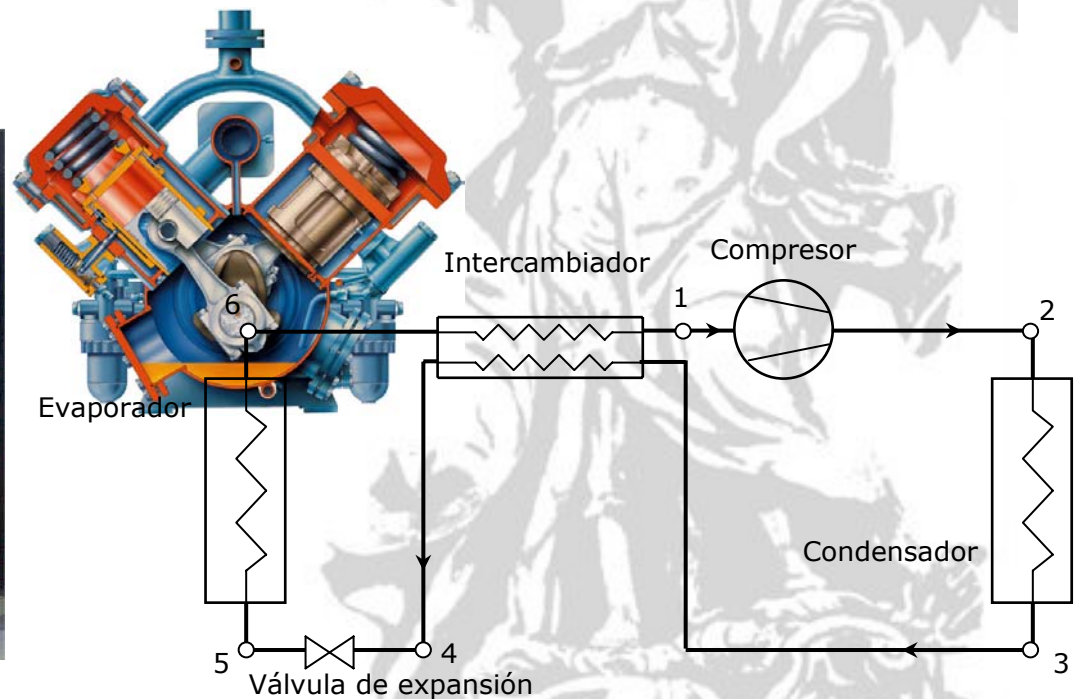




DPTO. INGENIERÍA ENERGÉTICA
Y MECÁNICA DE FLUIDOS
Grupo de Termotecnia

Colección de Transparencias Comentadas de Tecnología Frigorífica

Versión 2.2 (enero 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: Producción Frigorífica por Compresión Múltiple

Tema 5: Refrigeración y Congelación de Alimentos

Tema 6: Cálculo de Cargas Frigoríficas

Tema 7: Tipología y Clasificación de Compresores

Tema 8: Compresores Alternativos

Tema 9: Compresores de Tornillo

Tema 10: Evaporadores

Tema 11: Condensadores

Tema 12: Tuberías y Depósitos

Tema 13: Accesorios, Válvulas y Dispositivos de Control

Tema 14: Refrigerantes

Tecnología Frigorífica

Programa de la asignatura

A. Bases Teóricas y Ciclos Termodinámicos

1. Introducción a la tecnología frigorífica
2. Bases físicas y termodinámicas
3. El ciclo de compresión mecánica simple
4. Producción frigorífica por compresión múltiple

B. Refrigeración y Conservación de alimentos

5. Refrigeración y congelación de alimentos
6. Cálculo de cargas frigoríficas

C. Tecnología de las Instalaciones de Compresión Mecánica

7. Tipología y clasificación de compresores
8. Compresores alternativos
9. Compresores de tornillo
10. Evaporadores
11. Tuberías y depósitos
12. Accesorios, válvulas y dispositivos de control
13. 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:

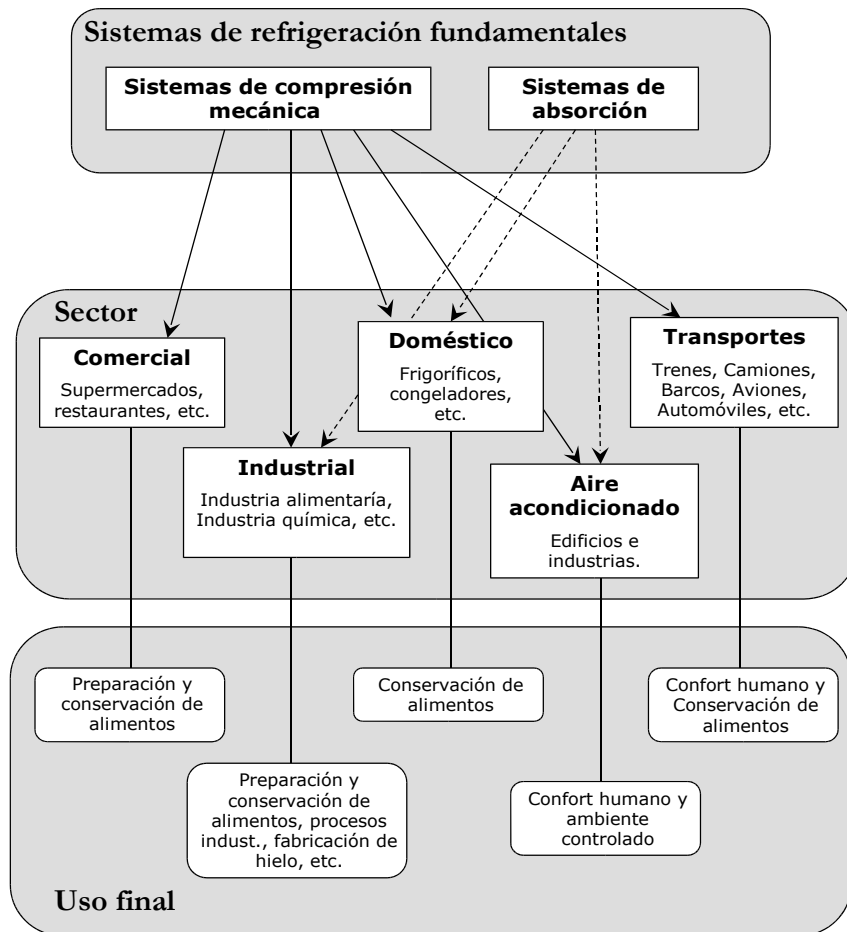
- ❑ Máquinas y Motores Térmicos: Compresores
- ❑ Instalaciones Eléctricas
- ❑ Control
- ❑ Seguridad
- ❑ Biología de los alimentos
- ❑ Transporte de fluidos
- ❑ Etc...

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

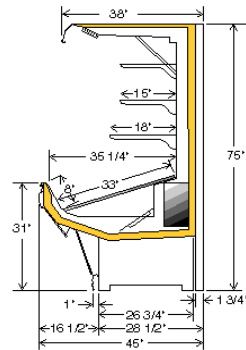
- ❑ Sistemas de compresión mecánica (> 95% frío mundial)
- ❑ Sistemas de absorción

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

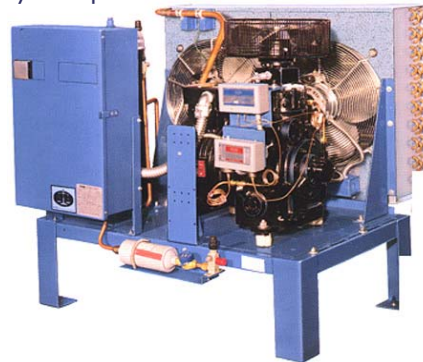
Expositor comercial de frutas



Expositor comercial de congelados



Unidad condensadora:
Condensador de aire
y compresor alternativo



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



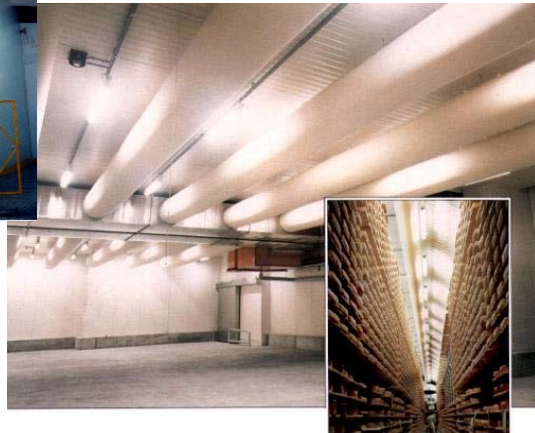
Evaporador de cámara frigorífica



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.

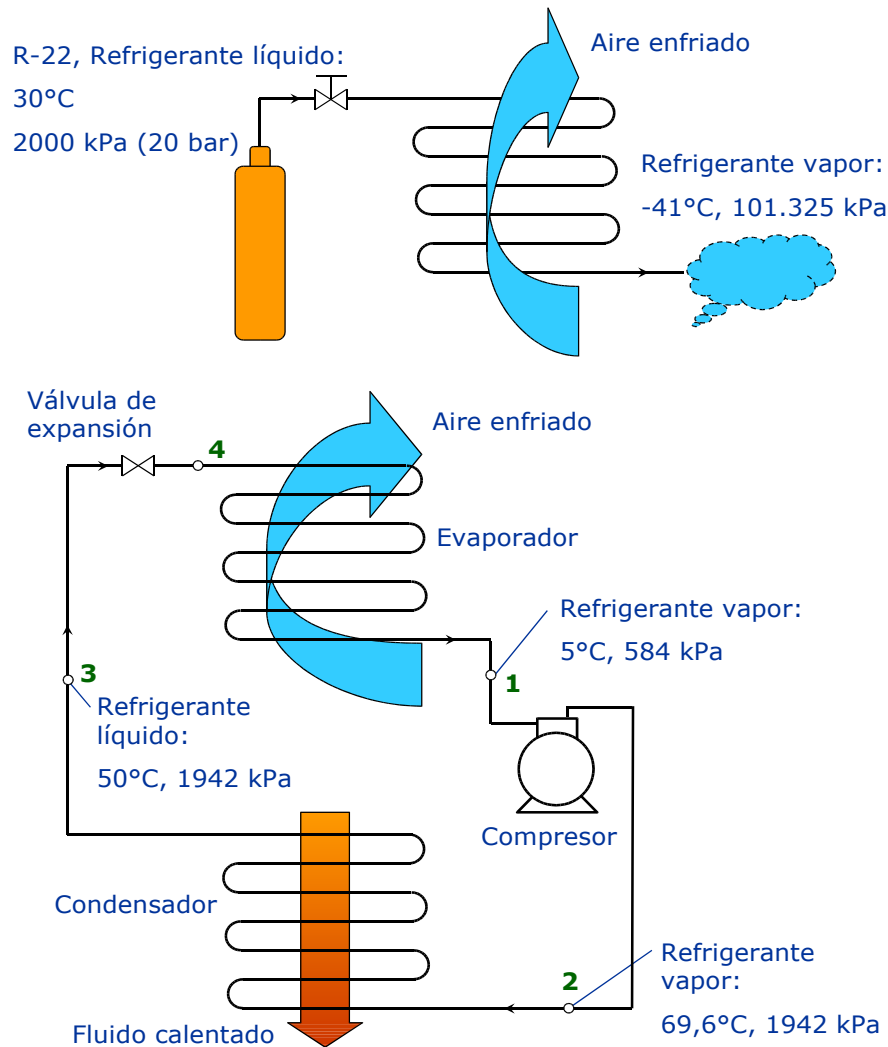
❑ Adsorción: El vapor es retenido en una masa porosa.

❑ 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.

1.4. Introducción a la refrigeración por compresión mecánica



4. Introducción a la refrigeración por compresión mecánica

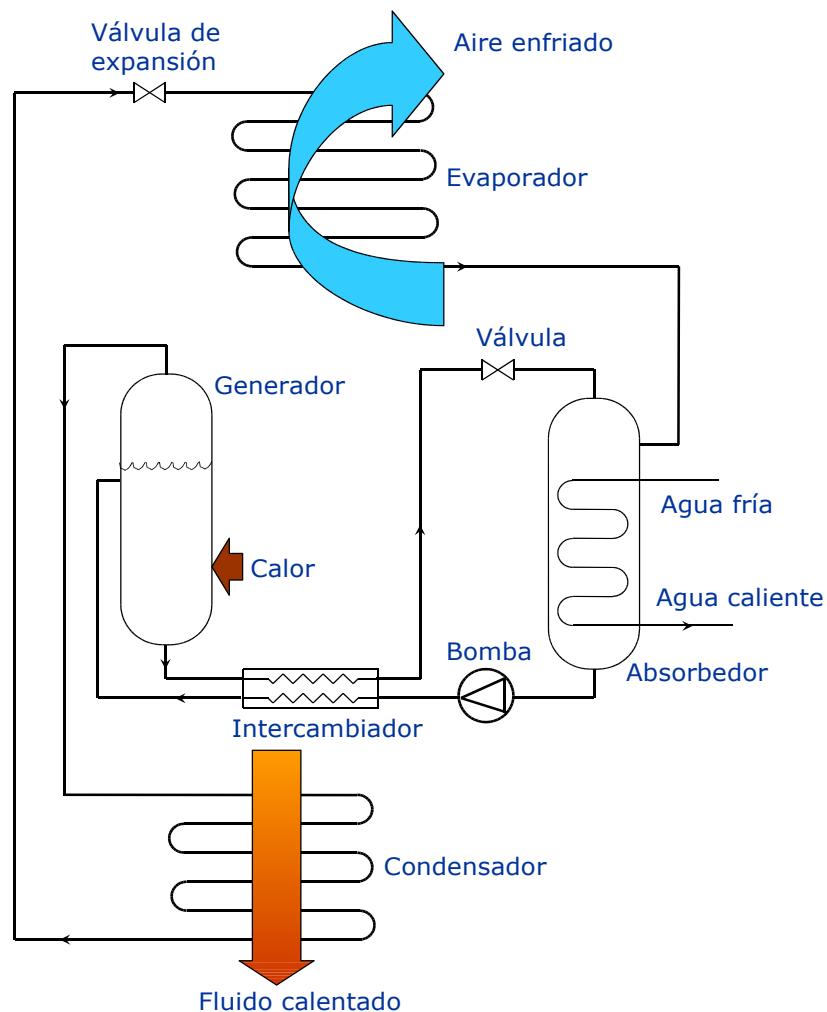
Supongamos que contamos con refrigerante líquido a alta presión en una bombona (R-22). Al expandirse se enfría, este líquido frío comienza a absorber calor de los alrededores y cambia de fase evaporándose. El efecto desde el exterior es el enfriamiento de todo lo que esté en contacto con el intercambiador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

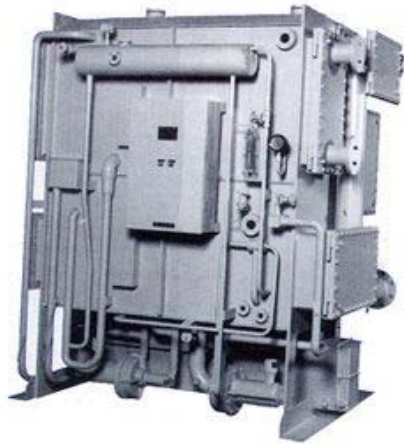
El mayor coste en los ciclos de absorción reside en el calor que se debe añadir en el generador, ya que el trabajo de compresión consumido por la bomba es muy pequeño.

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

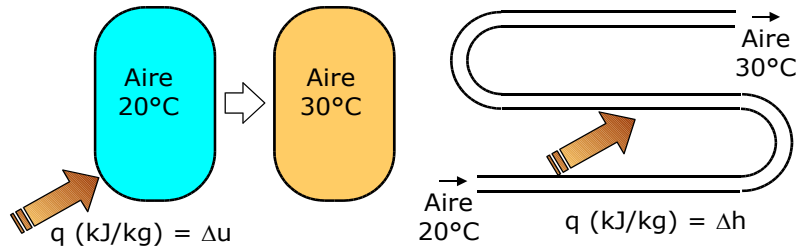
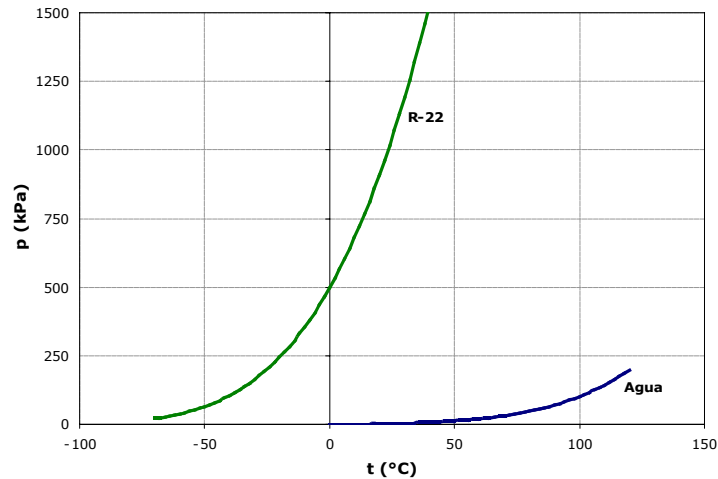
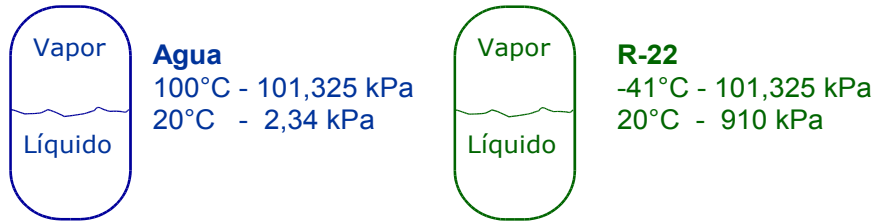
Energía:

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:

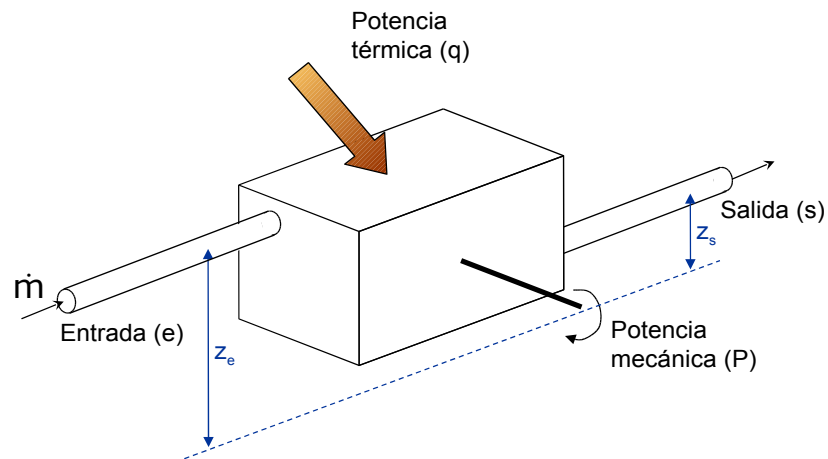
$$q - w = \Delta h \text{ (por unidad de masa)}$$

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:

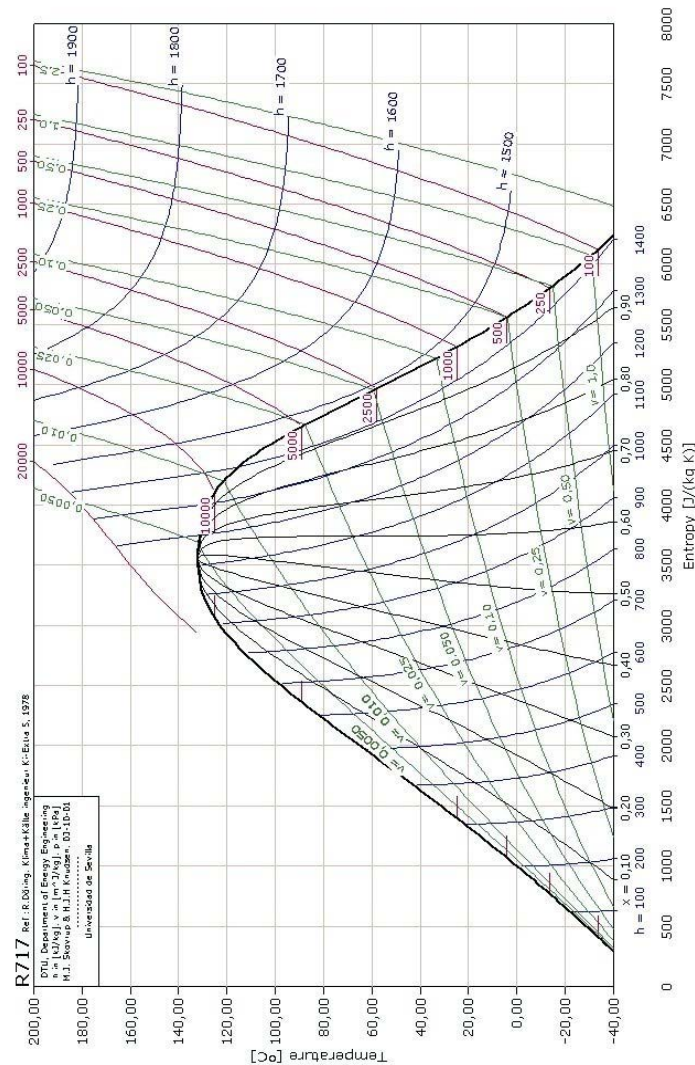
La energía entrante con el fluido (entalpía + cinética + potencial) + el calor añadido al sistema = La energía saliente con el fluido (entalpía + cinética + potencial) + el trabajo desarrollado por el sistema.

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

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

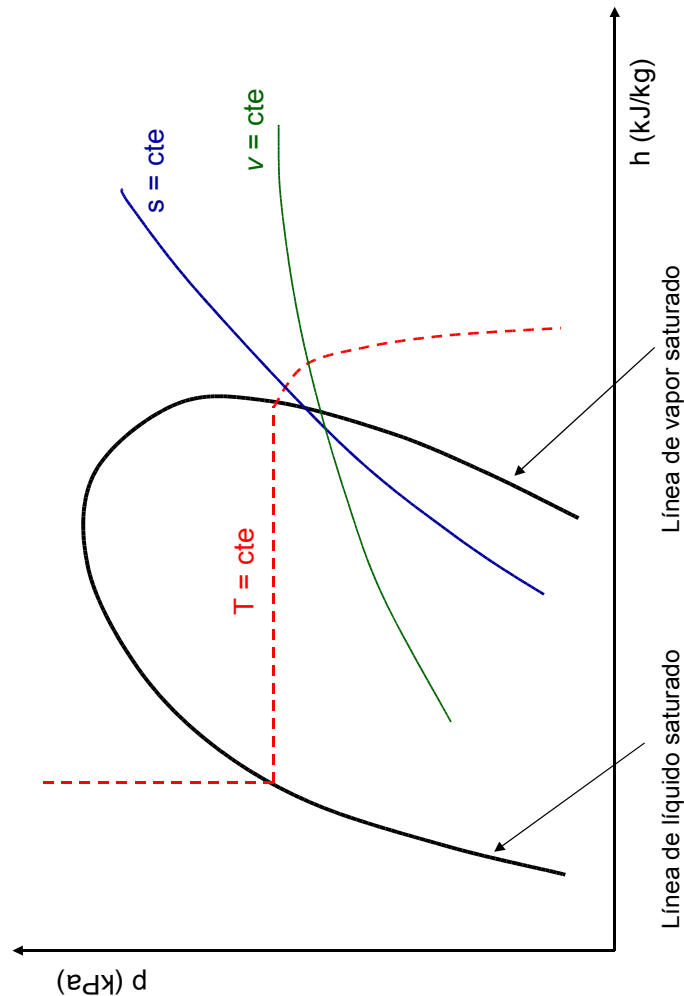
El valor de referencia que se suele tomar para la entropía es:
 Líquido saturado a 0°C → 1 kJ/(kg K)

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

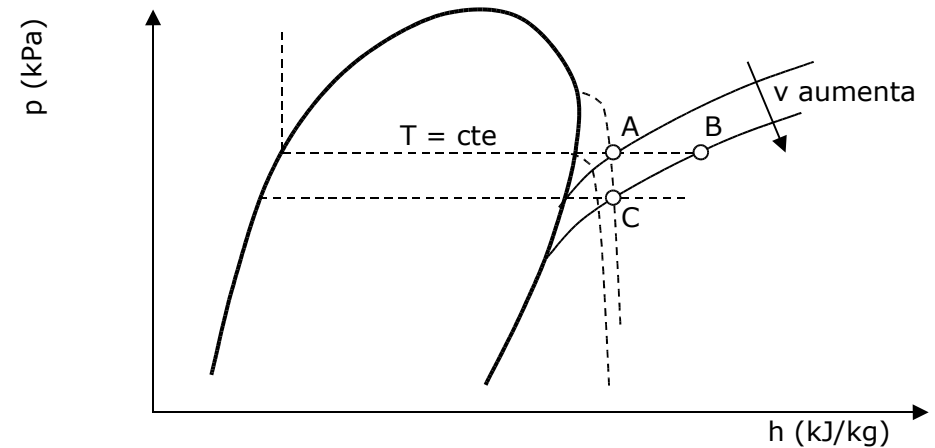
2.3.2. Diagrama presión - entalpía



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

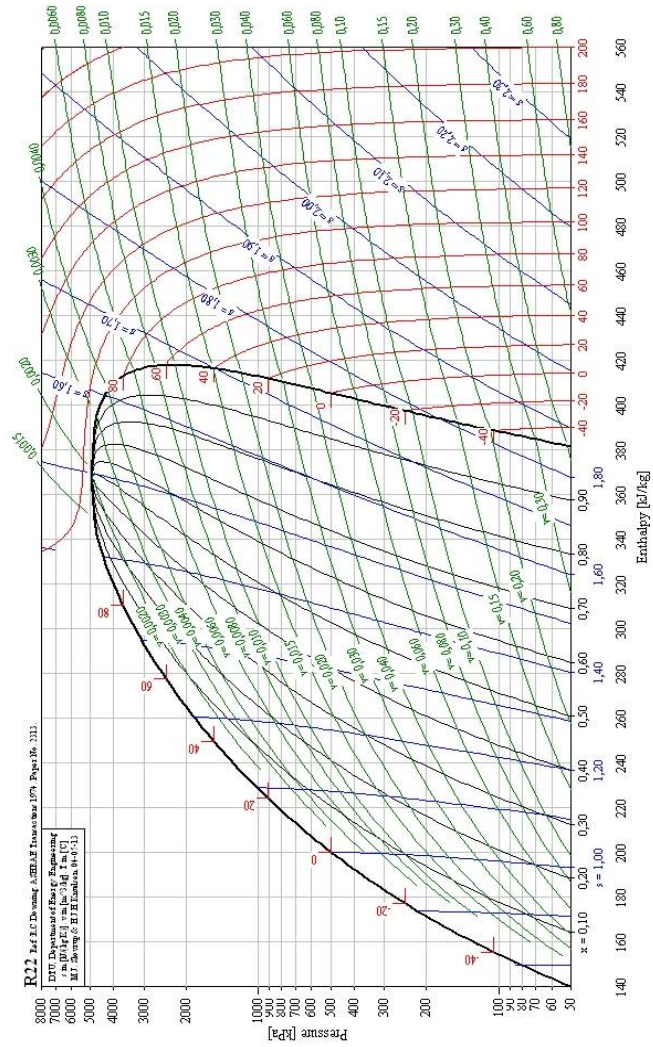
Muy útiles desde el punto de vista del cálculo, presión y temperatura fácilmente medibles y la entalpía es la variable fundamental para calcular las potencias intercambiadas.

- 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 le enfría para mantener constante la t^a , éste disminuye su volumen. $C \rightarrow A$



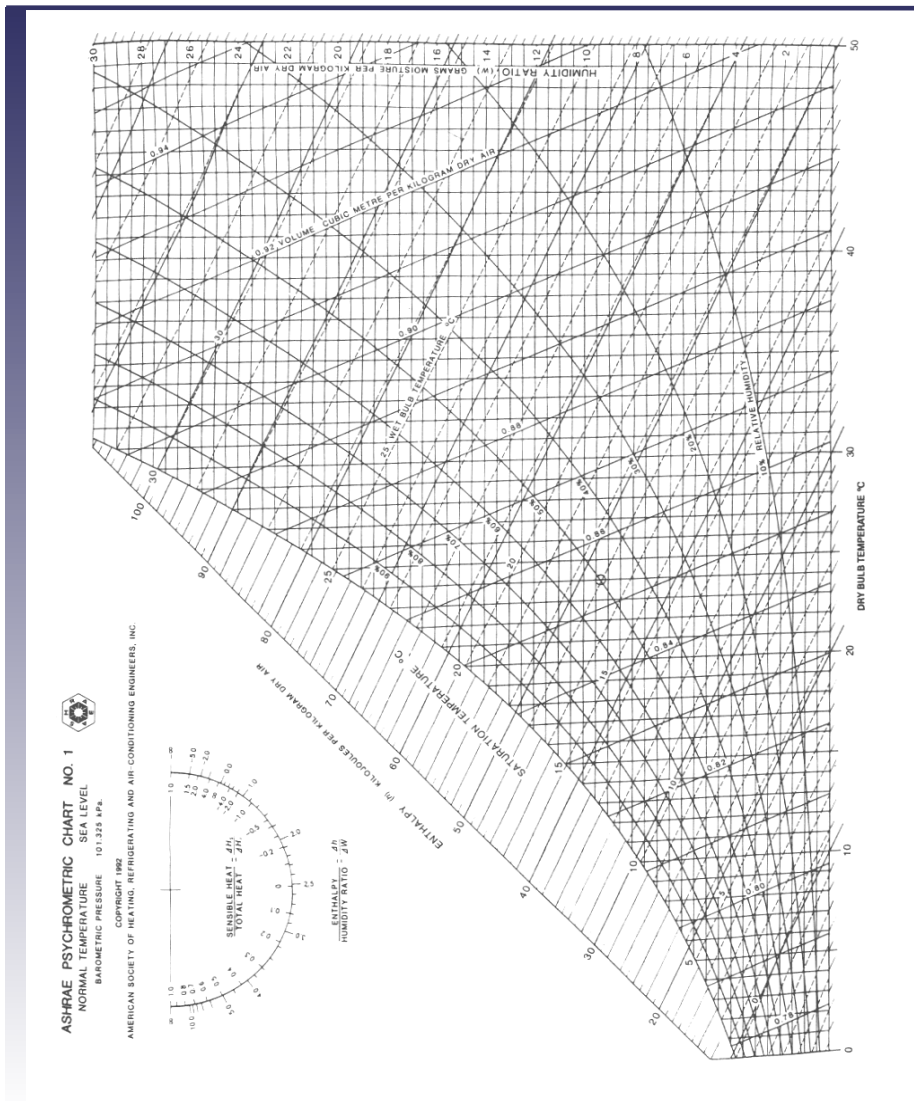
- Entropía constante: Compresión ideal (adiabática + reversible)
- Tablas con las propiedades de saturación.

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

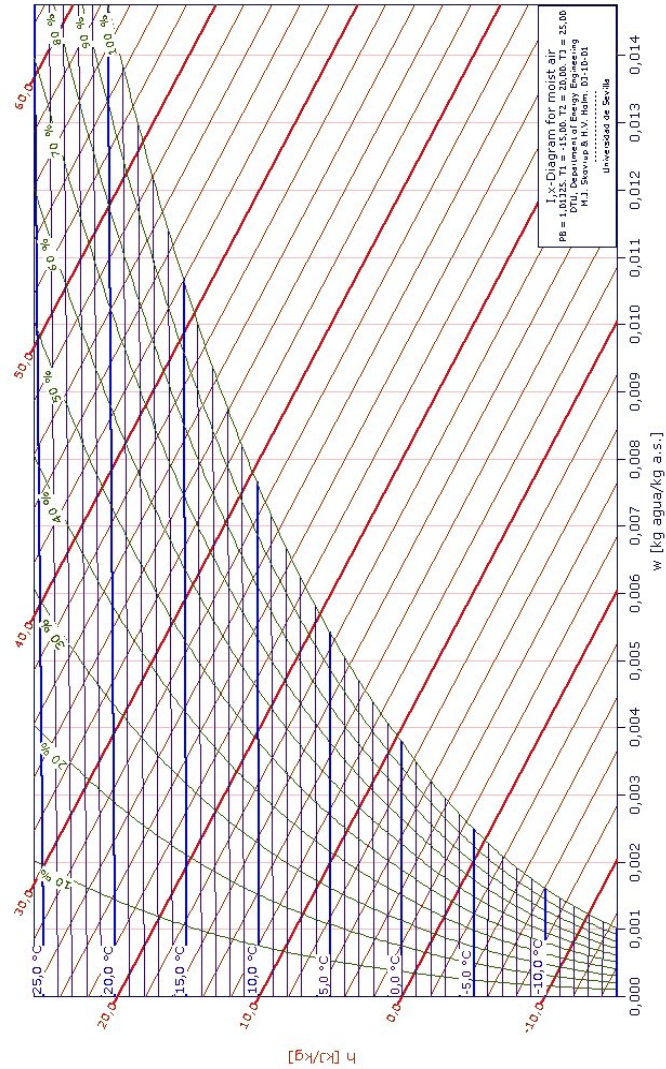
Entalpía, $h = 48 \text{ kJ/kg a.s.}$

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

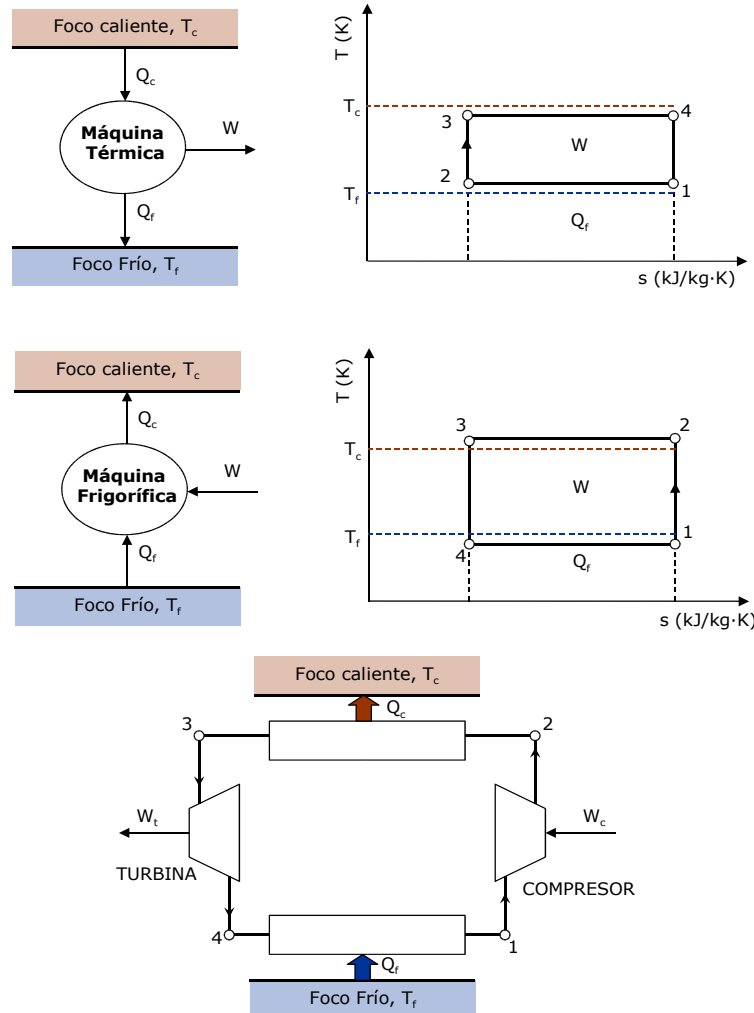
Tema 3: El Ciclo de Compresión Mecánica Simple

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:

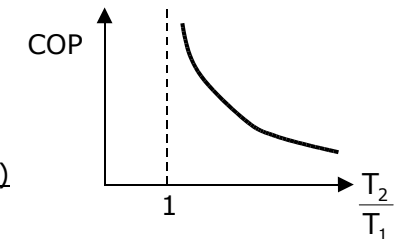
- 1-2: Compresión adiabática y reversible: isentrópica.
- 2-3: Evacuación de calor isoterma.
- 3-4: Expansión adiabática y reversible: isentrópica.
- 4-1: Absorción de calor isoterma.

