kg a.s.}$

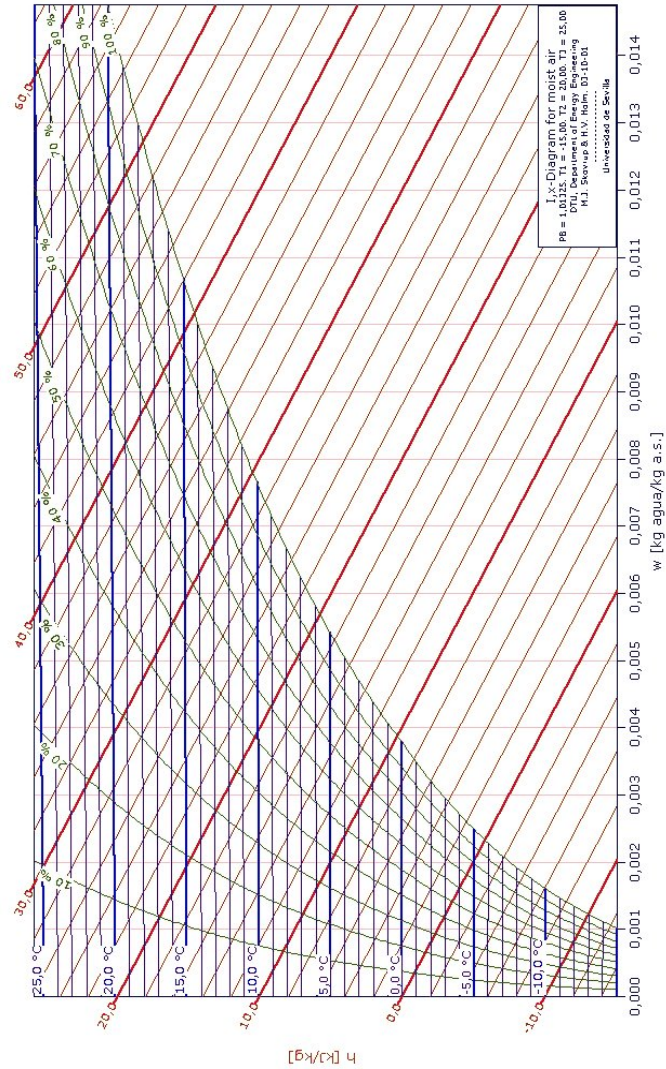
Entalpía, $h = 48 \text{ kJ/kg a.s.}$

Temperatura de bulbo húmedo, $t_h = 17^{\circ}\text{C}$

Temperatura de rocío, $t_r = 13^{\circ}\text{C.}$

2.4. Diagramas psicrométricos del aire húm.

2.4.2. Diagrama de Mollier



4.2. Diagrama psicrométrico de Mollier

eje X -> Humedad absoluta (w)

Eje Y -> Entalpía (h)

34° entre ambos

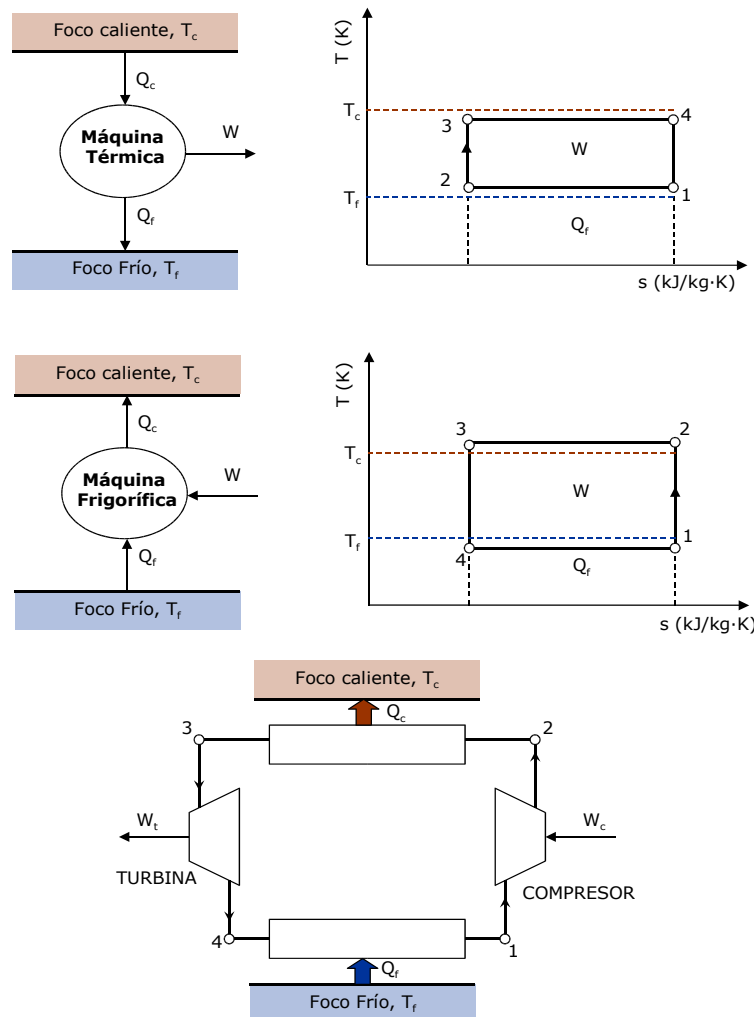
Tema 3: El Ciclo de Compresión Mecánica Simple

1. El ciclo de Carnot de refrigeración
2. Coeficiente de eficiencia energética (COP)
3. Revisión del ciclo de Carnot
4. El ciclo estándar de compresión de vapor
5. Subenfriamiento del líquido y recalentamiento del vapor
6. Ciclo real de compresión de vapor

Tema 3: El ciclo de compresión mecánica simple

En el presente tema partiendo de la definición del ciclo ideal de refrigeración de Carnot o ciclo inverso de Carnot desarrollamos el concepto de eficiencia energética de un ciclo frigorífico (COP). Planteamos los problemas asociados a la compresión húmeda y a la expansión isentrópica para llegar al ciclo, también ideal, estándar de compresión de vapor. Estudiamos los parámetros fundamentales de este ciclo y como pueden calcularse partiendo del diagrama p-h del refrigerante. Por último introducimos el subenfriamiento del líquido, el sobrecalentamiento del vapor y todas la irreversibilidades que nos conducen al ciclo real de compresión de vapor.

3.1. El ciclo de Carnot de refrigeración



1. El ciclo de Carnot de refrigeración

- Ciclo ideal de Carnot para producción de potencia: Máquina térmica ideal.
- Ciclo inverso de Carnot: Máquina frigorífica ideal.

Uno de los enunciados del 2º Principio de la termodinámica dice: "Para transferir calor de un foco a baja temperatura a un foco a alta temperatura es necesario absorber trabajo".

El ciclo inverso de Carnot es el ciclo de máxima eficiencia posible trabajando entre 2 temperaturas dadas.

Procesos en el ciclo inverso de Carnot:

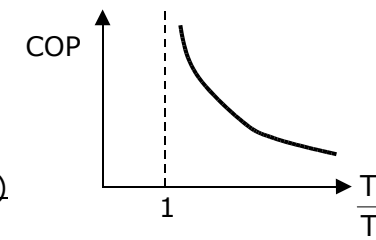
- 1-2: Compresión adiabática y reversible: isentrópica.
- 2-3: Evacuación de calor isoterma.
- 3-4: Expansión adiabática y reversible: isentrópica.
- 4-1: Absorción de calor isoterma.

Al fluido de trabajo se le llama refrigerante. En el diagrama $T-s$ los calores son las áreas por debajo de las curvas.

Aplicando el Primer principio al ciclo:

$$Q_c = Q_f + W; \quad W = W_c - W_t$$

El calor evacuado en el condensador es la suma del calor absorbido en el evaporador y el trabajo de compresión.



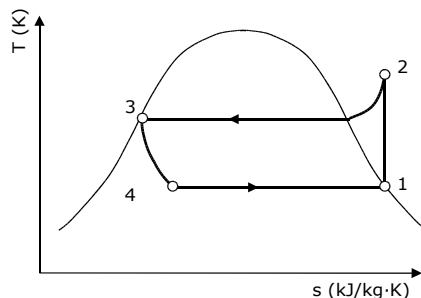
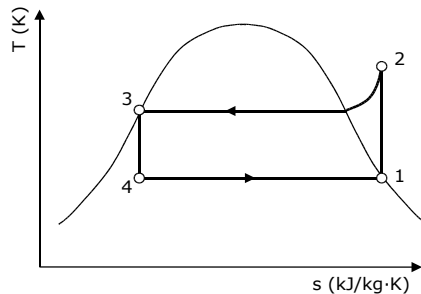
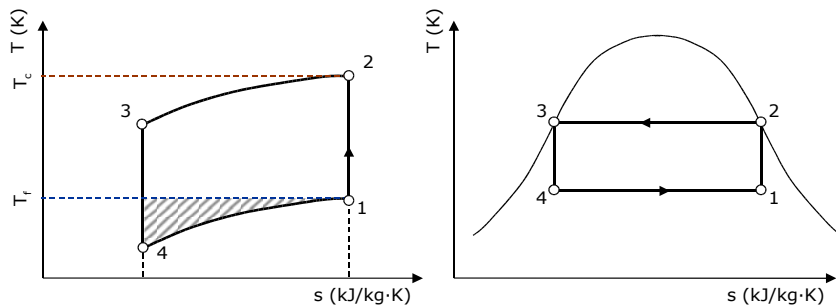
2. Coeficiente de eficiencia energética (COP)

Se le suele llamar COP, EER ó CEE

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto útil}}{\text{Coste}} = \frac{Q_f}{W} = \frac{(s_1 - s_4)T_1}{(s_1 - s_4)(T_2 - T_1)} = \frac{T_1}{T_2 - T_1} = \frac{1}{\frac{T_2}{T_1} - 1}$$

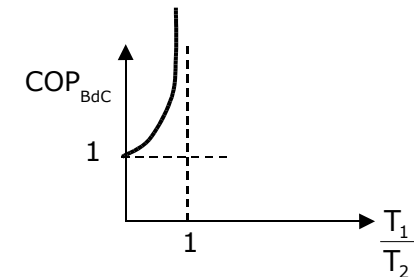
COP de Carnot sólo es función de las temperaturas de evaporación y condensación. Cuando T_2/T_1 aumenta COP baja y viceversa. Las temperaturas vienen impuestas por el problema a resolver.

3.3. Revisión del ciclo de Carnot



Para la bomba de calor:

$$\text{COP}_{\text{BdC}} = \frac{Q_c}{W} = \frac{(s_1 - s_4)T_2}{(s_1 - s_4)(T_2 - T_1)} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} = \frac{1}{1 - \frac{T_1}{T_2}} = \text{COP} + 1$$



Como termofrigobomba: ...

3. Revisión del ciclo de Carnot

Se intenta reproducir lo más fielmente posible el ciclo inverso de Carnot por su alta eficiencia.

□ Si se utilizará como refrigerante un fluido sin cambio de fase, los procesos de intercambio de calor 2-3 y 4-1 no podrían ser isoterms. El refrigerante se calentaría en el evaporador y se enfriaría en el condensador: La potencia frigorífica baja y el trabajo de compresión aumenta, luego el COP bajaría. Por tanto el proceso 2-3 debe ser una evaporación y el 4-1 una condensación.

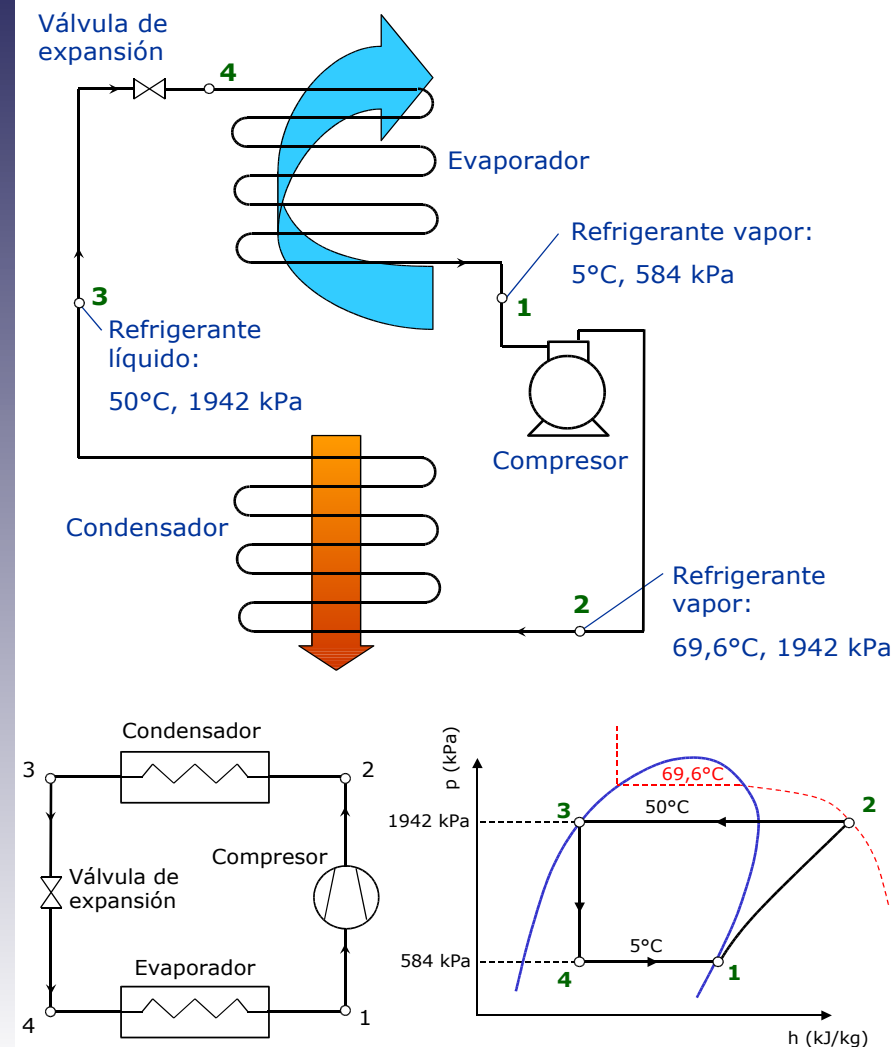
□ Compresión húmeda frente a compresión seca:

- Las gotas pueden dañar las partes móviles del compresor, velocidades usuales 25 rev/s proceso de compresión en 1/50 s
- El refrigerante líquido produce el lavado del lubricante acelerando el desgaste.

□ Proceso de expansión:

- La expansión isentrópica debe hacerse en una turbina, el trabajo obtenido es pequeño frente al de compresión
- Problemas de expansión en la zona húmeda
- Las turbinas encarecen mucho el coste inicial del equipo sin producir un beneficio proporcional
- Se utilizan válvulas de expansión o laminación que producen una gran pérdida de carga localizada: Proceso isentálpico.

3.4. El ciclo estándar de compresión de vapor



4. Ciclo estándar de compresión de vapor

Sigue siendo un ciclo ideal pero está mucho más cerca de lo técnicamente posible.

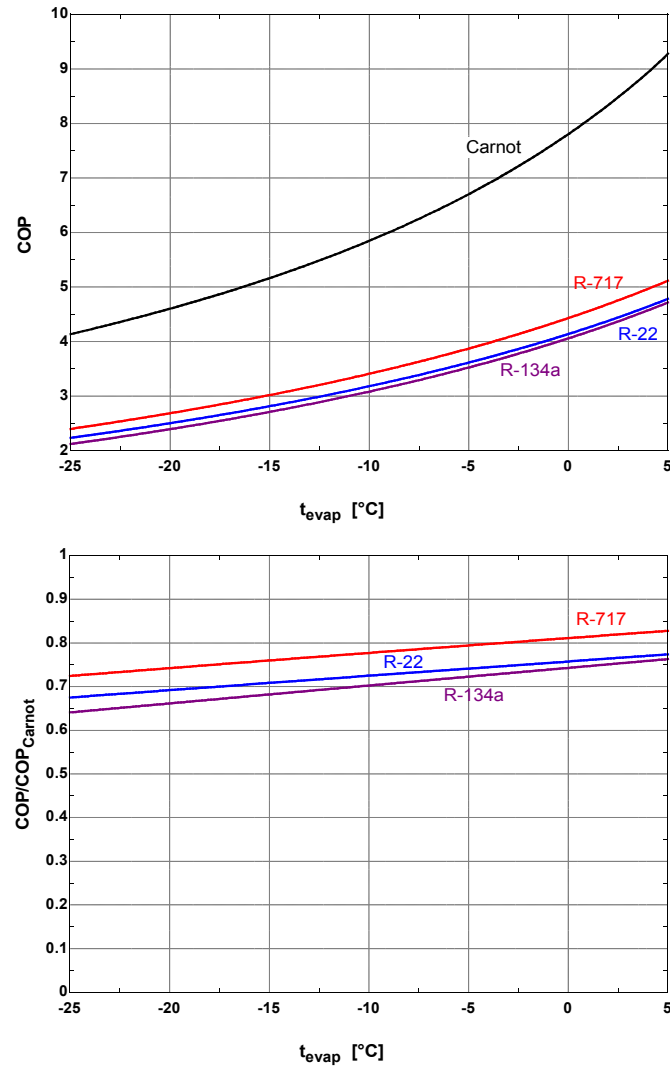
- Proceso 1-2 (Compresor): Compresión isentrópica desde vapor saturado a la presión de evaporación hasta la presión de condensación.
- Proceso 2-3 (Condensador): Evacuación de calor a presión cte (enfriamiento sensible + condensación).
- Proceso 3-4 (Válvula de expansión): Expansión adiabática e irreversible (isentálpica) desde líquido saturado hasta la presión de evaporación.
- Proceso 4-1 (Evaporador): Absorción de calor a presión cte hasta vapor saturado (evaporación).