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.



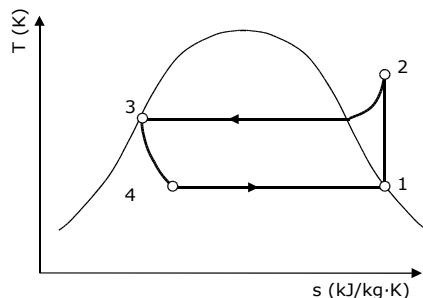
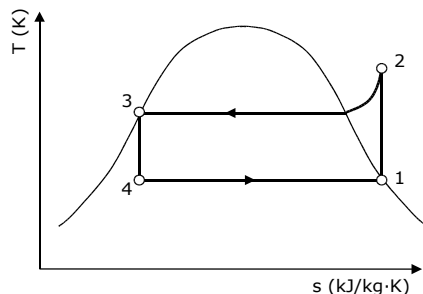
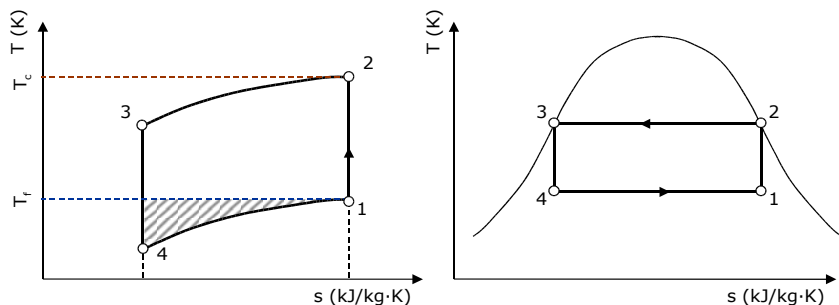
2. Coeficiente de eficiencia energética (COP)

Se le suele llamar COP, EER ó CEE

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

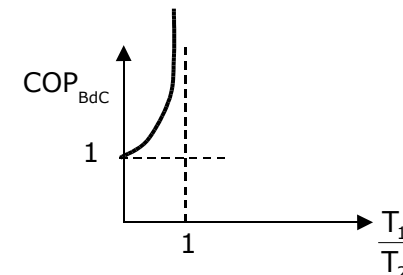
COP de Carnot sólo es función de las temperaturas de evaporación y condensación. Cuando T_2/T_1 aumenta COP baja y viceversa. Las temperaturas vienen impuestas por el problema a resolver.

3.3. Revisión del ciclo de Carnot



Para la bomba de calor:

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



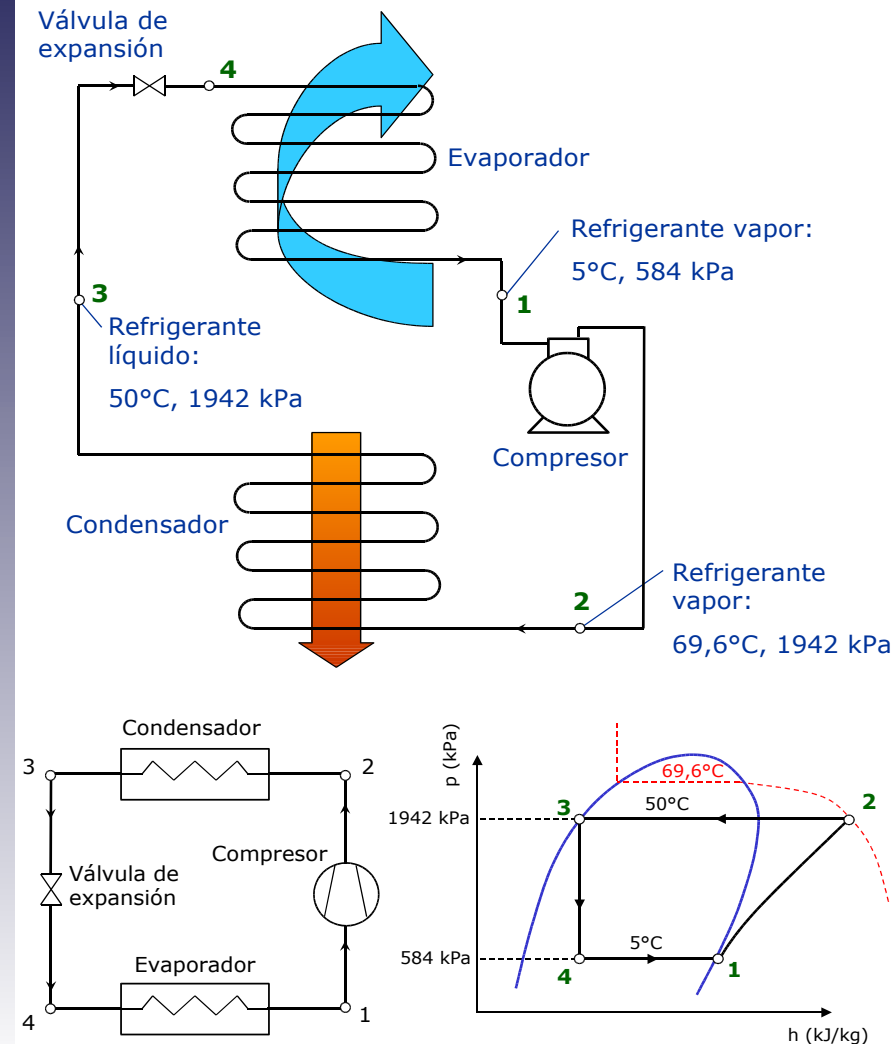
Como termofrigobomba: ...

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 isotermos. 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.

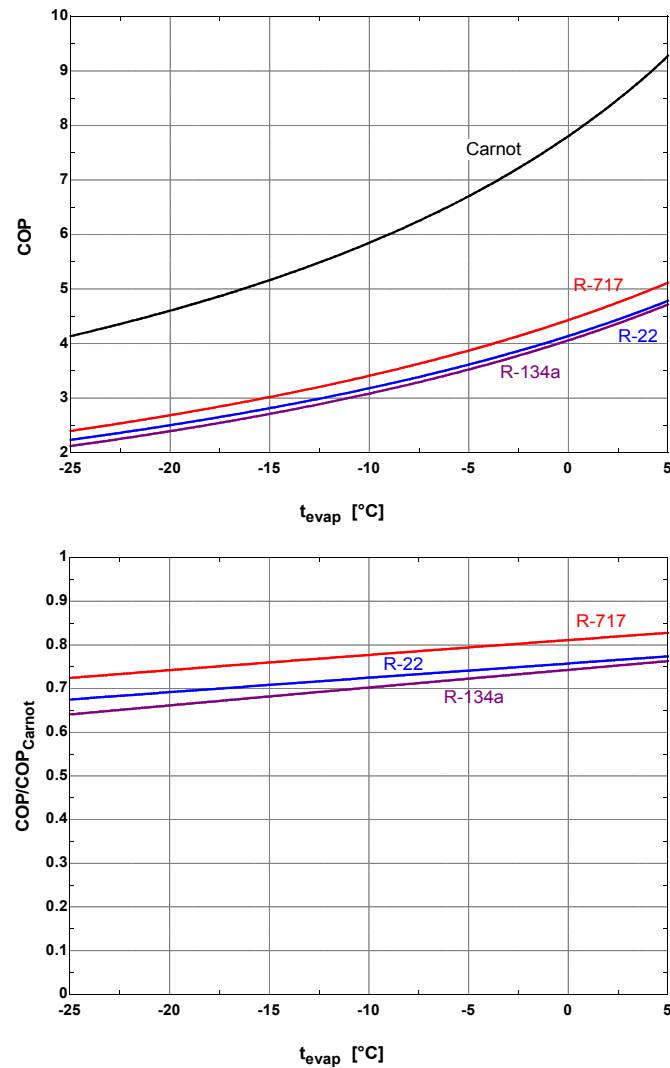
- Proceso 1-2 (Compresor): Compresión isentrópica desde vapor saturado a la presión de evaporación hasta la presión de condensación.
- Proceso 2-3 (Condensador): Evacuación de calor a presión cte (enfriamiento sensible + condensación).
- Proceso 3-4 (Válvula de expansión): Expansión adiabática e irreversible (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 refig.: $h_2 - h_1$ (kJ/kg)
- Potencia de compresión necesaria: $P_c = \dot{m}_R (h_2 - h_1)$ (kW)
- Efecto frigorífico (calor absorbido por kg de refig.): $h_1 - h_4$ (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)

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

3.4. El ciclo estándar de compresión de vapor



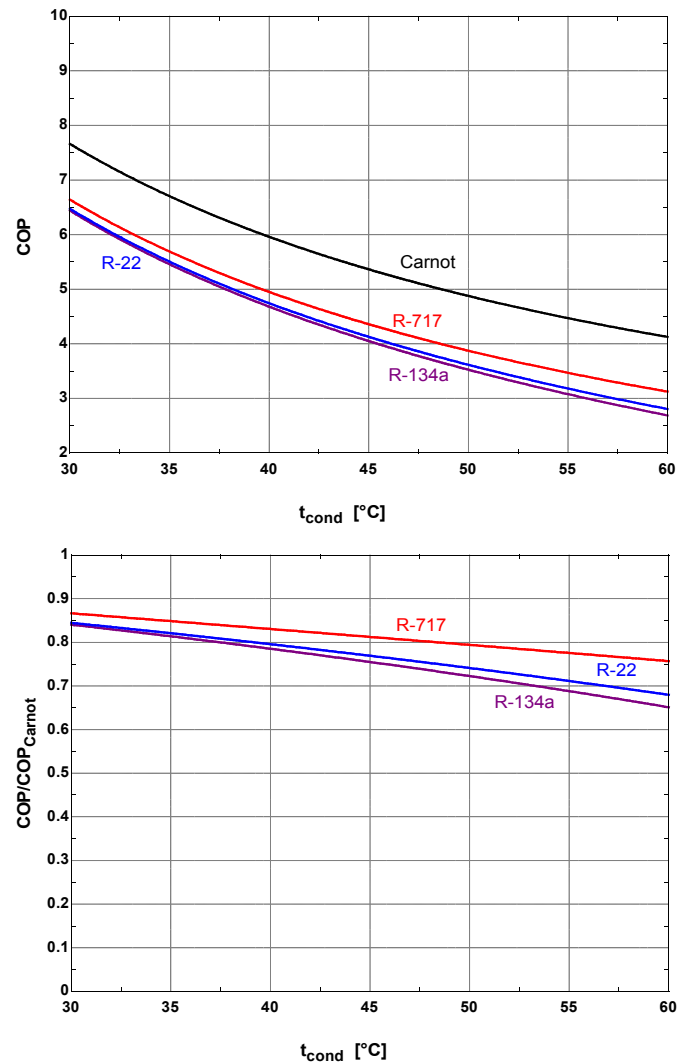
Si comparamos el COP del ciclo de Carnot con el del ciclo de estándar de compresión de vapor, vemos que existe una diferencia de eficiencia. Ya que el COP del ciclo estándar no sólo depende de las temperaturas de evaporación y condensación, también depende de las propiedades del refrigerante usado.

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.

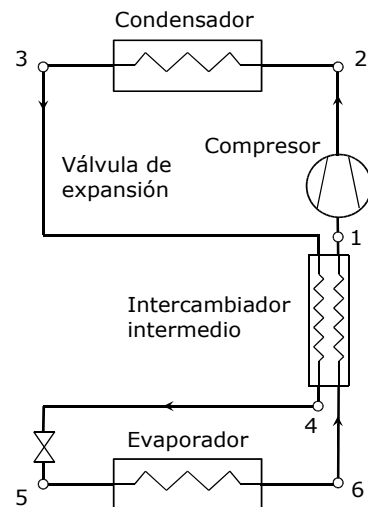
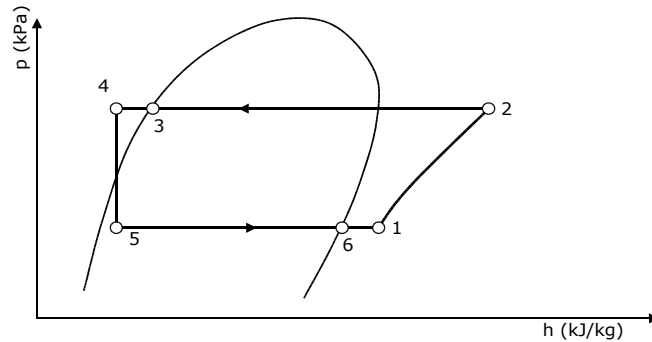
3.4. El ciclo estándar de compresión de vapor



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

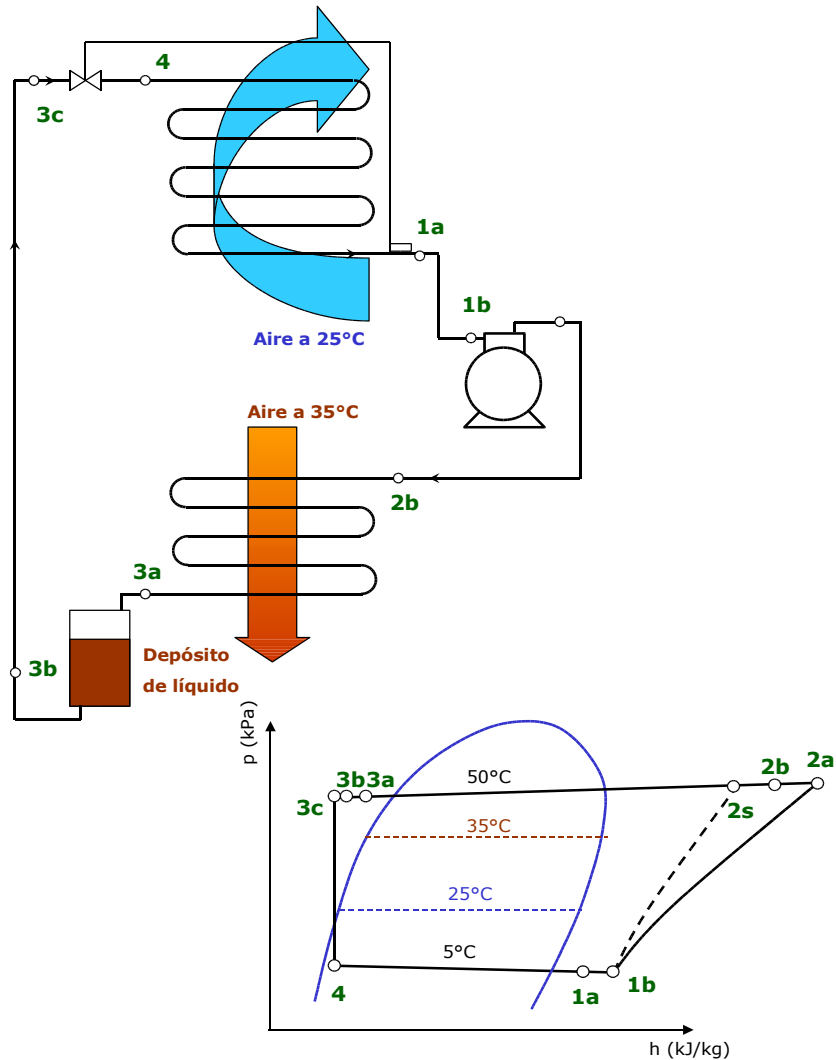
Subenfriamiento del líquido:

- ❑ 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: Producción Frigorífica por Compresión Múltiple

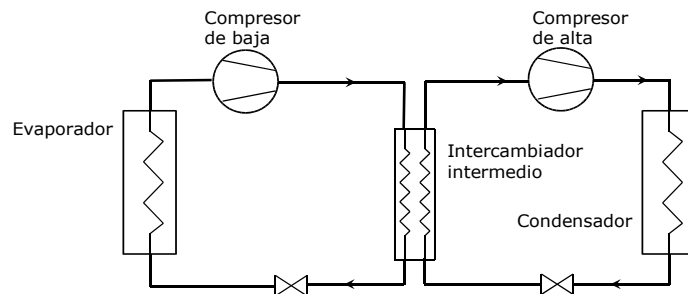
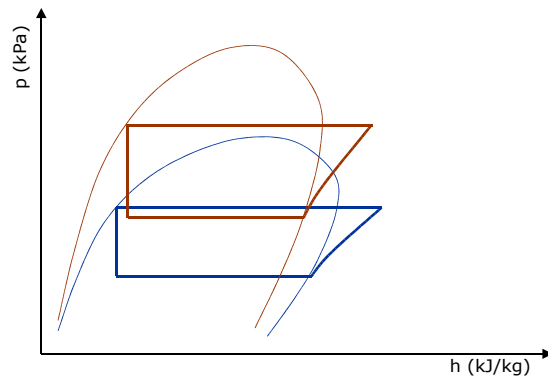
1. Introducción
2. Compresión doble indirecta o en cascada
3. Compresión doble directa
 - 3.1. Ciclo con intercambiador de calor
 - 3.2. Ciclo con inyección directa de refrigerante
 - 3.3. Ciclo con enfriador intermedio de inyección total
 - 3.4. Ciclo con enfriador intermedio de inyección parcial
4. Ciclo con múltiples temperaturas de evaporación

Tema 4: Producción Frigorífica por Compresión Múltiple

Cuando es necesario mantener los productos a temperaturas muy bajas, se hace necesario trabajar con temperaturas de evaporación muy bajas, lo que conlleva una diferencia de presiones ($p_{\text{cond}} - p_{\text{evap}}$) grandes, para estos casos los ciclos de compresión simple empiezan a tener eficiencias muy bajas, para mejorarla se establece la compresión múltiple. En el presente capítulo se estudiará la compresión doble a modo de ejemplo y de ellas puede generalizarse fácilmente la compresión con más de dos etapas.

Se realiza la distinción entre compresión indirecta o en cascada y compresión directa, esta última en sus diferentes variantes. Se finaliza el capítulo mostrando un ejemplo de ciclo con múltiples temperaturas de evaporación.

4.2. Compresión doble directa o en cascada



1. Introducción

Cuando es necesario mantener los productos a temperaturas muy bajas, se hace necesario trabajar con temperaturas de evaporación muy bajas, lo que conlleva una diferencia de presiones ($p_{\text{cond}} - p_{\text{evap}}$) grandes, pueden destacarse los siguientes efectos:

- ❑ T^a de descarga del compresor elevada (posible descomposición del aceite)
- ❑ Compresor funcionando con una mayor relación de compresión: menor rendimiento volumétrico.
- ❑ La potencia de compresión aumenta más que proporcionalmente.
- ❑ Bajas presiones de evaporación: Posible entrada de aire.
- ❑ Altas presiones de condensación: Mayor resistencia mecánica

A partir de determinadas relaciones de compresión comienza a ser interesante estudiar la compresión múltiple. Sólo estudiaremos la compresión doble (por analogía se extrapola a compresión triple, etc.)

Existen dos posibilidades de compresión doble:

- ❑ Compresión doble directa
- ❑ Compresión doble indirecta o en cascada.

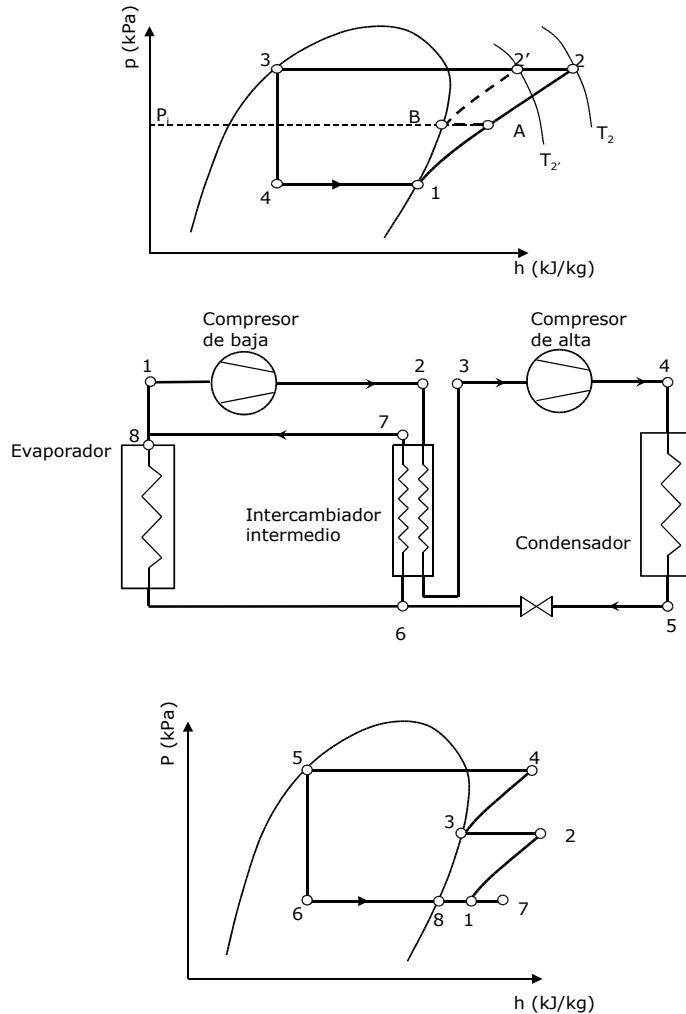
2. Compresión doble indirecta o en cascada

Se intercalan dos ciclos simples (uno de baja y otro de alta) en el ciclo de baja el condensador cede calor al evaporador del ciclo de alta.

- ❑ El solape de las temperaturas afecta negativamente al COP.
- ❑ Usualmente se utilizan refrigerantes diferentes para el ciclo de alta y de baja para trabajar en rangos de presiones aceptables.
- ❑ El CO_2 (R-744) se utiliza como refrigerante de baja, tiene una temperatura de evaporación a 101.3 kPa de -78.5°C .

4.3. Compresión doble directa

4.3.1. Ciclo con intercambiador de calor



3. Compresión doble directa

En la compresión directa el mismo refrigerante es el se comprime múltiples veces. Para ello es necesario enfriar los vapores de salida de la primera compresión.

La elección de la presión intermedia depende del objetivo perseguido: Podría pretenderse la menor temperatura de descarga o el menor consumo en la compresión. Usualmente se utiliza la media geométrica de las presiones de condensación y evaporación que únicamente garantiza que ambos compresores trabajan con la misma relación de compresión.

$$r_{c,baja} = \frac{p_i}{p_{evap}}; \quad r_{c,alta} = \frac{p_{cond}}{p_i}; \quad r_{c,baja} = r_{c,alta}; \quad p_i = \sqrt{p_{cond} p_{evap}}$$

Es conveniente estudiar la compresión doble en general cuando la relación de compresión > 6:

R-717 $\Delta T > 60^\circ\text{C}$; R-22 $\Delta T > 65^\circ\text{C}$, donde $\Delta T = t_{cond} - t_{evap}$

Posibilidades de ciclo doble directo:

- Ciclo con intercambiador de calor
- Ciclo con inyección directa de refrigerante
- Ciclo con enfriador intermedio de inyección total.
- Ciclo con enfriador intermedio de inyección parcial.

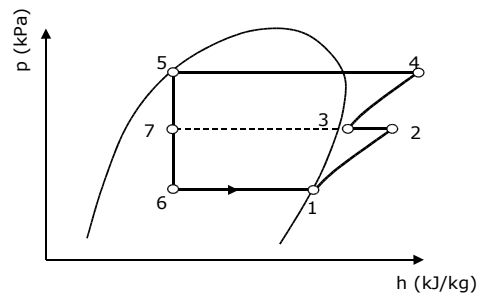
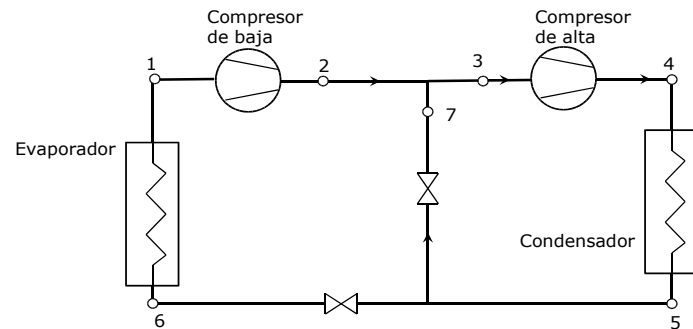
Los dos últimos casos son los más usados.

3.1. Ciclo con intercambiador intermedio.

Se utiliza parte de la potencia frigorífica en enfriar la corriente de salida del compresor de baja.

4.3. Compresión doble directa

4.3.2. Ciclo con inyección directa de refrigerante



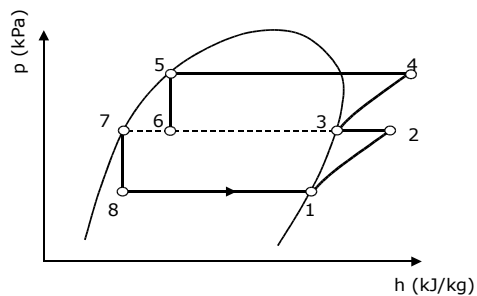
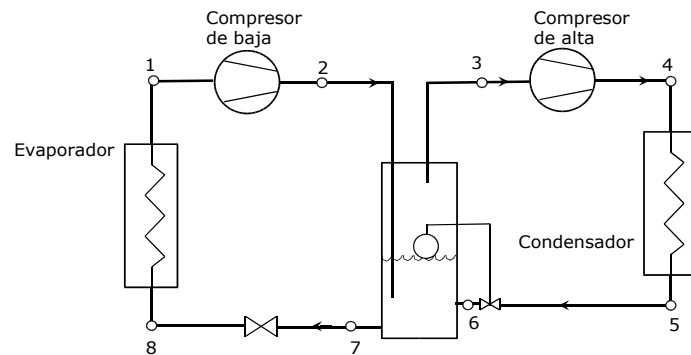
3.2. Ciclo con inyección directa de refrigerante

En este caso y el anterior es complicado regular el punto de salida 3.

Existen dos caudales distintos.

4.3. Compresión doble directa

4.3.3. Ciclo con enfriador intermedio, inyección total



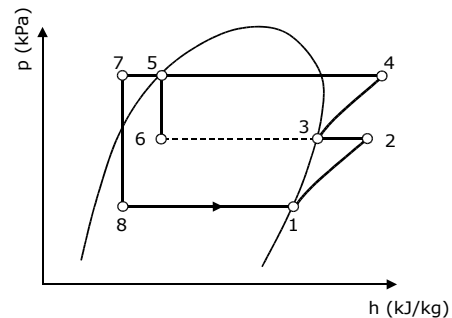
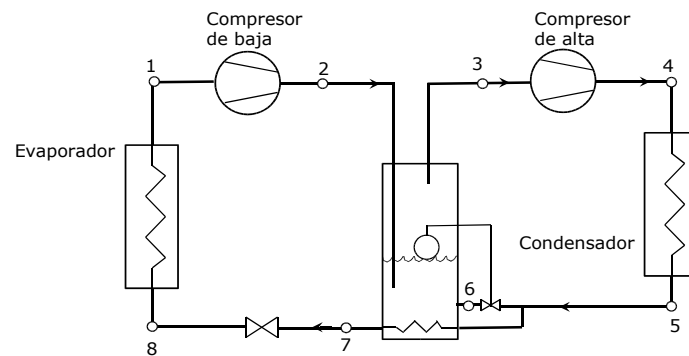
3.3. Ciclo con enfriador intermedio de inyección total

También llamado de enfriador abierto.

Es el más fácil de regular de todos, la válvula de expansión controla todo el caudal de refrigerante.

4.3. Compresión doble directa

4.3.4. Ciclo con enfriador intermedio, inyección parcial



3.4. Ciclo con enfriador intermedio de inyección parcial

También llamado de enfriador cerrado

Límite para $t_7 \leq t_6 = t_3$.

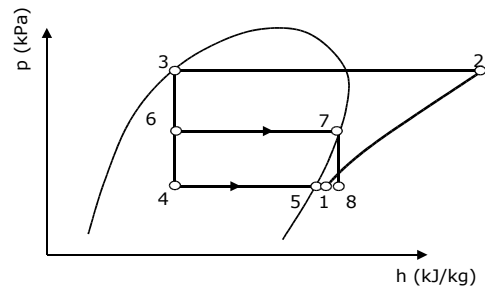
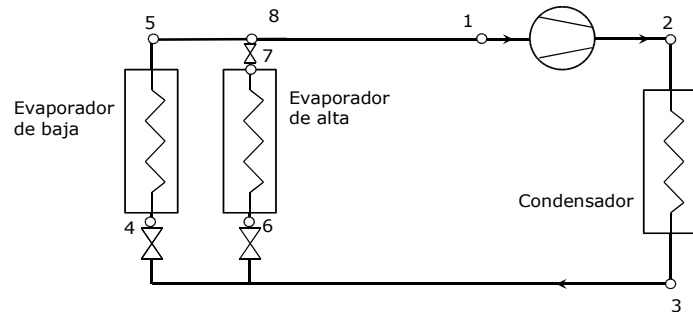
Diseño del enfriador o dispositivo de expansión flash:

Velocidad del vapor < 1 m/s, para que no exista arrastre de líquido.

Velocidad vapor = caudal volumétrico en 3 / área transversal del enfriador.

Altura $> 4 \cdot$ diámetro.

4.4. Ciclo con múltiples temperaturas de evaporación



4. Ciclos con múltiples temperaturas de evaporación

Ejemplo: Ciclo con un compresor y dos evaporadores

Tema 5: Refrigeración y Congelación de Alimentos

1. Condiciones de almacenamiento

- 1.1. Productos frescos
- 1.2. Productos congelados

2. El proceso de congelación

3. Carga de refrigeración de los productos

4. Tiempos de enfriamiento y congelación

- 4.1. Velocidad de enfriamiento
- 4.2. Tiempos de congelación

Tema 5: Refrigeración y congelación de alimentos

La mayor aplicación de la refrigeración industrial es la industria alimenticia. El proceso comienza en la recolección finalizando en el consumo entrando en juego: transporte, procesado, empaquetamiento, congelación, almacenamiento, etc.

¿qué necesita saber un ingeniero de refrigeración?

- ❑ Conocer las condiciones ideales para cada producto (temperatura, humedad, velocidad de aire, etc.)
- ❑ Conocer la cantidad de energía (carga) que es necesario extraer del producto.
- ❑ Conocer las cantidades y tiempos de procesamiento.

Existen muchos datos en función del tipo de producto.

Referencia con mucha información:

“ASHRAE Handbook – Refrigeration 1998 ó 2002”

5.1. Condiciones de almacenamiento

Condiciones de almacenamiento recomendadas para productos frescos

| Alimentos | Temperatura de almacenamiento (°C) | Humedad relativa (%) | Duración de almacenamiento |
|--------------------------------|------------------------------------|----------------------|----------------------------|
| Frutas | | | |
| Manzanas | 4 | 90 – 95 | 1-2 meses |
| Melocotones | -0.5 a 0 | 90 – 95 | 2-4 sem. |
| Peras | -1.5 a -0.5 | 90 – 95 | 2-7 meses |
| Fresas | -0.5 a 0 | 90 – 95 | 5-7 días |
| Verduras | | | |
| Judías verdes | 4 a 7 | 90 – 95 | 7-10 días |
| Brócoli | 0 | 95 – 100 | 10-14 días |
| Lechuga | 0 a 1 | 95 – 100 | 2-3 sem. |
| Guisantes | 0 | 95-98 | 1-3 sem. |
| Patatas | 3 a 4 | 90-95 | 4-5 meses |
| Tomates maduros | 7 a 10 | 90-95 | 4-7 días |
| Otros productos frescos | | | |
| Salmón | -0.5 a 1 | 90 - 95 | 18 días |
| Ternera | -2 a 1 | 88 - 95 | 1 sem. |
| Pollos | -2 a 0 | 95 - 100 | 1-4 sem. |
| Leche pasteurizada | 4 a 6 | | 7 días |

“Albaricoques: 0 a 1°C y 90 a 95%.

Los albaricoques no son almacenados por un periodo largo pero pueden aguantar de dos a tres semanas si son recolectados en el punto adecuado de maduración. Debe tenerse cuidado en el seleccionado y empaquetado ya que pequeños golpes o arañazos pueden degenerarse a mayor velocidad ...”

ASHRAE Handbook – Refrigeration
1998 – 2002 - ...

1. Condiciones de almacenamiento

La conservación de frutas, verduras, carnes, pescados, etc. a bajas temperaturas consigue detener el crecimiento de microorganismos (hongos, levaduras y bacterias) que deterioran el producto.