Parámetros directamente extraíbles del diagrama p-h:

- Trabajo de compresión por kg de refriger.: $h_2 - h_1$ (kJ/kg)
- Potencia de compresión necesaria: $P_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1)$ (kW)
- Efecto frigorífico (calor absorbido por kg de refriger.): $h_1 - h_4$ (kJ/kg)
- Potencia frigorífica suministrada: $q_f = \dot{m}_R (h_1 - h_4)$ (kW)
- Potencia cedida en el condensador: $q_c = \dot{m}_R (h_2 - h_3)$ (kW)
- Coeficiente de eficiencia energética (COP)

$$\text{COP} = \frac{q_f}{P_c} = \frac{\dot{m}_R (h_1 - h_4)}{\dot{m}_R (h_2 - h_1)} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

3.4. El ciclo estándar de compresión de vapor



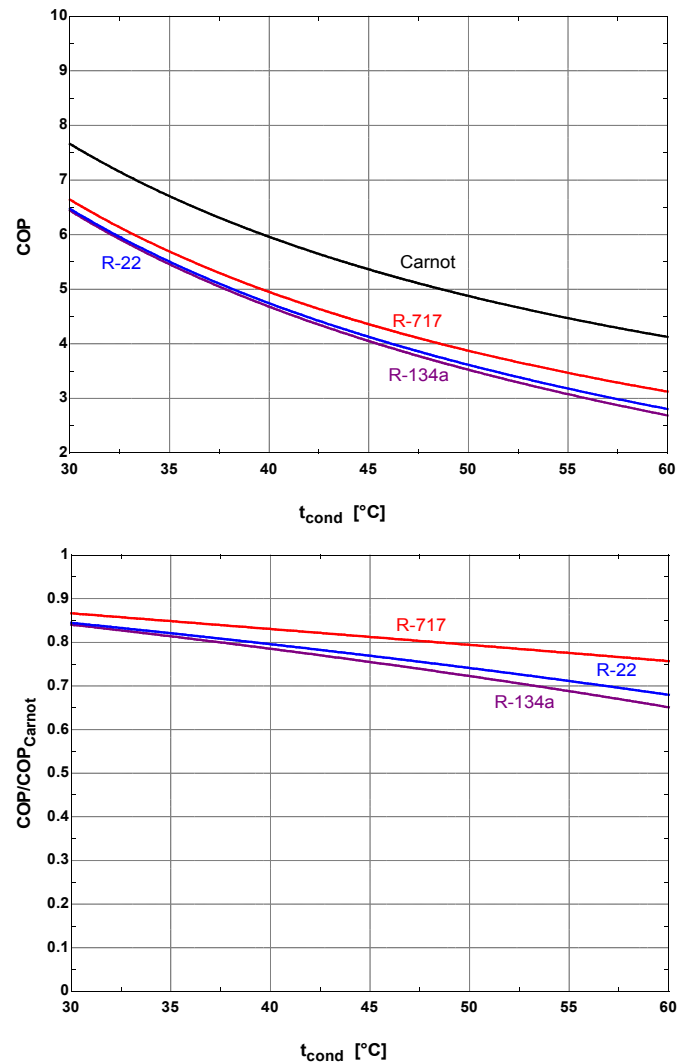
Si comparamos el COP del ciclo de Carnot con el del ciclo de estándar de compresión de vapor, vemos que existe una diferencia de eficiencia. Ya que el COP del ciclo estándar no sólo depende de las temperaturas de evaporación y condensación, también depende de las propiedades del refrigerante usado.

El COP para todos los refrigerantes (los más usados) es muy parecido.

Como primera estimación del COP se puede usar el siguiente número índice:

Calcular el COP de Carnot, usar la gráfica inferior para ver cual es el del ciclo estándar y después multiplicar por 0.8 (rendimiento típico del compresor) para estimar del COP del ciclo real.

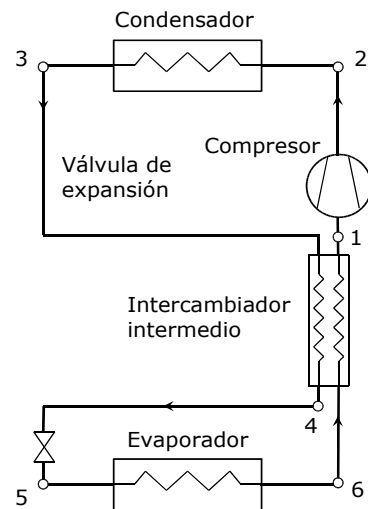
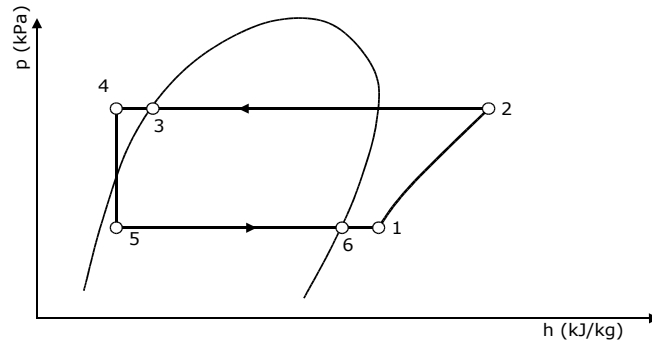
3.4. El ciclo estándar de compresión de vapor



La temperatura de evaporación tiene mayor influencia en el ciclo que la de condensación.

Aunque la temperatura de evaporación varía poco, una vez diseñado el ciclo, ya que viene establecida por la temperatura del proceso para el cual necesitamos frío.

3.5. Subenfriamiento del líquido y recalentamiento del vapor



5. Subenfriamiento del líquido y recalentamiento del vapor

Recalentamiento del vapor:

- ❑ Proteger el compresor asegurando compresión seca (golpe de líquido)
- ❑ Posible calentamiento en la línea de aspiración, diferencia si es dentro o fuera del local a refrigerar.
- ❑ Evaporador sobredimensionado puede recalentar.
- ❑ El COP suele bajar

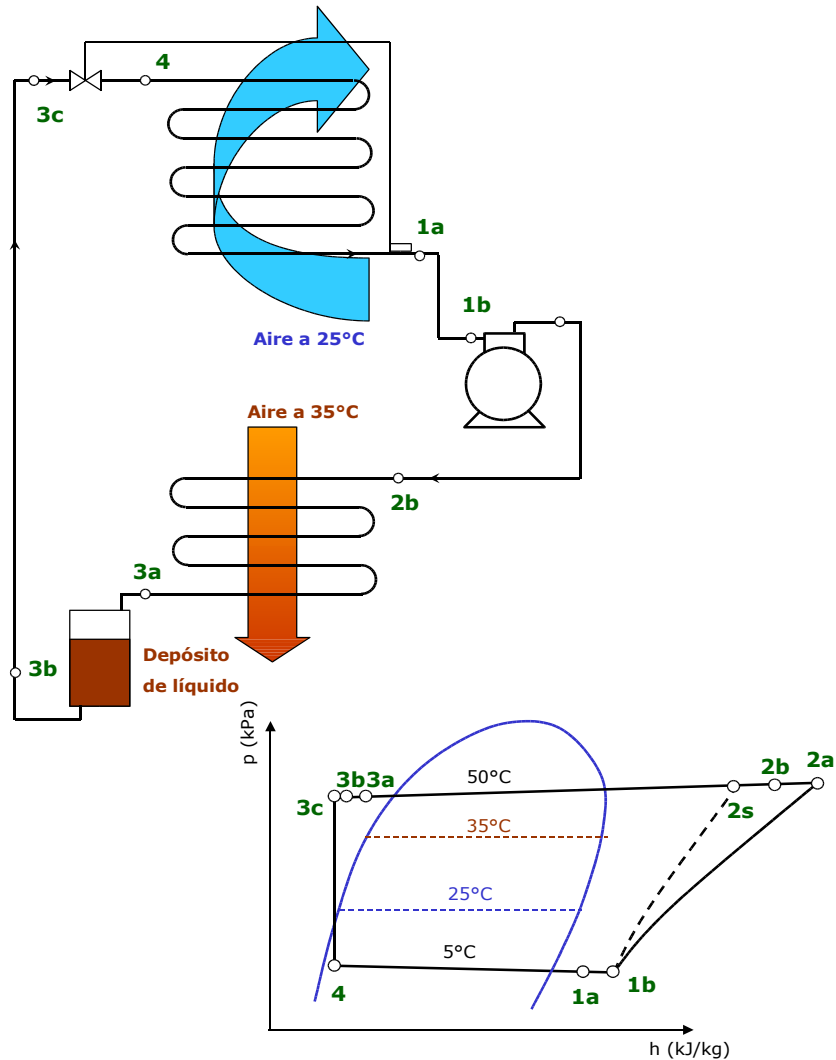
Subenfriamiento del líquido:

- ❑ Enfriamiento en la línea de líquido (bajo salto térmico)
- ❑ Condensador sobredimensionado
- ❑ COP sube ligeramente.

Suele utilizarse un intercambiador intermedio para asegurar el recalentamiento

$$\dot{m}_R(h_1 - h_6) = \dot{m}_R(h_3 - h_4)$$

3.6. El ciclo real de compresión de vapor



6. Ciclo real de compresión de vapor

- ❑ La temperatura de evaporación debe ser menor que la temperatura que se desea mantener, cuanto menor depende del dimensionado del evaporador, y la temperatura de condensación debe ser mayor que la temperatura del medio al cual se evacúa calor (depende de nuevo del dimensionado del condensador).
- ❑ Pérdidas de carga en el evaporador, condensador y líneas de refrigerante (típico en un evaporador 15-20 kPa).
- ❑ Recalentamientos y subenfriamientos en las líneas de refrigerante.
- ❑ Compresor no isentrópico

Tema 4: Cálculo de Cargas Frigoríficas

1. Ganancia de calor por transmisión
2. Carga debida al producto
3. Carga por infiltración de aire exterior
4. Cargas debidas a fuentes internas
 - 4.1. Iluminación
 - 4.2. Ocupación
 - 4.3. Ventiladores
 - 4.4. Otros
5. Números índice

Tema 4: Cálculo de Cargas Frigoríficas

El cálculo de cargas frigoríficas de una instalación es el paso inicial en el diseño de la misma y pretende determinar la potencia frigorífica máxima necesaria para cubrir las necesidades de dicha instalación.

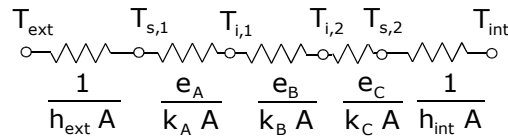
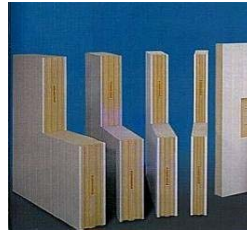
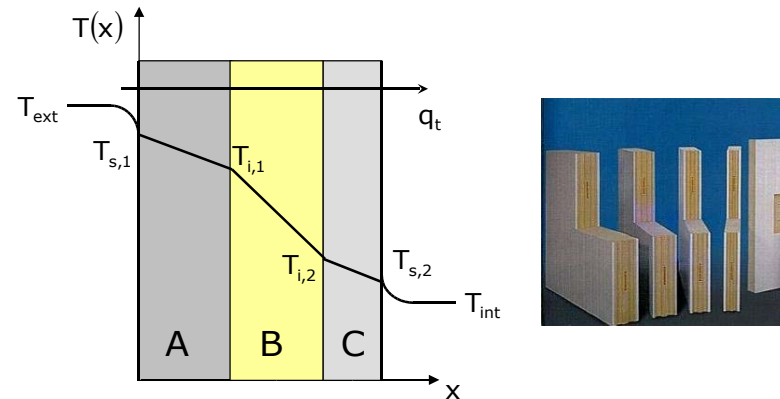
Este cálculo se realiza en las condiciones más desfavorables (aquellas que producen unas mayores necesidades frigoríficas).

Esta potencia máxima permitirá diseñar y dimensionar los equipos, tales como, compresores, condensadores, evaporadores, líneas de refrigerante, etc.

El Potencia frigorífica (también llamada carga) máxima que debe suministrar el evaporador, puede dividirse en diferentes componentes de carga:

1. Ganancia de calor por transmisión (paredes, suelos y techos)
2. Carga debida al producto
 - 2.1. Carga de enfriamiento y/o congelación del producto
 - 2.2. Carga de respiración del producto
3. Carga de infiltración de aire exterior
4. Cargas de fuentes internas
 - 4.1. Carga de iluminación
 - 4.2. Carga de ocupantes
 - 4.3. Carga de ventiladores y motores
 - 4.4. Carga de otras fuentes internas
5. Carga de desescarche

4.1. Ganancias de calor por transmisión



$$q_t = \frac{(T_{ext} - T_{int})}{\sum R_t} = \frac{(T_{ext} - T_{int})}{\frac{1}{h_{ext} A} + \frac{e_A}{k_A A} + \frac{e_B}{k_B A} + \frac{e_C}{k_C A} + \frac{1}{h_{int} A}}$$

Coeficiente global de transferencia de calor

$$q_t = UA(T_{ext} - T_{int}) \quad U = \frac{1}{\frac{1}{h_{ext}} + \frac{e_A}{k_A} + \frac{e_B}{k_B} + \frac{e_C}{k_C} + \frac{1}{h_{int}}}$$

Condiciones exteriores e interiores	Coef. de película (W/m²K)
Exterior, invierno (6,7 m/s)	34
Exterior, verano (3,4 m/s)	23
Interior, superficie vertical	8,3
Interior, superficie horizontal, flujo ascendente	9,3
Interior, superficie horizontal, flujo descendente	6,1

1. Ganancia de calor por conducción

La cantidad de calor ganada a través de un cerramiento multicapa puede calcularse haciendo uso de la analogía eléctrica por conducción, en las cuales se incluyen las resistencias asociadas a las diferentes capas de material (e/k) y las resistencias convectivas en las superficies interna y externa del cerramiento ($1/h$).

En la mayoría de los casos los cerramientos de las cámaras o túneles frigoríficos se realizan en paneles aislantes "sandwich", cuya resistencia es bastante alta comparada con el resto de las resistencias.

4.1. Ganancias de calor por transmisión

Material	Conductividad (W/m·K)
Espuma de vidrio celular	0,050
Poliuretano celular	0,023
Poliestireno expandido	0,035
Poliestireno estruido	0,027
Fibra de vidrio	0,036
Polisocianurato	0,020

Temperatura Interior	Resistencia Térm. (m²K/W)	Espesor (mm)
Más de 0°C	2,92	50
Menos de 0°C	3,66	75
Menos de -25°C	5,87	100
Menos de -45°C	7,33	125
Menos de -57°C	8,81	150

Color exterior de la superficie	Este/Oeste (°C)	Sur (°C)	Horizontal (°C)
Superficie Oscura	5	3	11
Superficie Media	4	3	9
Superficie Clara	3	2	5

6.2. Carga debida al producto

Almacenamiento de fresco: $Q_p = m_{ent} c_f (t_{ent} - t_{alm}) + m_{alm} \Delta h_f$

Congelación: $Q_p = m_{ent} c_f (t_{ent} - t_{fc}) + m_{ent} \Delta h_{fc} + m_{ent} c_c (t_{fc} - t_{alm})$

Almacenamiento de congelado: $Q_p = m_{ent} c_c (t_{ent} - t_{alm})$

Los materiales aislantes se caracterizan por una muy baja conductividad, pero muchos de ellos pierden sus características con el tiempo debido a la absorción de humedad, que por tanto debe ser evitada.

Las temperaturas exteriores de diseño pueden tomarse de la norma UNE 100-001-85 para el percentil del 1% (sólo el 1% de las horas del año la temperatura exterior fue superior), la temperatura húmeda coincidente usará para la carga latente debida a infiltración, sin embargo la húmeda no coincidente será usada para el diseño de condensadores evaporativos o torres de refrigeración conectadas a condensadores.

Sevilla: Temperatura seca y húmeda coincidente (1%): 37,8°C / 23,8°C
Temperatura húmeda (1%): 25,0°C

La tabla central muestra una recomendación del nivel de aislamiento en función de la temperatura de trabajo de la aplicación.

La última tabla sugerida por ASHRAE Refrigeration Handbook muestra el incremento de temperatura exterior de diseño a aplicar para tener cuenta el efecto de la radiación solar sobre superficies exteriores.

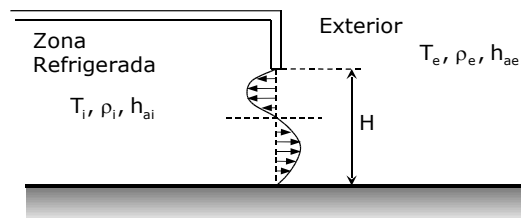
2. Carga debida al producto

Tal y como fue descrita en el tema anterior.

Debe también tenerse en cuenta el calor de enfriamiento del embalaje o cajas en las cuales el producto se encuentra almacenado. A falta de mejores datos (10% de la masa entrante) con calor específico: 0,5 kcal/kg°C

También debe recordarse que la carga diaria debida al producto debe dividirse por el número de horas de funcionamiento o tiempo en el cual se desee que toda el producto entrante se encuentre en las condiciones deseadas.

4.3. Cargas por infiltración de aire exterior



Fórmula de Gosney y Olama:

$$\dot{V} = C_{inf} A \sqrt{H} \left(\frac{\rho_i - \rho_e}{\rho_i} \right)^{1/2} \left(\frac{2}{1 + (\rho_i / \rho_e)^{1/3}} \right)^{3/2}$$

\dot{V} : Caudal de aire infiltrado (m³/s)

C_{inf} : 0,692 \sqrt{m} / s

A : Área de la apertura (m²)

H : Altura de la apertura (m)

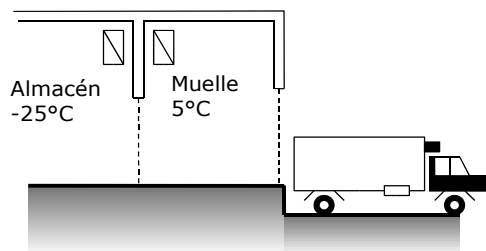
ρ_i, ρ_e : Densidades del aire interior y exterior (kg/m³)

h_c : Coeficiente de película (W/m²K)

$$\dot{m} = \dot{V} \left(\frac{\rho_i + \rho_e}{2} \right) \quad q_{inf} = \dot{m} (h_{ae} - h_{ai}) \frac{\Delta t_{abierto}}{\Delta t_{func}}$$

Reducción de cargas de infiltración:

- Cortinas de aire (65 a 80%)
- Vestíbulos
- Bandas de plástico (85%)
- Muelles de carga refrigerados



3. Carga por infiltración de aire exterior

A través de las puertas, cuando éstas se encuentran abiertas, se establece un flujo de aire debido a las diferencias de temperatura entre el interior y el exterior de la zona refrigerada. Las presiones a ambos lados de las puertas son diferentes debido a las diferentes densidades. El aire frío sale de la cámara por la parte inferior y por continuidad el caliente ingresa a la cámara por la zona superior de la apertura.

El aire exterior es más caliente y húmedo que el aire interior introduce por tanto carga sensible y latente.

La carga de infiltración es muy importante y suele tomar valores entre 1/3 y 1/4 de la carga total de refrigeración.

La fórmula de Gosney y Olama establece el caudal de aire entre dos zonas a diferente temperatura. Para el cálculo final de la carga de infiltración otro valor muy importante es el tiempo que se estima que la puerta estará abierta respecto al tiempo total de funcionamiento.

Los métodos más usados para intentar reducir la carga de infiltración son:

- Cortinas de aire: Pueden producir una reducción del 65 al 80%
- Vestíbulos: Caros y entretienen mucho el trasiego
- Persianas de plástico: Hasta un 85% de reducción
- Muelles de carga refrigerados: Estos se acondicionan a una temperatura positiva intermedia y condensan gran cantidad del agua infiltrada que en el almacén se convertiría en hielo.

4.4. Cargas debidas a fuentes internas

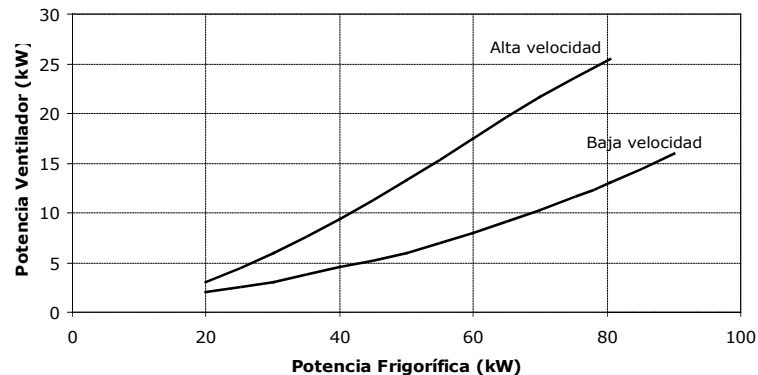
- Iluminación: 15 W/m²: Salas de proceso
5 W/m²: Almacén congelados

- Ocupación: $q_{\text{ocup}} [\text{W}] = 272 - 6 T [^{\circ}\text{C}]$

122 W:	25°C
212 W:	10°C
272 W:	0°C
332 W:	-10°C
422 W:	-25°C



- Ventiladores:



Otros:

- Maquinaria transportadora (5 a 10 kW a plena pot.)
- Equipo de procesamiento

4. Cargas debidas a fuentes internas

- Carga de Iluminación:

Debe de incluirse la potencia de las luminarias instaladas más la de las reactancias y/o equipos auxiliares presentes en la cámara. La potencia lumínica oscila entre 15 W/m² para salas de proceso, despique, etc. A 5 W/m² para almacén de congelados. Finalmente debe multiplicarse la carga por la fracción de tiempo que la luminaria se encuentre encendida.

- Carga de Ocupación:

La cantidad de calor generada por un ocupante depende de la actividad y el grado de vestidura del ocupante y de la temperatura del espacio. La expresión de la transparencia es un valor medio que debe multiplicarse la carga por la fracción de tiempo que el ocupante se encuentre en la zona.

- Carga de ventiladores y motores:

La potencia desprendida por los motores eléctricos de los ventiladores depende de la potencia frigorífica del evaporador que inicialmente no se conoce. La gráfica de la transparencia da una estimación inicial que posteriormente debe ser revisada.

- Carga debida a otras fuentes internas:

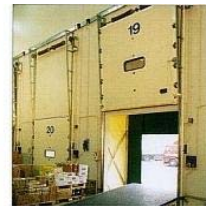
Maquinaria transportadora: Casi todos los almacenes disponen de pequeños carros para transporte y elevación de mercancía. Su consumo a plena potencia oscila entre 5-10 kW, este valor debe ser multiplicado por la fracción de tiempo que estos equipos están operando.

Equipo de procesamiento: En las salas de procesamiento existe maquinaria diversa cuyo consumo también debe ser tenido en cuenta como fuente interna

La carga por desescarche de los evaporadores depende del método de desescarche utilizado, en principio el calor de desescarche debe invertirse en descongelar el agua que posteriormente es eliminada. Sin embargo la eficiencia del desescarche es baja y se suele considerar toda la potencia. Muchos diseñadores no la consideran y la incluyen en el sobredimensionado.

4.5. Números índice

Tipo de aplicación	Carga frigorífica total (kW por 1000 m ³)
Almacenamiento de congelados	2,5 a 15
Almacenamiento de fresco	10 a 15
Muelle de carga	15 a 25
Sala de procesado	20 a 60



5. Números índice

El cálculo de cargas es un proceso inexacto y por ello muchos diseñadores utilizan sus propias estimaciones sobre los diferentes componentes de carga simplificando los valores expuestos en este capítulo. El uso de factores de sobredimensionado es algunas veces interesante puesto que a pesar de suponer un mayor coste inicial puede hacer frente a inesperadas ampliaciones a nuevos productos y/o procesos.

Los diseñadores con experiencia conocen cual es el componente de carga predominante en las distintas aplicaciones y sólo calculan con más detalle este.

Congelación:	Carga del producto
Almacenamiento corto:	Infiltración
Salas de procesamiento:	Cargas internas (luces, ocupación, equipo)

Debe de comprobarse que los valores calculados no difieren en exceso de los números índice mostrados en la tabla de la transparencia.

Tema 5: Tipología y Clasificación de Compresores

1. Clasificación en función de la forma de compresión
 - 1.1. Compresores alternativos
 - 1.2. Compresores rotativos de paletas y excentrica
 - 1.3. Compresores rotativos de espiral
 - 1.4. Compresores rotativos de tornillo
 - 1.5. Compresores centrífugos
2. Clasificación en función del montaje

5.1. Clasificación en función de la forma de compresión

❑ Desplazamiento positivo o volumétricos

○ Alternativos

- **Ordinarios**
- Especiales

○ Rotativos

- De paletas
- De excéntrica
- De espiral (scroll)
- **De tornillo (screw)**

❑ Desplazamiento cinemático o dinámicos

- Centrífugos
- Axiales

1. Clasificación de los compresores en función de la forma de compresión.

- ❑ Compresores de desplazamiento positivo o volumétricos: Aumentan la presión del vapor de refrigerante reduciendo el volumen interno de una cámara, consumiendo para ello un trabajo mecánico.
- ❑ Compresores de desplazamiento cinemático o dinámicos: Aumentan la presión convirtiendo presión dinámica en presión estática. Primero se acelera el fluido y posteriormente se frena.

Los compresores más usados en refrigeración industrial son los alternativos y los de tornillo.

Para climatización se usan alternativos y de espiral para máquinas pequeñas y alternativos, de tornillo y centrífugos para máquinas de mayor tamaño.

5.1. Clas. en func. de la forma de compresión

5.1.1. Compresores alternativos



Características:

- ❑ Potencia de 5 a 800 kW
- ❑ Simple y doble efecto
- ❑ En línea, radiales, en V, W
- ❑ 1450 - 2900 rpm
- ❑ Caudales $> 1500 \text{ m}^3/\text{h}$
usar varios compresores
- ❑ Parcialización por etapas



1.1. Compresores alternativos

- ❑ Amplia gama de potencia
- ❑ Simple efecto o doble efecto.
- ❑ En línea, en V, en W, radiales.
- ❑ Velocidades de giro 1500, 3000 rpm.

5.1. Clas. en func. de la forma de compresión

5.1.2. Compresores rotativos de paleta y excéntrica

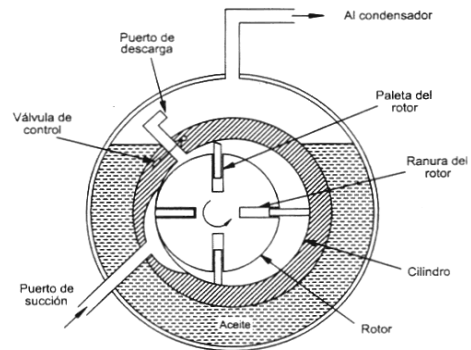


Figura 4.9 - Compresor rotativo del tipo de paletas

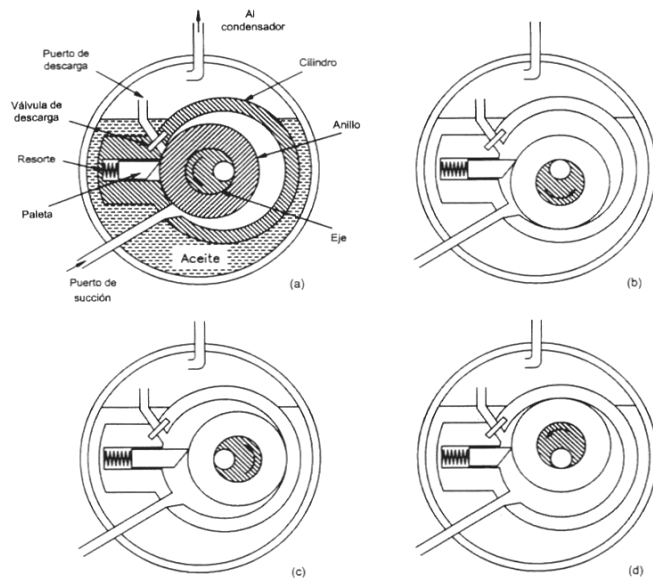


Figura 4.10 - Compresor rotativo de tipo de excéntrica

1.2. Compresores rotativos de paletas y de excéntrica

Potencias no muy elevadas.

5.1. Clas. en func. de la forma de compresión

5.1.3. Compresores rotativos de espiral (scroll)

1.3. Compresores rotativos de espiral (scroll)

gama de potencia baja en equipos prefabricados

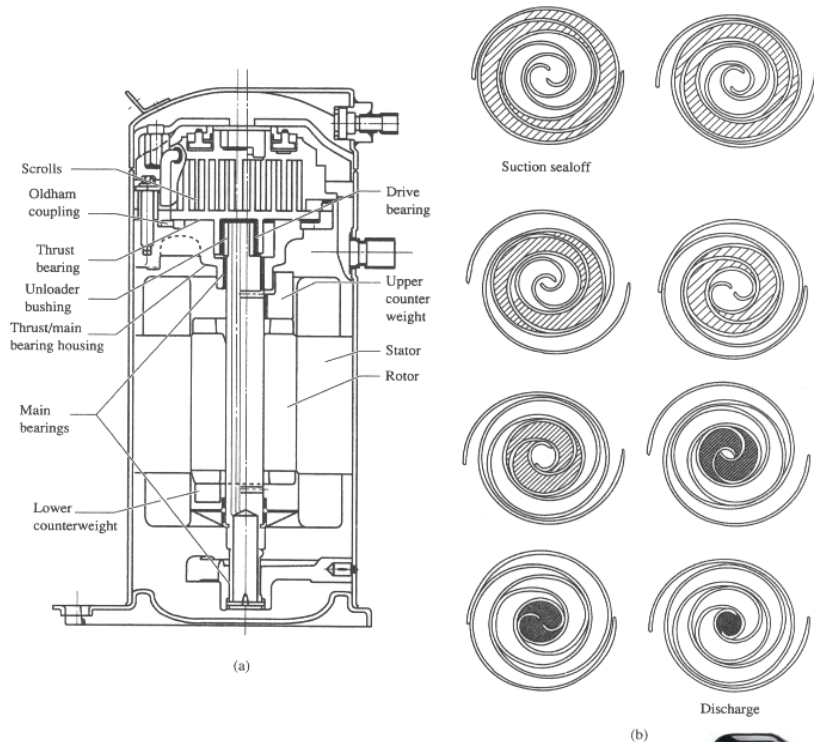


FIGURE 11.26 (a) Scroll compressor and (b) scroll compression processes. (Source: ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment. Reprinted with permission.)

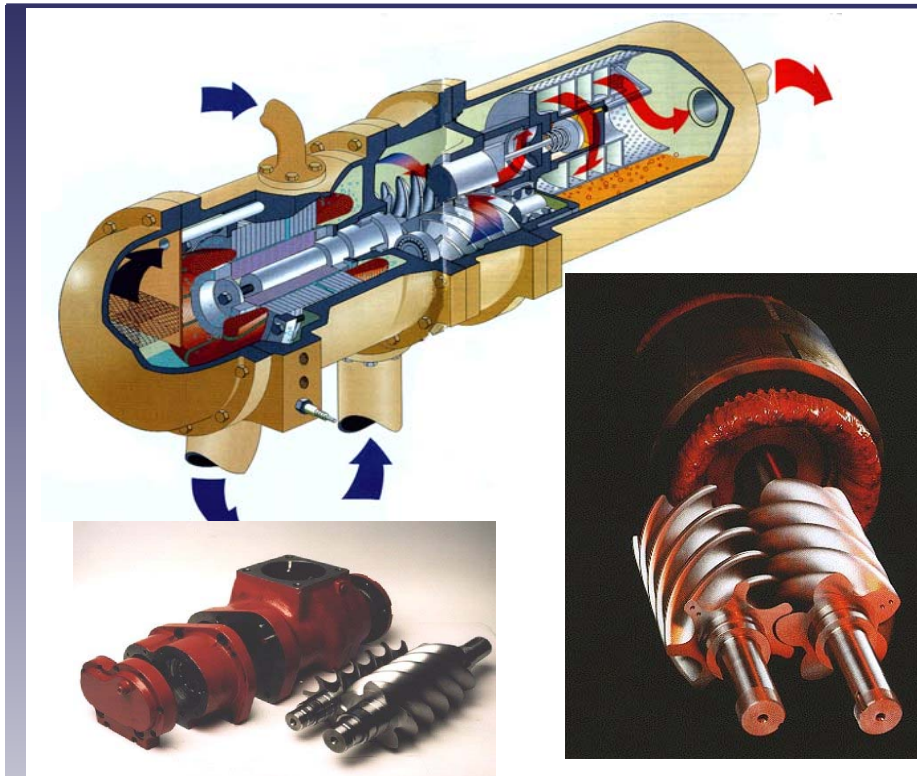
Características:

- ❑ Potencia de 5 a 40 kW
- ❑ Bajo nivel sonoro
- ❑ 1450 rpm
- ❑ Parcialización múltiples compresores



5.1. Clas. en func. de la forma de compresión

5.1.4. Compresores rotativos de tornillo (screw)



Características:

- Potencia de 100 a 1000 kW (Máxima 4000 kW)
- 1450 -10000 rpm
- Lubricación muy importante
- Parcialización continua hasta 10% o por etapas



1.4. Compresores de tornillo

- Compresores con dos tornillos: Tornillo motor y tornillo arrastrado.
- La cavidad comprendida entre ambos tornillos y la carcasa se reduce.
- Aceite entre ambos tornillos con doble función: Lubricación y cierre
- Potencias medias-alta. El número de compresores para la misma potencia es mucho menor que el número de compresores alternativos.
- Regulación de potencia utilizando una válvula de corredera que cambia el lugar de comienzo de la compresión.