Existe unas condiciones óptimas (temperatura y humedad relativa) de almacenamiento de cada producto, que deben ser extraídas de bibliografía apropiada.

Las cámaras de almacenamiento que pueden prestar servicio a diferentes productos deben ser flexibles en el establecimiento de diferentes temperaturas de consigna.

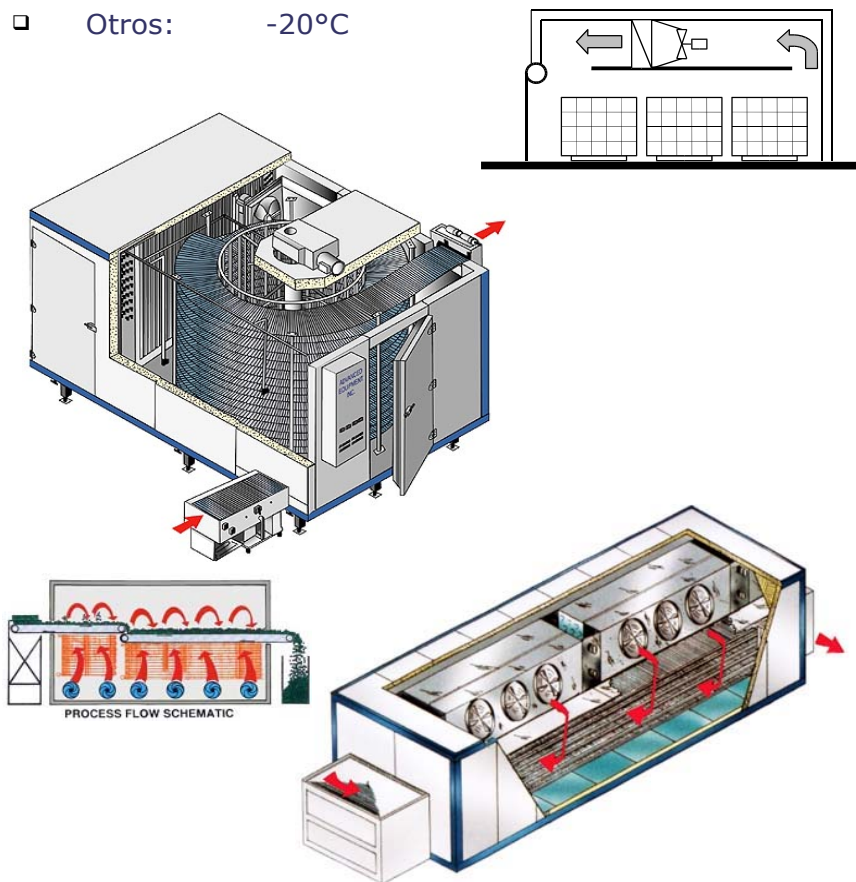
El control de temperatura debe ser preciso ya que una desviación de la temperatura en pocos grados puede congelar el producto (ejemplo: temperatura de congelación de las fresas -0,8°C)

Si la humedad relativa es inferior a la recomendada los productos pueden secarse o marchitarse (flores cortadas) produciendo una pérdida de peso, además de una disminución del contenido en vitamina C de los vegetales.

5.2. El proceso de congelación

Temperaturas usuales en cámaras de congelado:

- ❑ Helados: -25 a -40°C
- ❑ Pescados: -30 a -20°C
- ❑ Otros: -20°C



2. El proceso de congelación

La congelación de alimentos es un proceso bastante complicado pero alguno de los puntos más importantes son los siguientes:

- ❑ La congelación de muchos alimentos aumenta considerablemente su periodo de almacenamiento.
- ❑ El agua es el mayor componente de la mayoría de los alimentos (entre el 55 y 95% de la masa)
- ❑ La formación de cristales de agua debe ser evitada. Los cristales de agua rompen la textura del alimento, rompiendo las paredes de las células.
- ❑ Para evitar la formación de cristales es colocar el producto por debajo de las temperaturas de congelación lo más rápido posible.
- ❑ La cantidad de energía necesaria para congelar suele ser mayor que la necesaria para enfriar el producto antes y después de su congelación.
- ❑ Los productos no congelan a una temperatura fija, comienzan a congelar a temperaturas ligeramente inferiores a 0°C y finalizan su congelación algunos grados por debajo.

La congelación lenta forma cristales, por tanto no es conveniente. Conforme la disolución de agua más algunas sustancias orgánicas comienza a congelar algunos grados por debajo de cero el líquido restante es cada vez más concentrado (menos agua) y su punto de congelación también baja.

Congeladores discontinuos: Cámaras de congelación (12 a 72 horas)

Congeladores continuos: Túneles o cintas o espirales de congelación (0.5 a 2 horas)

5.3. Carga de refrigeración de los productos

Calor de respiración de algunas frutas y verduras sin congelar (kJ/kg·día)

| Alimentos | 0 °C | 5 °C | 15 °C | 20 °C |
|-----------------|--------------|-------------|-------------|-------------|
| Frutas | | | | |
| Manzanas | 0.587 – 1.05 | 1.30 – 1.84 | 3.48 – 7.92 | 4.32 – 8.97 |
| Melocotones | 1.05 – 1.63 | 1.63 – 2.35 | 8.51 – 10.9 | 15.2 – 26.2 |
| Peras | 0.795 – 1.76 | 1.30 – 2.56 | 3.85 – 15.4 | 7.71 – 17.9 |
| Fresas | 3.14 – 4.52 | 4.19 – 8.51 | 18.2 – 23.6 | 26.2 – 50.2 |
| Verduras | | | | |
| Judías | 4.52 – 8.97 | 7.46 – 15.6 | | 54.2 – 69.2 |
| Apio | 1.84 | 2.81 | 9.55 | 16.5 |
| Lechuga | 2.35 – 4.32 | 3.39 – 5.11 | 9.89 – 10.5 | 15.4 |
| Guisantes | 12.1 – 19.4 | 20.3 – 24.9 | | 89.4 |

Calores específicos y de congelación para algunos productos

| Alimentos | Contenido agua (% peso) | Punto congel. (°C) | Calor espec. antes congel. (kJ/kg·K) | Calor espec. después congel. (kJ/kg·K) | Δh congel. (KJ/kg) |
|-----------|-------------------------|--------------------|--------------------------------------|--|--------------------|
| Manzanas | 84 | -1.1 | 3.78 | 1.90 | 281 |
| Fresas | 90 | -0.8 | 3.93 | 1.97 | 302 |
| Pollo | 74 | -2.8 | 3.53 | 1.77 | 248 |
| Jamón | 56 | -1.7 | 3.08 | 1.55 | 188 |
| Salmón | 64 | -2.2 | 3.28 | 1.65 | 214 |
| Ternera | 56 | | 3.08 | 1.55 | 188 |

Calores específicos y de congelación medios

| Alimentos | Punto cong. (°C) | Calor esp. antes cong. (Kcal/kg°C) | Calor esp. después cong. (Kcal/kg°C) | Δh congel. (Kcal/kg°C) |
|-----------------|------------------|------------------------------------|--------------------------------------|------------------------|
| Carnes | -2 | 0.7 | 0.4 | 56 |
| Frutas-Verduras | 0 a -2 | 0.9 | 0.5 | 72 |
| Pescado | -2 | 0.8 | 0.45 | 61 |
| Lácteos | - | 0.8 | 0.5 | 65 |

3. Carga de refrigeración de los productos

Almacenamiento de productos frescos:

- Reducción de la temperatura de entrada hasta la temperatura de almacenamiento. $Q_f = m_{ent} c_f (t_{ent} - t_{alm})$
- Eliminación del calor de respiración de los productos $Q_r = m_{alm} \Delta h_r$

Almacenamiento de productos congelados:

- Reducción de la temperatura de entrada hasta la temperatura de almacenamiento. $Q_c = m_{ent} c_c (t_{ent} - t_{alm})$

Proceso de congelación:

- Reducción de la temperatura de entrada hasta la temperatura de congelación. $Q_f = m_{ent} c_f (t_{ent} - t_{fc})$
- Calor asociado a la congelación. $Q_{fc} = m_{ent} \Delta h_{fc}$
- Reducción de la temperatura de congelación hasta la temperatura de almacenamiento. $Q_c = m_{ent} c_c (t_c - t_{alm})$

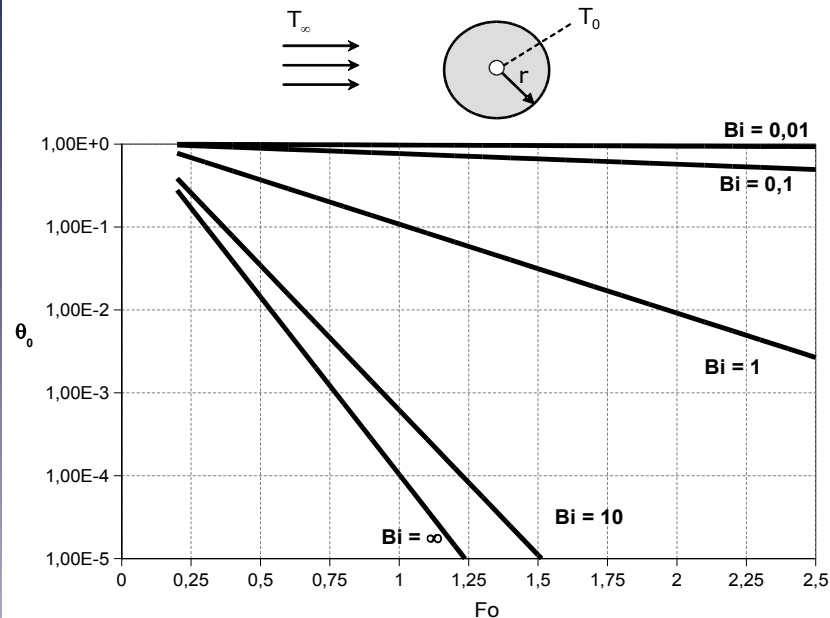
Las cantidades de calor anteriores deben dividirse por el tiempo en el cual dichas cantidades se generen (ej.: Si la mas es por día deben de dividirse por 24 para obtener la potencia media necesaria)

El calor específico de los productos congelados es aproximadamente la mitad de la de los productos sin congelar (Agua 4,19 kJ/kg antes 1.94 kJ/kg después)

El calor de congelación es mayor para los productos con más contenido de humedad.

5.4. Tiempos de enfriamiento y congelación

5.4.1. Velocidad de enfriamiento



$$\theta_0 = \frac{T_0 - T_\infty}{T_i - T_\infty} = C \exp(-\zeta^2 Fo) \quad Fo = \frac{\alpha t}{r^2}$$

T_0 : Temperatura del centro en el tiempo t
 T_i : Temperatura inicial del producto
 T_∞ : Temperatura del aire
 k : Conductividad del producto
 α : Difusividad térmica del producto
 t : Tiempo desde el comienzo del enfriamiento
 h : Coeficiente de película exterior

$$C, \zeta = f\left(Bi = \frac{hr}{k}\right)$$

4. Tiempos de enfriamiento y refrigeración de productos

4.1. Velocidad de enfriamiento

Teóricamente la temperatura de entrada de los alimentos a las cámaras de almacenamiento debe ser la misma que se quiera mantener en el interior, por tanto, es habitual utilizar proceso de preenfriamiento en los cuales el producto caliente es llevado a la temperatura de almacenamiento (Cámaras o túneles de preenfriamiento).

Un dato muy interesante es la potencia frigorífica necesaria para enfriar un producto desde unas condiciones iniciales a unas condiciones finales en un tiempo determinado. Este valor depende de: La temperatura del aire, la velocidad del aire sobre el producto, las dimensiones y propiedades térmicas del producto (conductividad, calor específico, densidad) y de la forma, empaquetado y disposición de los productos. Por tanto cualquier dato experimental disponible u obtenible es muy interesante.

Podemos examinar el proceso ideal de enfriamiento de una esfera de material homogéneo sometida a convección exterior forzada, con un coeficiente de película h .

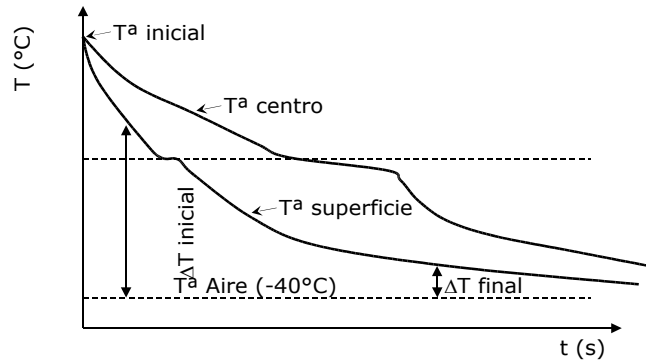
Podemos observar que para reducir los tiempos de enfriamiento existen varias opciones:

- Aumentar h (aumento de la velocidad y del consumo en ventiladores)
- Disminuir r (estudiar configuraciones en las que el los productos se empaqueten con las dimensiones más pequeñas posibles).

También podemos extrapolar valores experimentales sabiendo la dependencia exponencial de la temperatura adimensional del centro con el número de Fourier.

5.4. Tiempos de enfriamiento y congelación

5.4.2. Tiempos de congelación



Ecuación de Plank:

$$t_c = \frac{\rho \Delta h_{fc}}{(T_c - T_a) N} \left(\frac{D}{4k} + \frac{1}{h_c} \right)$$

t_c : Tiempo de congelación (s)

ρ : Densidad (kg/m^3)

Δh_{fc} : Calor de congelación (J/kg)

T_c, T_a : Temperaturas de congelación y del aire ($^{\circ}\text{C}$)

D : Distancia centro - superficie en la dirección del flujo (m)

N : Factor de forma 2 (placa), 4 (cilindro), 6 (esfera)

k : Conductividad térmica ($\text{W/m}\cdot\text{K}$)

h_c : Coeficiente de película ($\text{W/m}^2\text{K}$)

$$h_c [\text{W/m}^2\text{K}] \approx 25 (v [\text{m/s}])^{0.6}$$

Frutas-verduras: $k [\text{W/m}\cdot\text{K}] \approx 0.148 + 0.493 F_{\text{agua}}$

Carnes: $k [\text{W/m}\cdot\text{K}] \approx 0.08 + 0.52 F_{\text{agua}}$

4.2. Tiempos de congelación

El tiempo de congelación de un producto es un dato bastante complicado ya que depende de: La temperatura del aire, la velocidad del aire sobre el producto, las dimensiones y propiedades térmicas del producto (conductividad, calor específico, densidad) y de la forma, empaquetado y disposición de los productos. Por tanto cualquier dato experimental disponible u obtenible es muy interesante.

La ecuación de Plank se utiliza para aproximar este valor. Puede usarse también con las entalpías de enfriamiento para estimar los tiempos de enfriamiento.

Para disminuir los tiempos de enfriamiento/congelación además de utilizar piezas pequeñas se debe aumentar el coeficiente de película. Doblando la velocidad del aire se obtiene un coeficiente de película 1.52 veces mayor, sin embargo el consumo del ventilador se multiplica por 8.

Algunas técnicas utilizadas en túneles de congelación aumentan las velocidades del aire en los momentos iniciales de enfriamiento donde el salto de temperaturas es mayor y bajan la velocidad al final del proceso donde los saltos de temperaturas son menores.

Tema 6: 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 6: 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.

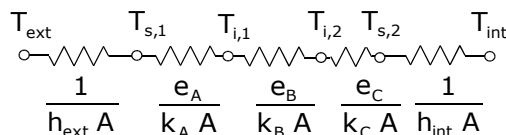
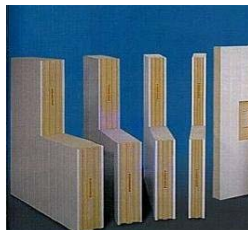
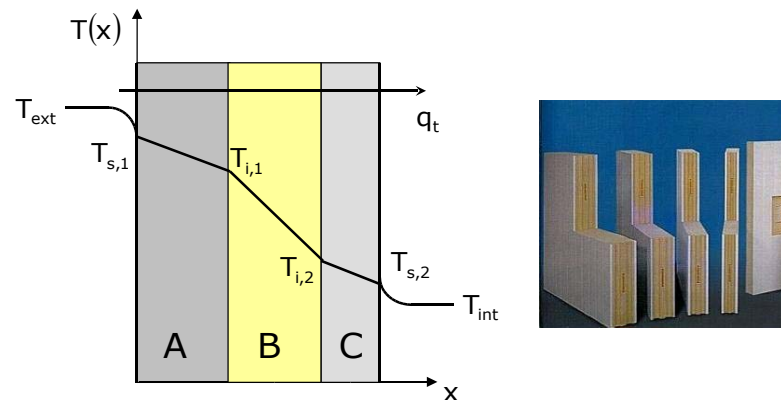
Este cálculo se realiza en las condiciones más desfavorables (aquellas que producen unas mayores necesidades frigoríficas).

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

6.1. 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.

6.1. 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: $Q_p = m_{ent} c_f (t_{ent} - t_{alm}) + m_{alm} \Delta h_r$

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.

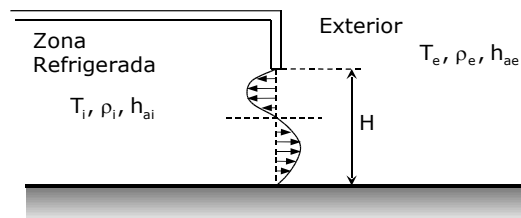
2. Carga debida al producto

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.

6.3. 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 (m)

H : Altura de la apertura (m)

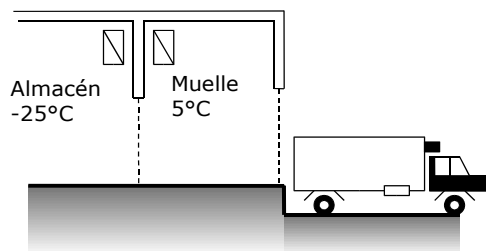
ρ_i, ρ_e : Densidades del aire interior y exterior (kg/m³)

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 enlentecen 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.

6.4. Cargas debidas a fuentes internas

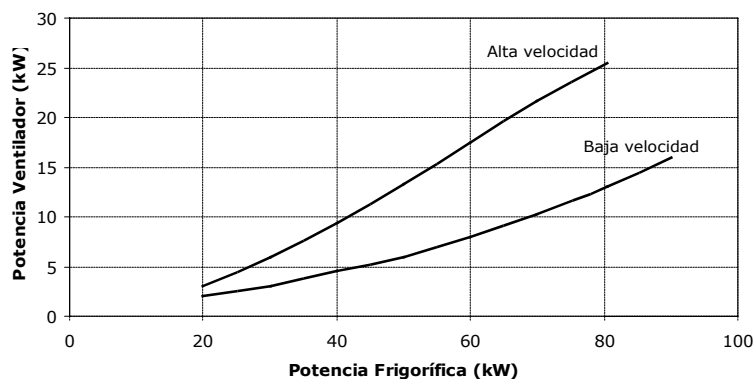
- Iluminación: 15 W/m²: Salas de proceso
5 W/m²: Almacén congelados

- 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.

6.5. 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 7: 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

7.1. 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.

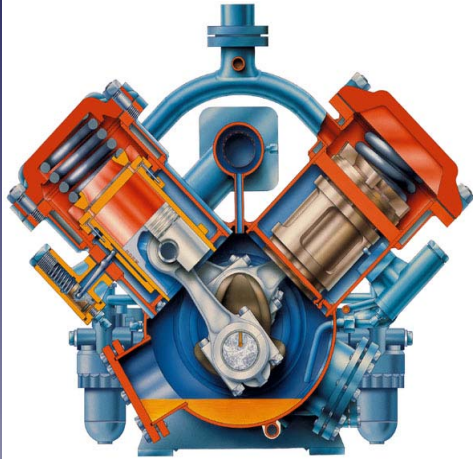
- ❑ Compresores de desplazamiento positivo o volumétricos: Aumentan la presión del vapor de refrigerante reduciendo el volumen interno de una cámara, consumiendo para ello un trabajo mecánico.
- ❑ Compresores de desplazamiento cinemático o dinámicos: Aumentan la presión convirtiendo presión dinámica 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.

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

7.1.1. 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.

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

7.1.2. Compresores rotativos de paleta y excéntrica

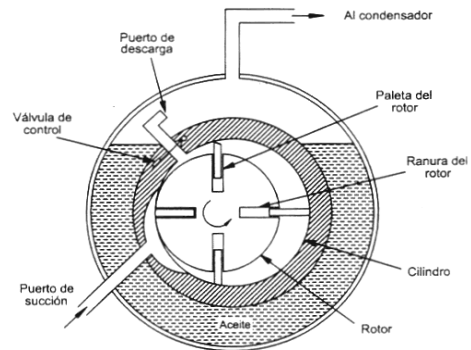


Figura 4.9 - Compresor rotativo del tipo de paletas

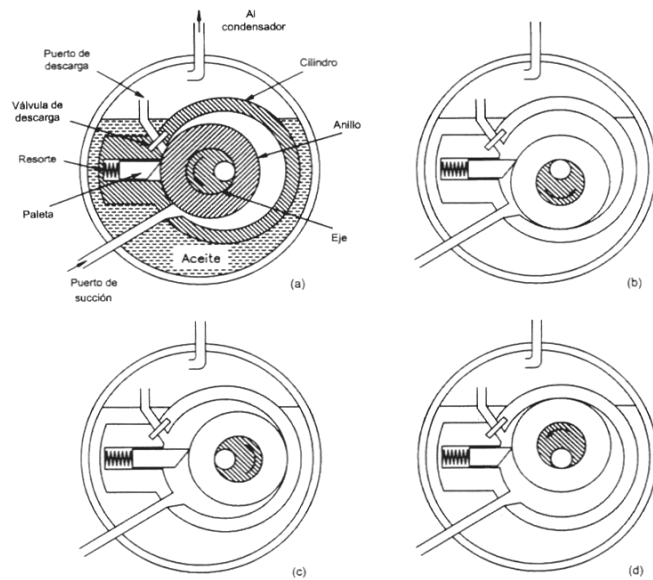


Figura 4.10 - Compresor rotativo de tipo de excéntrica

1.2. Compresores rotativos de paletas y de excéntrica

Potencias no muy elevadas.

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

7.1.3. Compresores rotativos de espiral (scroll)

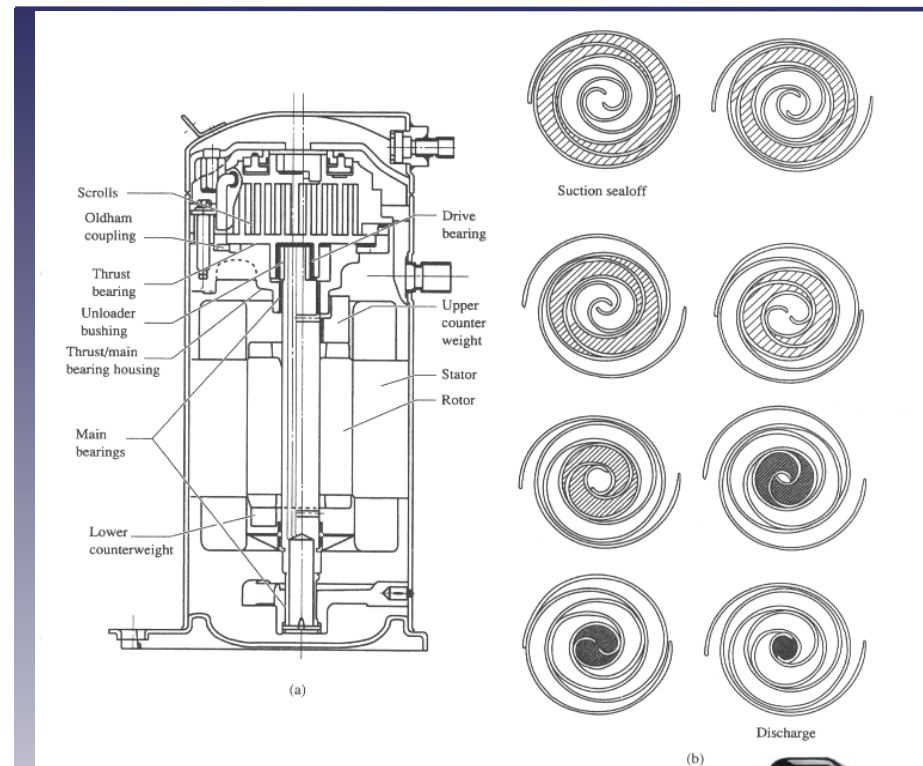


FIGURE 11.26 (a) Scroll compressor and (b) scroll compression processes. (Source: ASHRAE Handbook HVAC Systems and Equipment. Reprinted with permission.)

Características:

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

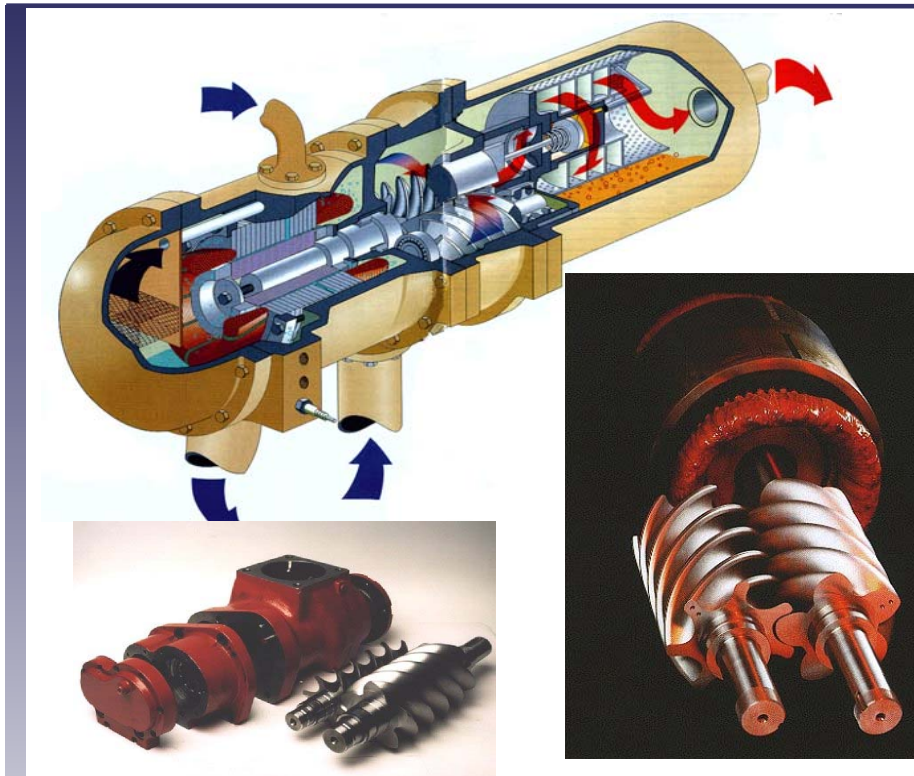


1.3. Compresores rotativos de espiral (scroll)

gama de potencia baja en equipos prefabricados

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

7.1.4. 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.

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

7.1.5. Compresores centrífugos

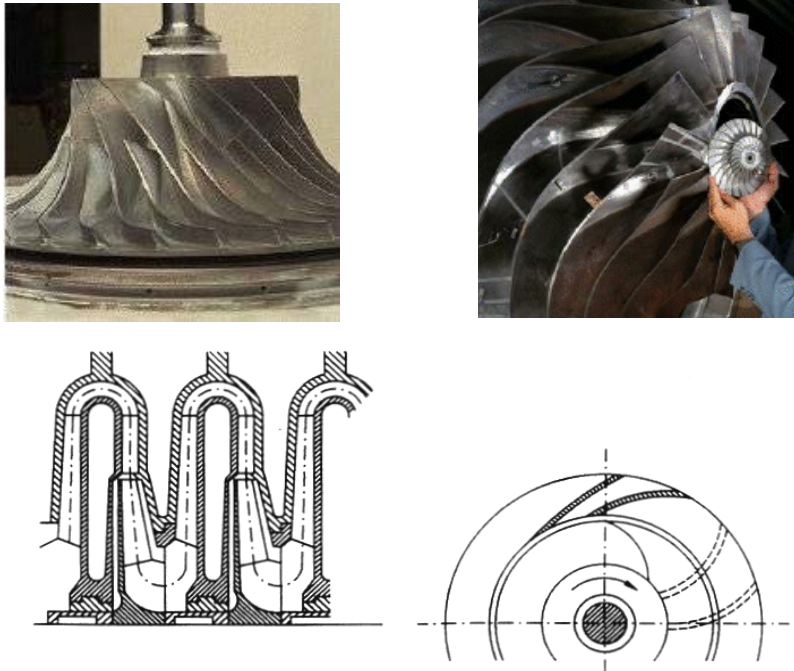


Figura 4.13 - Compresor centrífugo

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

7.2. Clasificación en función del montaje

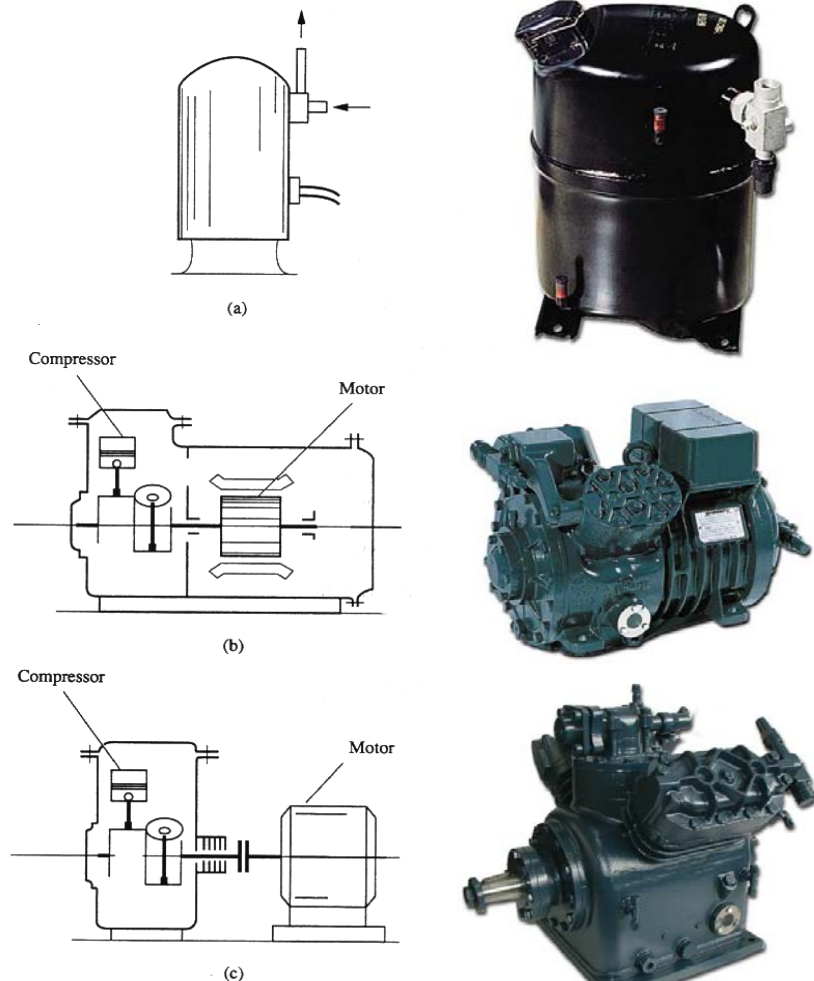


FIGURE 9.14 Hermetic and open-type compressors: (a) hermetic; (b) semihermetic; and (c) open.

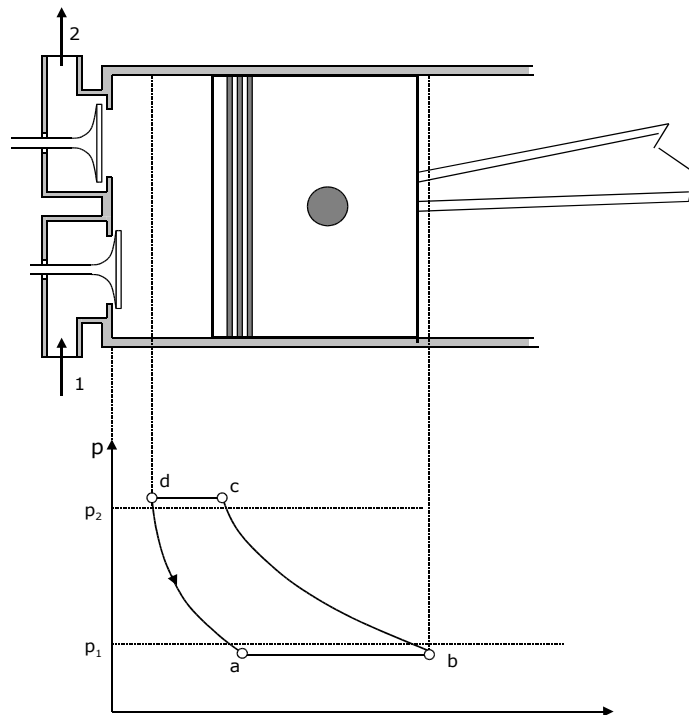
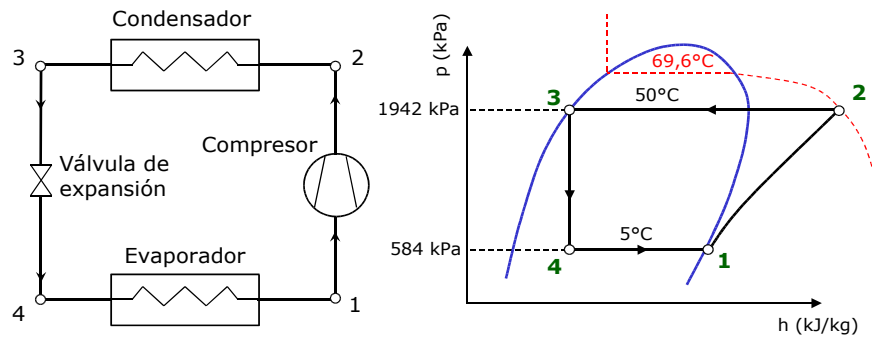
2. Clasificación de los compresores en función del montaje.