5.1. Clas. en func. de la forma de compresión

5.1.5. Compresores centrífugos

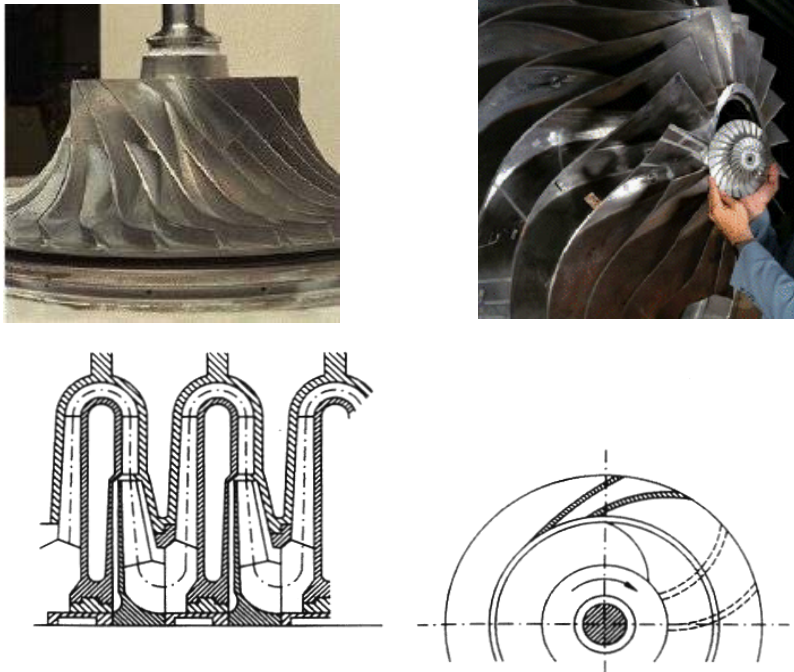


Figura 4.13 - Compresor centrífugo

Características:

- ❑ Potencia superiores a 1500 kW
- ❑ 10000-30000 rpm
- ❑ Parcialización continua
 - 1 etapa hasta 40%
 - 2 etapas hasta 15%
- ❑ Larga duración en funcionamiento continuo

1.5. Compresores centrífugos.

- ❑ El gas entra por el centro y es acelerado radialmente en el rodete. Convirtiendo la energía cinética en presión.
- ❑ Normalmente se utilizan múltiples rodetes.
- ❑ Se suele utilizar compresión en múltiples etapas con enfriamiento intermedio.
- ❑ Son necesarios refrigerantes de alta densidad R-11, R-113 o similares. Se utiliza últimamente R-134a

5.2. Clasificación en función del montaje

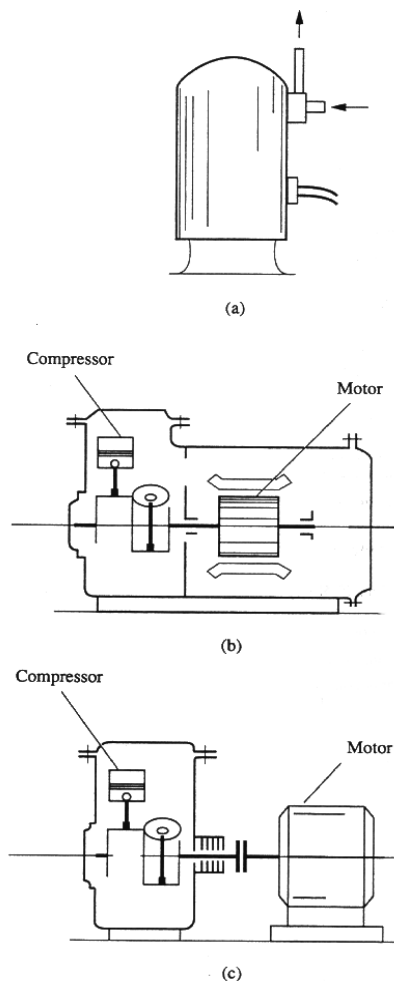


FIGURE 9.14 Hermetic and open-type compressors: (a) hermetic; (b) semihermetic; and (c) open.



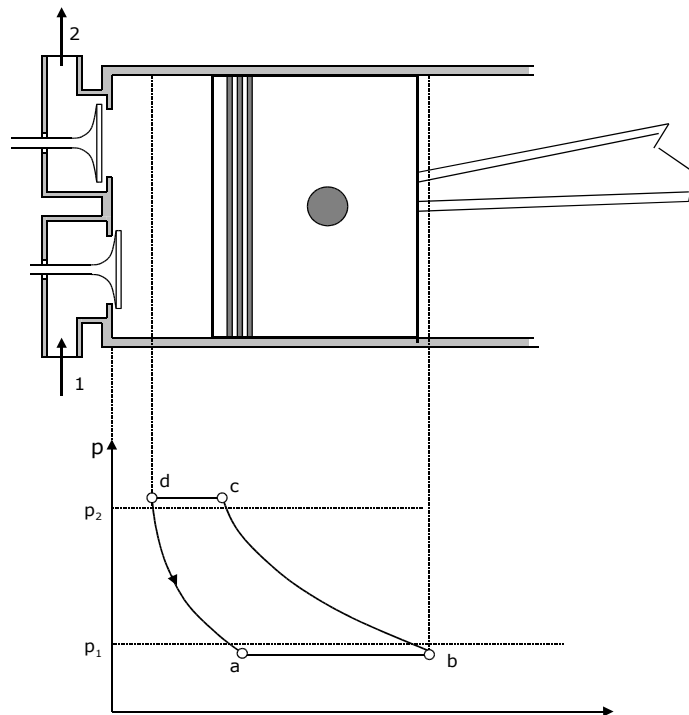
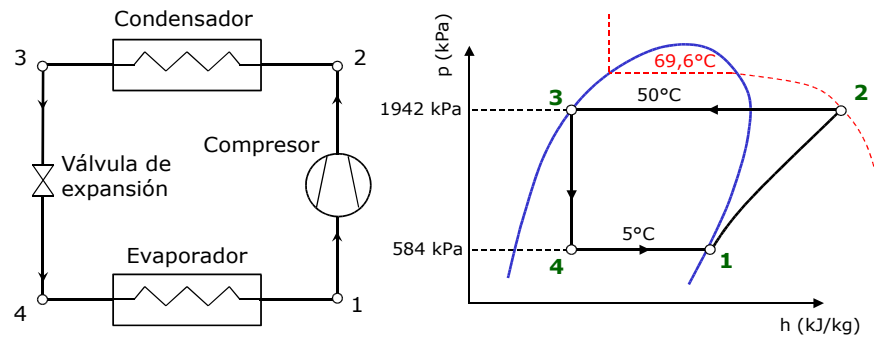
2. Clasificación de los compresores en función del montaje.

- Herméticos: No desmontables, motor eléctrico y compresor en la misma carcasa.
 - Mínimas fugas de refrigerante.
 - Motor eléctrico refrigerado por el gas de admisión. Mejor funcionamiento del motor. Compatibilidad refrigerante-devanados.
- Semiherméticos (Hermético Accesible): Igual que el hermético pero desmontable para reparación.
- Abiertos: Motor y compresor montados por separado.
 - Motor separado del circuito frigorífico muy usado con el amoníaco. (Corrosión del amoníaco al cobre).
 - Dificultad de mantenimiento de las juntas: Fugas, desgaste, peor rendimiento mecánico.

Tema 6: Compresores Alternativos

1. Comportamiento de compresores alternativos
2. Parámetros fundamentales
3. Influencia de la temperatura de evaporación / condensación
4. Rendimiento isentrópico
5. Regulación de capacidad
6. Uso de catálogos técnico

6.1. Comportamiento de compresores alternativos



1. Comportamiento de los compresores alternativos

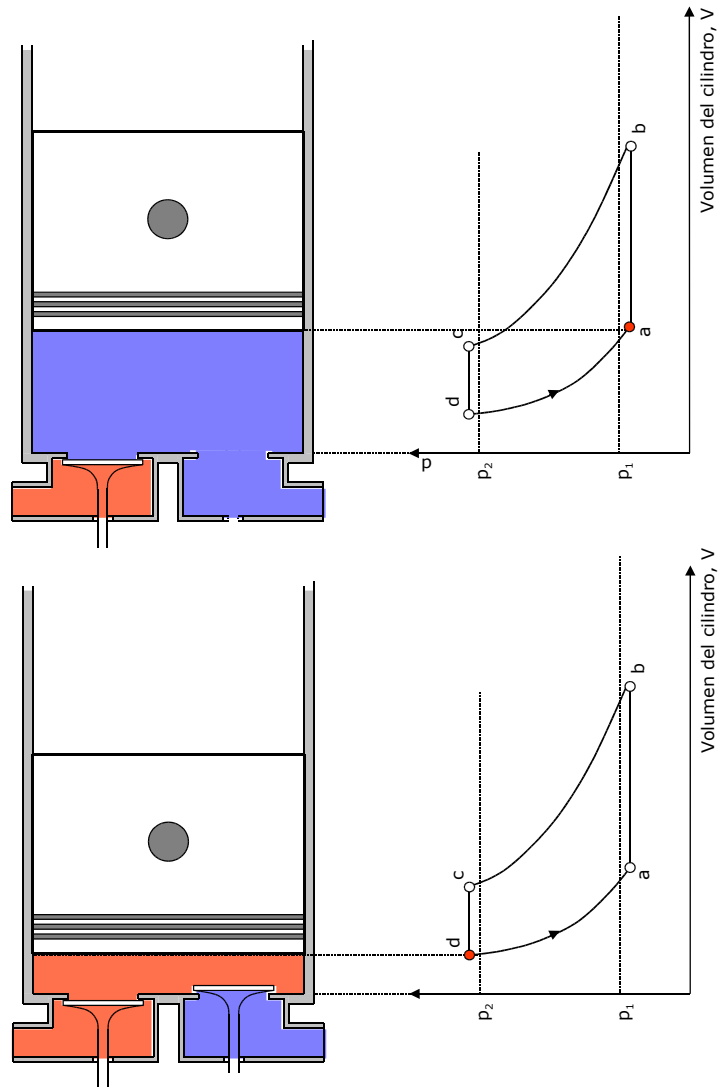
Carrera descendente:

- Proceso d-a: Reexpansión del gas en el interior del cilindro.
- Proceso a-b: Aspiración o admisión de refrigerante.

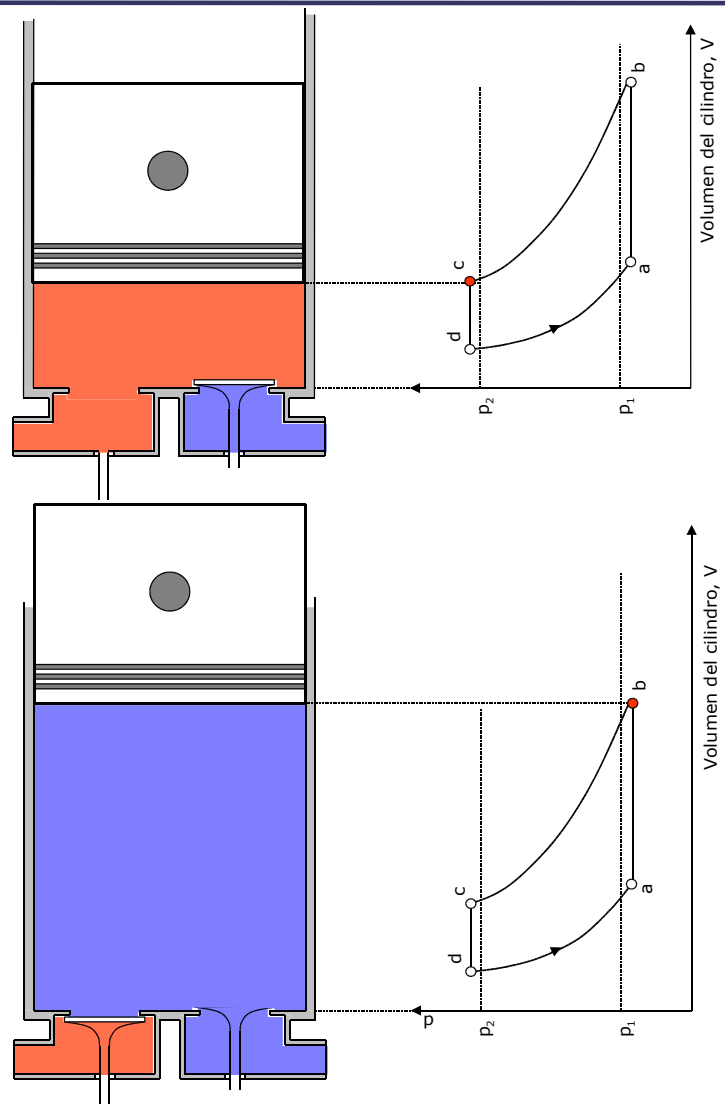
Carrera Ascendente:

- Proceso b-c: Compresión
- Proceso c-d: Descarga de refrigerante

6.1. Comportamiento de compresores alternativos



6.1. Comportamiento de compresores alternativos



6.1. Comportamiento de compresores alternativos

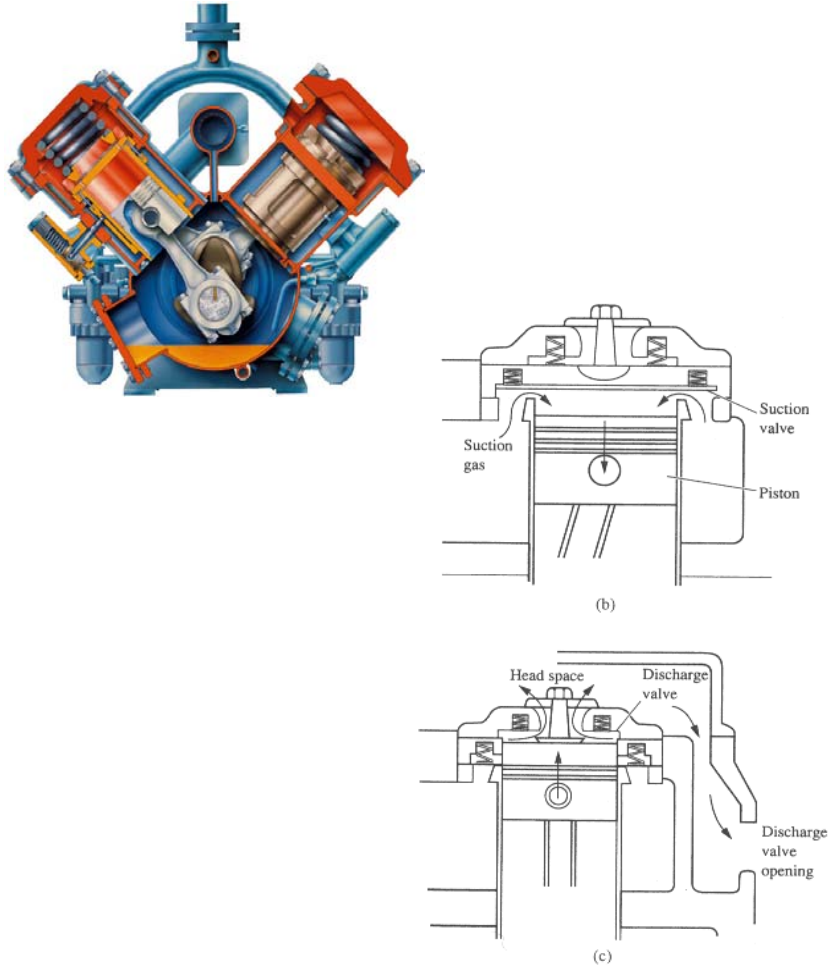


FIGURE 11.5 Schematic reciprocating compressor: (a) sectional view; (b) intake stroke; (c) compression and discharge stroke. (Source: Trane Reciprocating Refrigeration and Refrigeration Compressors. Reprinted with permission.)

6.2. Parámetros fundamentales

Desplazamiento volumétrico

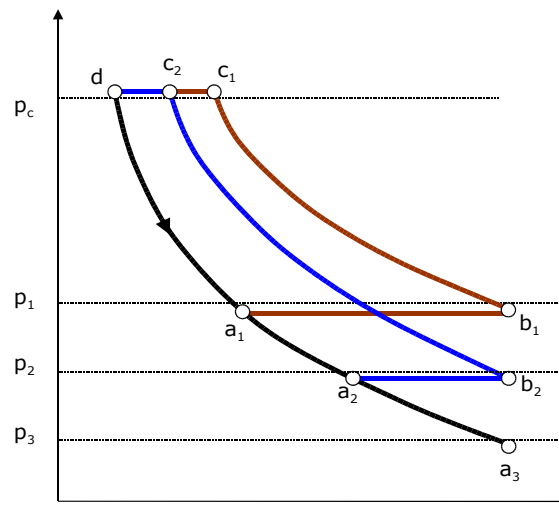
$$\dot{V}_t = N_c \frac{\pi D_c^2}{4} L_c \omega = N_c (V_b - V_d) \omega$$

Caudal volumétrico de succión

$$\dot{V}_{R,1} \approx N_c (V_b - V_a) \omega$$

Rendimiento volumétrico

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{R,1}}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_1}{\dot{V}_t} \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{V}_t \eta_{vol}}{v_1}$$



2. Parámetros fundamentales:

□ D_c : Diámetro interno del cilindro

□ L_c : Carrera – Longitud entre el punto muerto superior y el punto muerto inferior.

□ ω : Velocidad de giro

□ N_c : Número de cilindros.

□ Desplazamiento volumétrico $\dot{V}_t = N_c \frac{\pi D_c^2}{4} L_c \omega$

□ Rendimiento volumétrico (real): $\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_R}{\dot{V}_t}$

□ \dot{V}_R : Caudal volumétrico de refrigerante a la entrada el compresor

□ Rendimiento volumétrico teórico:

$$\eta_{vol,t} = \frac{V_b - V_a}{V_b - V_d} = 1 - C \left(\frac{V_a}{V_d} - 1 \right) = 1 - C \left(\frac{v_{suc}}{v_{des}} - 1 \right) = f(r_c); \quad C = \frac{V_d}{V_b - V_d}$$

$$p v^\gamma = \text{cte}; \quad \gamma = \frac{C_p}{C_v}; \quad \frac{v_{suc}}{v_{des}} = \left(\frac{p_{des}}{p_{suc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

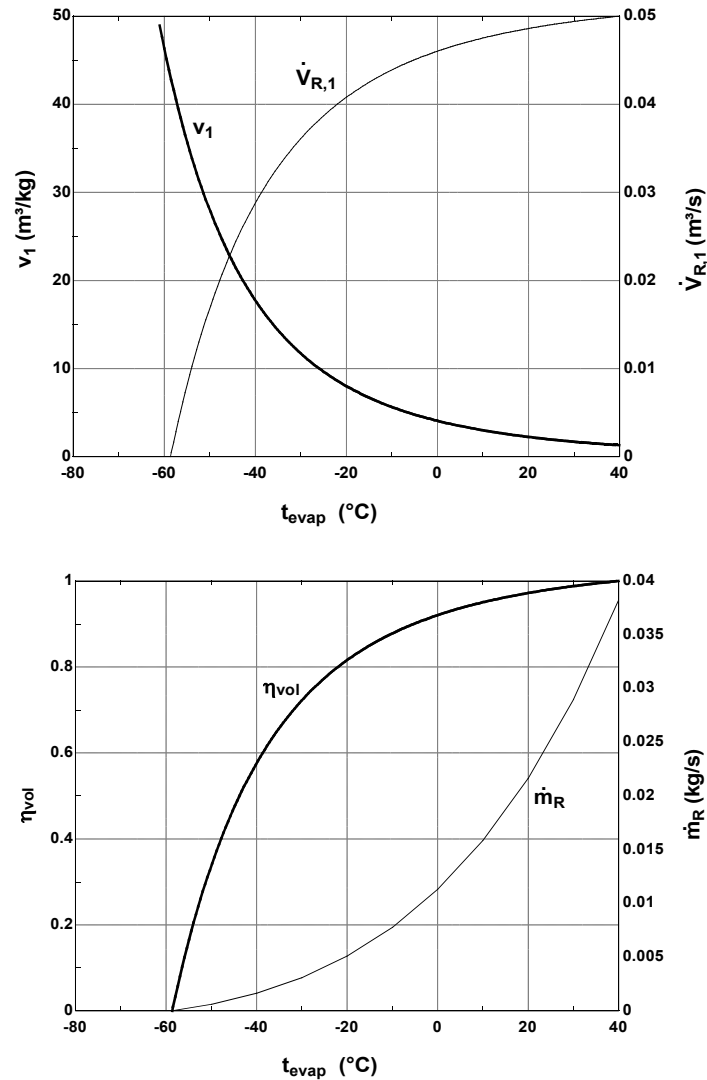
$$\eta_{vol,t} = 1 - C \left(\left(\frac{p_{des}}{p_{suc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) = 1 - C \left(r_c^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right)$$

V_d : Volumen muerto o perjudicial

C : Factor de huelgo.

Cuando se baja la presión de admisión el compresor no mueve refrigerante

6.3. Influencia de la temperatura de evaporación / condensación



3. Influencia de la temperatura de evaporación/condensación

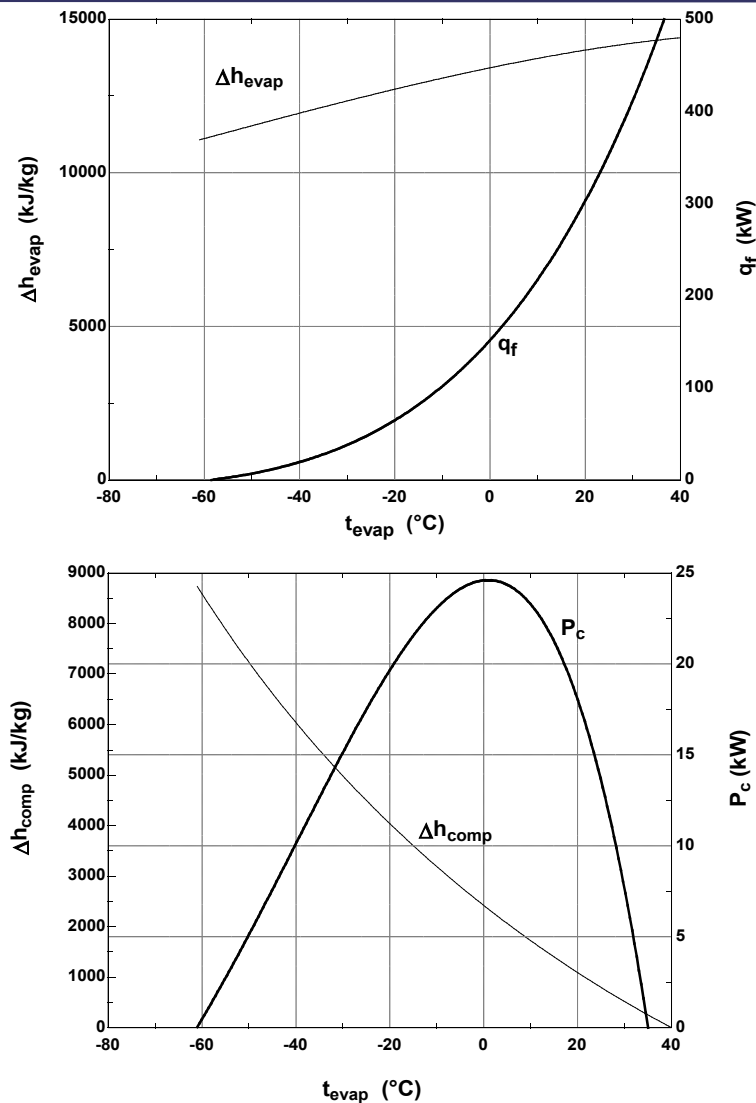
Estudio de la variación del ciclo estándar de compresión de vapor con la temperatura de evaporación (t_{evap})

Sea: Factor de huelgo $C=0,045$ (4,5%), R-22, temperatura de condensación 40°C . Desplazamiento volumétrico 50 l/s ($180 \text{ m}^3/\text{h}$)

$$\eta_{\text{vol}} = \frac{\dot{V}_R}{\dot{V}_t} = \frac{\dot{m}_R v_{\text{suc}}}{\dot{V}_t}; \quad \dot{m}_R = \frac{\dot{V}_t \eta_{\text{vol}}}{v_{\text{suc}}}$$

Menor t_{evap} -> menor rend. Vol., mayor volumen específico succión -> menor caudal de refrigerante.

6.3. Influencia de la temperatura de evaporación / condensación



Menor T_{evap} \rightarrow Menor efecto frigorífico (salto de entalpía en el evaporador) y mayor salto de entalpía en el compresor.

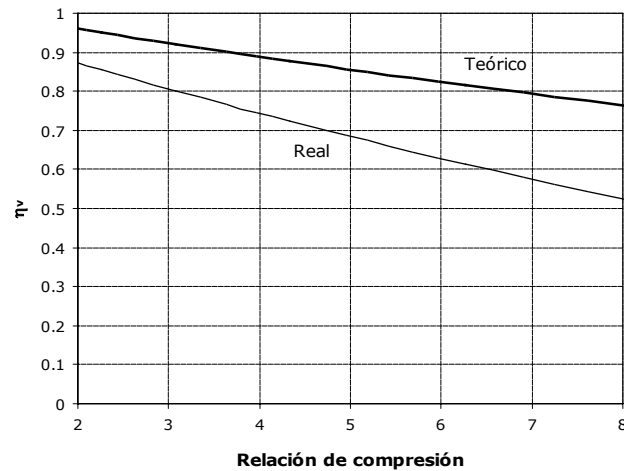
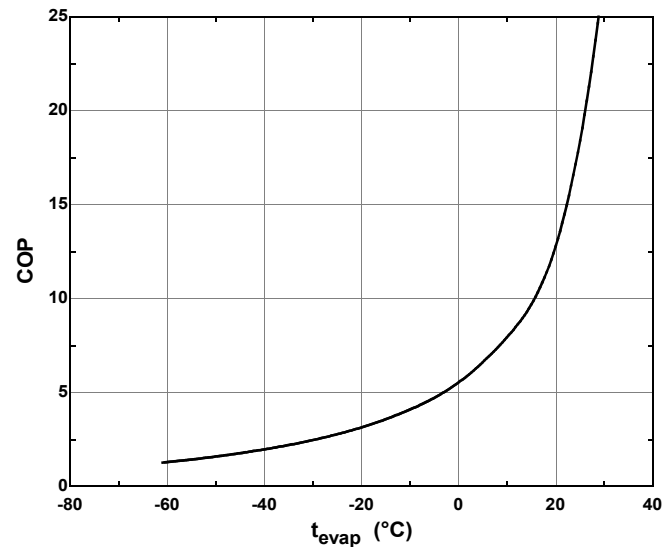
Luego la potencia frigorífica es el producto de dos magnitudes.

$$q_f = \dot{m}_R \Delta h_{\text{evap}} \quad P_c = \dot{m}_R \Delta h_{\text{comp}}$$

Menor T_{evap} \rightarrow Menor potencia frigorífica

La potencia de compresión tiene un máximo. La posición normal de funcionamiento es a la izquierda del máximo, esto puede provocar problemas en el arranque ya que se pasa por el máximo y puede sobrecargar el motor eléctrico.

6.3. Influencia de la temperatura de evaporación / condensación



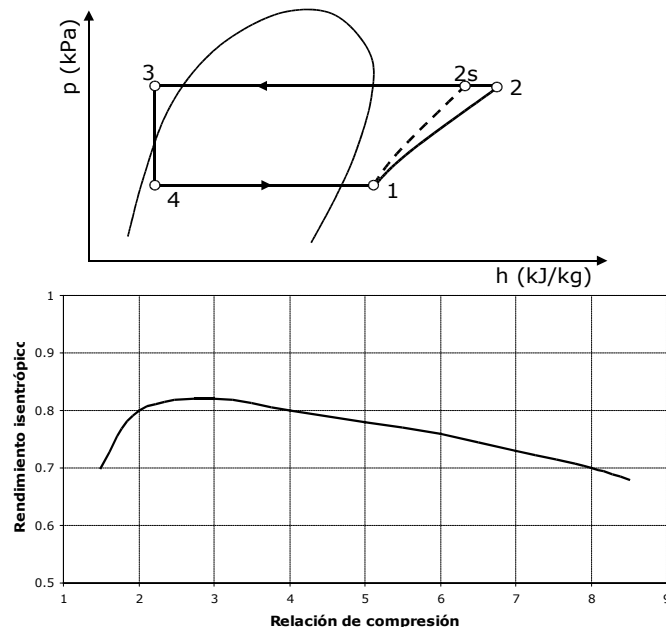
El COP disminuye al disminuir la T_{evap} puesto que disminuye la potencia frigorífica y aumenta la potencia de compresión.

Efecto del cambio de la temperatura de condensación a estudiar por los alumnos.

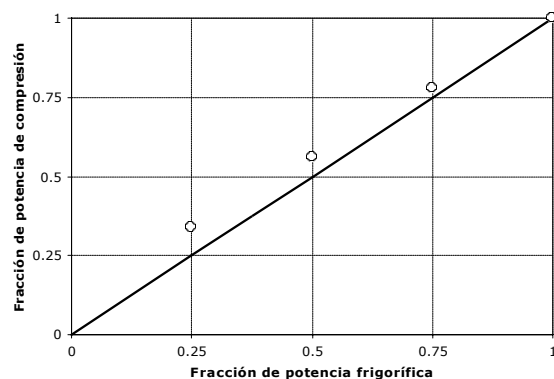
El rendimiento volumétrico real sigue la tendencia del teórico. Pero añade:

- Pérdidas de carga en válvulas
- Fugas por la segmentación y retroceso en válvulas
- Calentamiento del cilindro.

6.4. Rendimiento isentrópico



6.5. Regulación de capacidad



Rendimiento del compresor o isentrópico:

$$\eta_c = \frac{P_{c,s}}{P_{c,real}} \quad \eta_c = \frac{h_{2,s} - h_1}{h_2 - h_1}$$

El rendimiento isentrópico cae para relaciones de compresión altas debido a que las pérdidas de calor y las fuerzas de rozamiento son mayores. Para bajas relaciones de compresión también cae debido a la fricción del flujo de refrigerante (para $rc=1$ no debería consumir trabajo)

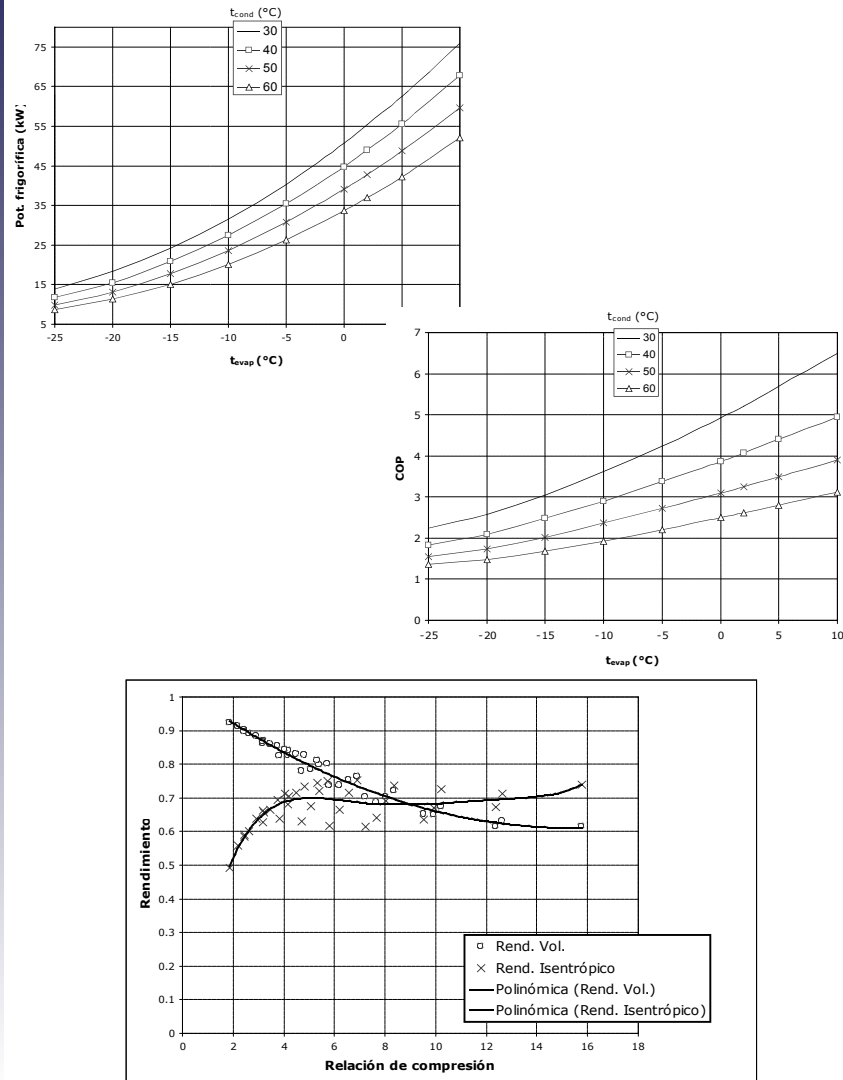
4. Regulación de capacidad en los compresores alternativos:

Cuando disminuye la carga sobre el evaporador, baja la potencia frigorífica a suministrar. Se debe regular la potencia a suministrar, de no ser así se puede subenfriar el producto:

Métodos de regulación:

- Arranque/parada, en sistemas pequeños.
- Variación de la velocidad de giro del compresor.
- Descarga de cilindros (se dejan abiertas las válvulas)
- Variando el espacio muerto C (no muy usada)
- By-pass entre descarga y aspiración (no tiene buena eficiencia).

6.6. Uso de catálogos técnicos



Tema 7: Accesorios, Válvulas y Dispositivos de Control

1. Listado de componentes auxiliares
 - 1.1. Válvulas
 - 1.2. Otros dispositivos de control
 - 1.3. Accesorios
2. Válvulas de expansión
 - 2.1. Válvulas de expansión termostáticas (TXV)
 - 2.2. Válvulas de expansión termostática ecualizadas externamente
 - 2.3. Válvulas de expansión termostática de carga cruzada

7.1. Listado de componentes auxiliares

❑ Válvulas

- Válvulas de corte manuales (servicio)
- Válvulas de solenoide
- Válvulas de retención
- Válvulas de expansión
 - ⇒ Tubos capilares
 - ⇒ Válvulas manuales
 - ⇒ Válvulas automáticas
 - ⇒ Válvulas termostáticas
 - ⇒ Válvulas de flotador
 - ⇒ Válvulas electrónicas
- Reguladores de presión
- ...

❑ Otros dispositivos de control

- Termostatos
- Presostato
- Higrostats

❑ Accesorios

- Separadores de aceite
- Filtros
- Visores de líquido
- Intercambiadores de calor
- Deshidratadores
- Eliminadores de vibraciones
- Purgadores de aire
- ...