- 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 8: 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

8.1. Comportamiento de compresores alternativos



1. Comportamiento de los compresores alternativos

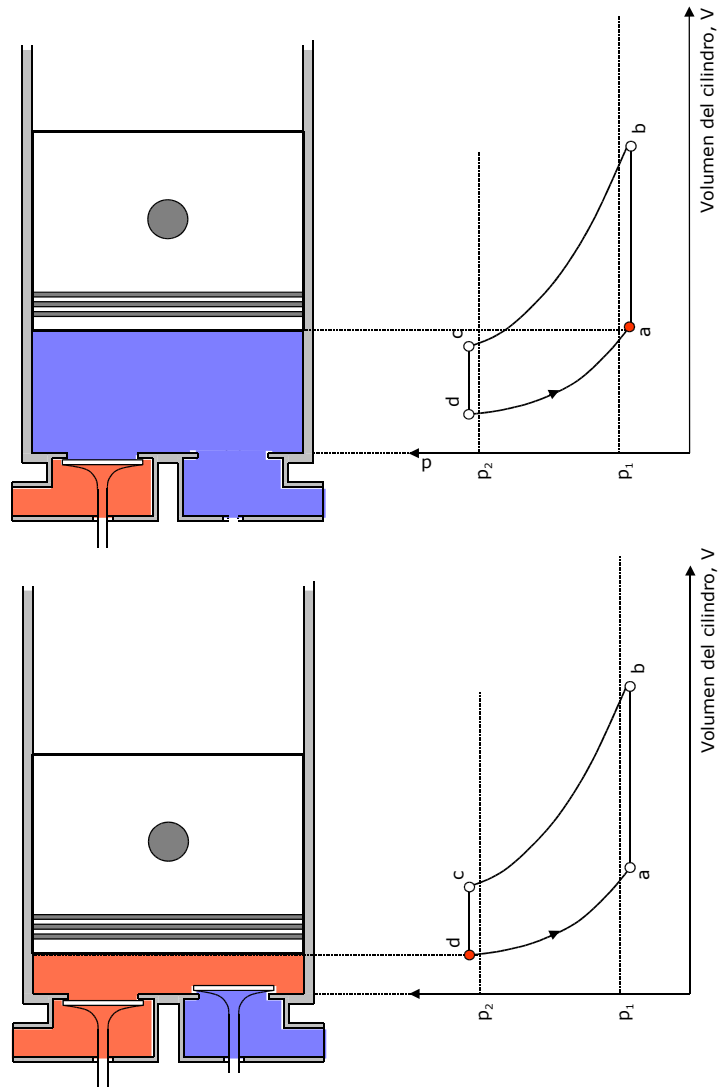
Carrera descendente:

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

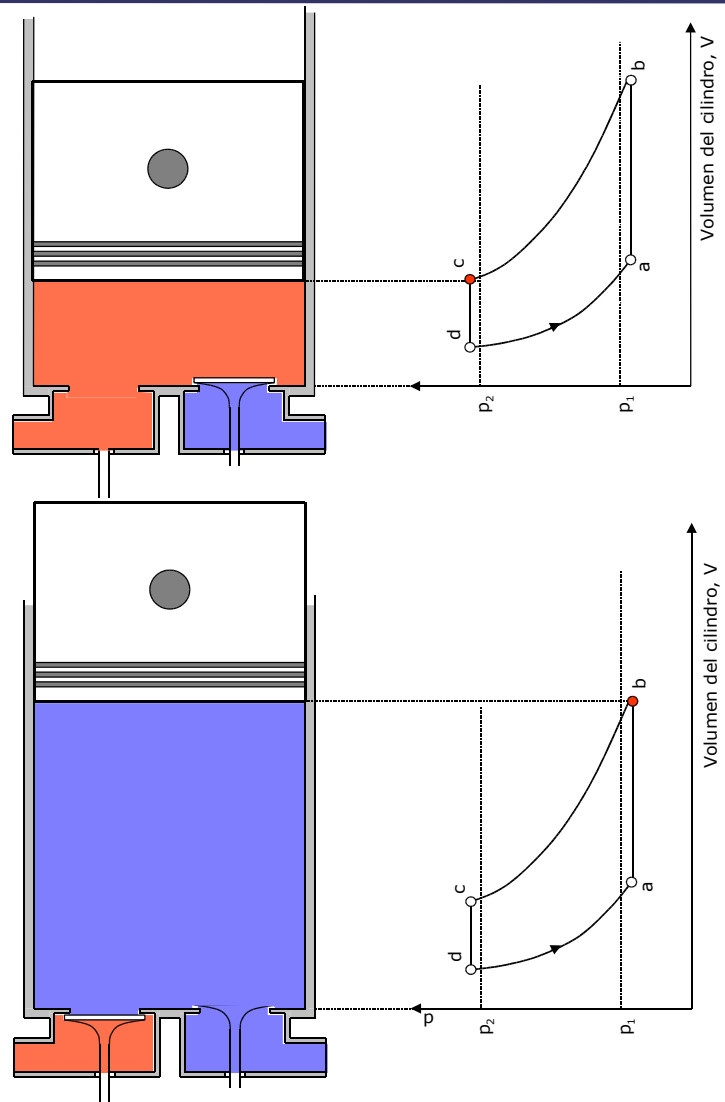
Carrera Ascendente:

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

8.1. Comportamiento de compresores alternativos



8.1. Comportamiento de compresores alternativos



8.1. Comportamiento de compresores alternativos

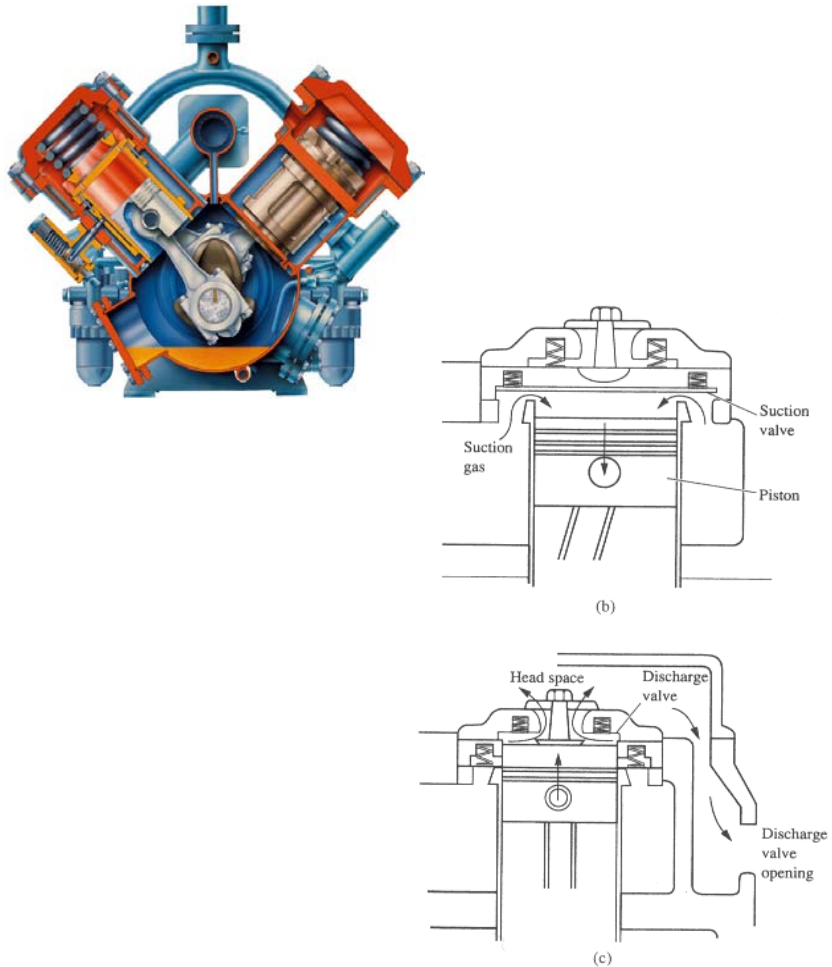


FIGURE 11.5 Schematic reciprocating compressor: (a) sectional view; (b) intake stroke; (c) compression and discharge stroke. (Source: Trane Reciprocating Refrigeration and Refrigeration Compressors. Reprinted with permission.)

8.2. Parámetros fundamentales

Desplazamiento volumétrico

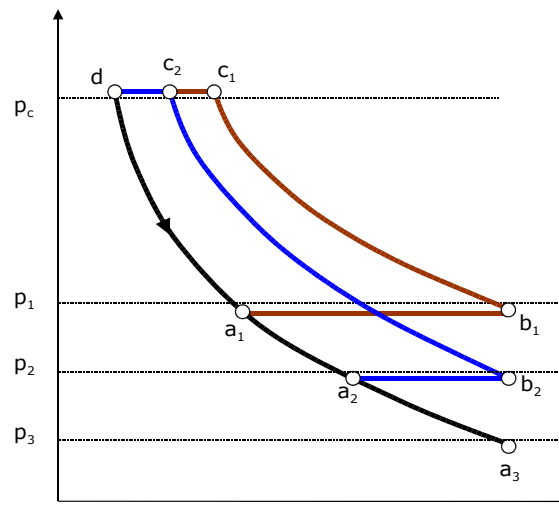
$$\dot{V}_t = N_c \frac{\pi D_c^2}{4} L_c \omega = N_c (V_b - V_d) \omega$$

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:

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

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

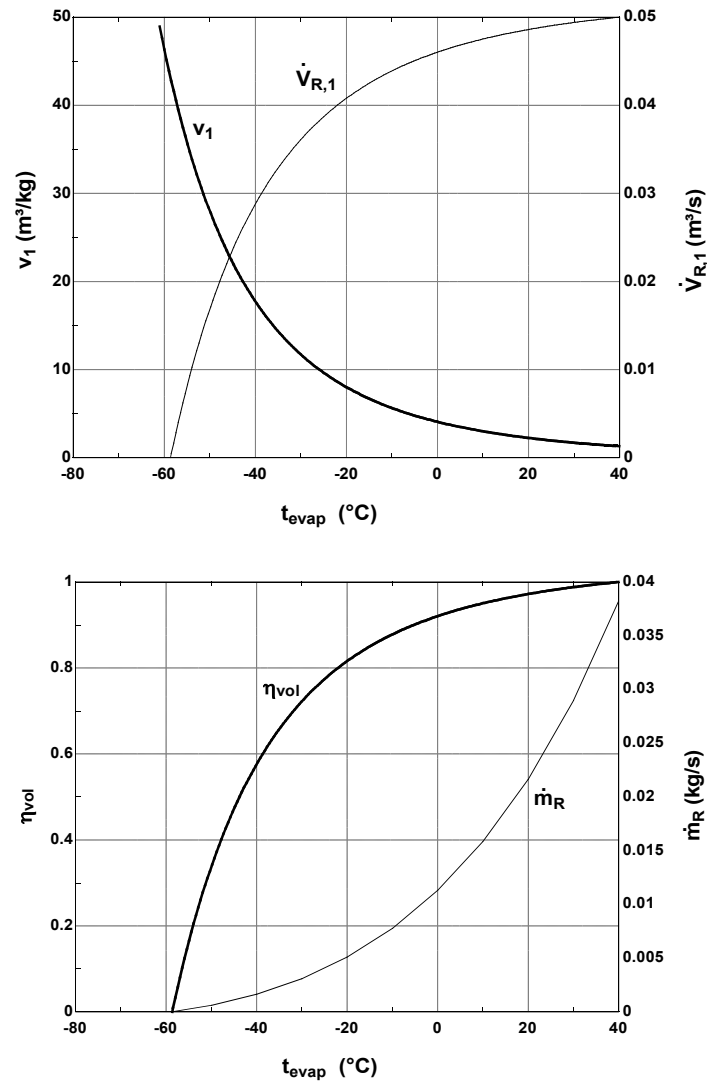
$$\eta_{vol,t} = 1 - C \left(\left(\frac{p_{des}}{p_{suc}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right) = 1 - C \left(r_c^{\frac{1}{\gamma}} - 1 \right)$$

V_d : Volumen muerto o perjudicial

C : Factor de huelgo.

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

8.3. Influencia de la temperatura de evaporación / condensación



3. Influencia de la temperatura de evaporación/condensación

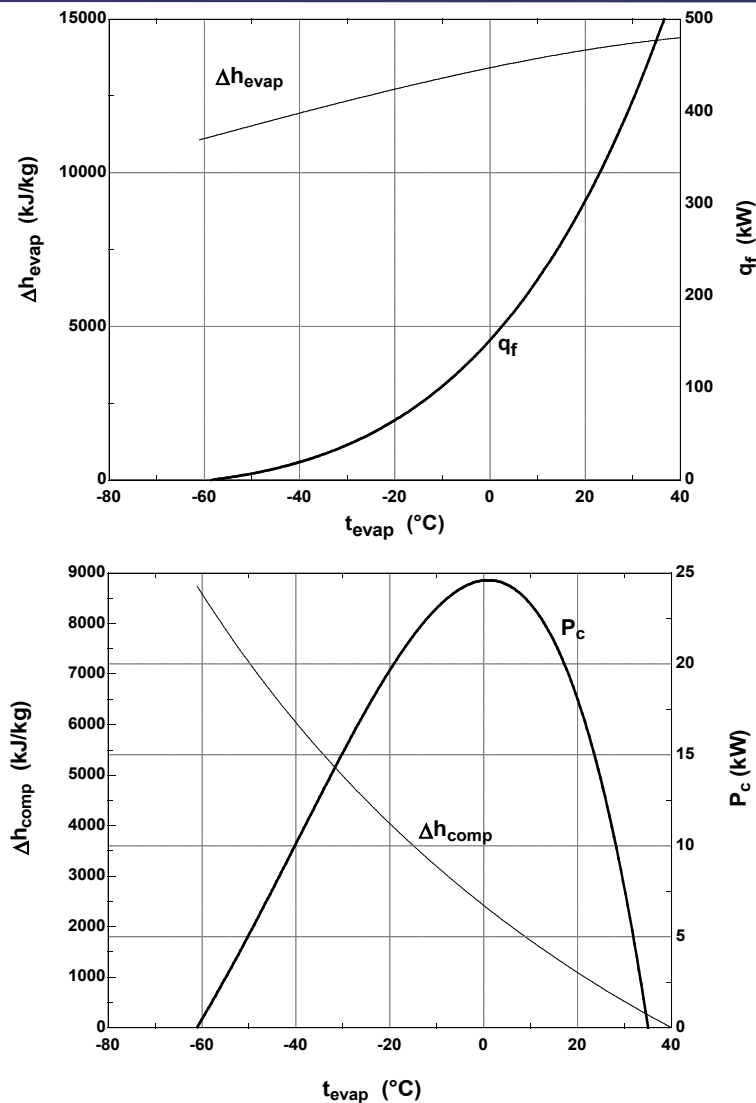
Estudio de la variación del ciclo estándar de compresión de vapor con la temperatura de evaporación (t_{evap})

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.

8.3. 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.

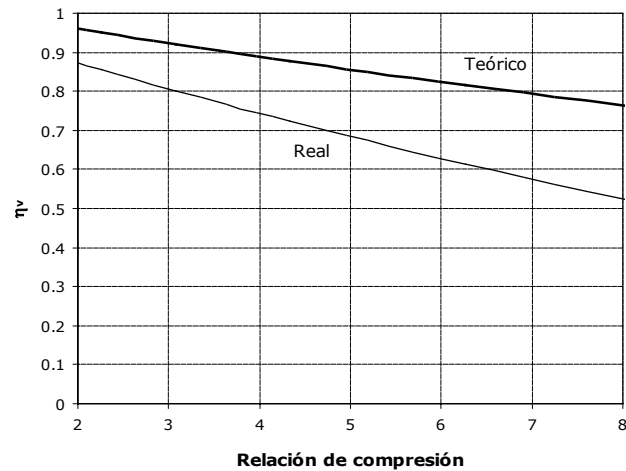
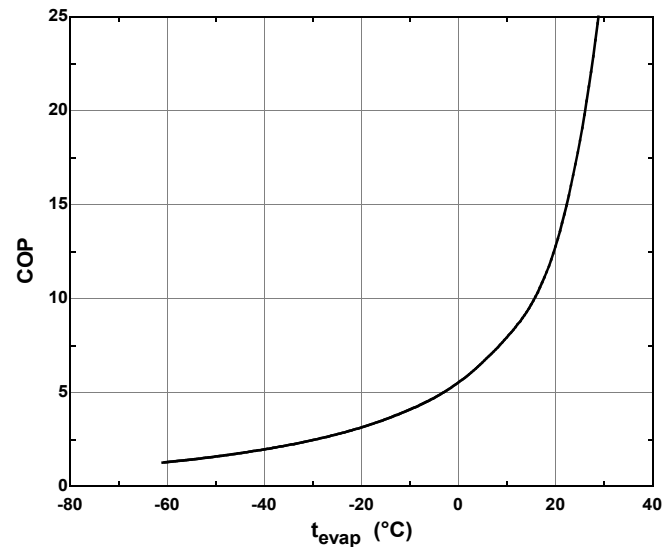
Luego la potencia frigorífica es el producto de dos magnitudes.

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

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.

8.3. Influencia de la temperatura de evaporación / condensación



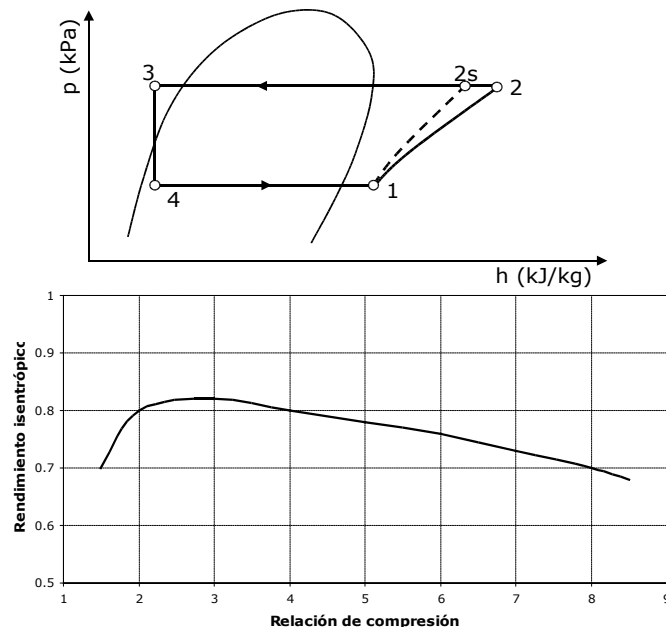
El COP disminuye al disminuir la T_{evap} puesto que disminuye la potencia frigorífica y aumenta la potencia de compresión.

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

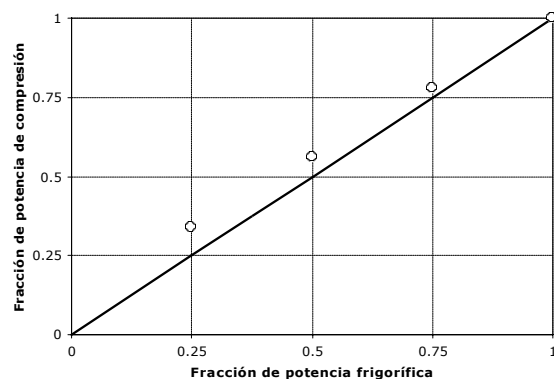
El rendimiento volumétrico real sigue la tendencia del teórico. Pero añade:

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

8.4. Rendimiento isentrópico



8.5. 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)

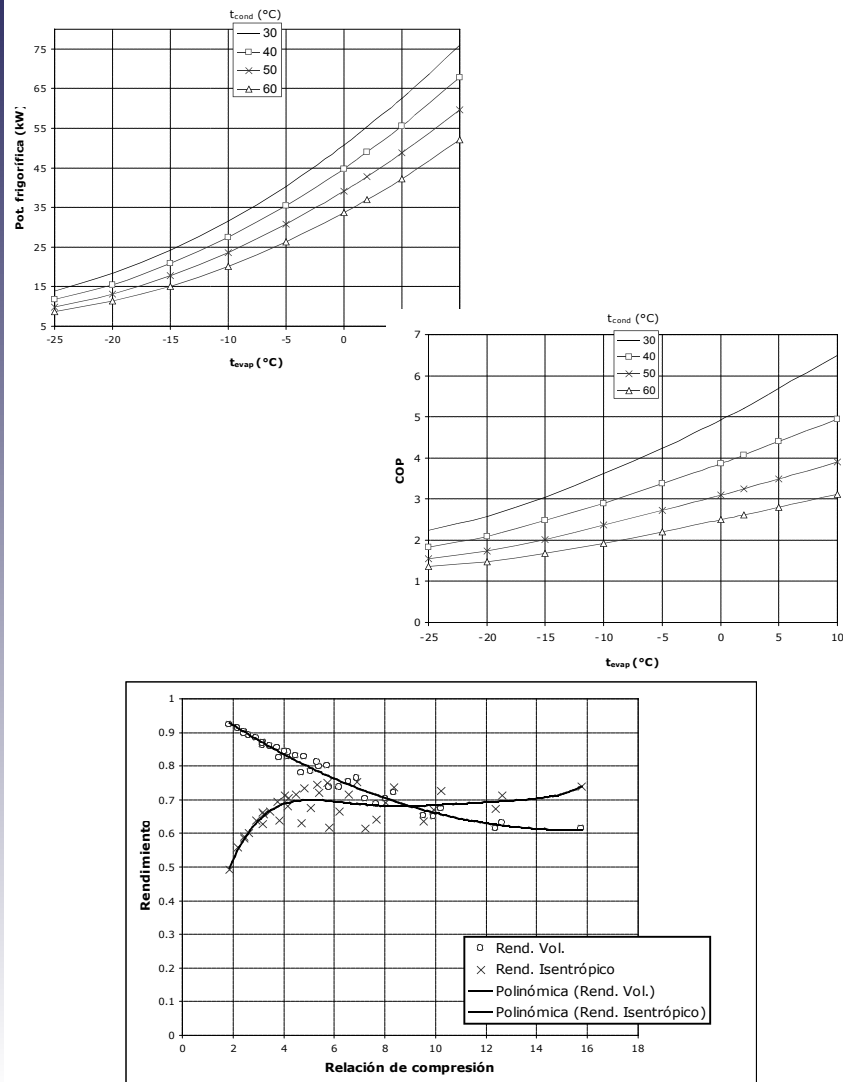
4. Regulación de capacidad en los compresores alternativos:

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).

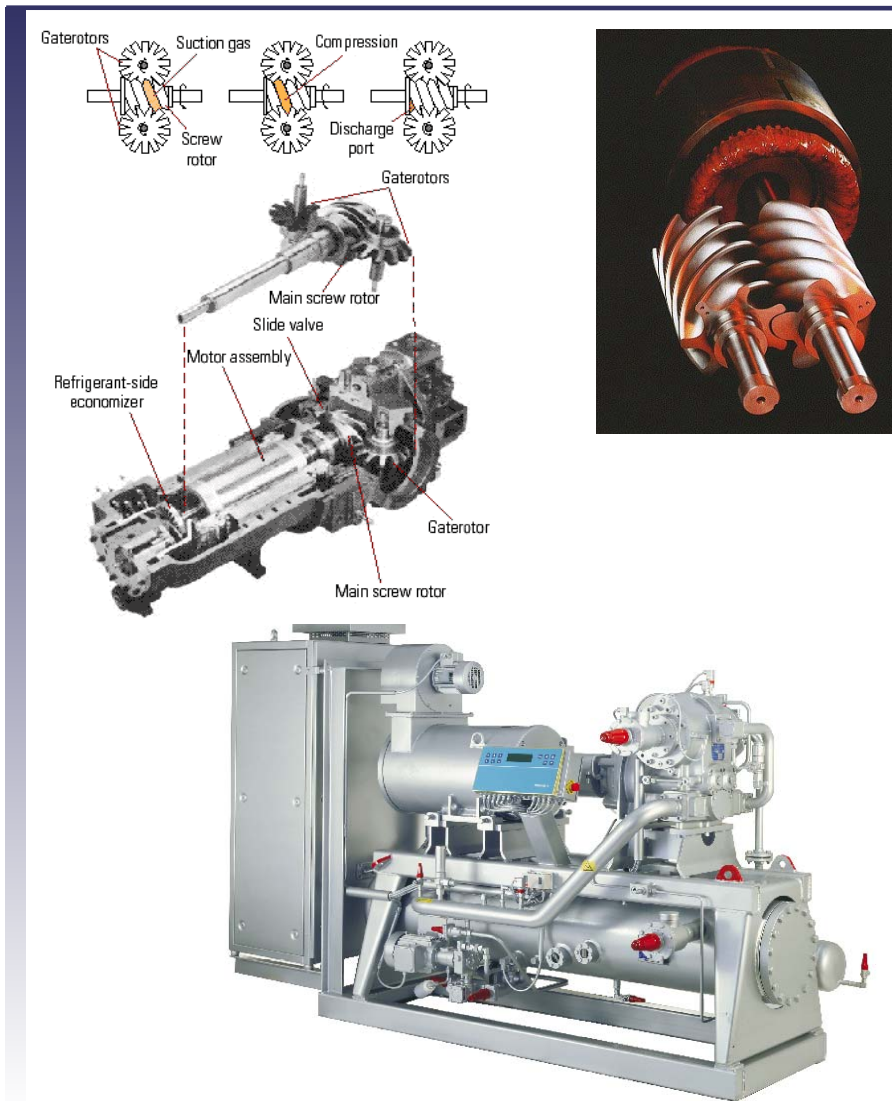
8.6. Uso de catálogos técnicos



Tema 9: Compresores de Tornillo

1. Introducción
2. Como funcionan los compresores de tornillo
3. Control de capacidad y funcionamiento a carga parcial
4. Compresores con relación volumétrica variable
5. Inyección de aceite en los compresores de tornillo
6. Circuito economizador

9.1. Introducción



1. Introducción

Dos tipos de compresores de tornillo:

- Dos tornillos: El más usado y el que se va a estudiar en este tema.
- Un solo tornillo.

Inventor: Alf Lysholm de la compañía STAL de los hermanos Ljungstrom (Suecia) en 1920s, en 1950s se añade la lubricación con aceite. Fue diseñado para comprimir aire pero en 1950s se empieza a usar con refrigerantes. Con el mecanizado por control numérico en 1970s dio un último impulso.

En las aplicaciones de refrigeración industrial el compresor de tornillo es el segundo más importante, especialmente para gran potencia.

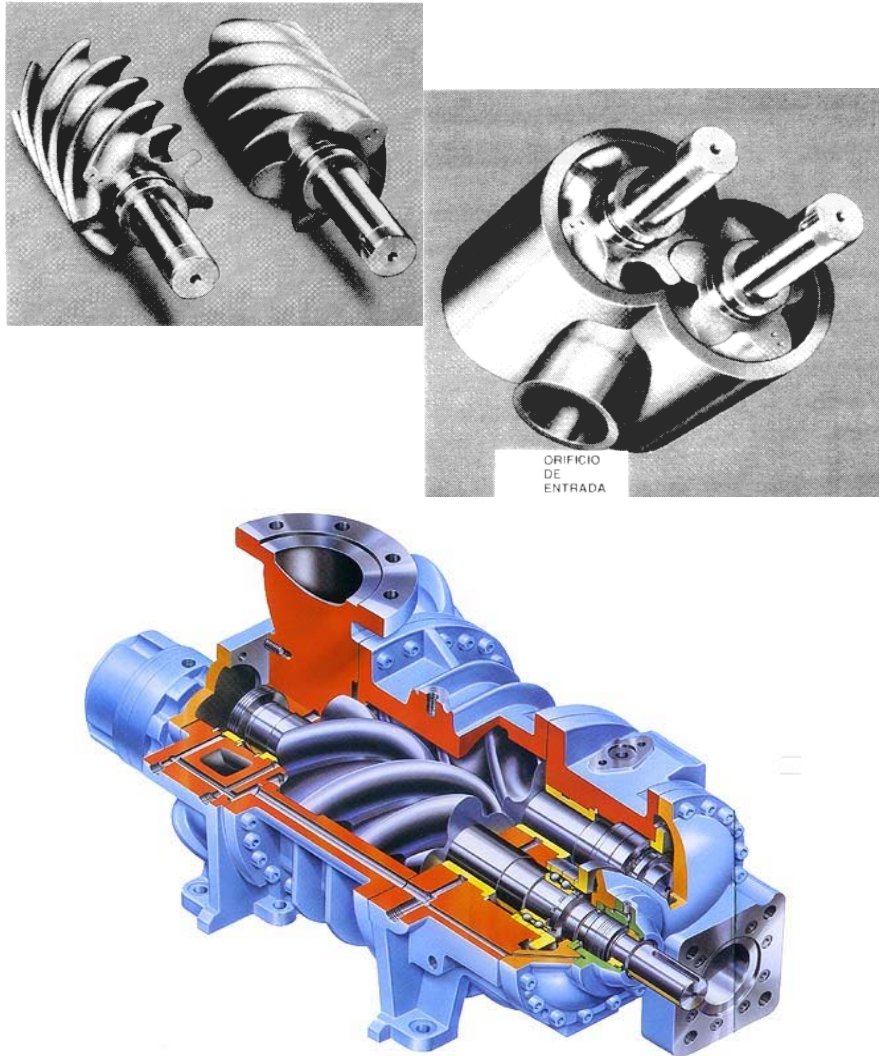
Rango de uso: 180 a 5400 m³/h con motores de 25 a 1250 kW y funcionando usualmente a 2950 rpm.

La lubricación con aceite tiene mayor importancia, el aceite se inyecta sobre los ejes, cojinetes y directamente sobre los tornillos, en los tornillos el aceite realiza dos funciones: Lubricar el engrane y el contacto con la carcasa y servir de sellado o cierre entre cámaras, este aceite se calienta y es arrastrado por el refrigerante posteriormente deberán ser separados (separador de aceite) y el aceite debe ser enfriado y reinyectado.

El compresor de tornillo suele compararse formando un paquete con el motor eléctrico, la electrónica de regulación, el separador de aceite, el intercambiador para enfriar aceite, válvulas, filtros, etc...

A partir de 1500 m³/h de circulación de refrigerante se hace necesario la utilización de múltiples compresores alternativos y es cuando el coste inicial de los compresores de tornillo se hace menor que la opción alternativa.

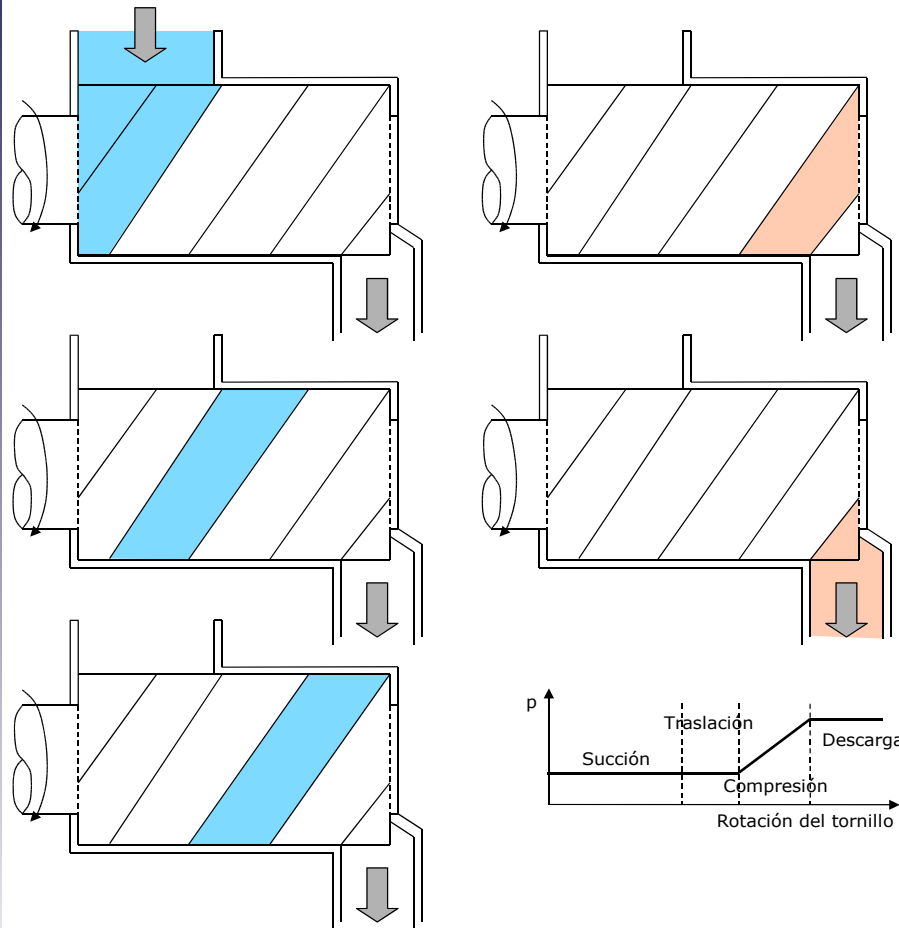
9.2. Como funcionan los compresores de tornillo



2. Como funcionan los compresores de tornillo

- ❑ Tornillo macho: Rotor accionado por el motor con lóbulos
- ❑ Tornillo hembra: Montado sobre cojinetes, arrastrado por el macho
- ❑ Combinación Lóbulos/Acanaladuras: 4/6, 5/7 ó 3/5.
- ❑ Diámetros nominales típicos: 125, 160, 200, 250 y 320 mm.
- ❑ L / D típicos: 1.12 a 1.7

9.2. Como funcionan los compresores de tornillo



Proceso del refrigerante a través del compresor:

- ❑ Succión: Llenado de la cavidad con el gas de succión.
- ❑ Traslación: El gas queda atrapado entre los tornillos y la carcasa.
- ❑ Compresión: El volumen de esta cavidad se reduce.
- ❑ Descarga: El gas es descargado por el orificio de descarga.

Parámetros:

Relación volumétrica

$$v_i = \frac{\text{Volumen de la cavidad inmediatamente después de cerrarse}}{\text{Volumen de la cavidad inmediatamente antes de abrirse}}$$

Los compresores de tornillo no tienen válvulas y por tanto comprimen el gas desde un volumen inicial hasta otro final fijos.

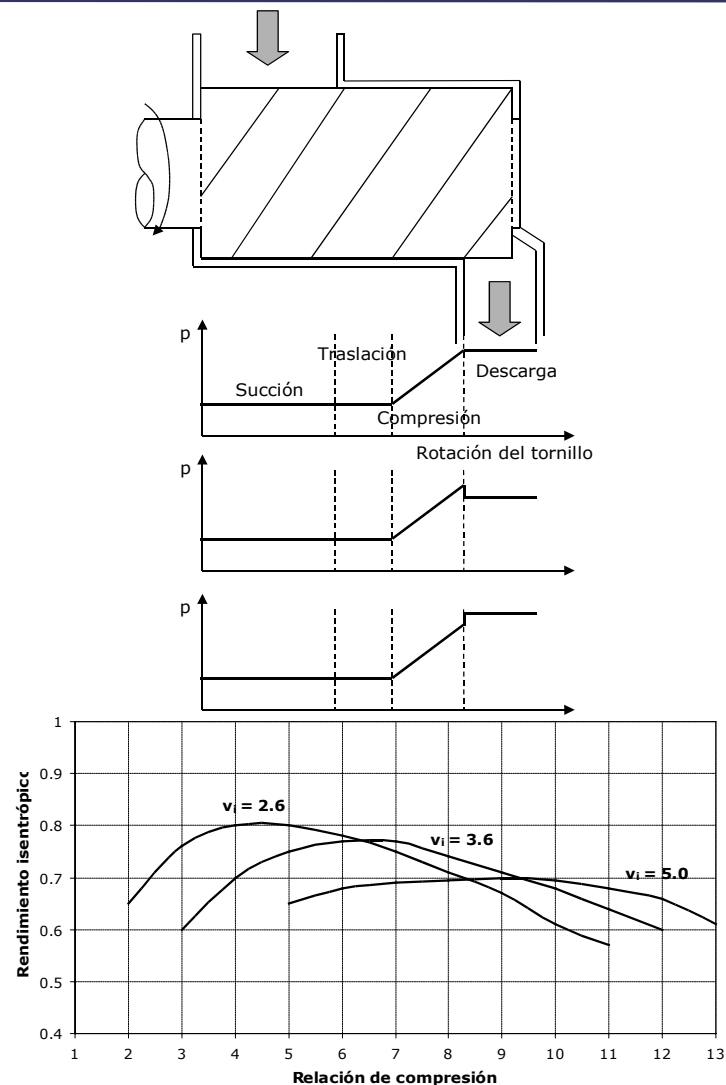
Valores típicos de v_i son 2.6, 3.6, 4.2 y 5.0.

Para el caso de compresión isentrópica

$$r_c = \frac{p_{des}}{p_{suc}} = \left(\frac{v_{suc}}{v_{des}} \right)^\gamma = v_i^\gamma \quad \text{Donde} \quad \gamma = \frac{c_p}{c_v}$$

γ vale 1.29 para el amoníaco y 1.18 para el R-22

9.2. Como funcionan los compresores de tornillo



Puede ocurrir que la relación de compresión sea exactamente la que es necesario p_{cond}/p_{evap} y por tanto el gas cuando comienza el proceso de descarga está exactamente a la misma presión que la línea 1ª gráfica.

Sí la presión en la descarga es mayor que la de condensación se produce una expansión del gas en el momento en que el tornillo se abre. Si por el contrario la presión es inferior se produce una entrada de gas de la línea hacia la cavidad que incrementa la presión de la misma, la rotación del tornillo expulsa posteriormente el gas fuera.

Así el rendimiento isentrópico o adiabático definido como:

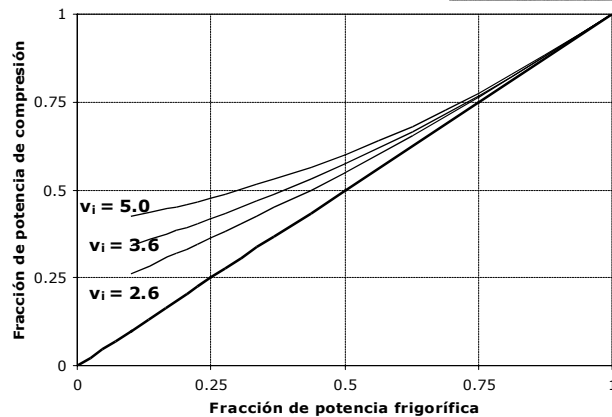
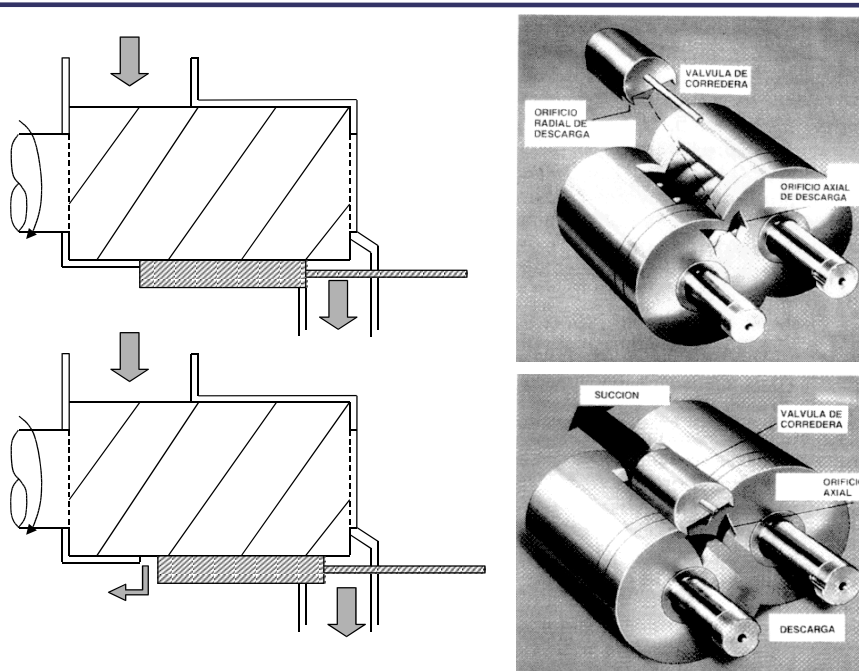
$$\eta_s = \frac{\text{Trabajo de compresión isentrópico (kJ/kg)}}{\text{Trabajo de compresión real (kJ/kg)}}$$

Depende de la relación de compresión existente y de v_i

El máximo se produce a una relación de compresión ligeramente mayor que la que daría v_i . Debido a que el proceso no es adiabático y que existen pequeñas fugas de refrigerante.

Debe seleccionarse un compresor con v_i que haga que la relación de compresión de diseño sea ligeramente mayor a la relación de compresión que produce el pico, puesto que usualmente la temperatura de condensación será menor a la de diseño y por tanto tendremos una relación de compresión menor a la de diseño.

9.3. Control de capacidad y funcionamiento a carga parcial



3. Control de capacidad y funcionamiento a carga parcial

Para disminuir la potencia frigorífica suministrada por el compresor se utiliza usualmente la "válvula de corredera".

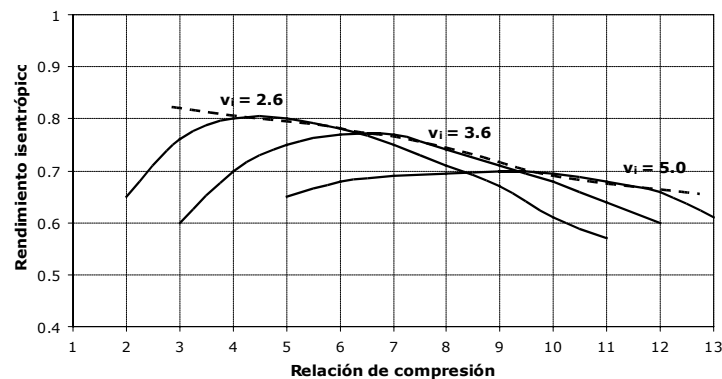
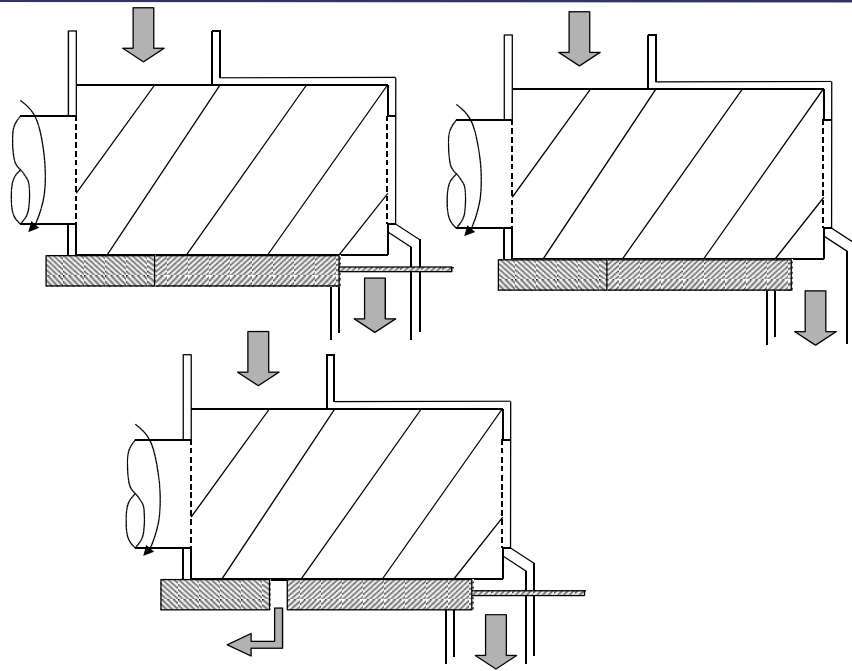
Cuando la válvula de corredera se mueve una fracción del gas que entra por la succión vuelve a la entrada sin ser comprimido. La regulación de potencia es continua y puede reducir hasta un 10% la capacidad frigorífica del compresor.

El consumo a carga parcial es más que lineal debido a dos razones:

1. El rozamiento del gas que es recirculado hacia la entrada.
2. El cambio del v_i del compresor que se supone diseñado para condiciones de plena carga.

Existe también la posibilidad de utilizar motores de dos velocidades conjuntamente con la válvula de corredera, o añadir un variador de frecuencia al motor para poder variar la velocidad de giro del motor (sin válvula de corredera).

9.4. Compresores con relación volumétrica variable



4. Compresores con relación volumétrica variable

El rendimiento isentrópico del compresor tiene un máximo en función del v_i . Sería interesante poder variar el v_i en función de la relación de compresión.

La relación de compresión suele cambiar durante el periodo de funcionamiento debido fundamentalmente al cambio de las condiciones del aire exterior que hacen cambiar la temperatura de condensación.

El dispositivo con v_i variable consiste en dos válvulas de correderas móviles. Cuando se mueven ambas se cambia el v_i del compresor y al mover sólo la segunda se realiza la regulación de capacidad.

5. Inyección de aceite en compresores de tornillo

Objetivos:

1. Cierre de fugas entre los dos tornillos y entre los tornillos y la carcasa.
2. Lubricación de los ejes y cojinetes
3. Mover la válvula de corredera.

El aceite abandona el compresor mezclado con el refrigerante es necesario un separador de aceite. El aceite se encuentra a alta presión y temperatura y debe ser enfriado antes de ser reinyectado en el compresor.

Tipos de separadores de aceite:

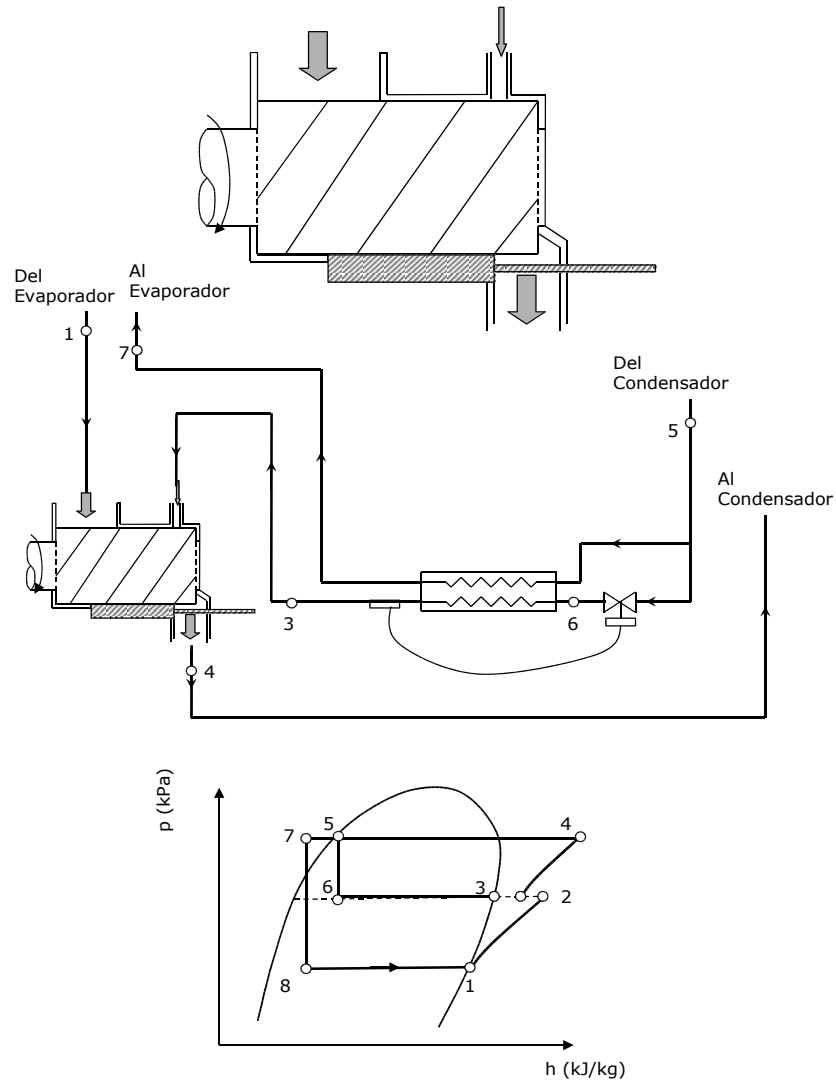
- De inercia
- Coalescentes (los más usados).

Rangos: 0.065 a 0.11 L/min por kW de refrigeración.

Métodos de refrigeración del aceite:

1. Inyección directa de refrigerante líquido.
2. Enfriamiento externo con un intercambiador con termosifón (más usado)
3. Enfriamiento externo con agua o antecongelantes.
4. Bombeo de refrigerante líquido en la mezcla de descarga del compresor

9.6. Circuito economizador



6. Circuito economizador utilizando una entrada intermedia.

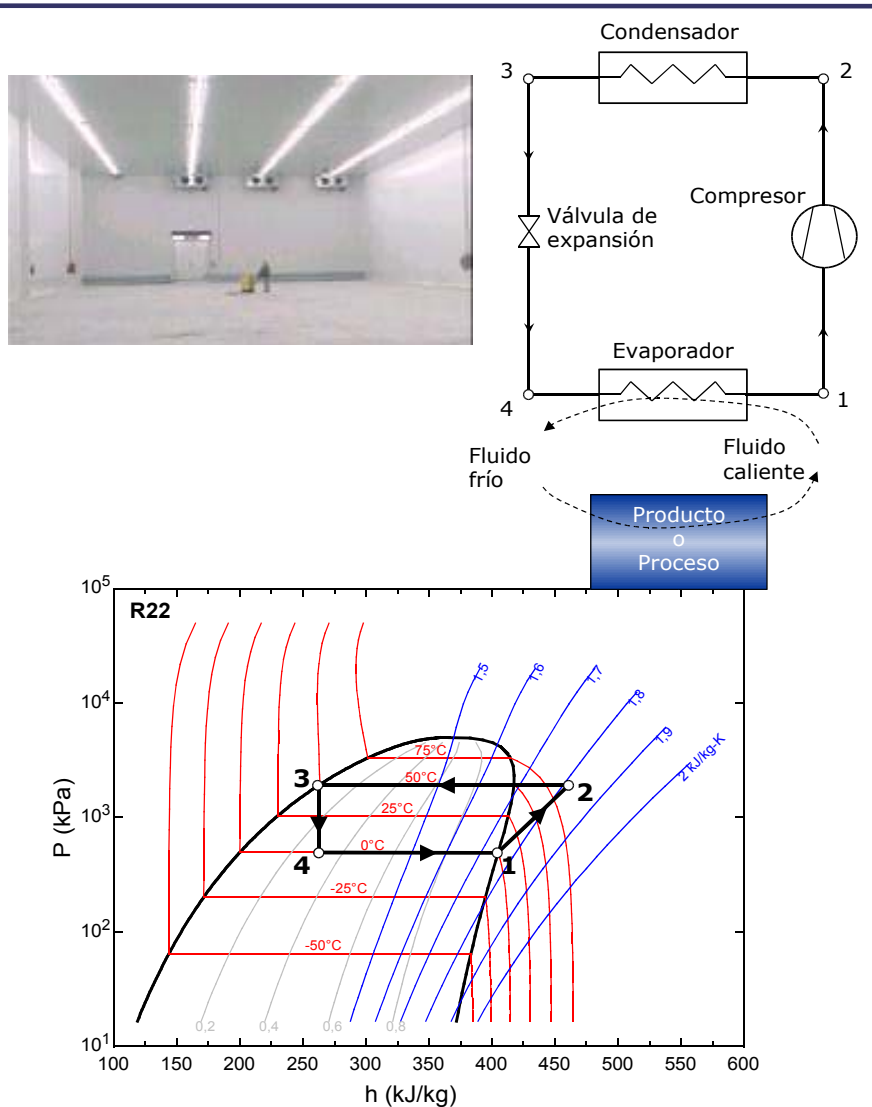
Se combina una inyección intermedia con un subenfriamiento del líquido. Ambos efectos aumentan la potencia frigorífica del ciclo.

Este sistema ECO o economizador ofrece parcialmente las ventajas de un ciclo de compresión múltiple.

Tema 10: Evaporadores

1. Introducción
2. Comportamiento genérico de los evaporadores
 - 2.1. Transmisión de calor
 - 2.2. Proceso de evaporación del refrigerante dentro de los tubos
3. Enfriadores de líquido
 - 3.1. Descripción
 - 3.2. Evolución del líquido en el evaporador
4. Enfriadores de aire
 - 4.1. Descripción
 - 4.2. Evolución del aire en un evaporador
 - 4.3. Escarche y desescarche de evaporadores
5. Métodos de alimentación de refrigerante

10.1. Introducción



1. Introducción

El evaporador es el componente que lleva a cabo el objetivo de la producción de frío: "Enfriar una corriente fluida o un producto"

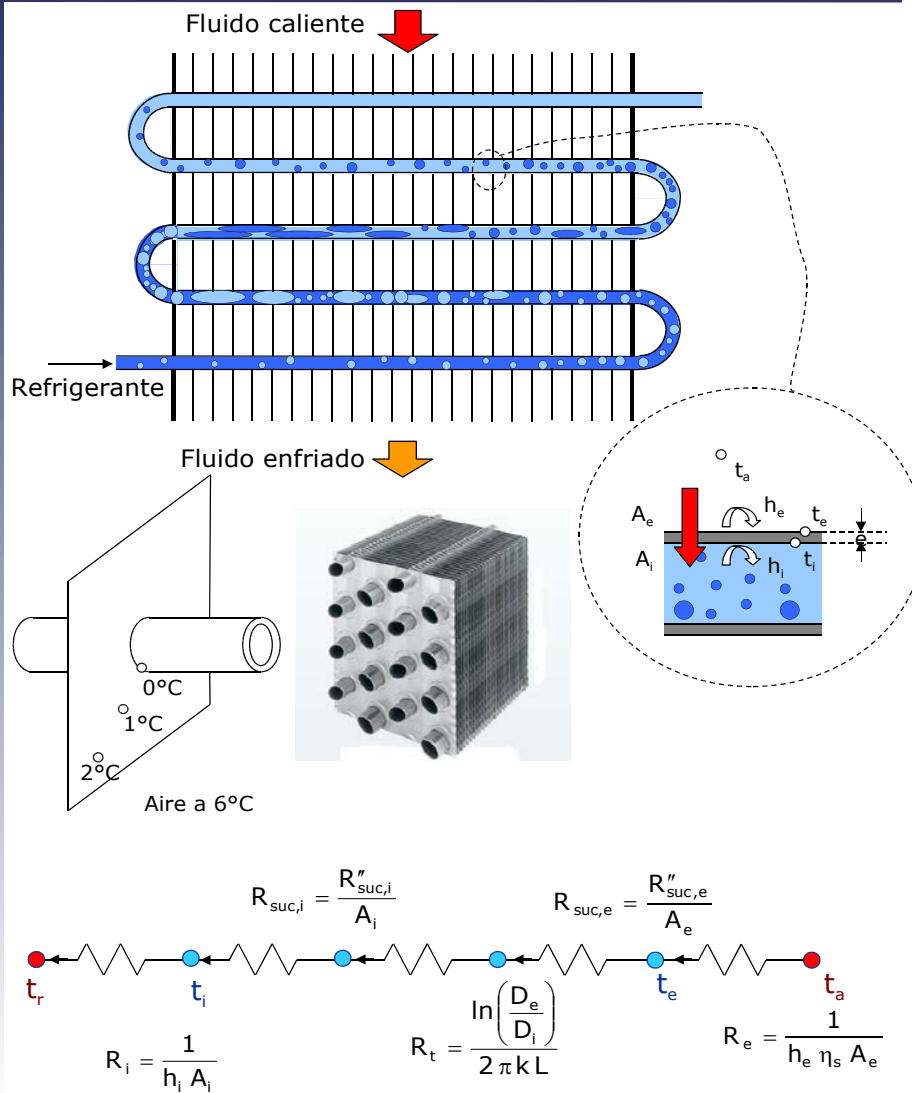
Son intercambiadores con cambio de fase

Tipos de evaporadores:

- ❑ Enfriadores de aire (Baterías de frío en expansión directa)
- ❑ Enfriadoras de líquido (Refrigerantes secundarios: agua, salmuera, anticongelante, etc.), Intercambiadores de carcasa y tubos o de placas.

10.2. Comport. genérico de evaporadores

10.2.1. Transmisión de calor



2. Comportamiento genérico de los evaporadores

Objetivo: No es el diseño de evaporadores sino entender físicamente el proceso de transferencia de calor en evaporadores para poder seleccionarlos de catálogos de fabricantes, como se instalan, operan y mantienen estos componentes.

2.1. Transmisión de calor en evaporadores

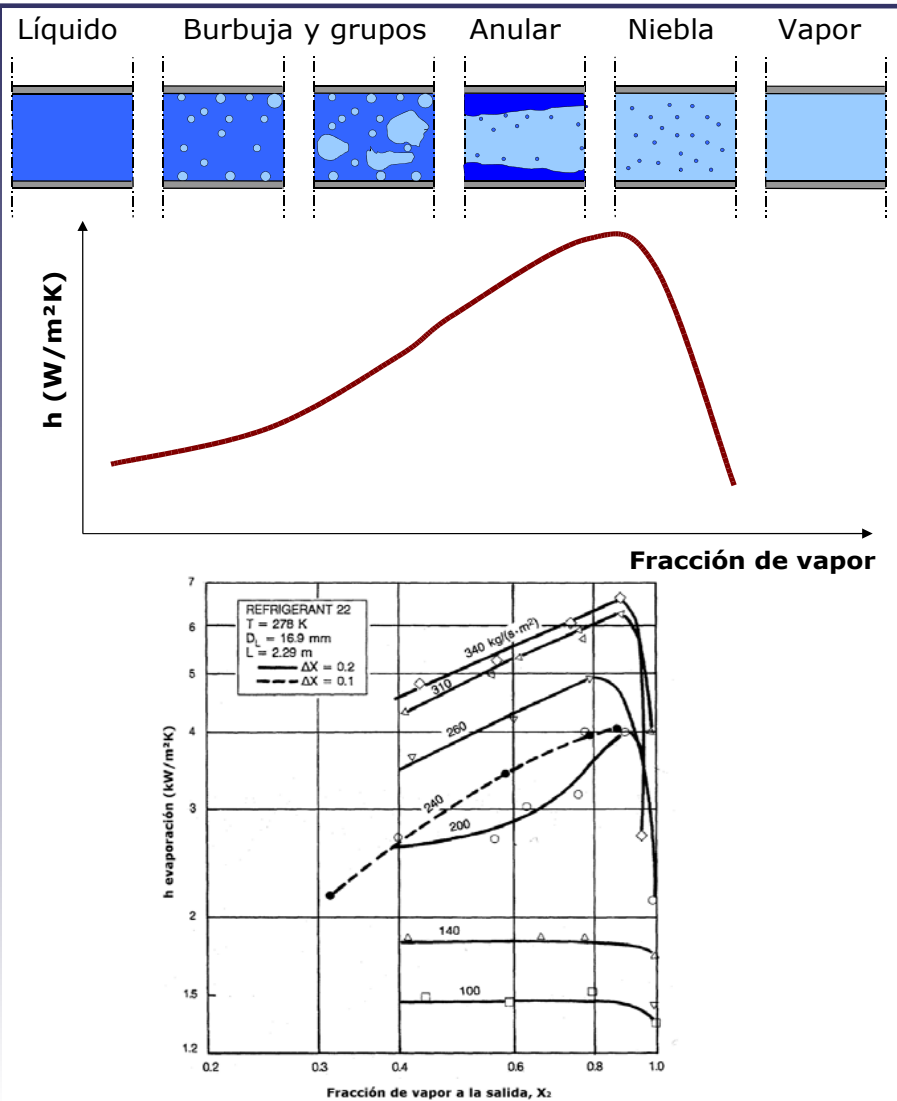
Recordatorio: Analogía eléctrica para la transmisión de calor a través de la pared de un tubo. Resistencia controlante la asociada al coeficiente de película exterior (aire o agua).

Aumentar la transferencia de calor:

- Aumentar h_e : Aumento del coste de ventilación/bombeo y calentamiento del fluido de trabajo (10 a 20% del calor de evaporación).
- Aumentar el A_e : Añadiendo superficies extendidas o secundarias (aletas). Eficiencia de aleta (0.3 a 0.7). Plantean problemas en la facilidad de limpieza y el desescarche.

10.2. Comport. genérico de evaporadores

10.2.2. Proceso de evaporación de refrigerante dentro de los tubos



2.2. Proceso de evaporación del refrigerante dentro de tubos:

Es un mecanismo muy complicado, existen más de 4000 artículos técnicos sobre el tema.

El evaporador recibe refrigerante líquido procedente de la válvula de expansión que contiene una pequeña cantidad de vapor (algunas burbujas).

Los coeficientes de película típicos rondan los 5000 a 20000 W/m^2K .

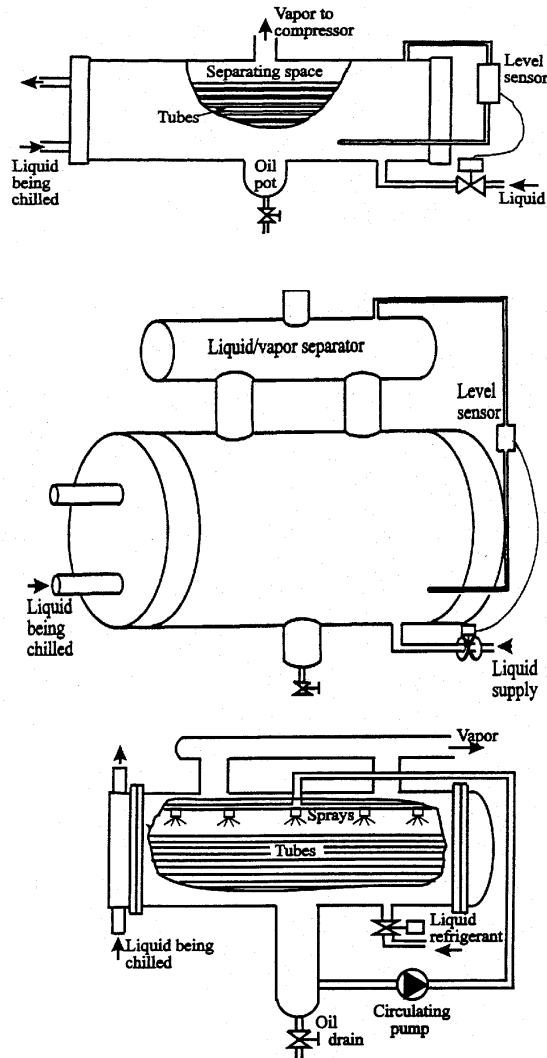
Conforme el refrigerante evoluciona en contacto con una pared más caliente que el la cantidad de vapor aumenta y la velocidad por lo tanto también (menor densidad del vapor).

- Fase de burbuja: Ebullición nucleada, turbulencia -> aumenta h .
- Fase Anular: Líquido en forma anular y vapor por el centro a más velocidad. Aumenta h
- Fase de niebla o mezcla: Se produce la separación de la pared anular y la formación de una vapor con una niebla de gotas en suspensión, el contacto líquido pared se hace más difícil -> disminuye h .

Para obtener los mayores coeficientes de película posibles no debería de pasarse de la fase anular.

10.3. Enfriadoras de líquido

10.3.1. Descripción



3. Enfriadoras de líquido

Enfrían usualmente refrigerantes secundarios (Agua, glicol, salmueras, anticongelantes) o directamente algún producto líquido (leche, cerveza, etc.)

3.1. Descripción

Evaporadores de carcasa y tubo:

Formas habituales de construcción:

□ Refrigerante por dentro de los tubos

Aire acondicionado. La mayoría de las plantas enfriadoras de agua que utilizan halogenados con una válvula de expansión termostática. La excepción son las plantas con compresor centrífugo que usan la carcasa ya que introduce menos pérdida de carga en el refrigerante.

□ Refrigerante en la carcasa (por el exterior de los tubos)

Refrigeración industrial. Este tipo de evaporadores se suelen llamar enfriadoras inundadas.

Dos formas de separar el vapor una vez se ha evaporado:

- Dejar una zona sin tubos donde se acumula el vapor
- Colocar otro tanque donde se produce la separación líquido-vapor

Una tercera opción es pulverizar el refrigerante líquido sobre los tubos (más calientes), se añade el coste de operación de la bomba de recirculación pero se mejora el coeficiente de transferencia del evaporador y se disminuye la carga de refrigerante necesaria (muy interesante por su coste en halogenados y por motivos de seguridad en amoníaco).

10.3. Enfriadoras de líquido

10.3.1. Descripción

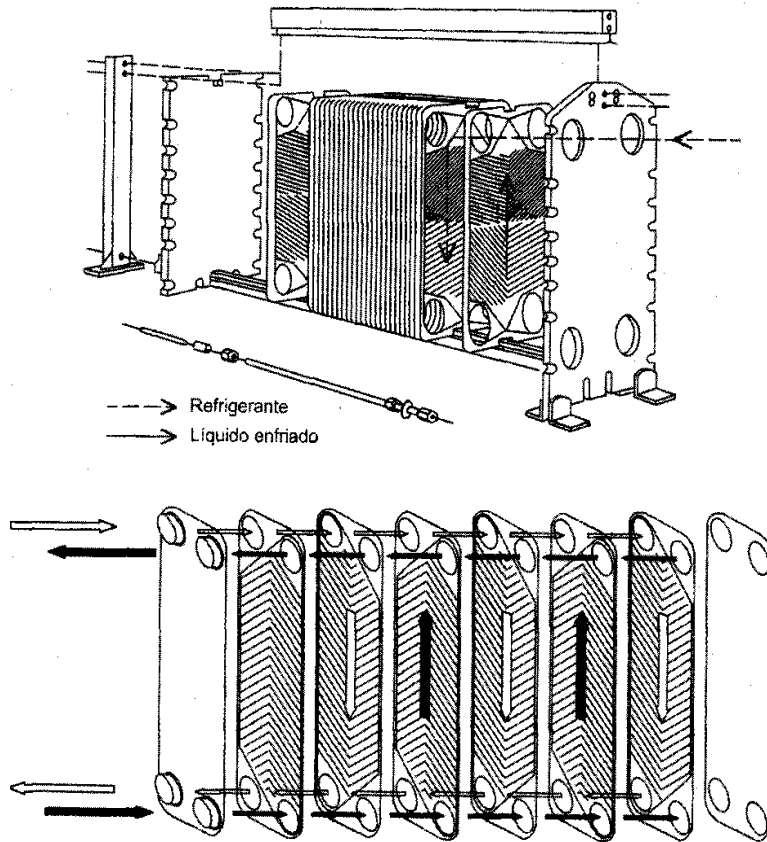


Figura 5.4 - Evaporador tipo placas

Evaporadores de placas:

Están ganando bastante popularidad en los últimos años. El refrigerante circula entre dos placas y el fluido a refrigerar circula entre las dos placas adyacentes usualmente a contracorriente.

Muy usado en la industria alimentaria debido a su facilidad para la limpieza.

Para evitar las fugas de refrigerante las placas a través de las cuales pasa el refrigerante están soldadas perimetralmente dos a dos.

Las ventajas fundamentales de este tipo de evaporadores son:

- Altos coeficientes de transferencia de calor.
- Baja carga de refrigerante.
- Alta compacidad (ocupan poco espacio).

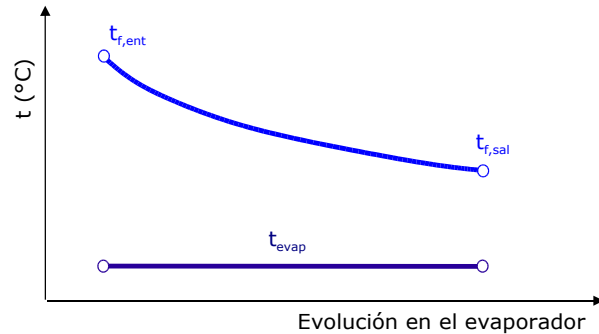
Rangos de U: 1500 a 3000 W/m²·K para Agua/R-22
2500 a 4500 W/m²·K para Agua/Amoniaco

Pueden montarse en las tres configuraciones:

- ❑ Expansión directa (Problemas en la uniformidad del flujo de refrigerante)
- ❑ Evaporador inundado
- ❑ Recirculación de líquido

10.3. Enfriadoras de líquido

10.3.2. Evolución del líquido en el evaporador



$$q = UA \Delta T_{\text{media}} = UA \Delta T_{\text{lm}}$$

$$\Delta T_{\text{lm}} = \text{DTLM} = \frac{\Delta t_{\text{ent}} - \Delta t_{\text{sal}}}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\text{ent}}}{\Delta t_{\text{sal}}} \right)} = \frac{(t_{f,\text{ent}} - t_{\text{evap}}) - (t_{f,\text{sal}} - t_{\text{evap}})}{\ln \left(\frac{t_{f,\text{ent}} - t_{\text{evap}}}{t_{f,\text{sal}} - t_{\text{evap}}} \right)}$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\text{max}}} = \frac{\dot{m}_f c_p (t_{f,\text{ent}} - t_{f,\text{sal}})}{\dot{m}_f c_p (t_{f,\text{ent}} - t_{\text{evap}})} = 1 - e^{\left(\frac{-UA}{\dot{m}_f c_p} \right)}$$

$$q = \varepsilon q_{\text{max}} = \left[1 - e^{\left(\frac{-UA}{\dot{m}_f c_p} \right)} \right] \dot{m}_f c_p (t_{f,\text{ent}} - t_{\text{evap}}) = f(\dot{m}_f c_p, UA) \Delta t_{\text{ent}}$$

3.2. Evolución del líquido en el evaporador

Diferencia de temperaturas:

Para un evaporador dado trabajando con un caudal de fluido constante, existe un factor que relaciona la potencia térmica transferida con el salto de temperaturas a la entrada al evaporador. Por ello en los catálogos solo es necesario mostrar la potencia térmica transferida en función del caudal y del salto a la entrada.