1. Listado de componentes auxiliares

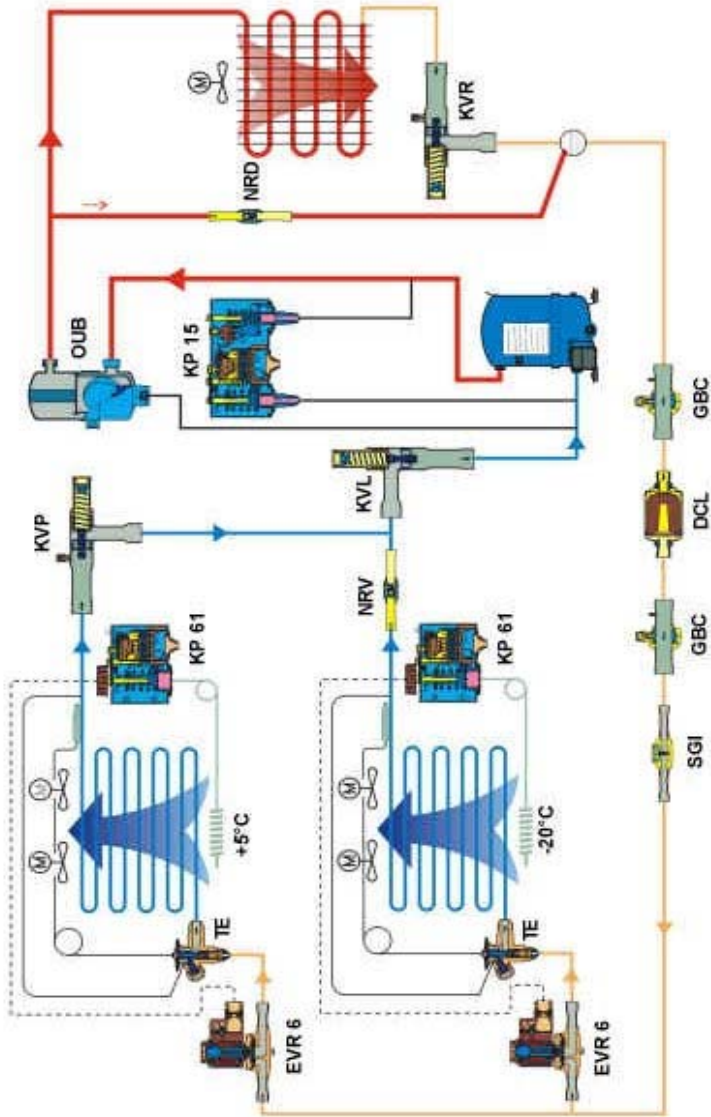
Además del evaporador, condensador y compresor como componentes esenciales del ciclo hemos estudiado también las tuberías y depósitos. Los elementos más importantes del resto de los componentes de una instalación frigorífica se listan en la transparencia.

1.1. Válvulas

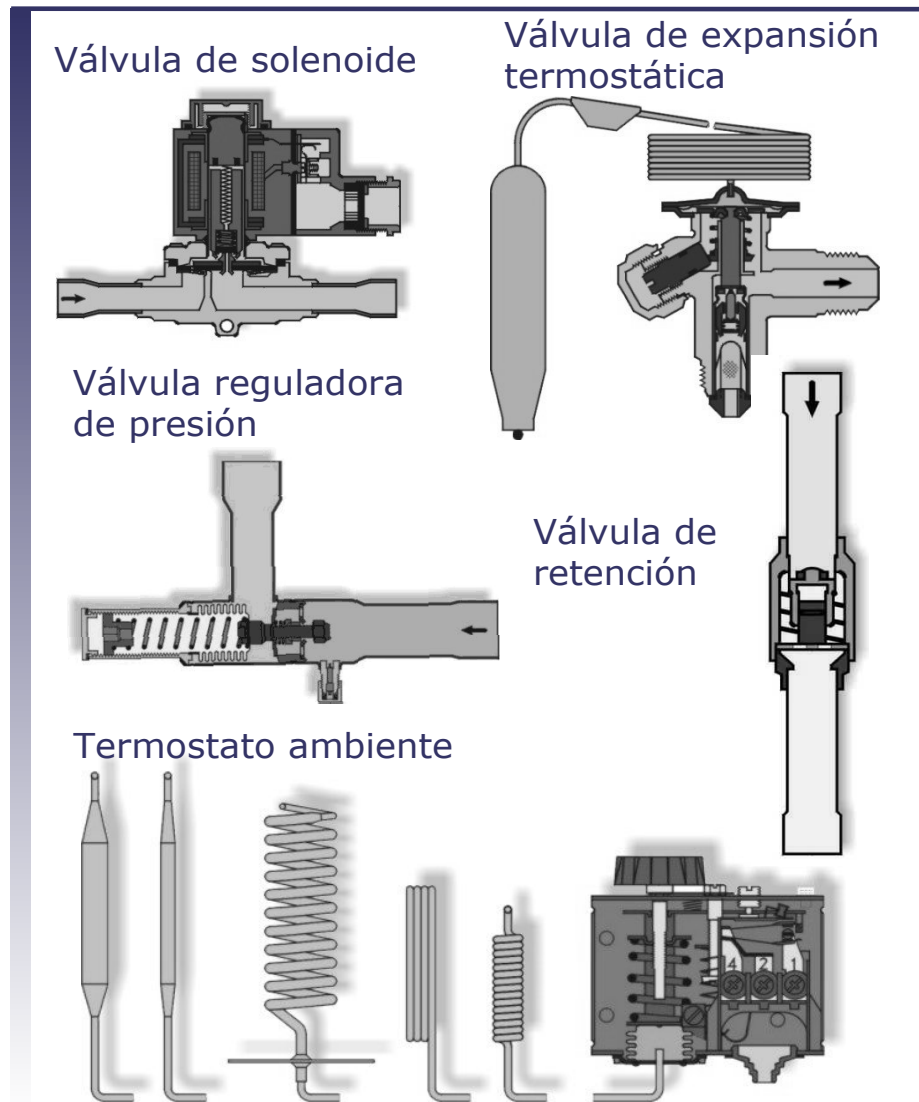
- ❑ Válvulas de corte manuales o de servicio: Su misión es aislar un componente o sección del sistema. Las más usadas en refrigeración son:
 - De asiento o esféricas (en línea o en ángulo)
 - De bola (bajas pérdidas de carga)
- ❑ Válvulas de solenoide: Son válvulas de corte operadas eléctricamente,
 - De acción directa
 - De acción piloto (El solenoide abre una canal que conecta con la zona de alta presión para que ayude a la válvula a cerrar)
- ❑ Válvulas de retención: Sólo permiten flujo en una dirección. Pueden funcionar por gravedad o por muelle.

Válvulas de expansión: Su objetivo es producir una fuerte caída de presión entre el condensador y el evaporador y controlar el caudal de refrigerante que alimenta al evaporador. Se verán como un punto independiente
- ❑ Reguladores de presión: controlar una presión máxima o mínima.
 - Regulador de presión de evaporación: Impone una presión/temperatura mínima de evaporación.
 - Regulador de presión de condensación: Impone una presión máxima de condensación.
 - Regulador de presión de aspiración: Impone una presión máxima en la aspiración.

7.1. Listado de componentes auxiliares



7.1. Listado de componentes auxiliares

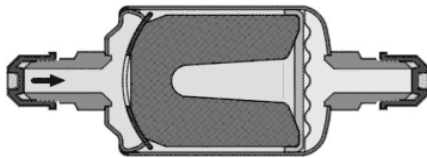


1.2. Otros dispositivos de control

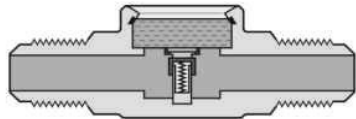
- ❑ Termostatos: Son sensores de la temperatura seca de una cámara que mandan información a las válvulas de solenoide y/o al compresor para producir los ciclos de arranque y parada necesarios.
- ❑ Presostatos: Son esencialmente un interruptor eléctrico accionado por presión. Presostatos de baja, de alta, combinados y presostatos de aceite.
- ❑ Higrostatos: Elementos para controlar la humedad en las cámaras.

7.1. Listado de componentes auxiliares

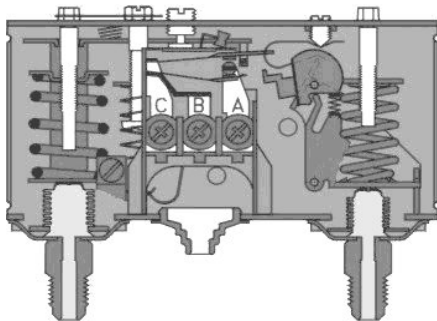
Filtro deshidratador



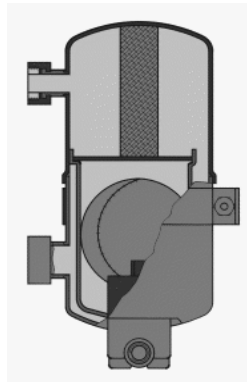
Visor



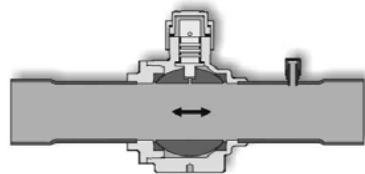
Presostato diferencial



Separador de aceite



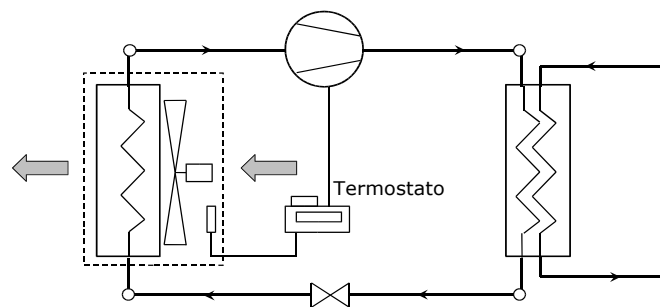
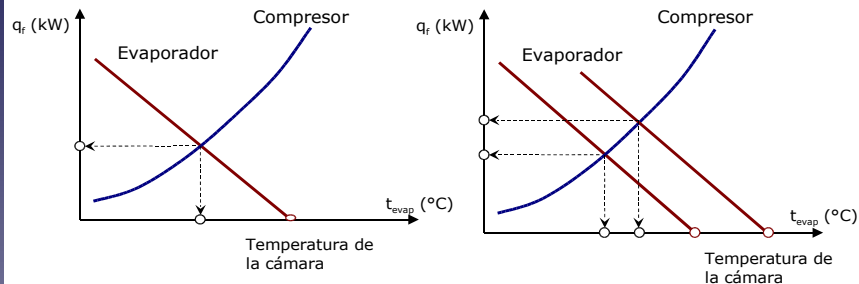
Válvula de corte de bola



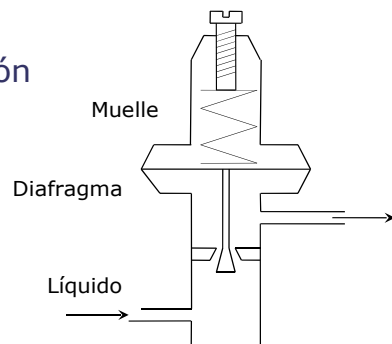
1.3. Accesorios

- ❑ Separadores de aceite: Se utilizan para separar el aceite del refrigerante en la descarga del compresor, retornando el aceite separado al cárter del compresor. Cuando los compresores están conectados en paralelo se conectan los cárteres entre sí (tanto superior como inferiormente) ya que es muy difícil que el aceite retorne por la aspiración igualmente a todos los compresores.
- ❑ Filtros
- ❑ Visores de líquido: Instalado en la línea de líquido después del filtro secador, sirve para: Ver si existe suficiente carga de refrigerante, si la pérdida de carga en la línea de líquido es elevada y se forman burbujas de vapor, y ver si existe humedad (indicador que cambia de color) y por tanto se debe cambiar el filtro secador.
- ❑ Intercambiadores de calor: Para recalentar el vapor a la salida del evaporador y subenfriar el líquido a la salida del condensador (doble tubo a contracorriente).
- ❑ Deshidratador (filtro secador): La humedad en refrigerantes halogenados puede producir tapones de hielo en los evaporadores y válvulas de expansión. Los filtros deshidratadores se instalan en las líneas de líquido y deben ser cambiados con cierta frecuencia.
- ❑ Eliminadores de vibraciones: Tuberías flexibles colocadas a la entrada y salida del compresor.
- ❑ Purgadores de aire: Colocados en el condensador o recipiente de líquido
- ❑ Etc...

7.2. Válvulas de expansión



Válvula de expansión automática



2. Válvulas de expansión

Si suponemos una temperatura/presión de condensación constante. El punto de funcionamiento de la instalación está determinado por las ecuaciones (curvas) de comportamiento del evaporador y el compresor. Punto de equilibrio entre ambos.

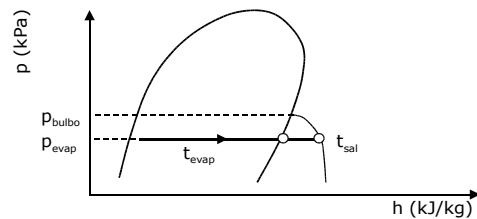
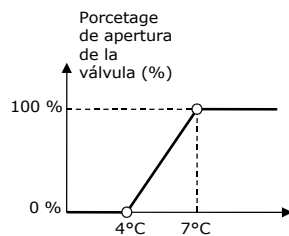
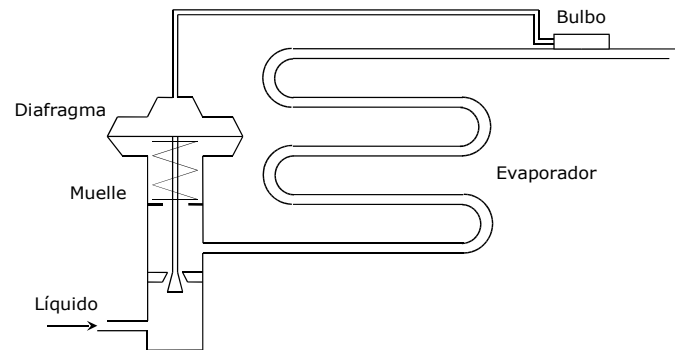
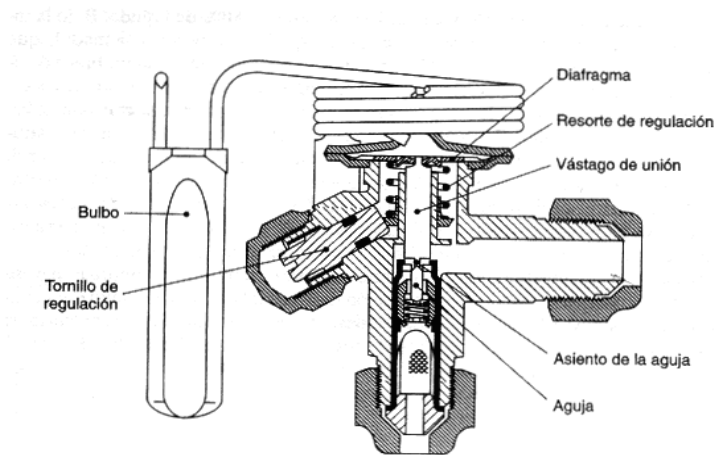
Si la carga en la cámara disminuye (es decir, disminuyen las necesidades de frío) como el sistema continúa dando la misma potencia frigorífica acaba disminuyendo la temperatura de la cámara que modifica la curva del evaporador colocando el punto de equilibrio a una temperatura de evaporación menor (y una potencia frigorífica menor). Si la temperatura de la cámara sigue bajando podría dañarse la carga, en este momento un termostato ambiente entra en juego y para el compresor (esto sucede en las instalaciones sencillas de un solo evaporador/compresor)

A la entrada al evaporador tenemos la válvula de expansión que suministra refrigerante al evaporador.

- **Tubo capilar:** Consiste en un tubo largo y delgado que produce la pérdida de carga necesario entre el evaporador y el condensador. Se utiliza en sistemas pequeños (frigoríficos domésticos) y con carga poco variable.
- **Válvula de expansión manual o de equilibrado:** Son válvulas de aguja operadas manualmente. Introduciendo una relación cte entre el caudal y la pérdida de presión a su través. No se utilizan como tales elementos de expansión, sino para equilibrado de evaporadores en paralelo ó a la entrada a depósitos con válvulas todo/nada.
- **Válvulas de expansión automáticas (accionadas por presión):** Estas válvulas constan de un diafragma. A un lado de este tenemos la presión de un muelle y al otro lado la presión de baja (evaporación). Esta válvula actúa intentando mantener constante la presión de evaporación. Por tanto, el evaporador se encuentra trabajando con eficiencia baja.

7.2. Válvulas de expansión

7.2.1. Válvulas de expansión termostáticas (TXV)



2.1. Válvulas de expansión termostáticas (TXV)

Son las más usadas actualmente.

Por su nombre parecen controlar la temperatura en el evaporador, pero no es así. Realmente lo que controlan es el grado de recalentamiento a la salida del evaporador (4 a 10°C)

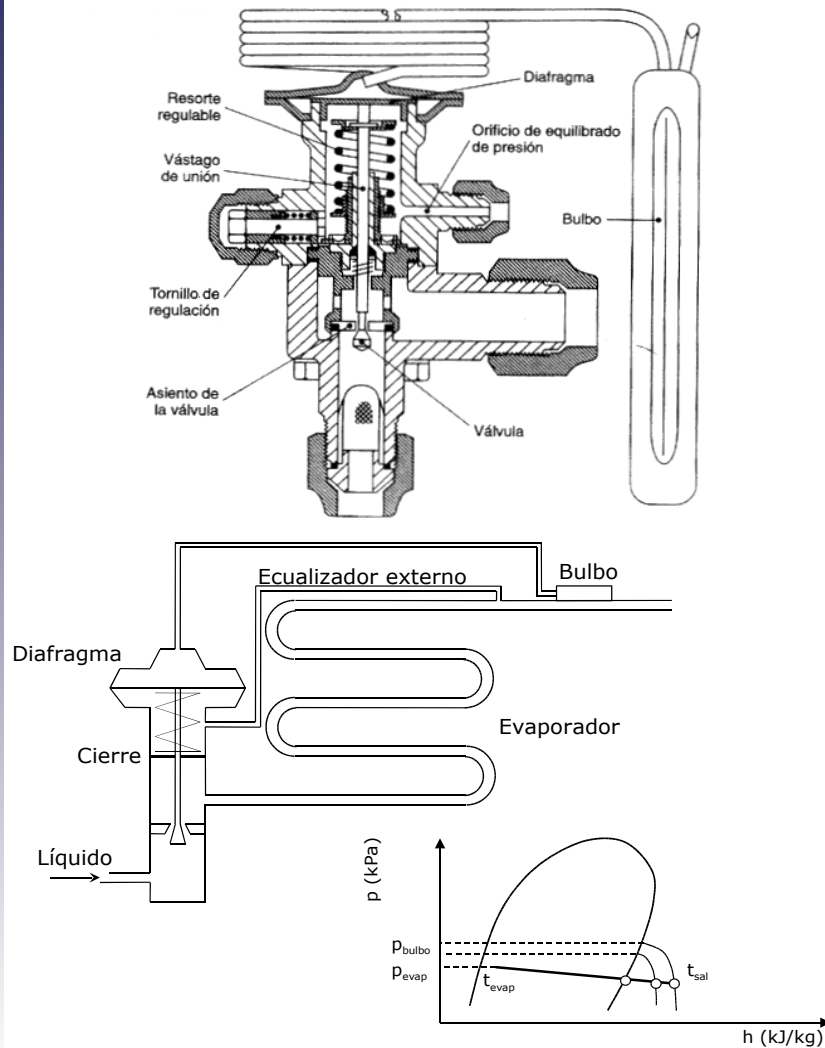
El bulbo se coloca conectado a la tubería de salida del evaporador, colocándose el fluido de su interior (que suele ser el mismo refrigerante de la instalación) a la temperatura de salida y por tanto a la presión de saturación correspondiente a esa temperatura de salida.

$$p_{\text{evap}} + \Delta p_{\text{muelle}} = p_{\text{bulbo}}$$

Las válvulas termostáticas aumentan la eficiencia del evaporador puesto que se asegura que la mayor parte del área del mismo está ocupada con el cambio de fase. Obteniendo una temperatura de evaporación más elevada que consigue un menor consumo del compresor.

7.2. Válvulas de expansión

7.2.2. TXV ecualizadas externamente

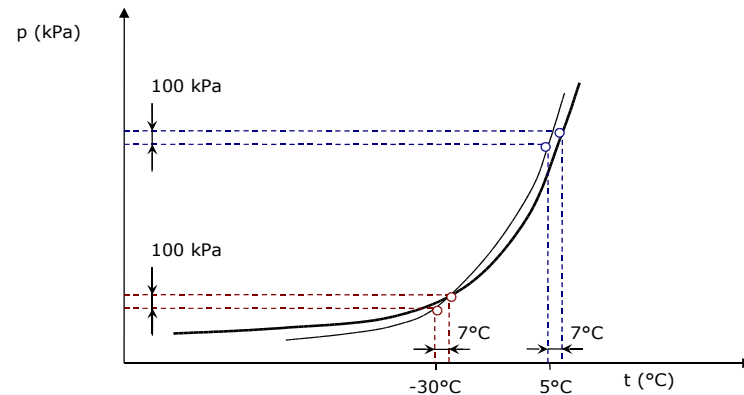
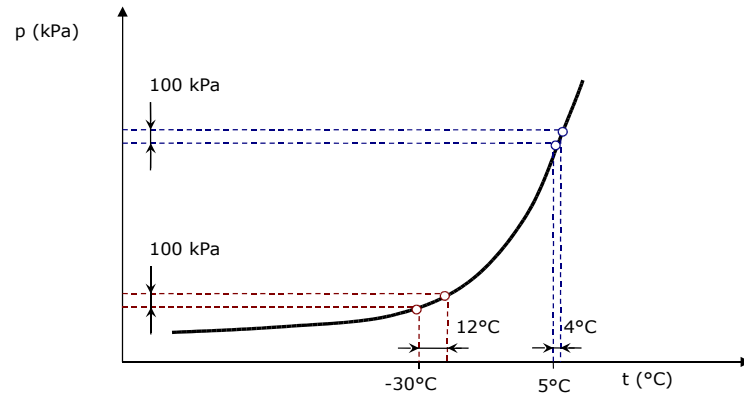


2.2. Válvulas de expansión termostáticas ecualizadas externamente

Debido a la pérdida de carga en el evaporador (15 a 40 kPa) puede ser que el sobrecalentamiento sea muy grande. Para resolver este problema puede incorporarse un ecualizador externo que opone a la presión del bulbo la del refrigerante a la salida.

7.2. Válvulas de expansión

7.2.3. TXV de carga cruzada



2.2. Válvulas de expansión termostáticas de carga cruzada

Algunos ingenieros no recomiendan el uso de válvulas termostáticas en sistemas de baja temperatura, debido a que un incremento de presión del mismo orden (100 kPa) producirá la misma apertura en la válvula, si nos encontramos a baja temperatura (-30°C) el recalentamiento asociado a esa válvula (12°C) es mucho mayor que el sobrecalentamiento para una temperatura de evaporación de por ejemplo 5°C.

Para resolver este problema se utilizan válvulas de carga cruzada, donde el fluido del bulbo de la válvula termostática no es el mismo que pasa por el evaporador y este refrigerante esta elegida expresamente para conseguir el mismo recalentamiento con el mismo salto de presiones.

Tema 8: Refrigerantes

1. Introducción
2. Designación y clasificación de refrigerantes
3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes
4. Propiedades medioambientales de los refrigerantes
5. Breve reseña histórica
6. El futuro de los refrigerantes

Tema 8: Refrigerantes

1. Introducción

Fluidos frigoríficos, frigorígenos o refrigerantes:

“ Fluidos que por sus propiedades físicas resultan adecuados para extraer y transportar calor”.

- Refrigerantes Primarios: Producen enfriamiento por evaporación.
- Refrigerantes Secundarios: Transportan el calor desde el producto a enfriar hasta el Ref. primario. Ejemplos: Agua, salmueras, glicoles, ... al estar siempre en fase líquida su coste de transporte (bombeo) es bajo.

8.2. Designación y clasificación de refrigerantes

Formas de nombrar un refrigerante:

➤ Fórmula química	CL ₂ F ₂ C
➤ Nombre químico	Diclorofluormetano
➤ Denominación simbólico-numérica	R-12 (CFC-12)
➤ Nombre comercial	Freón-12

Standard 34-92 de ASHRAE:

Clasificación y como se genera la denominación simbólico-numérica.

- ❑ Refrigerantes halogenados
 - CFC (Contienen Cl, F y C) R-11, R-12
 - HCFC (Contienen H, Cl, F y C) R-22
 - HFC (contienen H, F y C) R-134a

Numeración:



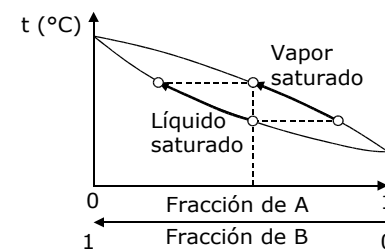
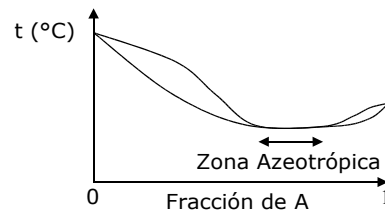
- ❑ Mezclas azeotrópicas (X=5)

R-502 (R-22, R-115)
R-507 (R-125, R-134a)

- ❑ Mezclas zeotrópicas (X=4)

R-407C (R-32, R-125, R134a)
R-410A (R-32, R-125)

- ❑ Compuestos orgánicos
R-170 (Etano, C₂H₆)
- ❑ Compuestos inorgánicos
R-717 (NH₃), R-744 (CO₂)



2. Designación y clasificación de refrigerantes

Formas de nombrar un refrigerante: Fórmula química, nombre químico, denominación simbólico-numérica, nombre comercial

Standard 34-92 de ASHRAE

- ❑ Refrigerantes halogenados: Proceden de hidrocarburos saturados o insaturados con sustitución de átomos de carbono por halógenos (Cl, Br, F, I)

Ejemplo de numeración: C H Cl F₂ -> R-022 = R-22

- CFC (Clorofluorcarbonos) R-11, R-12
- HCFC (Hidroclorofluorcarbonos) R-22
- HFC (Hidrofluorcarbonos) R-134a

- ❑ Mezclas Azeotrópicas: (R-5...) Son mezclas de dos o más refrigerantes halogenados puros. Que funcionan como una sustancia pura (no cambian la t^a durante el cambio de fase a presión constante).

Ejemplos R-502, R507

- ❑ Mezclas Zeotrópicas: (R-4...) Son mezclas de dos o más refrigerantes halogenados puros.

Durante el cambio de fase las proporciones de las sustancias en el gas y el líquido son variables en el proceso de evaporación a presión constante la temperatura aumenta, a esa diferencia de temperatura se le llama deslizamiento o "glide".

Ejemplos: R-407C, R-410A

- ❑ Compuestos orgánicos: Problemas de inflamabilidad y toxicidad.

Ejemplos: Etano, Propano, Butano...

- ❑ Compuestos inorgánicos: (R-7 Peso Molecular)

R-717 (Amoníaco): Problemas de toxicidad e inflamabilidad.

R-744 (Dióxido de Carbono): Punto triple muy bajo.

8.2. Designación y clasificación de refrigerantes

Tabla 9.2- Clasificación de los refrigerantes

Número de identificación del refrigerante	Nombre químico	Fórmula química	Peso molecular en gramos	Punto de ebullición en °C a 1.013 bar
<i>Grupo Primero: Refrigerantes de Alta Seguridad</i>				
R-11	Triclorofluorometano	CCl_3F	137,4	23,8
R-12	Diclorodifluorometano	CCl_2F_2	120,9	-29,8
R-13	Clorotrifluorometano	CClF_3	104,5	-81,5
R-13B1	Bromotrifluorometano	CBrF_3	148,9	-58
R-14	Tetrafluoruro de carbono	CF_4	88	-128
R-21	Diclorofluorometano	CHCl_2F	102,9	8,92
R-22	Clorodifluorometano	CHClF_2	86,5	-40,8
R-113	1,1,2-Triclorotrifluoretano	$\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$	187,4	47,7
R-114	1,2-Diclorotetrafluoretano	$\text{CClF}_2\text{CClF}_2$	170,9	3,5
R-115	Cloropentafluoretano	CClF_2CF_3	154,5	-38,7
R-C318	Octofluorciclobutano	C_4F_8	200	-5,9
R-500	R-12 (73,8%) + R-152a (26,2%)	$\text{CCl}_2\text{F}_2/\text{CH}_2\text{CHF}_2$	99,29	-28
R-502	R-22 (48,8%) + R-115 (51,2%)	$\text{CHClF}_2/\text{CClF}_2\text{CF}_3$	112	-45,6
R-744	Anhidrido carbónico	CO_2	44	-78,5
<i>Grupo Segundo: Refrigerantes de Media Seguridad</i>				
R-30	Cloruro de metileno	CH_2Cl_2	84,9	40,1
R-40	Cloruro de metilo	CH_3Cl	50,5	-24
R-160	Cloruro de etilo	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{Cl}$	64,5	12,5
R-611	Formiato de metilo	HCOOCH_3	60	31,2
R-717	Amoníaco	NH_3	17	-33
R-764	Anhidrido sulfuroso	SO_2	64	-10
R-1130	1,2-Dicloroetileno	CHCl=CHCl	96,9	48,5
<i>Grupo Tercero: Refrigerantes de Baja Seguridad</i>				
R-170	Etano	CH_3CH_3	30	-88,6
R-290	Propano	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$	44	-42,8
R-600	Butano	$\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$	58,1	0,5
R-600a	Isobutano	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$	58,1	-10,2
R-1150	Etileno	$\text{CH}_2=\text{CH}_2$	28	-103,

FUENTE: Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas, 1993.

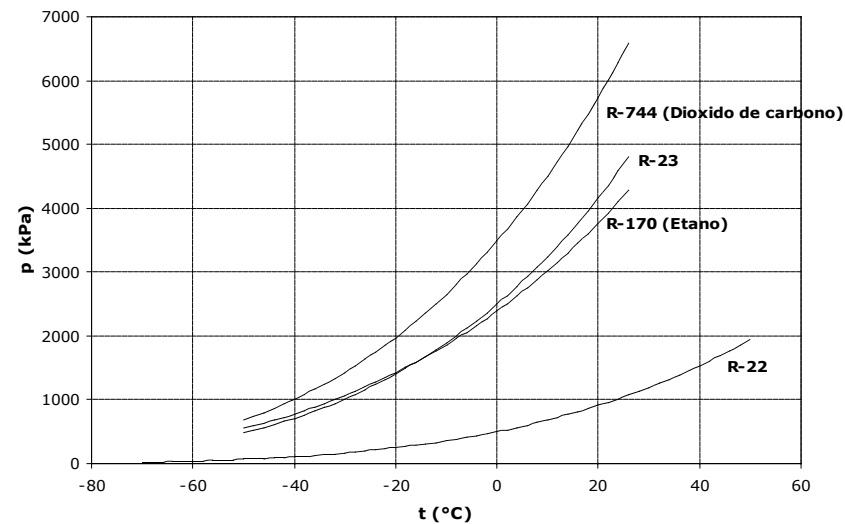
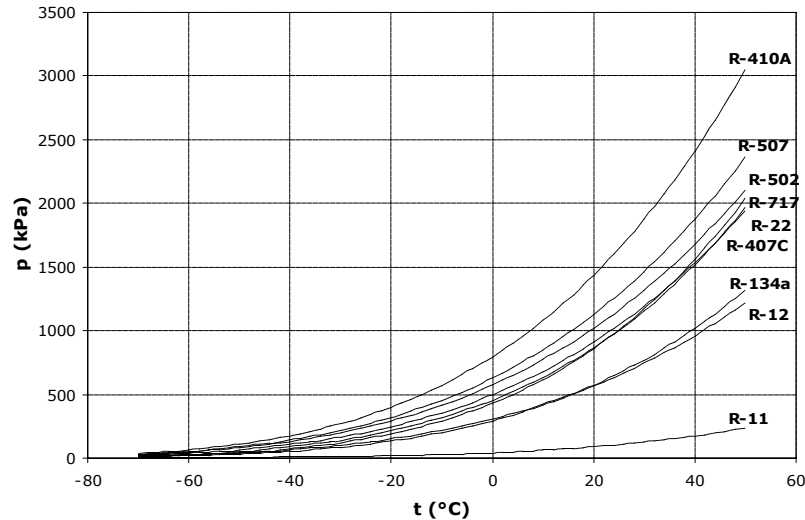
8.2. Designación y clasificación de refrigerantes

Tabla 9.2- Clasificación de los refrigerantes (Continuación)

Número de identificación del refrigerante	Nombre químico	Fórmula química	Peso molecular en gramos	Punto de ebullición en °C a 1.013 bar
<i>Grupo Primero: Refrigerantes de Alta Seguridad</i>				
R-23	Trifluorometano	CHF_3	70,01	-82,15
R-123	2,2-Dicloro-1,1,1-Trifluorometano	$\text{CHCl}_2\text{-CF}_3$	153,0	27,96
R-124	2-Cloro-1,1,1,2-Tetrafluorometano	CHClF-CF_3	136,5	-12,05
R-125	Pentafluorometano	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$	120,02	-48,41
R-134a	1,1,1,2-Tetrafluorometano	$\text{CH}_2\text{F-CF}_3$	102,0	-26,14
R-401A (53/13/34)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluorometano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-Tetrafluorometano (R-124)	CHClF_2 $\text{CH}_2\text{-CHF}_2$ CHClF-CF_3	94,44	-33,08
R-401B (61/11/28)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluorometano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-Tetrafluorometano (R-124)	CHClF_2 $\text{CH}_2\text{-CHF}_2$ CHClF-CF_3	92,84	-34,67
R-401C (33/15/22)	Clorodifluorometano (R-22) 1,1-Difluorometano (R-152a) 2 Cloro-1,1,1,2-Tetrafluorometano (R-124)	CHClF_2 $\text{CH}_2\text{-CHF}_2$ CHClF-CF_3	101,04	-28,43
R-402A (60/2/38)	Pentafluorometano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ C_3H_8 CHClF_2	101,55	-49,19
R-402B (38/2/60)	Pentafluorometano (R-125) Propano (R-290) Clorodifluorometano (R-22)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ C_3H_8 CHClF_2	94,71	-47,36
R-404A (44/4/52)	Pentafluorometano (R-125) 1,1,1,2-Tetrafluorometano (R-134a) 1,1,1-Trifluorometano (R-143a)	$\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ $\text{CH}_2\text{F-CF}_3$ $\text{CH}_3\text{-CF}_3$	97,6	-46,69
R-407C (23/25/52)	Difluorometano (R-32) Pentafluorometano (R-125) 1,1,1,2-Tetrafluorometano (R-134a)	CH_2F_2 $\text{CHF}_2\text{-CF}_3$ $\text{CH}_2\text{F-CF}_3$	86,2	-43,44

FUENTE: Reglamento de Seguridad para Plantas e Instalaciones Frigoríficas, 1993.

8.3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes



3. Propiedades físicas y químicas

□ Presiones y temperaturas de saturación:

Sería deseable:

- * Presiones moderadas: tuberías, depósitos, ..., de espesores bajos
- * Sobrepresión en el evaporador: Mejor fugas que entrada de aire al circuito

Refrigeración de muy baja t^a :

R-744 (CO_2), R170 (C_2H_6) y HFC-23: Ciclos en cascada con una t^a intermedia (presión no muy alta en el condensador del ciclo de baja temperatura)

Temperaturas moderadas: R-22, R-407C, R717 ...

Muy interesante conocer el $\text{COP} = f(t_{\text{evap}}, t_{\text{cond}})$.