Temperatura de evaporación óptima:

Sí se desea una misma potencia frigorífica.

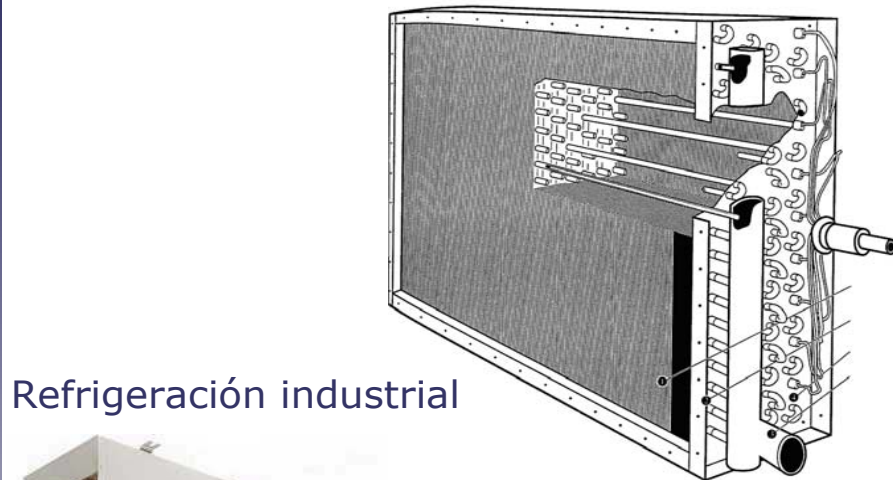
Aumento Área de evaporador:

- ❑ Mayor coste inicial
- ❑ Mayor temperatura de evaporación para mantener la misma temperatura en la cámara -> Menor P_c -> Menor coste de operación.

Por lo tanto la determinación del área adecuada se convierte en un proceso de optimización del coste total (coste inicial + coste de operación).

10.4. Enfriadoras de aire

10.4.1. Descripción



Refrigeración industrial



Aire Acondicionado



Refrigeración comercial



4. Enfriadoras de aire

□ Mucho más abundantes en refrigeración industrial que las enfriadoras de líquido.

| Tipo de aplicación | Tª del aire a la entrada | Tª de evap. del refig. |
|----------------------|--------------------------|------------------------|
| Aire acondicionado | 20 a 40°C | 3 a 11°C |
| Cámaras de fresco | 0 a 5°C | -10 a -1°C |
| Cámaras de congelado | -30 a -20°C | -35 a -25°C |

□ Principales componentes: Tubos, aletas, bandeja de condensado, carcasa y ventiladores.

□ Tubos: Acero al carbono, cobre (No para NH₃), aluminio o acero inoxidable), tamaños usuales 1/2, 3/4, 7/8 y 1 pulgadas. Configuraciones en línea o cruzada (mejor h con mayor pérdida de carga).

□ Aletas: Mismo o diferente material que los tubos: Cu/Al (Halo-carbonos), Al/Al (NH₃), Acero/Acero, Acero Inox./Acero Inox. (requerimientos especiales de higiene, contacto directo alimento). Espaciado de aletas: Refrigeración industrial 100 aletas/m Aire acondicionado 500 aletas/m

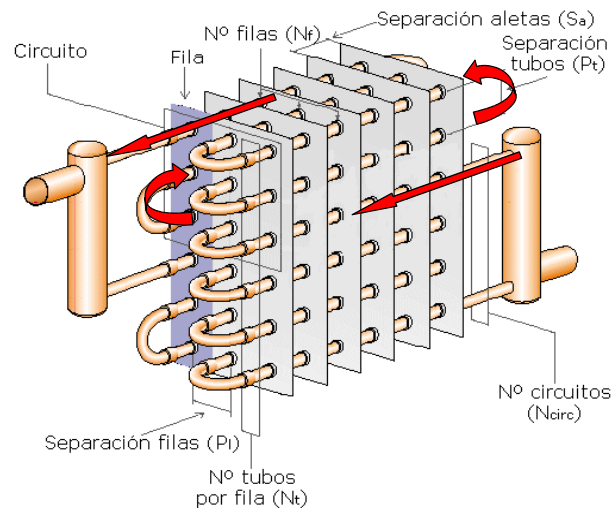
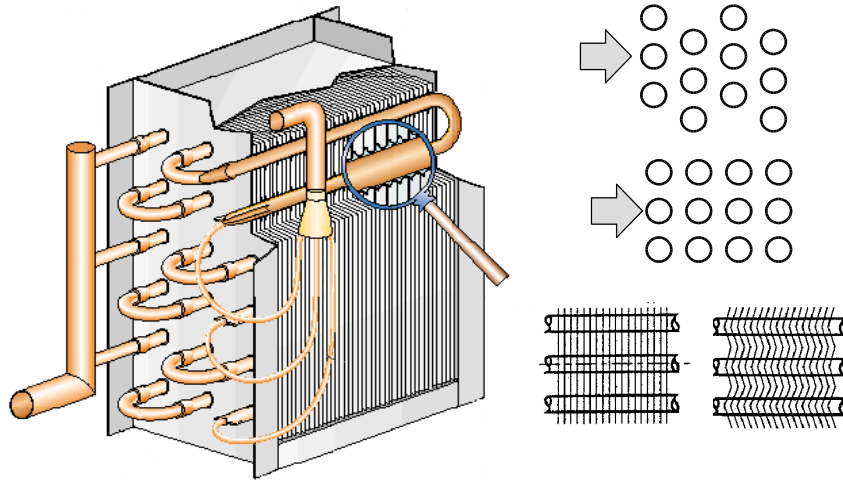
□ Bandejas de recogida de condensado: Agua líquida y desescarche.

Terminología:

Circuito, Filas, Profundidad (nº de filas), Área frontal (área libre de paso), Velocidad frontal ($v_f = V/A_f$)...

10.4. Enfriadoras de aire

10.4.1. Descripción



4.1 Descripción

Principales componentes: Tubos, aletas, bandeja de condensado, carcasa y ventiladores.

Tubos:

- ❑ Cobre (No R-717), Acero al carbono, Aluminio, Acero inox.
- ❑ Diámetros: 1/2 a 1 "
- ❑ Configuraciones en línea o cruzada (mayor h, mayor Δp)

Aletas:

- ❑ Placas planas o corrugadas
- ❑ Cu/Al, Cu/Cu, Al/Al, Acero/Acero.
- ❑ Separación: 2 a 10 mm (500 aletas/m a 100 aletas/m)
- ❑ Espesores: aprox. 0,2 mm

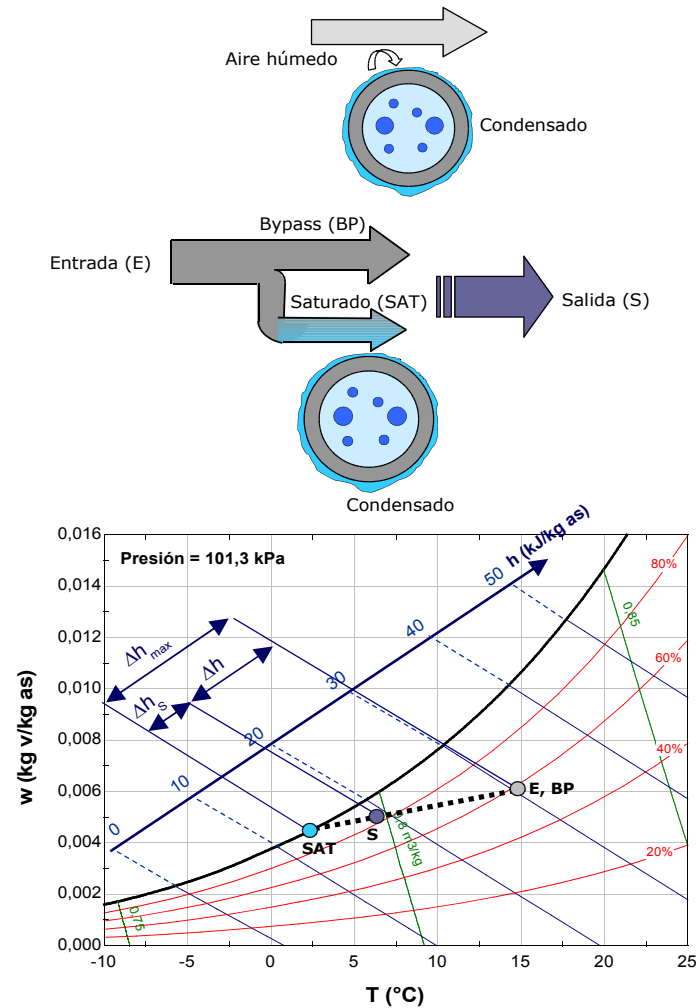
Parámetros geométricos:

- ❑ Globales: Número de filas (Nf), Número de tubos por fila (Nt), Paso longitudinal (Pl), Paso transversal (Pt), Longitud del tubo (Lt)
- ❑ De la aleta: Espesor (ea), Separación (Sa)
- ❑ Del tubo: Diámetro interior (Di), Diámetro exterior (De)
- ❑ De los circuitos: Número de circuitos (Ncirc)
- ❑ Dimensiones exteriores: Anchura, Altura, Profundidad
- ❑ Áreas: $A_{Total} = A_{Prim} + A_{sec}$ $A_{Total}/A_i = 3 a 14$
 Área frontal = Anchura x Altura

10.4. Enfriadoras de aire

10.4.2. Evolución del aire en un evaporador

Estudio de una sección



4.2. Evolución del aire en un evaporador

Estudio de una sección:

El aire húmedo en contacto con una superficie a una temperatura inferior a su temperatura de rocío condensa. Apareciendo una capa de condensado sobre el tubo

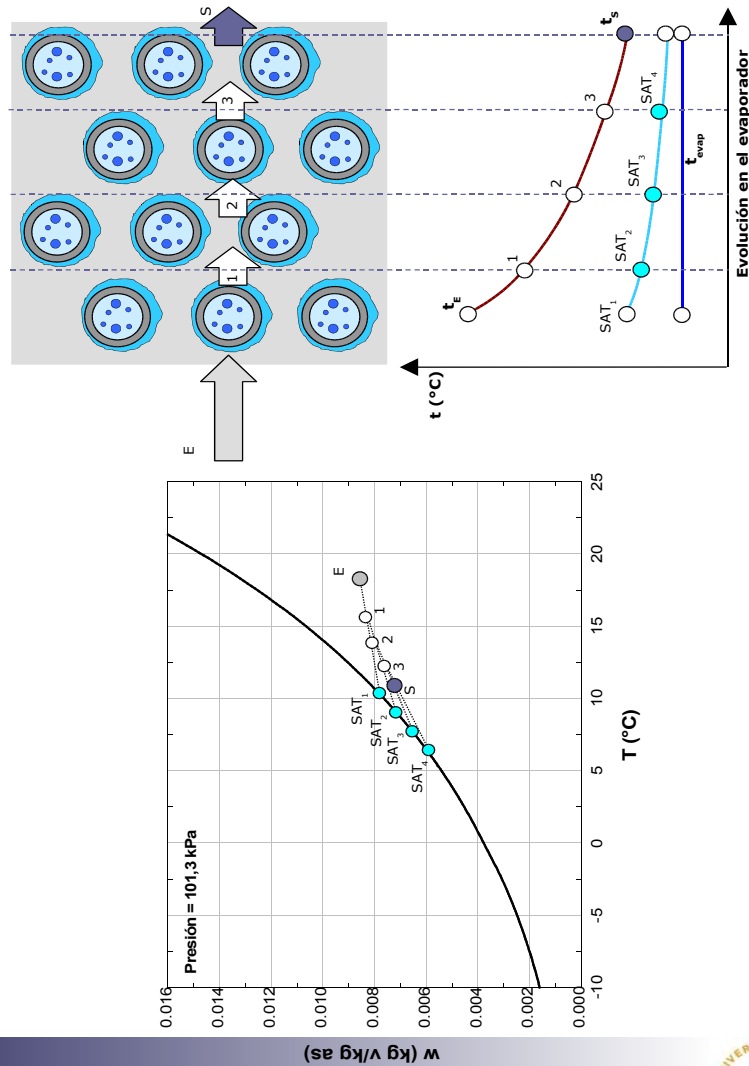
Las condiciones de la salida pueden entenderse como la mezcla de dos aires (saturado y bypass) en proporciones FB y (1-FB). FB = "Factor de Bypass".

$$FB = \frac{\dot{m}_{BP}}{\dot{m}_E} = \frac{h_S - h_{SAT}}{h_E - h_{SAT}} = \frac{\Delta h_S}{\Delta h_{max}}$$

10.4. Enfriadoras de aire

10.4.2. Evolución del aire en un evaporador

Estudio de todo el evaporador



4.2. Evolución del aire en un evaporador

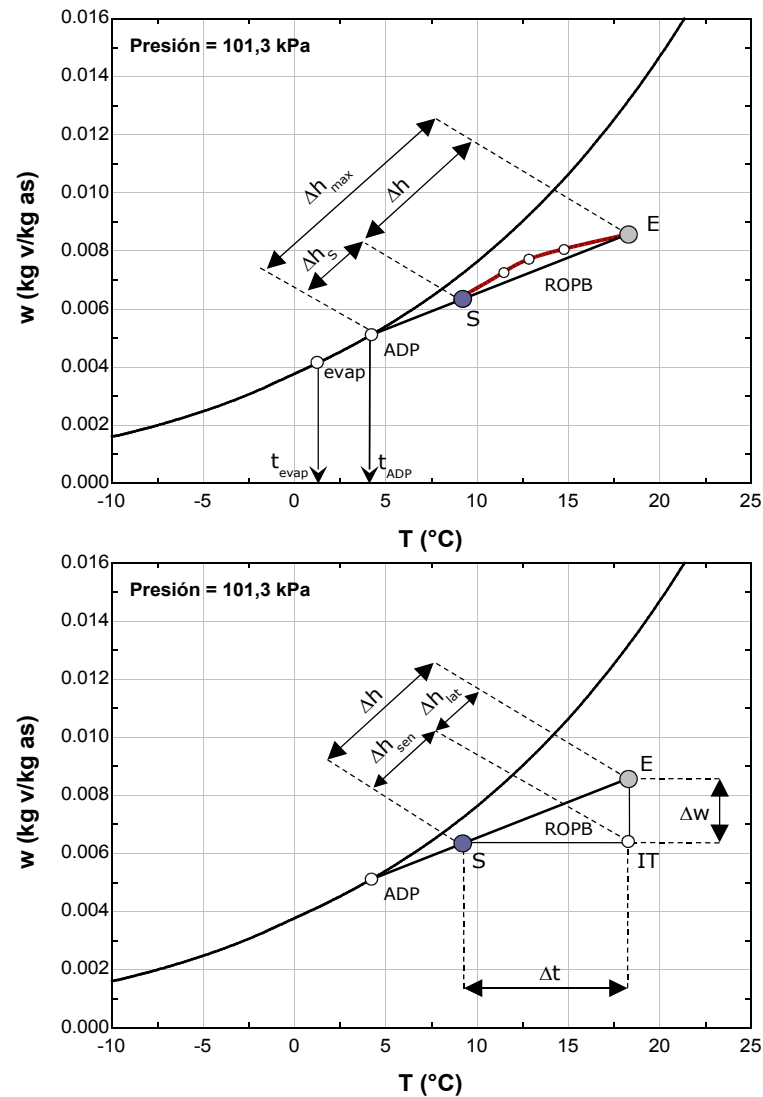
Estudio del evaporador:

El proceso que tiene lugar en el evaporador no es más que una consecución de muchos procesos incrementales iguales al descrito anteriormente. Supongamos que en un evaporador de 4 filas se producen 4 procesos incrementales iguales al anterior.

Si la temperatura de la superficie en todo punto es inferior a la temperatura de rocío del aire a la entrada entonces aparece una capa de condensado sobre los tubos la temperatura de esta agua es intermedia entre la del aire y la del refrigerante. Y como la temperatura del aire descende la de la superficie también.

10.4. Enfriadoras de aire

10.4.2. Evolución del aire en un evaporador



4.2. Evolución del aire en un evaporador

Estudio del evaporador:

Nosotros como usuarios de los evaporadores, no estamos tan interesados en los estados intermedios como en las condiciones de entrada y salida del aire.

Si trazamos una línea recta entre ambas condiciones, denominada recta de operación del evaporador o de la batería (ROB), podemos asimilar el comportamiento de todo el evaporador al de una sección incremental cuyas condiciones de saturación sean las del punto de corte de la ROB y de la curva de saturación.

Temperatura de ADP (Apparatus dew point) punto de rocío de la batería (condiciones medias del condensado)

Se puede por tanto definir un Factor de bypass del evaporador análogo al definido para una sección.

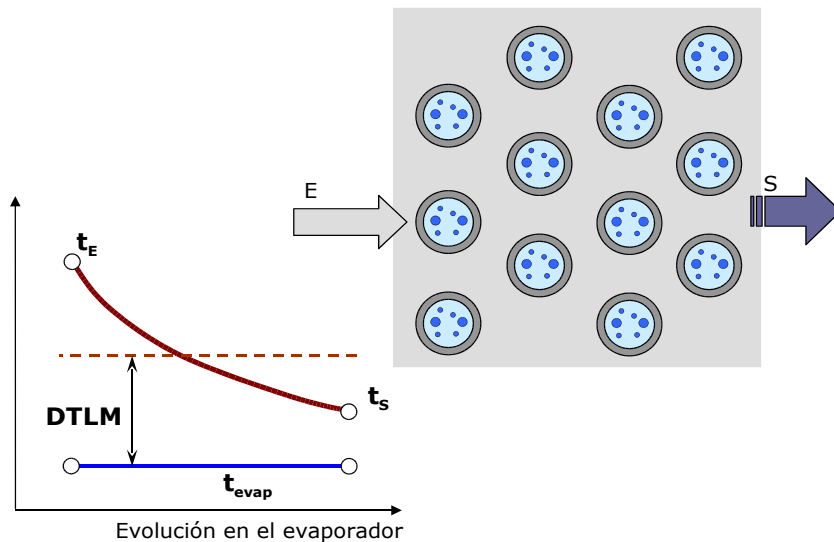
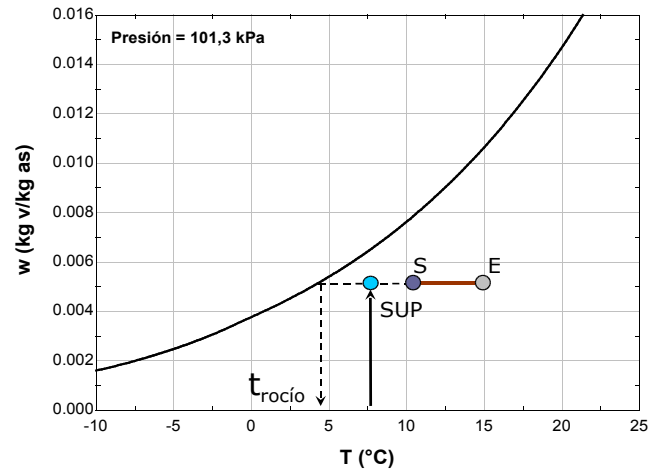
El calor máximo que se podría intercambiar, es el que tendría lugar cuando el ADP fuera igual a la de evaporación y además el factor de bypass fuera cero.

Se puede definir una eficiencia de la batería a partir de los saltos de entalpía. Por proporcionalidad entre triángulos también podemos expresar la eficiencia a través de los saltos de temperatura.

La cantidad de calor total intercambiada puede dividirse en dos componentes. Puesto que la entalpía es una función de estado los cambios producidos en la misma sólo dependen de los estados iniciales y finales y no del camino recorrido. Podemos dividir el proceso en otros dos ficticios, primero deshumidificación a t constante y el segundo enfriamiento a humedad constante. Dando lugar al calor latente y sensible puestos en juego

10.4. Enfriadoras de aire

10.4.2. Evolución del aire en un evaporador



4.2. Evolución del aire en un evaporador

Estudio del evaporador:

Si la temperatura de la superficie de los tubos y aletas es en todo punto superior a la de rocío del aire de entrada, el aire en contacto directo con la superficie no estará saturado y por tanto no aparecerá película de agua líquida condensada.

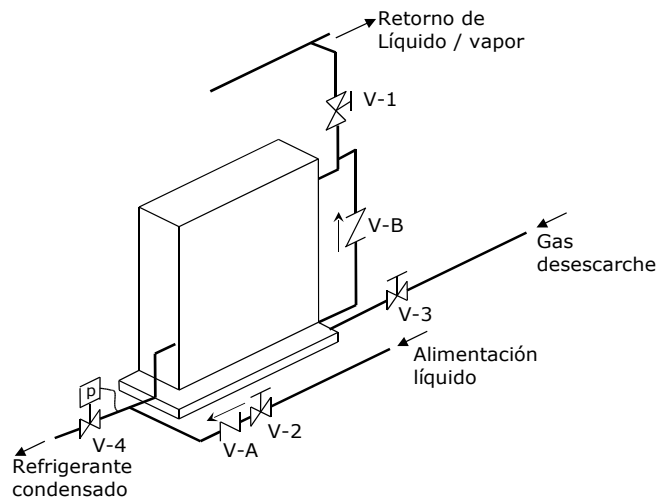
El punto de salida estará en la línea recta que une estos dos puntos y todas las ecuaciones clásicas de comportamiento de evaporadores serán válidas, puesto que solo existe transferencia de calor y no de masa, es decir, el aire se enfría pero no se deshumidifica.

10.4. Enfriadoras de aire

10.4.3. Escarche y desescarche de evaporadores

Métodos de desescarche:

- ❑ Mediante Aire
- ❑ Mediante resistencia eléctrica
- ❑ Mediante gas caliente
- ❑ Mediante agua



| Operación | V-1 | V-2 | V-3 | V-4 |
|---------------|---------|---------|---------|-------------|
| Refrigeración | Abierta | Abierta | Cerrada | Cerrada (p) |
| Desescarche | Cerrada | Cerrada | Abierta | Abierta (p) |

4.3. Escarche y desescarche de evaporadores

Cuando la temperatura de la superficie del evaporador es menor de 0°C y menor a la temperatura de rocío del agua, aparece escarcha (hielo) sobre la superficie del evaporador.

Efectos de la escarcha:

1. Reducir el paso de aire (el más importante) menor sección libre, menor caudal de aire con más pérdida de carga.
2. Reducir el coeficiente de transferencia de calor, más debido a la menor velocidad del aire que a la formación de una nueva capa de hielo con una resistencia a la transferencia de calor.

Para conseguir una menor formación de escarcha deben utilizarse DT pequeñas y con un espaciado de aletas grande.

La bandeja de recogida de condensado debe ser conectada a un sifón de no ser así puede enviarse aire fuera o tomar aire caliente del exterior.

Métodos de desescarche:

1. Mediante Aire: Cuando la temperatura del espacio es superior a 2°C se para el paso de refrigerante (con o sin ventilador). Largo periodo de desescarche.
2. Mediante resistencia eléctrica: Resistencias eléctricas insertadas en los evaporadores como falsos tubos. Menor coste inicial mayor coste de operación. Para sistemas pequeños.
3. Mediante gas caliente: El evaporador se convierte temporalmente en un condensador.

Funcionamiento normal V-1 y V-2 abiertas, V-3 y V-4 cerrada.

Funcionamiento desescarche V-1 y V-2 cerradas, V-3 abierta y V-4 manteniendo una presión equivalente a unos 10°C . Válvula anti-retorno B para impedir que en funcionamiento normal se congele a bandeja y A para evitar golpes de presión sobre V-2.

4. Mediante agua: El 2º método más usado y consiste en pulverizar agua sobre el evaporador parado.

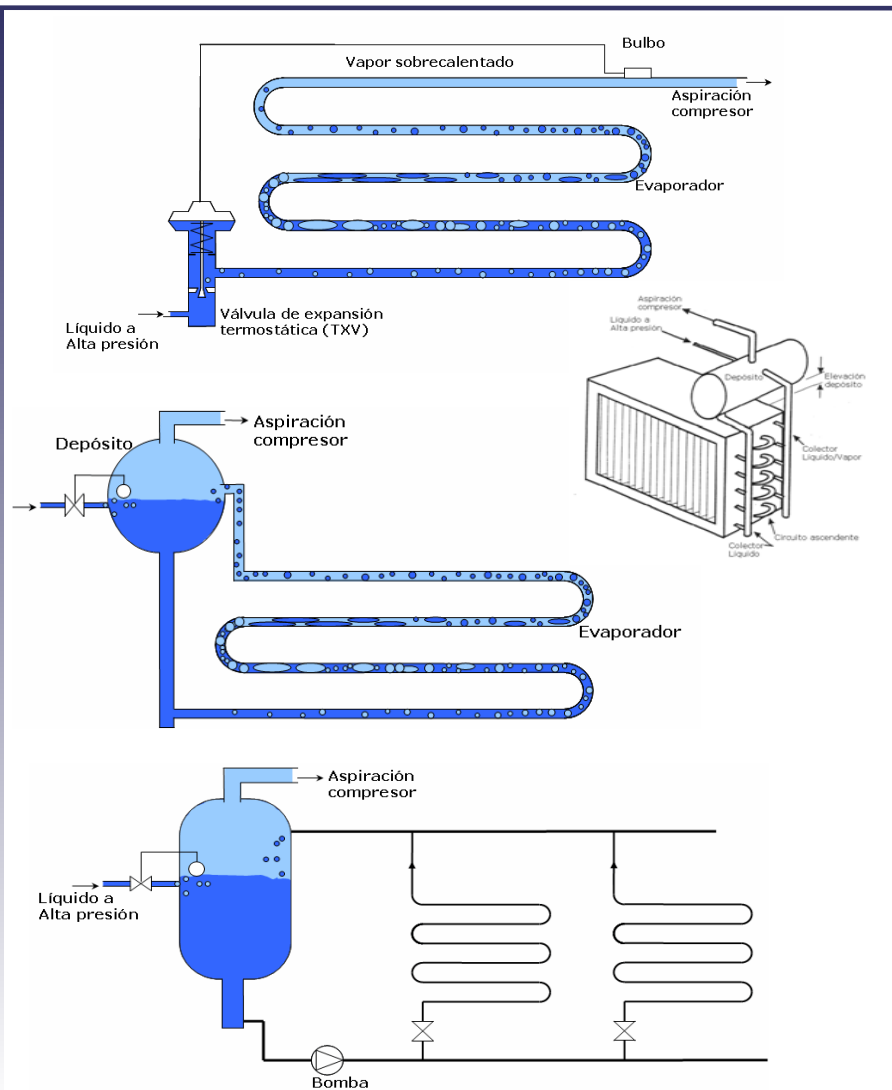
1 a 1.36 L/s de agua por m^2 de superficie de evaporador

16°C para el agua es buena, mayor temperatura demasiada niebla

Sobredimensionar la bandeja y línea de recogida de condensado

Tubería de pulverización con inclinación para vaciado (congelación del agua) y válvula de apertura en el exterior de la cámara.

10.5. Métodos de alimentación de refrigerante



5. Métodos de alimentación de refrigerante:

Expansión directa (DX)

- Del evaporador sólo sale vapor usualmente recalentado.
- Una Válvula de expansión termostática (TXV) controla el caudal de refrigerante para mantener un grado de recalentamiento del vapor (4 a 7°C).
- Bajo coste inicial

Evaporador inundado

- Depósito o tanque controlado por una válvula de flotador.
- Circulación del refrigerante por convección natural.

Ventajas:

- Superficie mejor aprovecha -> mayor h
- Produce vapor saturado y no sobrecalentado -> mayor COP y menor temperatura de descarga)

Inconvenientes:

- Mayor carga de refrigerante.
- Mayor coste inicial.
- Acumulación de aceite en el depósito y evaporador que debe ser eliminado.

Recirculación de líquido

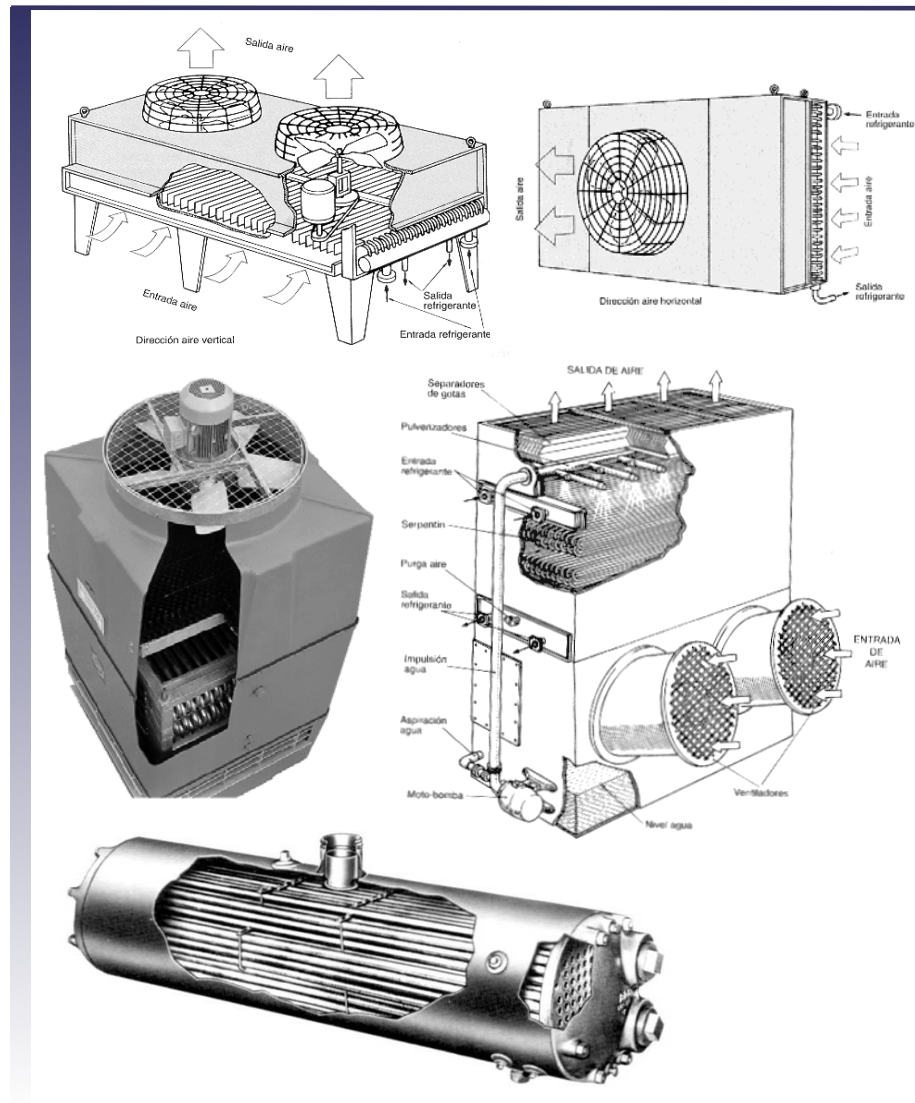
- Igual que el evaporador inundado pero con bombas de recirculación.
- Usado para grandes instalaciones

Objetivos:

Tema 11: Condensadores

1. Tipos de condensadores en refrigeración industrial
2. Comportamiento genérico de condensadores
 - 2.1. El proceso de condensación
 - 2.2. Flujo de calor evacuado en el condens.
 - 2.3. Transmisión de calor en condensadores
3. Condensadores de aire
4. Torres de refrigeración
5. Condensadores evaporativos

11.1. Tipos de condensadores en refrigeración industrial

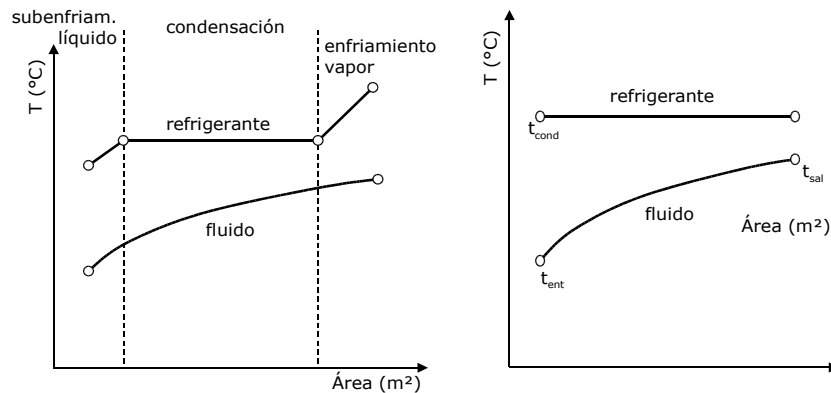
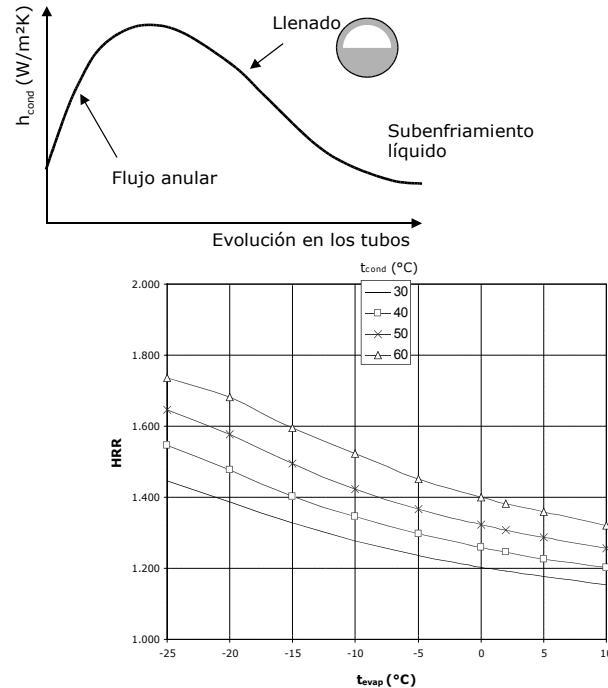


1. Tipos de condensadores en refrigeración industrial

- ❑ Enfriados por aire (intercambiadores a flujo cruzado aleteados con ventiladores axiales). Menor coste inicial y menor coste de mantenimiento.
- ❑ Enfriados por agua (La mayoría condensan el refrigerante en la carcasa, puede estar conectado a una torre de refrigeración o a una red de agua bruta: pozo, río, etc. También se usan intercambiadores de placas). Menor temperatura de condensación que las de aire debido a que la fuente del enfriamiento es la temperatura de bulbo húmedo en lugar de la de bulbo seco del aire exterior. Cuando la distancia entre el compresor y el lugar donde se evacua el calor es grande, es mejor bombear agua que refrigerante (vapor).
- ❑ Evaporativos. Es el que menor temperatura de condensación consigue.

En comparación con el sector del aire acondicionado en refrigeración industrial se usan menos condensadores de aire y más evaporativos.

11.2. Comportamiento genérico de condensadores



2.1. El proceso de condensación

La condensación en carcasa sobre baterías de tubos horizontales es un proceso bastante complicado. R-22, R-134a: 1000 W/m²·K, Amoniaco: 5000 W/m²·K.

En los condensadores de aire y en los evaporativos el refrigerante condensa en el interior de los tubos. Los patrones son complicados y dependen de la velocidad la velocidad pueden distinguirse las siguientes fases:

- Fase de spray
- Flujo anular
- Fase de llenado (depende de la velocidad del vapor)
- Fase final de burbuja.

2.2. Flujo de calor evacuado en el condensador

El primer paso cuando se tiene que dimensionar (seleccionar) un condensador es calcular el calor que debe evacuar este en condiciones de diseño.

Coefficiente de evacuación de calor ó relación de eliminación de calor

Heat-Rejection Ratio:

$$HRR = \frac{q_{cond}}{q_f} = \frac{q_f + P_c}{q_f} = 1 + \frac{P_c}{q_f} = 1 + \frac{1}{COP}$$

$$HRR_{Carnot} = \frac{T_{cond}}{T_{evap}}$$

Cuando no hay mejores datos:

$$HRR \approx \left(\frac{T_{cond}}{T_{evap}} \right)^{1.7}$$

2.3. Transferencia de calor en condensadores

A diferencia de los evaporadores la temp. del refrigerante no es constante.

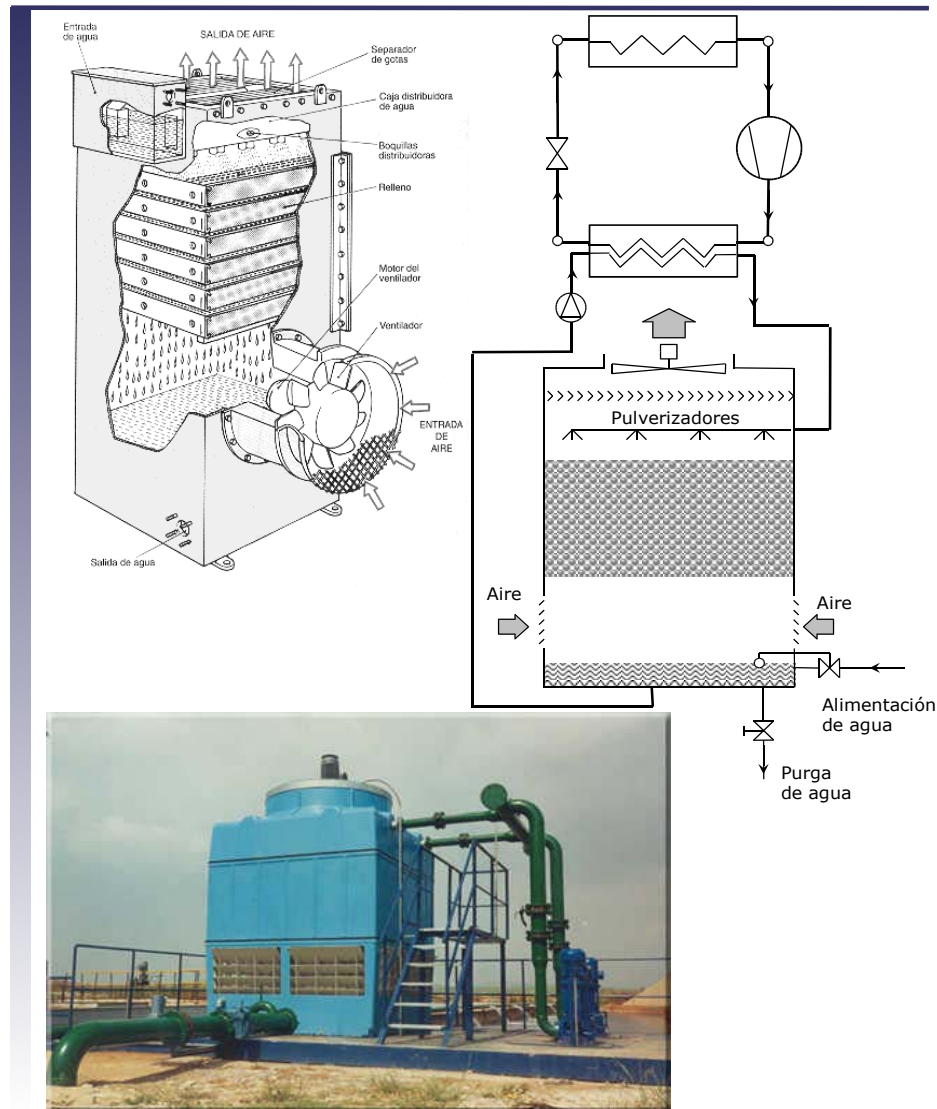
La cantidad de calor intercambiada en las zonas sin cambio de fase es bajo y ambas se compensan, por tanto no existe mucho error si seguimos usando $q=UA$ DTLM

Resistencia de ensuciamiento hasta:

$$R_{ensu} = 0.00004 \text{ m}^2 \cdot \text{K} / \text{W}$$

$$UA_{sucio} = \frac{1}{\frac{1}{UA_{limpio}} + \frac{R_{ensu}}{A_{sucio}}}$$

11.4. Torres de refrigeración



4. Torres de refrigeración

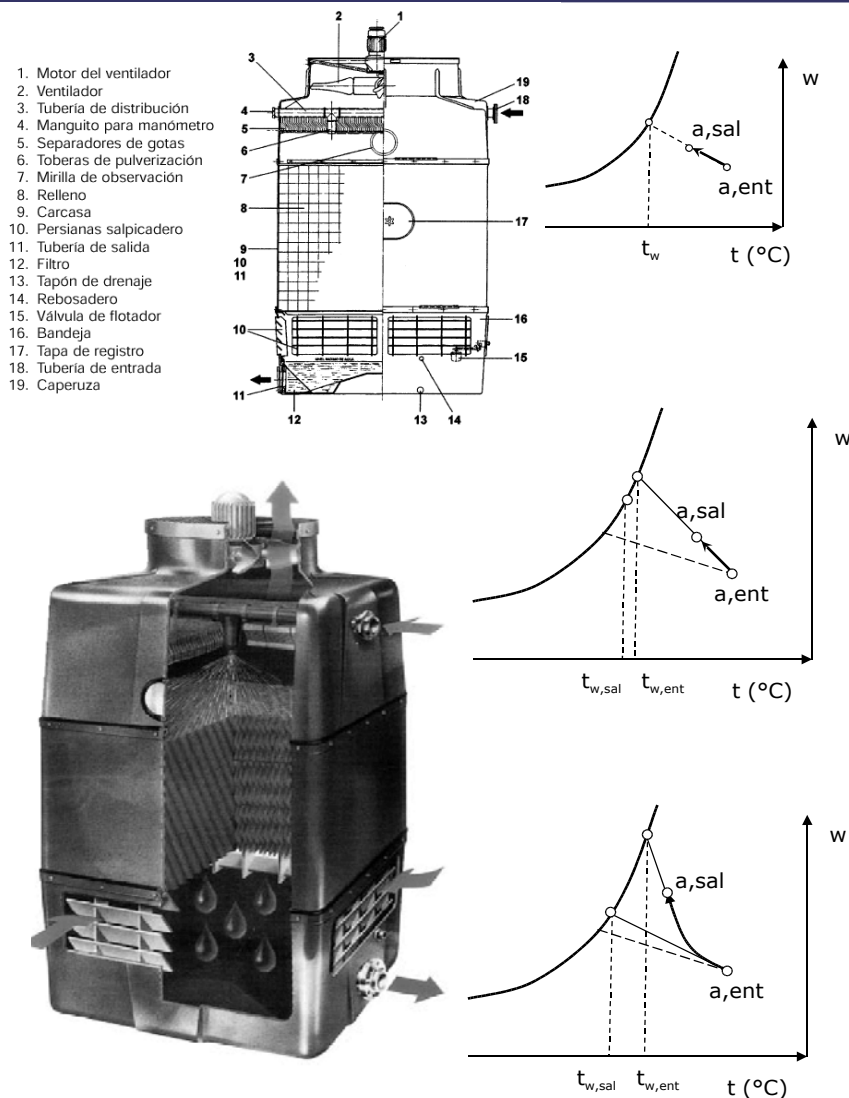
Objetivo: Enfriar el agua procedente del condensador.

Para ello pulverizan dicha agua sobre una corriente de aire exterior.

La configuración aire/agua más usual es contracorriente aunque también existe el flujo cruzado (aire horizontal sobre agua cayendo en vertical)

Debido a que una fracción del agua se evapora y es absorbida por el aire debe existir una toma para reposición de agua.

11.4. Torres de refrigeración

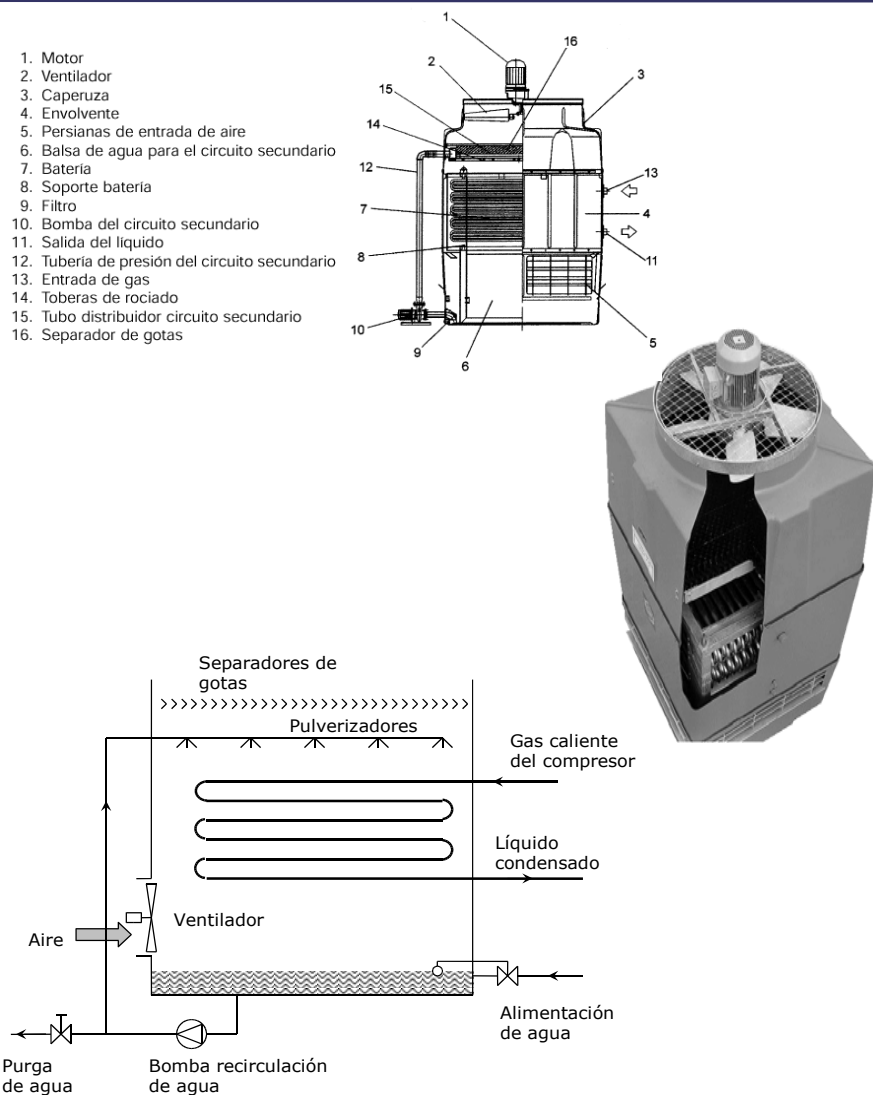


Si intercambiamos el aire con una corriente de agua a la temperatura de bulbo húmedo del aire, entonces el aire evoluciona siguiendo la "línea recta" entre ambos puntos. Este proceso es prácticamente isentálpico y por lo tanto el agua restante ni se enfria ni se calienta. Es decir: El enfriamiento sufrido por el aire es debido a la energía necesaria para evaporar el agua que es añadida al aire.

Sin embargo si el agua se encuentra más caliente que la t^a de bulbo húmedo del aire, entonces la ley de la línea recta nos muestra que el aire sufre un aumento de entalpía y que por tanto el agua tiene que sufrir una disminución de la misma, es decir el agua se enfría.

En el caso de las torres con flujos a contracorriente el aire exterior recién entrado en la torre por su parte inferior se encuentra con un agua en su punto de salida (ya enfriada) y el aire a la salida es el que está en contacto con el agua más caliente (agua a la entrada).

11.5. Condensadores evaporativos



5. Condensadores evaporativos

Son una mezcla entre los condensadores de aire y la torres, el refrigerante circula por el interior de los tubos sobre los cuales se pulveriza agua que es recirculada. Son los que consiguen menores temperaturas de condensación y por ello son los más usados en refrigeración industrial, requieren también que no exista mucha distancia entre los compresores y el condensador.

Las temperaturas bajas de condensación ahorran potencia de compresión y bajan las temperaturas de descarga (amoníaco).

Poseen purga de agua en continuo para reducir la concentración en minerales del agua, caudal de purga prácticamente igual al evaporado, luego el caudal de reposición es del orden de 2 veces el caudal evaporado.

Las tres variables fundamentales son:

- La temperatura de bulbo húmedo del aire exterior.
- El caudal de aire.
- El caudal de agua pulverizado.

Valores típicos:

0.25 m² de área de tubo por kW evacuado en el condensador

650 L/h de agua pulverizada por kW evacuado en el condensador

100 m³/h de aire por kW evacuado en el condensador

Caida de presión del aire: 25 a 40 mm c. a.

Caudal de agua evaporada: 1.5 L/h por kW evacuado en el condensador

Los condensadores se eligen entrando con la temperatura máxima de bulbo húmedo y la temperatura de condensación. Entrando con estos dos parámetros los catálogos dan los kW que son capaces de evacuar.

Control de capacidad:

Lo mejor es no instalar ningún control de capacidad y dejar que la temperatura (presión) de condensación baje por equilibrio del circuito. Muchas veces la presión de condensación no puede bajar indefinidamente: Problemas de alimentación de las válvulas de expansión. Temperatura necesaria para el desescarche, etc...

Cuando se hace control de capacidad se hace reduciendo el caudal de aire (Motores de velocidad variable, motores de dos velocidades, compuertas de aire, apagado temporal del ventilador (múltiples ventiladores)).

Cuando la temperatura del aire baja y aparecen problemas de congelación se suele trabajar sin agua (condensador seco).

Una de las misiones del ingeniero cuando diseña una instalación frigorífica es dimensionar, elegir el material, la localización, la inclinación y el anclaje de las diferentes líneas y depósitos de refrigerante.

Tema 12: Tuberías y Depósitos

1. Tuberías de refrigerante

- 1.1. Tipos de líneas en una instalación de refrigeración
- 1.2. Pérdida de carga
- 1.3. Dimensionado de tuberías
- 1.4. Pérdida de carga en válvulas y accesorios
- 1.5. Montantes en líneas de aspiración
- 1.6. Materiales y aislamientos

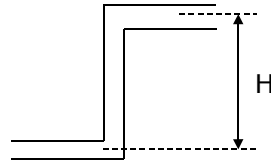
2. Depósitos

- 2.1. Los depósitos en los sistemas de refrigeración industrial
- 2.2. Separación vapor / líquido
- 2.3. Recipientes de líquido a alta presión

12.1. Tuberías de refrigerante

$$\Delta p_{\text{tot}} = \Delta p_{d,t} + \Delta p_{d,a} + \Delta p_e$$

$$\Delta p_e = \rho g H$$



Pérdidas de presión (carga) por rozamiento en tuberías circulares:

Ecuación de Darcy-Weisbach: $\Delta p_{d,t} = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho v^2}{2} \right) [\text{Pa}]$

$$\Delta h_{d,t} = \frac{\Delta p_{d,t}}{\rho g} = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{v^2}{2g} \right) [\text{m.c.refrigerante}]$$

$$Re = \frac{v D \rho}{\mu} \quad \dot{m} = \dot{V} \rho = v \frac{\pi D^2}{4} \rho; \quad v = \frac{4 \dot{m}}{\pi D^2 \rho}; \quad Re = \frac{4 \dot{m}}{\pi D \mu}$$

$Re < 2300$ Régimen laminar $f = \frac{64}{Re}$

$2300 < Re < 4000$ Régimen de transición $f = 0,01 + \frac{64}{Re}$

4000 < Re Régimen turbulento (Ecuación de Colebrook)

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\varepsilon/D}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right)$$

Cobre: $\varepsilon = 0.0000015$

Acero comercial: $\varepsilon = 0.00005$

Acero estirado: $\varepsilon = 0.0000015$

1. Tuberías de refrigerante

1.1. Tipos de líneas

Tipos de líneas en una instalación de refrigeración industrial:

- ❑ Línea de aspiración: evaporador->compresor, vapor a baja presión, aisladas térmicamente para evitar pérdidas y condensaciones superficiales
- ❑ Línea de descarga: compresor->condensador, vapor a alta presión, sin aislar (sólo se aíslan por motivos de seguridad)
- ❑ Línea de líquido: condensador/depósito->válvula de expansión, líquido a alta presión, sin aislar (subenfriamiento positivo)
- ❑ Otras líneas: Líneas líquido-vapor, ...

Para dimensionar las tuberías (diámetros) se debe:

- ❑ Minimizar la pérdidas de presión (o carga) para reducir el consumo
- ❑ Asegurar unas velocidades mínimas de circulación que aseguren el retorno del aceite a los compresores.

1.2. Pérdidas de carga

Las pérdidas de carga se descomponen en tres: Pérdidas de carga dinámicas por rozamiento en tubos, pérdidas de carga por rozamiento en accesorios y pérdidas de carga estáticas por diferencia de altura

Las pérdidas de presión en tuberías circulares, se calculan según la ecuación de Darcy-Weisbach, expresado en Pa o en m.c. de refrigerante. La velocidad se calcula como la velocidad media a partir del caudal:

$$v [\text{m/s}] = \frac{V [\text{m}^3/\text{s}]}{\pi D^2 [\text{m}]/4}$$

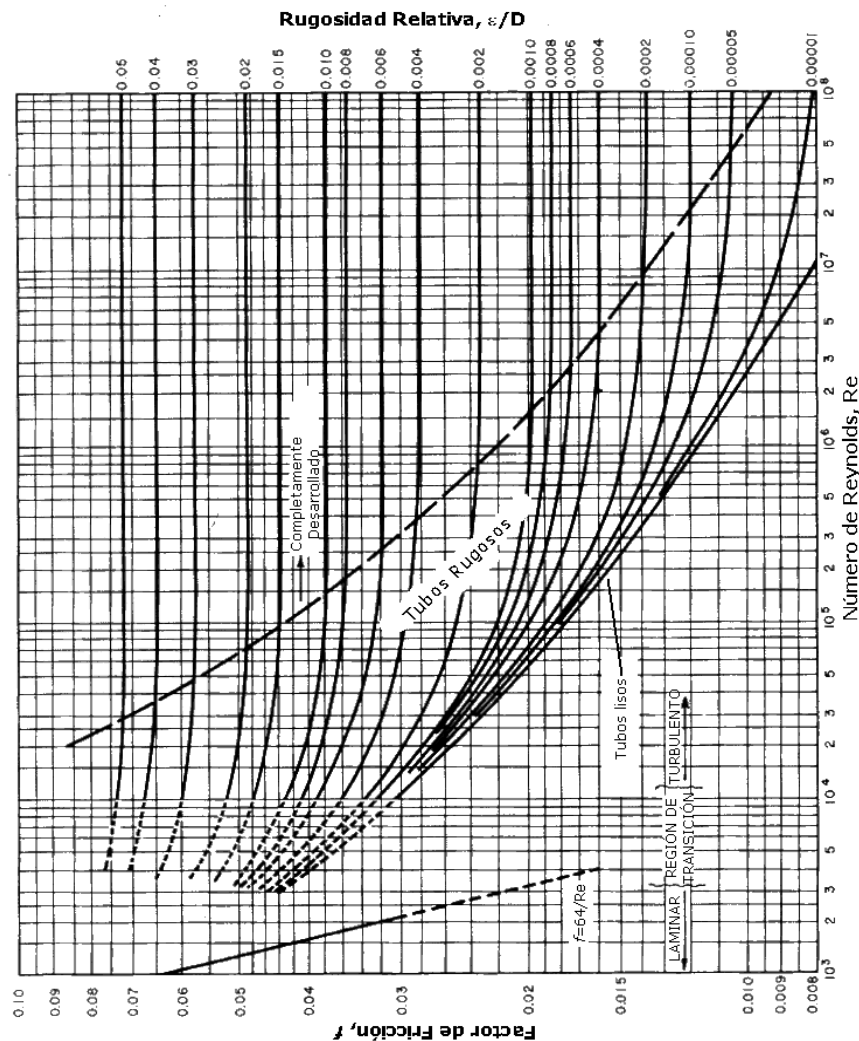
El factor de fricción f es función del número de Re y de la rugosidad relativa de la tubería -> Ábaco de Moody.

Es interesante observar que la pérdida de carga es:

- ❑ Proporcional con L
- ❑ Proporcional con la densidad (vapor a alta presión más denso que el de succión)
- ❑ Proporcional a la v^2 o lo que es lo mismo caudal²
- ❑ Inversamente proporcional a D^5 , si se mantiene el caudal ya que v es inversamente proporcional a D^2 .

Diagramas (uno para cada refrigerante) especiales para el cálculo de las pérdidas de carga pueden encontrarse.

12.1. Tuberías de refrigerante



1.3. Dimensionado de tuberías

Datos previos: Potencia frigorífica, Temperatura de evaporación, Longitudes totales de los tramos de aspiración, descarga y líquido

Las pérdidas de carga máximas admisibles se estiman en la caída de temperatura de saturación equivalente, ya que dependen menos del tipo de refrigerante y saltos de presión iguales representan un mayor salto de temperaturas a presiones bajas.

- ❑ Tuberías de aspiración: 1°C
- ❑ Tuberías de descarga: 1°C
- ❑ Tuberías de líquido a alta presión: 0.5°C. La pérdida de carga no es crucial pero debe asegurarse que no existe evaporación antes de llegar a la válvula de expansión (caída de temperatura < subenfriamiento).
- ❑ Tuberías líquido/vapor: Cuando existe recirculación de refrigerante. Se dimensiona como si solo llevara vapor y se elige el siguiente tamaño normalizado.

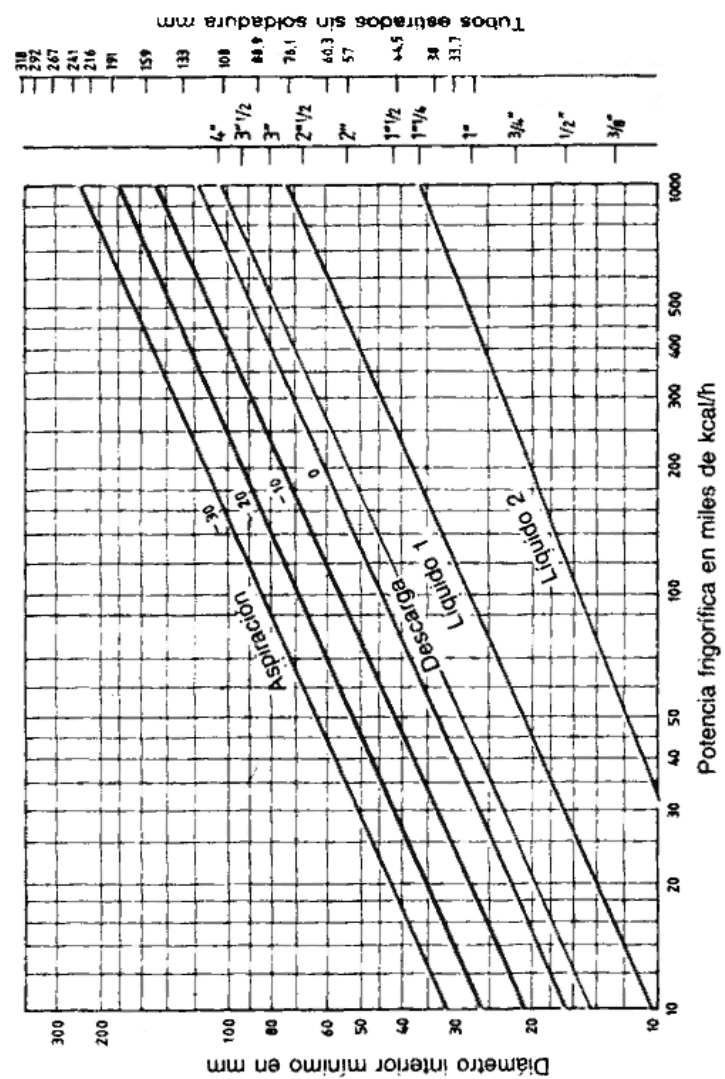
Para el amoníaco las pérdidas de cargas no son tan importantes y se dimensionan las tuberías utilizando los valores de velocidad recomendada. Ver tabla.

Espesores adecuados para soportar la presión (las tuberías comerciales para refrigeración soportan sin problema las presiones).

Las tuberías para refrigerantes halogenados son deshidratadas y se suministran con tapones, deben instalarse con la menor exposición posible al ambiente exterior.

Elegir un diámetro mayor de tubería supone una menor pérdida de carga, lo cual implica, un menor coste de compresión, pero a su vez implica un mayor coste inicial, sería necesario realizar un proceso de optimización sobre el coste total, que nunca se hace.

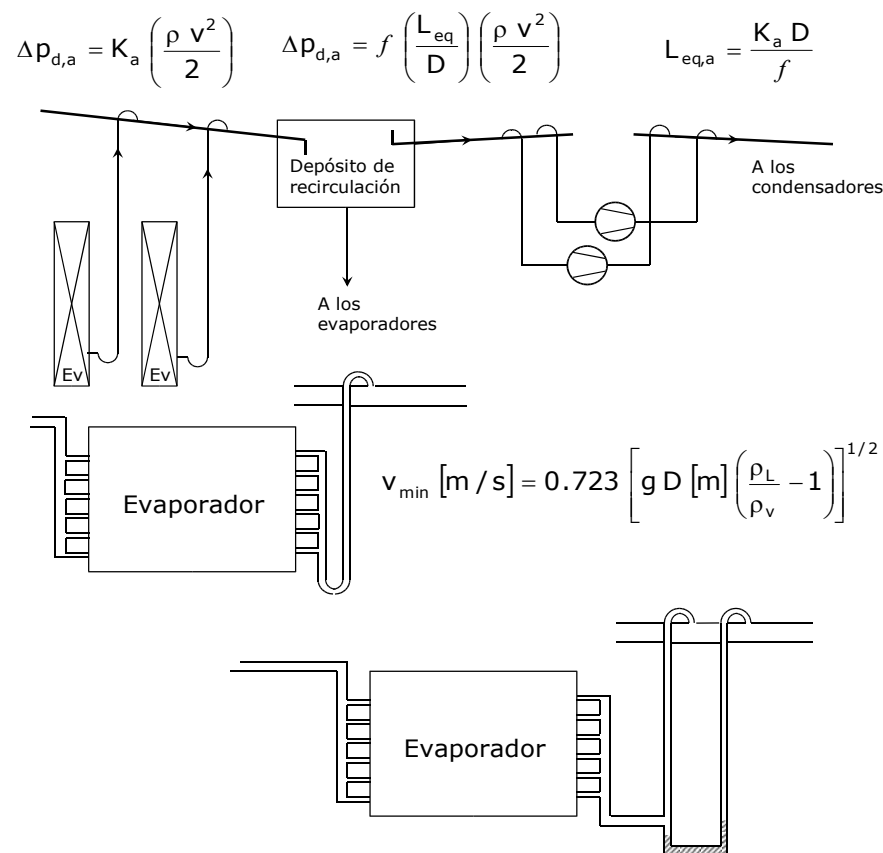
12.1. Tuberías de refrigerante



12.1. Tuberías de refrigerante

| Refrigerante | Velocidades recomendadas (m/s) | | |
|-------------------------------|--------------------------------|------------|----------|
| | Líquido | Aspiración | Descarga |
| Amoniaco | 0.5 a 1.25 | 15 a 20 | 15 a 20 |
| Halogenados (R22, R134a, ...) | 0.5 a 1.25 | 8 a 15 | 15 a 20 |

Pérdidas de carga en válvulas y accesorios:



1.4. Pérdida de carga en válvulas y accesorios

Coeficiente de pérdida de carga en válvulas y accesorios K_a .

Longitud equivalente: Metros de tubería circular del mismo diámetro que el accesorio que produce la misma pérdida de carga.

Tablas de K_a y longitud equivalente

1.5. Montantes en la línea de aspiración.

Para que la línea de aspiración tenga la pendiente necesaria es muchas veces necesario instalar montantes a la salida del evaporador.

Para los halogenados el aceite es miscible con el refrigerante y al final del evaporador (para el caso de expansión directa) encontramos vapor con algunas gotas de refrigerante con una muy alta concentración de aceite, estas gotas deben ser arrastradas al compresor y para ello se hace necesaria una velocidad mínima en los montantes. Esta velocidad puede obtenerse para halogenados de la expresión empírica de la transparencia.

Donde la densidad del líquido es la de la mezcla aceite-refrigerante y la del vapor es la del refrigerante en las condiciones de salida del evaporador.

Los evaporadores pueden funcionar a plena carga o carga parcial con una reducción del caudal de refrigerante y esta velocidad debe mantenerse para el mínimo caudal (mínima carga parcial) que circule por el montante. Esto supone una mayor velocidad (pérdida de carga) en su funcionamiento a plena carga.

Una solución cuando la instalación es grande es colocar un doble montante: a plena carga el caudal circulará por ambos montantes y a carga parcial el aceite acumulado en el fondo obligará al refrigerante a circular por sólo uno de los montantes

Para el caso del amoniaco al no ser miscible con el aceite este se acumula en las partes bajas del evaporador donde deben colocarse trampas de aceite para poder recuperarlo.

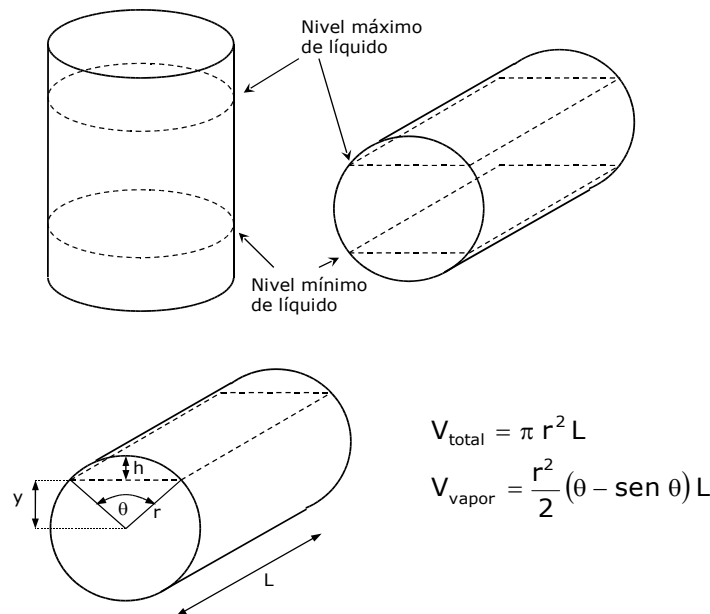
12.2. Depósitos

Materiales:

- ❑ Refrigerantes halogenados: Cobre
- ❑ Amoniaco: Acero al carbono (A53, A106)
 $t_{\text{evap}} < -46^{\circ}\text{C}$ Acero inoxidable

DEPÓSITOS:

- ❑ Recipiente de líquido (Depósito de líquido a alta presión)
- ❑ Enfriadores intermedios o tanques de enfriamiento flash
- ❑ Depósitos de baja presión para recirculación de líquido (separadores de líquido)
- ❑ Tanques en evaporadores inundados
- ❑ Separadores de líquido en aspiración (sifones o acumuladores)
- ❑ Depósitos con termosifón (enfriamiento de aceite en compresores de tornillo)



$$V_{\text{total}} = \pi r^2 L$$

$$V_{\text{vapor}} = \frac{r^2}{2} (\theta - \text{sen } \theta) L$$

1.6. Materiales y aislamientos

Los materiales utilizados son Cobre para los refrigerantes halogenados y acero para el amoniaco, usualmente acero al carbono, pero para muy baja temperatura se usa acero inoxidable.

Los aislamientos se instalan por dos razones:

- ❑ Reducir las ganancias de calor en las tuberías a baja t^a (tubería de aspiración).
- ❑ Evitar accidentes en las zonas de paso en tuberías a alta temperatura (tuberías de descarga)

Las tuberías de descarga y de líquido no son aisladas, a no ser que sea necesario por razones de seguridad.

El aislamiento en las tuberías frías se calcula para que la t^a de la cara exterior sea superior a la t^a de rocío del aire exterior a la tubería (evitar condensaciones exteriores)

Por el exterior del aislamiento se coloca una barrera antivapor, debido a que la humedad deteriora la capacidad aislante del aislamiento.