El mejor es el amoníaco...

Flujo volumétrico a la entrada al compresor por kW de refrigeración. (Da una idea del tamaño de compresor) R-134a muy grande -> Compresores de tornillo.

8.3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes

ANSI/ASHRAE 34-92

"Number designation and safety classification of refrigerants"

	Baja toxicidad	Alta toxicidad
Alta inflamabilidad	A3 (Propano,...)	B3
Moderada inflamabilidad	A2 (R-142a, R-152a,...)	B2 (R-717,...)
Baja Inflamabilidad	A1 (R-22, R-134a,...)	B1 (R-123,...)

Compatibilidad Lubricantes:

	Aceite Mineral	Aceite Mineral Alquilbencénico (Semisintético)	Aceite Alquilbencénico	Aceite Éster (Poliol éster)
R-12	✓	✓	✓	✓
R-134a	x	x	x	✓
R-502	✓	✓	✓	✓
R-404A	x	x	x	✓
R-22	✓	✓	✓	✓
R-407C	x	x	x	✓
R-11	✓	✓	✓	✓
R-12	✓	✓	✓	✓
R-507	x	x	x	✓
R-410A	x	x	x	✓

❑ Seguridad: Inflamabilidad y toxicidad

Clasificación ANSI/ASHRAE 34-92

La mayoría de los refrigerantes usados en el mundo son A1, menos el amoníaco que es tipo B2: Necesita medidas de seguridad específicas (sólo usado en refrigeración industrial).

❑ Compatibilidad:

Con la carga: El amoníaco se disuelva en agua y alimentos

Con materiales: NH3 corrosivo al cobre

Halogenados Posible corrosión en elastómeros y gomas.

Con el Aceite:

* Aceites minerales (MO) : R-22

* Aceites alquilbencénicos (AB)

* Aceites Polialquilglicoles (PAG)

* Aceites Poliol Éster (POE): R-134a, R-407C, R-410A

Los nuevos refrigerantes no se disuelven en aceites minerales, luego es necesario utilizar aceites POE, estos aceites son mucho más higroscópicos (con una breve exposición al ambiente absorben la suficiente agua como para dejarlos inservibles), debe colocarse un filtro secador en la línea de líquido. Si el grado de humedad es alto puede producirse corrosión, fango, alcohol y ácido. Los aceites POE tienen además un efecto limpiador (arrastra todas las partículas metálicas y polvo presente en el circuito). Las instalaciones con este aceite deben hacerse mucho más cuidadosamente (elevar el nivel de los instaladores):

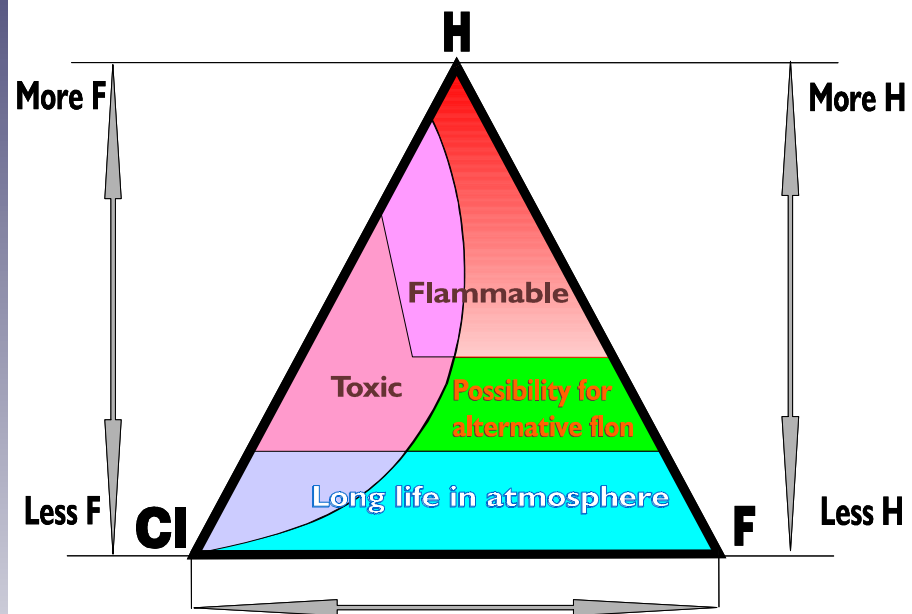
- Preparación de tubos muy limpios (sin rebabas, ni virutas, ni aceite)

- Evitar humedad (tubos, compresor cerrados, buen vacío)

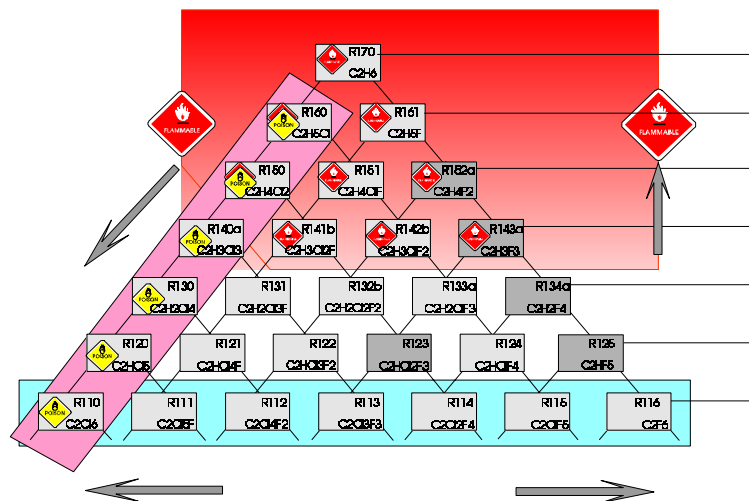
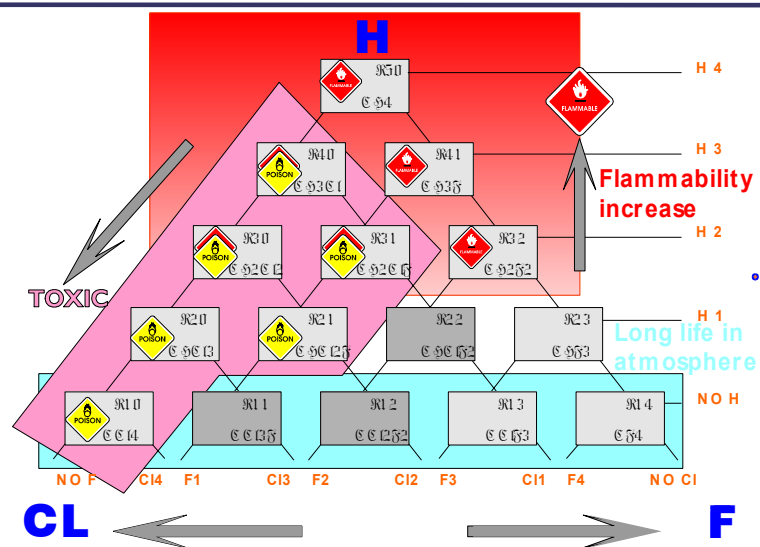
- Evitar polvo.

- Soldar con nitrógeno seco (atmósfera de nitrógeno), evitar oxidación.

8.3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes



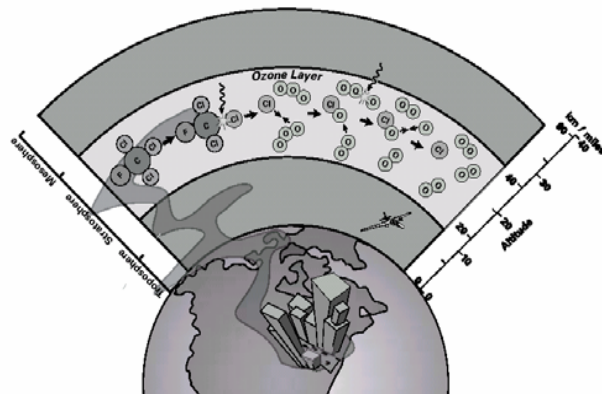
8.3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes



8.4. Propiedades medioambientales de los refrigerantes

Tabla V. Indices medioambientales de refrigerante

Tipo de refrigerante	Refrigerante	Fórmula	ODP	GWP		
				20 años	100 años	500 años
CFC	R-11	CCl_3F	1	4.500	3.500	1.500
	R-12	CCl_2F_2	1	7.100	7.300	4.500
	R-113	$\text{CCl}_3\text{F} \cdot \text{CCl}_2\text{F}_2$	0,80	4.500	4.200	2.100
	R-114	$\text{CCl}_2\text{F}_2 \cdot \text{CCl}_2\text{F}_2$	1	6.000	6.900	5.500
	R-115	$\text{CCl}_2\text{F}_2 \cdot \text{CF}_3$	0,60	5.500	6.900	7.400
HCFC	R-22	CHClF_2	0,05	4.100	1.500	510
	R-123	CHCl_2CF_3	0,02	310	85	29
	R-124	$\text{CHClF} \cdot \text{CF}_3$	0,02	1.500	430	150
	R-141b	$\text{CH}_3\text{CCl}_2\text{F}$	0,10	-	440	150
	R-142b	CH_3CClF_2	0,06	-	1.600	540
HFC	R-23	CHF_3	0	-	-	12.000
	R-32	CH_2F_2	0	-	-	220
	R-125	CHF_2CF_3	0	-	2.500	860
	R-134a	$\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$	0	3.200	1.200	420
	R-143a	CH_3CF_3	0	-	-	1.000
	R-152a	CHF_2CH_3	0	510	140	47
HC	R-290	C_3H_8	0	-	3	3
	R-600a	$\text{CH}(\text{CH}_3)_3$	0	-	3	3
Inorgánicos	R-717	NH_3	0	0	0	0
	R-744	CO_2	0	1	1	1



4. Propiedades medioambientales

4.1. La capa de ozono

$\text{O}_2 + \text{Luz solar (ultravioleta)} \rightarrow \text{O}_3$: Estratosfera 10 a 50 km

Bloquea la radiación ultravioleta.

CFCs: Moléculas muy estables con mucha probabilidad de llegar a la estratosfera.

HCFCs: Moléculas poco estables y con menos cantidad de Cl

HFCs: Moléculas poco estables y sin Cl.

Molina y Rowland (1974): $\text{Cl} + \text{O}_3 \rightarrow \text{ClO} + \text{O}_2$

$\text{ClO} + \text{O} \rightarrow \text{Cl} + \text{O}_2$

Reacción en cadena para destruir el ozono.

ODP (Ozone Depletion Potential)

R-11 ODP = 1

HCFC: ODP Bajos por su poca estabilidad

HFC: ODP = 0

Amoniaco: ODP = 0

4.2. El efecto invernadero

Algunos gases permiten el paso de la radiación solar de corta pero son opacos a la radiación solar de larga.

GWP (Global Warming Potential):

"Nº de kg de CO_2 que deben ser lanzados a la atmosfera para provocar el mismo efecto invernadero que 1 kg de la sustancia objeto"

Depende del periodo debido a que algunas sustancias se descomponen (usualmente a 100 años)

Amoniaco: GWP = 0

Los refrigerantes también influyen de forma indirecta en el efecto invernadero y al calentamiento global:

TEWI (Total Equivalent Warming Potential)

$\text{TEWI} = \text{GWP} + a \cdot B$

a: Coeficiente de paso a CO_2 (kg CO_2/kWh): Depende de la producción y distribución eléctrica nacional.

B: Consumo de energía eléctrica asociado a 1 kg de refrigerante, es función del COP del refrigerante.

8.3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes

8.4. Propiedades medioambientales de los refrigerantes

❑ Propiedades Físicas

- Presión de evaporación baja, aunque superior a la atmosférica.
- Presión de condensación lo más baja posible y alejada de la presión crítica.
- Temperatura crítica alta.
- Temperaturas de condensación asequibles a los medios naturales.
- Mínima relación de compresión.
- Calor latente de evaporación elevado.
- Relación de calores másicos $\gamma = c_p / c_v$ próxima a 1.
- Volumen específico reducido.
- Calores específicos de líquido y vapor limitados.
- Fluidez alta.
- Tensión superficial pequeña.
- Conductividad térmica lo más alta posible.

❑ Propiedades Químicas

- Estabilidad química y térmica.
- Comportamiento neutro con materiales normalmente empleados en circuitos.
- Buena coexistencia con los aceites.

❑ Propiedades de Seguridad y Mediambientales

- No tóxico.
- No explosivo.
- Fugas fácilmente detectables.
- Disponibilidad, transporte y almacenamiento sencillos.
- ODP de valor 0.
- GWP reducido.
- COP reducido.

... Y además barato.

8.5. Breve reseña histórica

❑ Inicios

- Finales del XIX y comienzos del XX: ClCH_3 , SO_2 , NH_3
- Propiedades químicas inadmisibles: tóxicos, inflamables, explosivos.

❑ Aparición de los CFCs y HCFCs

- Thomas Midgley en 1928 sintetizó el R-12 ($\text{Cl}_2\text{F}_2\text{C}$).
- Buenas propiedades termodinámicas (COP).
- Buenas propiedades químicas (seguros).
- 1970: Consumo anual de CFC, HCFC: 1 millón toneladas

❑ Capa de ozono

- Rowland y Molina (1974) descubren el efecto destructor del Cl y Br sobre el ozono.
- Protocolo de Montreal (1987)
- CFC (R-12): Prohibido su uso desde 1 de enero 1996.
- HCFC (R-22): Reducción progresiva, prohibición total 2010 (2014) en la U.E. (Reglamento CE 2037/2000)

❑ Gases de efecto invernadero

- Protocolo de Kyoto (1997), limitación de las emisiones de gases de efecto invernadero
- Reducción global 5% en relación a las emisiones de 1990 para el año 2012
- Diferente nivel de compromiso
- Reducir el consumo energético

NATURALES		SINTÉTICOS	
CO_2	Anhídrido carbónico	SF_6	Hexafluoruro de azufre
CH_4	Metano	PFCs	Perfluorocarburos
NO_2	Óxido nitroso	HFC	Hidrofluorocarburos

5. Breve reseña historia:

- ❑ Primeros refrigerantes (187..): NH_3 , CO_2 (malo termodinámicamente), SO_2 (dióxido de azufre), Cl CH_3 (Cloruro de metilo), estos dos últimos tóxicos.
- ❑ Thomas Midgley en 1928 sintetizó el R-12 ($\text{Cl}_2\text{F}_2\text{C}$). No era tóxico, ni inflamable: En su presentación lo inhaló soplando posteriormente sobre una vela encendida. Los CFCs se han usado mayoritariamente durante 50 años.
- ❑ Rowland y Molina (1974) descubren el efecto destructor del Cl y Br sobre la capa de ozono (premio Nóbel de química en 1995).
- ❑ Protocolo de Montreal (1987): Compromiso a nivel internacional para eliminar gradualmente los refrigerantes que dañan la capa de ozono
- ❑ Desde hace pocos años la industria de la refrigeración y el aire acondicionado está sufriendo su más radical revolución (cambio) con la eliminación de los clorofluorcarbonos (CFCs). El gran problema es encontrar "buenos sustitutos".

8.6. El futuro de los refrigerantes

❑ HFC-134a

- Gas puro, GWP = 1300
- Baja presión y baja capacidad (compresores e intercambiadores de gran tamaño).
- Plantas enfriadoras de agua, neveras, automóviles, etc.

❑ HFC-407C

- Mezcla ternaria no azeotrópica: R-32 (23%), R-125 (25%), R-134a (52%). GWP = 1610
- Curva de saturación y COP parecidos a R-22 (excepto a baja temperatura).
- Deslizamiento o factor de Glide (hasta 5,4°C)

❑ HFC-404A

- Mezcla ternaria quasi-zeotrópica: R-143a (52%), R-125 (44%), R-134a (4%). GWP = 3750
- Curva de saturación adecuada para baja t^a .

❑ HFC-410A

- Mezcla binaria quasi-zeotrópica: R-32 (50%), R-134a (50%). GWP = 1890
- Presiones de trabajo un 60% mayor que R-22 (compresor Scroll, 50°C – 30 bar)
- mayor potencia (kW/kg), Coeficientes de intercambio mayores, Mayor densidad de vapor: COP real ligeramente mayor R-22)

❑ Todos los HFCs

- Aceites no minerales, Aceites poliol éster (POE).
- MAYOR CALIDAD EN EJECUCIÓN: Cortes sin rebabas, limpieza, tubos deshidratados y tapados, hacer bien el vacío, soldadora con N₂
- Nuevos detectores de fugas.

6. El futuro de los refrigerantes:

Refrigerantes DROP-IN: Refrigerantes que se pueden cargar directamente sin necesidad de realizar ninguna modificación del sistema.

Candidatos a sustituir al R-22

R-407C: Sustituto fabricado a medida, necesita cambio de aceite a POE y instalación más cuidada.

R-134a: Necesita compresores con más capacidad volumétrica.

R-410A: Mayor presión rediseño del lado de alta presión y del compresor (Scroll).

R-404A:...

8.6. El futuro de los refrigerantes

PROHIBIDO	SUSTITUTO	REFRIGERANTE	USO
CFC-12	HFC-134a	CFC-12 HFC-134a	Doméstico y aire acondicionado en automoción
CFC-502	HFC-404A	CFC-502 HFC-404A	Frío industrial
HCFC-22	HFC-407C	HCFC-22	Todo
	HFC-410A	HFC-407C	Aire acondicionado
	HFC-404A	HFC-410A	Aire acondicionado
	AMONIACO	AMONIACO	Todo

- ❑ HCs: Instalaciones especiales con alta seguridad, refinerías etc. o con pequeña carga frigoríficos comerciales.