Debe tenerse en cuenta que:

- ❑ El diámetro tubería+aislamiento es de 2 a 3 veces mayor que el de la tubería.
- ❑ El coste del aislamiento es del mismo orden que el de tubería.

2. Depósitos

2.1. Los Depósitos en los sistemas de refrigeración industrial

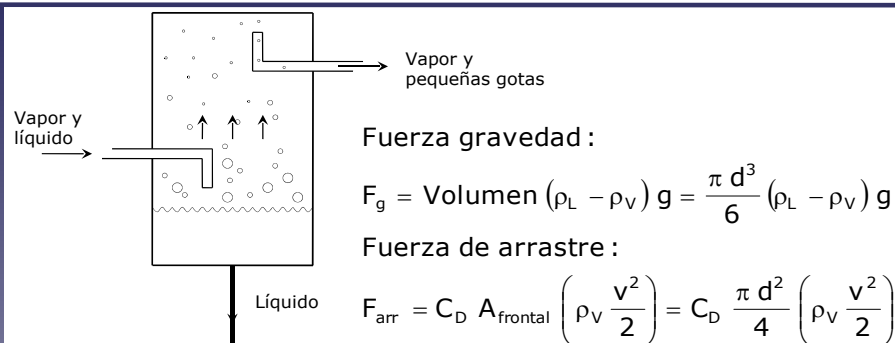
En la transparencia se muestra una clasificación de la mayoría de los depósitos existentes en una instalación de refrigeración.

Los depósitos suelen ser cilíndricos en disposición vertical u horizontal

Las funciones principales de los depósitos son: Almacenar líquido y Separar el líquido del vapor.

Los depósitos deben dimensionarse para que nunca estén completamente llenos ni vacíos. Estableciendo unos niveles máximos y mínimos admisibles.

12.2. Depósitos

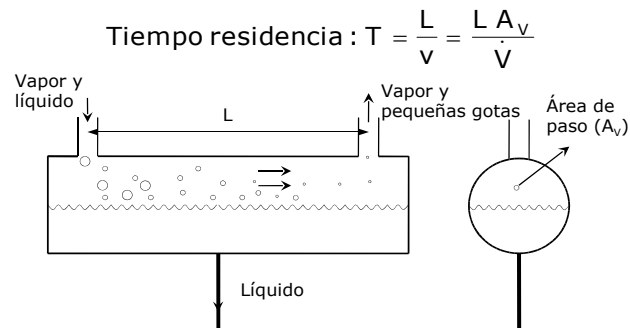


$$\text{Velocidad terminal : } v_t = \sqrt{\frac{4 g d (\rho_L - \rho_V)}{3 \rho_V C_D}}$$

| Refrigerante | Distancia Vertical (m) | Temperatura de saturación (°C) | | | | |
|--------------|------------------------|--------------------------------|------|------|------|------|
| | | -57 | -40 | -23 | -7 | 10 |
| R-22 | 0.25 | 0.33 | 0.21 | 0.14 | 0.10 | 0.07 |
| | 0.61 | 1.36 | 0.88 | 0.61 | 0.44 | 0.31 |
| | 0.91 | 1.57 | 1.04 | 0.72 | 0.52 | 0.39 |
| Amoniaco | 0.25 | 0.80 | 0.48 | 0.31 | 0.21 | 0.15 |
| | 0.61 | 3.30 | 1.99 | 1.29 | 0.88 | 0.64 |
| | 0.91 | 3.54 | 2.17 | 1.43 | 0.99 | 0.71 |

Nota: La distancia vertical es la distancia en vertical entre la entrada al depósito y la salida del mismo

Fuente: ASHRAE Handbook, Refrigeration Systems and Applications



2.2. Separación vapor / líquido

Es muy difícil (prácticamente imposible) eliminar todo el líquido en una corriente de vapor a la salida de un depósito de separación. Se pretende, por tanto, que sólo las gotas muy pequeñas sean arrastradas y que estas posteriormente se evaporen en la línea de succión o en la aspiración del compresor.

Igualando la fuerza de gravedad (d: Diámetro de gota) a la fuerza de arrastre (C_D : Coeficiente de arrastre función del Reynolds del vapor basado en el diámetro de gota). Obtenemos la velocidad terminal que es la velocidad con la que caería una gota en un vapor en reposo. Luego, si el vapor asciende con esa velocidad arrastrara todas las gotas de un diámetro menor a d (diámetro crítico).

Se recomienda utilizar las velocidades recomendadas por ASHRAE (ver tabla), conjuntamente con el caudal volumétrico de vapor necesario nos dará la dimensión necesaria del separador.

En el caso de separadores horizontales la clave está en las gotas tengan un tiempo de residencia (tiempo que tardan en llegar a la superficie del líquido) menor que el tiempo necesario para pasar del conducto de entrada al de salida.

2.3. Recipiente de líquido a alta presión

- Para plantas pequeñas se dimensionan para contener todo el refrigerante del sistema
- En el proceso de parada las válvulas de alimentación a los evaporadores se cierran y los compresores continúan funcionando y cuando se alcanza el nivel de refrigerante se cierra la válvula de entrada al condensador.

En sistemas mayores o con funcionamiento anual. Se dimensionan para:

- Contener el volumen de refrigerante de la mayor cámara servida por la planta.
- Almacenar todo el refrigerante que se mueve en la instalación durante un periodo (por ej. 30 minutos)

Como conclusión podemos decir que mayores dimensiones de depósitos significan mejor protección de los compresores de la instalación, mayor coste inicial y una posible capacidad de reserva si es necesario ampliar la instalación

Tema 13: 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

13.1. 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

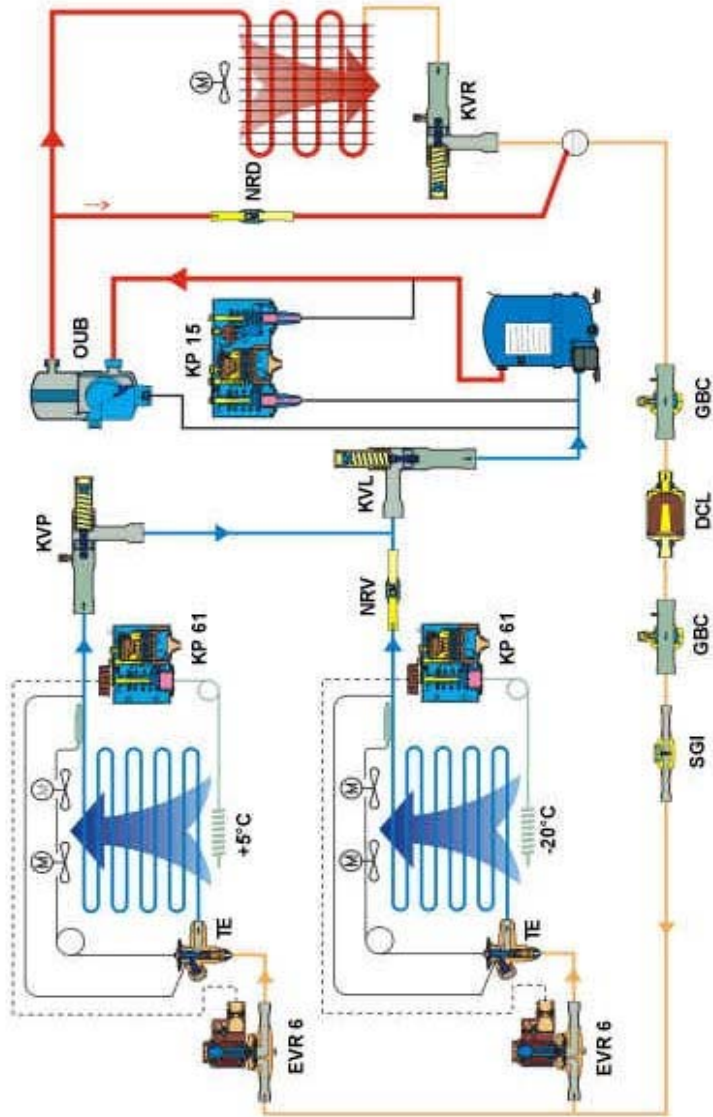
Además del evaporador, condensador y compresor como componentes esenciales del ciclo hemos estudiado también las tuberías y depósitos. Los elementos más importantes del resto de los componentes de una instalación frigorífica se listan en la transparencia.

1.1. Válvulas

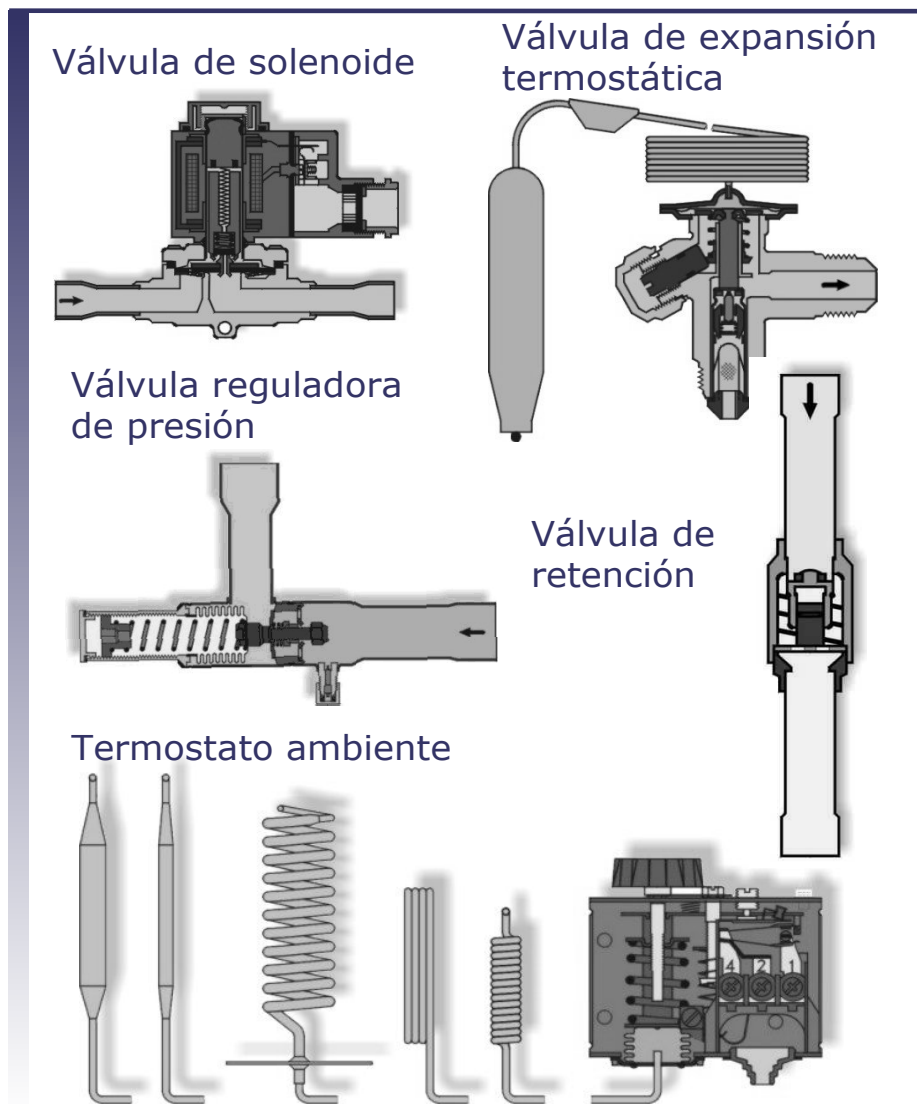
- ❑ Válvulas de corte manuales o de servicio: Su misión es aislar un componente o sección del sistema. Las más usadas en refrigeración son:
 - De asiento o esféricas (en línea o en ángulo)
 - De bola (bajas pérdidas de carga)
- ❑ Válvulas de solenoide: Son válvulas de corte operadas eléctricamente,
 - 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.

13.1. Listado de componentes auxiliares



13.1. Listado de componentes auxiliares

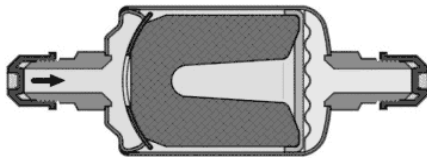


1.2. Otros dispositivos de control

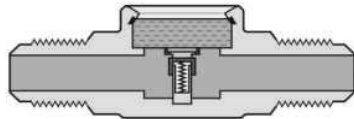
- ❑ Termostatos: Son sensores de la temperatura seca de una cámara que mandan información a las válvulas de solenoide y/o al compresor para producir los ciclos de arranque y parada necesarios.
- ❑ Presostatos: Son esencialmente un interruptor eléctrico accionado por presión. Presostatos de baja, de alta,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

13.1. Listado de componentes auxiliares

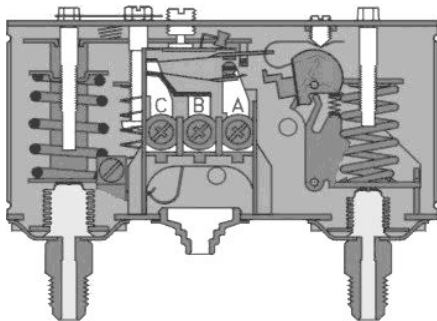
Filtro deshidratador



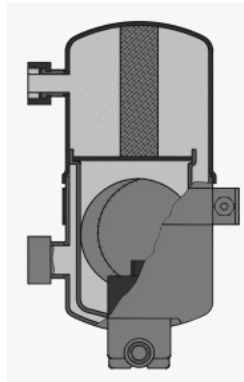
Visor



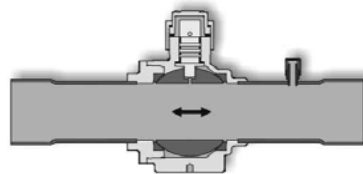
Presostato diferencial



Separador de aceite



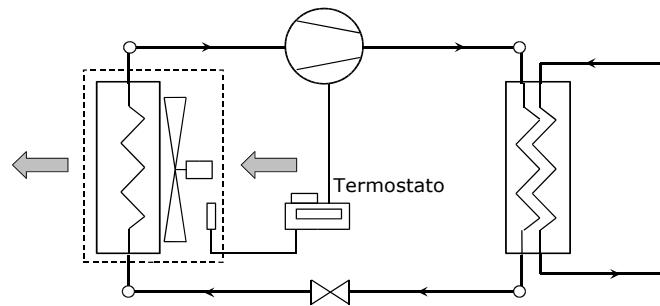
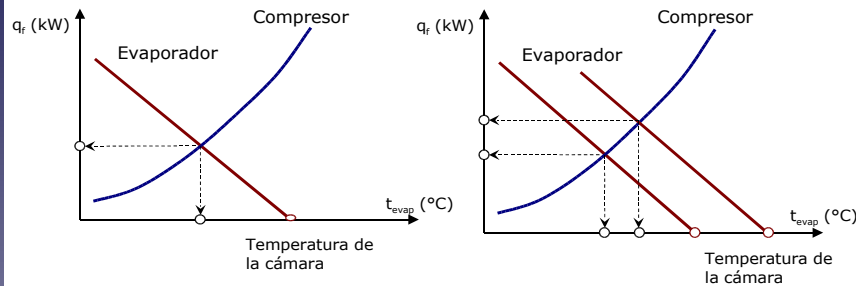
Válvula de corte de bola



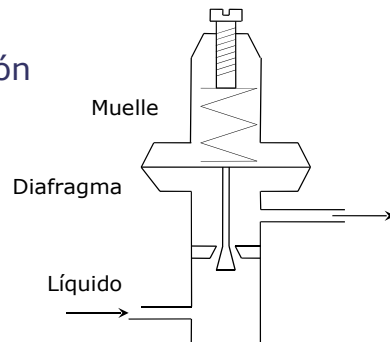
1.3. Accesorios

- ❑ 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...

13.2. 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.

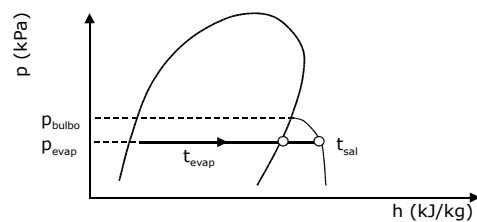
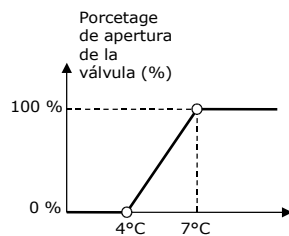
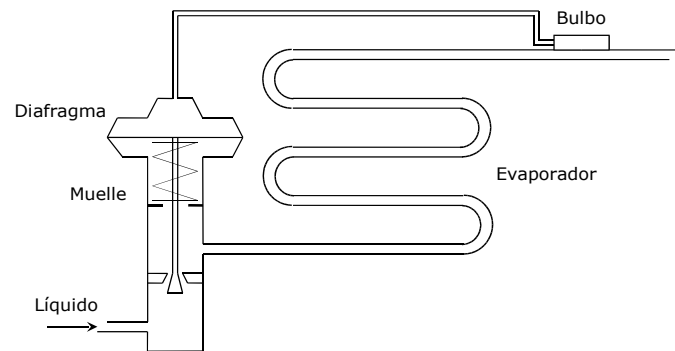
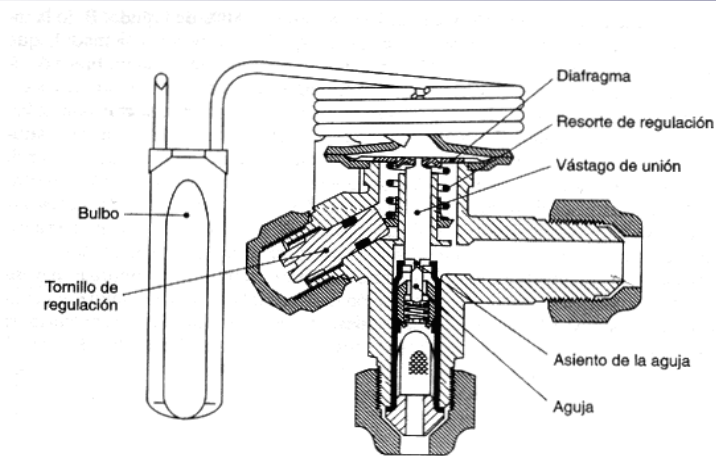
Si la carga en la cámara disminuye (es decir, disminuyen las necesidades de frío) como el sistema continúa dando la misma potencia frigorífica acaba disminuyendo la temperatura de la cámara que modifica la curva del evaporador colocando el punto de equilibrio a una temperatura de evaporación menor (y 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 o 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.

13.2. Válvulas de expansión

13.2.1. 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)

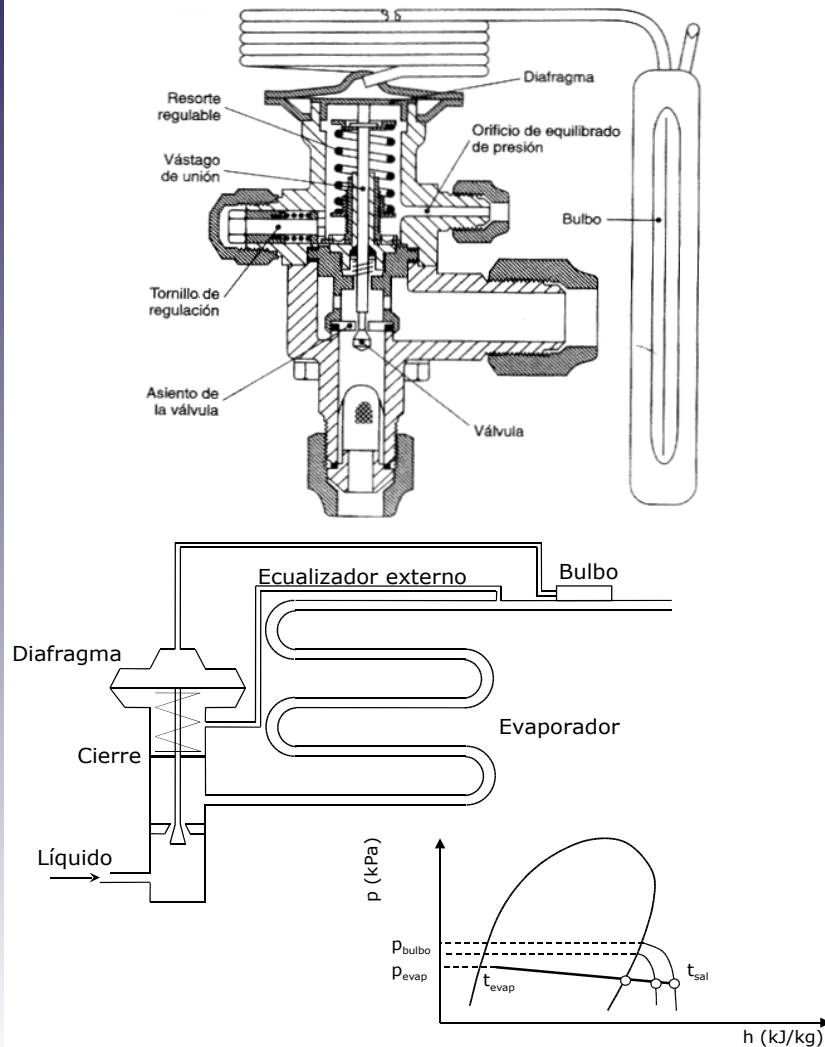
El bulbo se coloca conectado a la tubería de salida del evaporador, colocándose el fluido de su interior (que suele ser el mismo refrigerante de la instalación) a la temperatura de salida y por tanto a la presión de saturación correspondiente a esa temperatura de salida.

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

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.

13.2. Válvulas de expansión

13.2.2. TXV ecualizadas externamente

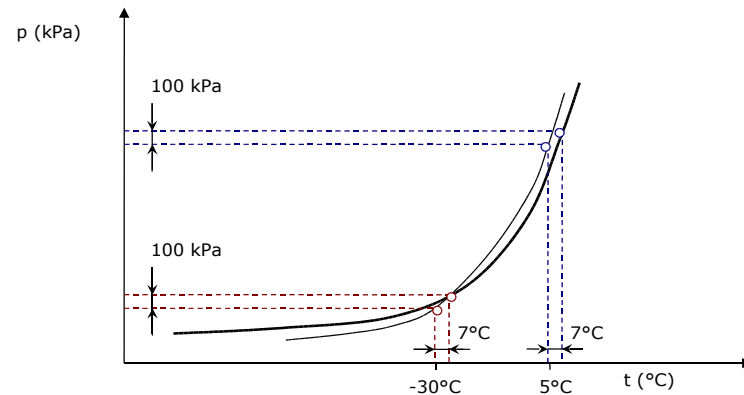
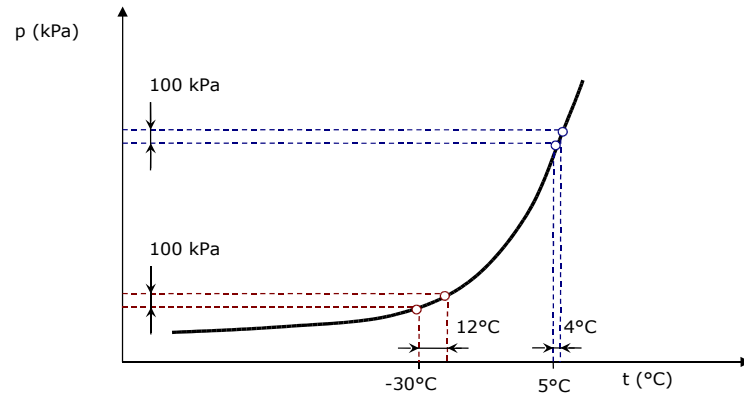


2.2. Válvulas de expansión termostáticas ecualizadas externamente

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.

13.2. Válvulas de expansión

13.2.3. 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 14: 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 14: Refrigerantes

14.1. 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.

14.2. 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:



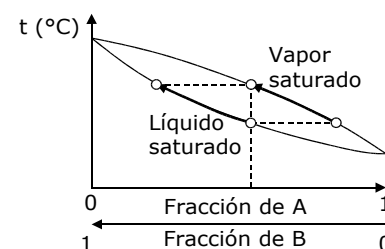
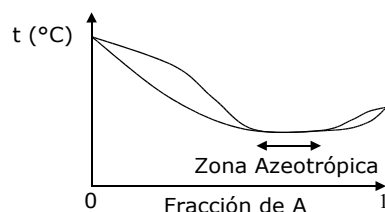
- ❑ Mezclas azeotrópicas (X=5)

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.

14.2. 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 | $\text{CCl}_2\text{CClF}_2$ | 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.

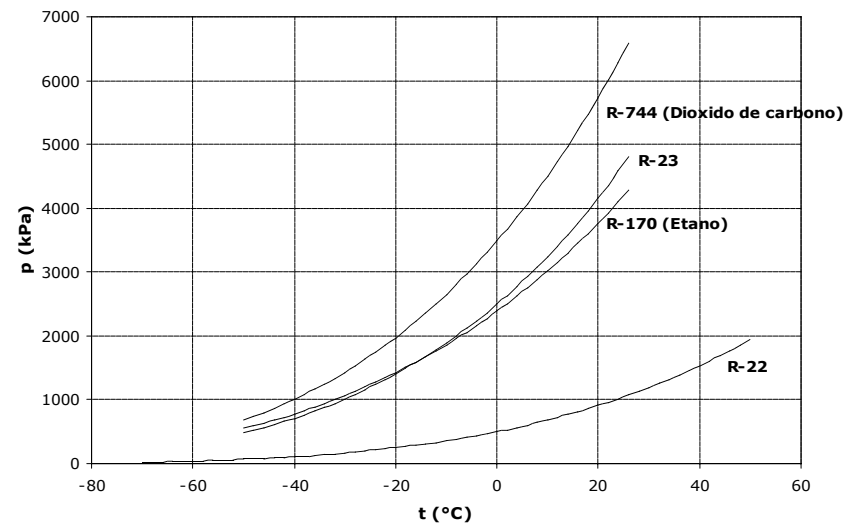
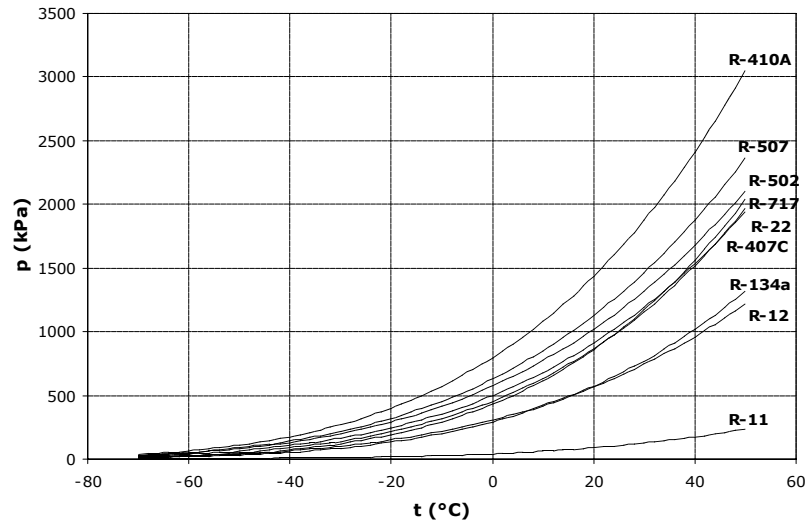
14.2. Designación y clasificación de refrigerantes

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.

14.3. 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.

14.3. 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 (Polioil 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):

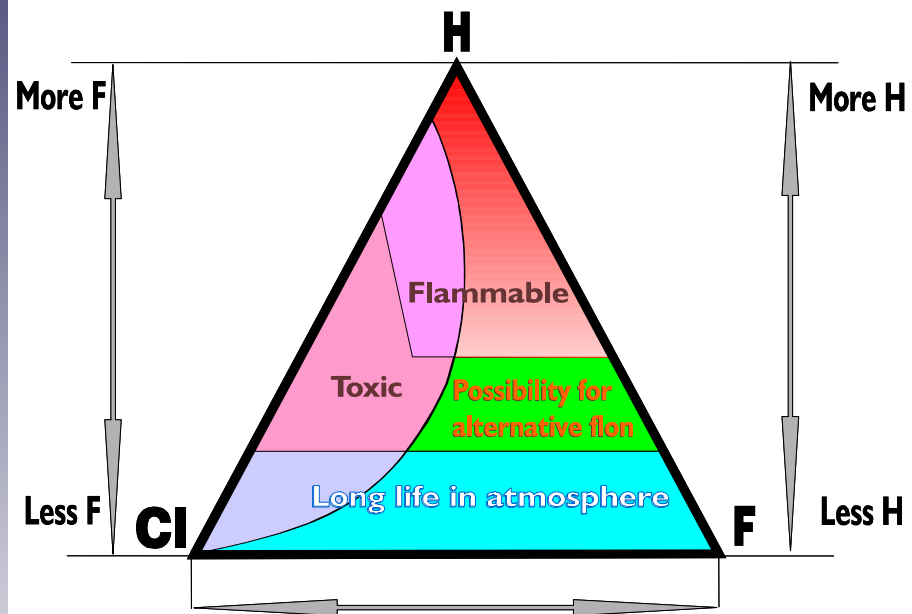
- Preparación de tubos muy limpios (sin rebabas, ni virutas, ni aceite)

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

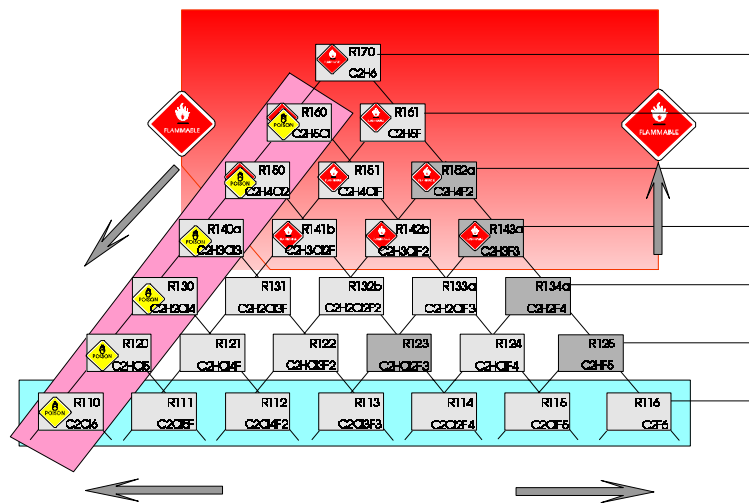
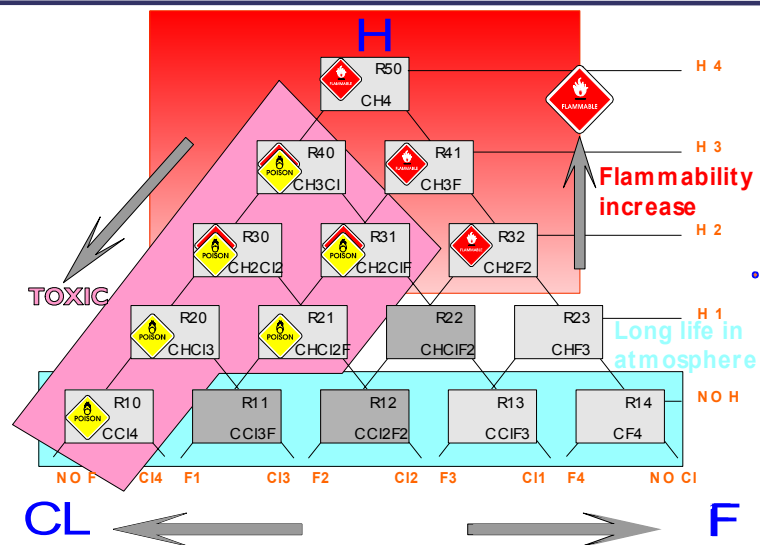
- Evitar polvo.

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

14.3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes



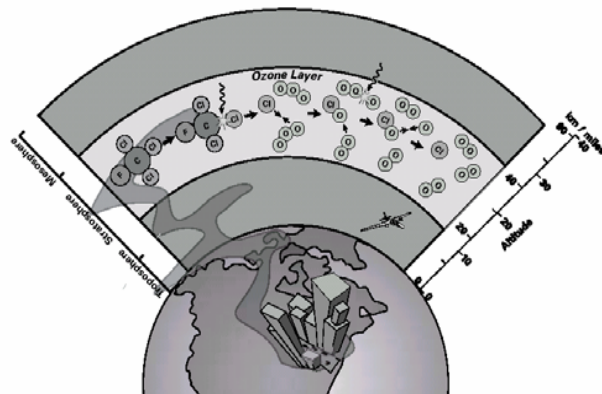
14.3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes



14.4. 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 | $\text{CCl}_3\text{F} \cdot \text{CClF}_2$ | 0,80 | 4.500 | 4.200 | 2.100 |
| | R-114 | $\text{CClF}_2 \cdot \text{CClF}_2$ | 1 | 6.000 | 6.900 | 5.500 |
| | R-115 | $\text{CClF}_2 \cdot \text{CF}_3$ | 0,60 | 5.500 | 6.900 | 7.400 |
| HCFC | R-22 | CHClF_2 | 0,05 | 4.100 | 1.500 | 510 |
| | R-123 | $\text{CHCl}_2 \cdot \text{CF}_3$ | 0,02 | 310 | 85 | 29 |
| | R-124 | $\text{CHClF} \cdot \text{CF}_3$ | 0,02 | 1.500 | 430 | 150 |
| | R-141b | $\text{CH}_3 \cdot \text{CCl}_2\text{F}$ | 0,10 | - | 440 | 150 |
| | R-142b | $\text{CH}_3 \cdot \text{CClF}_2$ | 0,06 | - | 1.600 | 540 |
| HFC | R-23 | CHF_3 | 0 | - | - | 12.000 |
| | R-32 | CH_2F_2 | 0 | - | - | 220 |
| | R-125 | $\text{CHF}_2 \cdot \text{CF}_3$ | 0 | - | 2.500 | 860 |
| | R-134a | $\text{CF}_3 \cdot \text{CH}_2\text{F}$ | 0 | 3.200 | 1.200 | 420 |
| | R-143a | $\text{CH}_3 \cdot \text{CF}_3$ | 0 | - | - | 1.000 |
| | R-152a | $\text{CHF}_2 \cdot \text{CH}_3$ | 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.

14.3. Propiedades físicas y químicas de los refrigerantes

14.4. 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.

14.5. 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".

14.6. 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:...

14.6. 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.

