

GUÍA PRÁCTICA

SELECCIÓN

DE LOS ELEMENTOS

DE UNA

INSTALACIÓN FRIGORÍFICA

JOSÉ FERNANDO DE LA OLIVA CARMONA

JULIO 2009



DERECHOS RESERVADOS (c) 2009

José Fernando de la Oliva Carmona

I.S.B.N.: 978-84-692-4518-7

Depósito Legal: SE-4226-2009

Edita: Sector de Enseñanza de CSIF en Sevilla

C/ San Juan Bosco, 51 B

41008-SEVILLA

Tel.:954069012

ÍNDICE:

INTRODUCCIÓN:	1
CAPÍTULO I: DATOS DE PARTIDA	3
1 INTRODUCCIÓN:	4
2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN:	6
2.1 Temperatura y presión de condensación (T_k y P_k):	6
2.2 Temperatura y presión de evaporación (T_o y P_o):	9
2.3 Relación de compresión (τ):	14
2.4 Ahorro energético y medio ambiente:	16
3 TRAZADO DEL CICLO FRIGORÍFICO DE LA INSTALACIÓN:	19
CAPÍTULO II: CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL COMPRESOR	23
1 INTRODUCCIÓN:	24
2 CÁLCULO DEL COMPRESOR:	24
2.1 Cálculo del volumen barrido (V_b):	26
2.2 Otros datos	32
3 SELECCIÓN DEL COMPRESOR:	36
CAPÍTULO III: SELECCIÓN DEL EVAPORADOR	39
1 FACTORES A TENER EN CUENTA:	40
2 SELECCIÓN DEL EVAPORADOR:	43
CAPÍTULO IV: SISTEMA DE EXPANSIÓN Y CONDENSADOR	48
1 SISTEMA DE EXPANSIÓN:	49
2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE EXPANSIÓN:	51
3 DETERMINACIÓN DEL CONDENSADOR:	55
CAPÍTULO V: EJEMPLOS RESUELTOS	60
EJEMPLO Nº 1	62
EJEMPLO Nº 2	75

EJEMPLO Nº 3	91
BIBLIOGRAFÍA:	107

INTRODUCCIÓN:

Esta guía pretende dar unos conceptos básicos y generales que ayuden en la determinación de los elementos más importantes que van a formar parte de la instalación frigorífica, es decir, compresor, evaporador, sistema de expansión y condensador.

Se trata de describir el proceso apoyándonos sobre ejercicios y ejemplos con la intención de crear una base sólida que permita utilizar las diferentes tablas y ábacos de los múltiples fabricantes, utilizar programas informáticos de selección de elementos así como juzgar sus resultados.

Con la utilización de esta guía se va a tratar de que, partiendo de las condiciones de funcionamiento, el refrigerante que se va a usar y de la potencia frigorífica de la instalación (obtenida del cálculo de cargas térmicas), se pueda seleccionar, de los catálogos de los fabricantes, el compresor, el evaporador, el condensador y la válvula de expansión, que permitan desarrollar las condiciones de conservación adecuadas del para el producto que se quiera conservar, un funcionamiento correcto de la instalación, un elevado rendimiento de la misma.

Los elementos que se seleccionen deben tener la potencia adecuada, es especialmente crítica la selección correcta del par compresor – evaporador para que se den las condiciones de conservación idóneas para el producto.

Hay que decir que, debido a la gran cantidad de fabricantes que existe, y a que cada uno de ellos elabora tablas y métodos de selección y factores de corrección de sus elementos, las tablas de selección que se han incluido en esta guía son simuladas. Con ellas se pretende que el usuario comprenda la forma de

proceder general y a la hora de afrontar un caso real sea capaz de utilizar de forma fiable las tablas y gráficos de selección y corrección propias de cada fabricante.

CAPÍTULO I

DATOS DE PARTIDA

1 INTRODUCCIÓN:

Antes de proceder a la determinación de los elementos de la instalación es preciso recopilar los datos necesarios para poder acometer todos los cálculos.

Los datos más importantes que debemos conocer son:

- 1) **Potencia frigorífica de la instalación:** este dato se obtiene a través del cálculo de cargas térmicas. Nos da idea de la cantidad de calor que tiene que retirar el evaporador o evaporadores de los recintos refrigerados teniendo en cuenta las horas de funcionamiento de la instalación. En el caso de instalaciones con múltiples evaporadores y central de compresores, es preciso tener en cuenta la carga térmica simultánea de toda la instalación.
- 2) **Refrigerante que se va a utilizar en la instalación:** otro dato fundamental que va a condicionar la selección de los elementos, sobre todo del compresor. En las instalaciones frigoríficas de media potencia se está utilizando sobre todo el R404A y el R507. En las de mayor potencia se ve un repunte del R717 (amoníaco).
- 3) **Lugar de instalación:** es importante conocer la ubicación de la instalación, ya que las condiciones ambientales influyen de manera decisiva en la temperatura – presión de condensación del refrigerante.

En caso de **condensación por aire**, el parámetro más importante a conocer del lugar de instalación es la temperatura seca máxima que se da en verano, que se puede obtener de las tablas editadas en la norma UNE 100001.

En el caso de que **condense por agua**, es preciso hacerse con los datos de temperatura máxima que puede alcanzar el agua de la red o del pozo que se quiera utilizar como suministro del elemento refrigerador.

4) Productos a conservar: el cálculo de los elementos de la instalación también va a estar muy influenciado por el tipo de producto a conservar, concretamente por las condiciones de conservación que este requiere. Los datos más importantes a conocer del producto son:

- La humedad relativa (Hrel)
- La temperatura de conservación o temperatura de cámara (Tc).
- La velocidad del aire dentro de la cámara.

Ambos datos se pueden obtener de tablas elaboradas por entidades acreditadas. En ellas se indican las condiciones de conservación de la mayor parte de los productos. Como veremos más adelante las condiciones de conservación van a condicionar sobre todo la selección del evaporador.

5) Otros datos: también es preciso conocer otros datos referentes a las condiciones de funcionamiento como son el recalentamiento útil, el total y el subenfriamiento del refrigerante, imprescindibles para el trazado del ciclo frigorífico en el diagrama presión – entalpía.

2 CONDICIONES DE FUNCIONAMIENTO DE LA INSTALACIÓN:

En este punto se trata de determinar las condiciones en las que debe funcionar la instalación para que esta trabaje de forma adecuada en el lugar donde va a estar ubicada, que el producto se conserve el tiempo previsto manteniendo su calidad y a demás se mantenga un elevado rendimiento y ahorro de energía durante la vida útil de la misma.

Las condiciones de funcionamiento que queremos determinar son:

- la temperatura – presión de condensación (T_k , P_k)
- la temperatura – presión evaporación (T_o , P_o)
- la relación de compresión (τ)

2.1 Temperatura y presión de condensación (T_k y P_k):

Como sabemos el condensador es un intercambiador de calor, es decir es un soporte a través del cual dos fluidos intercambian calor sin mezclarse. En este caso su función es hacer que el fluido refrigerante que circula por su interior pierda calor y condense (se convierta en líquido). Para ello es preciso que por el exterior circule un fluido refrigerador, que puede ser aire o agua, que sea el encargado de robar el calor del fluido refrigerante.

Para que se produzca este paso de calor desde el interior al exterior es necesario que el fluido refrigerante se encuentre a mayor temperatura que el agua o el aire.

A la hora de determinar la temperatura de condensación T_k es preciso tener en cuenta el denominado **salto térmico en el condensador** (ΔT_T), que es la

diferencia entre la temperatura de condensación (T_k) y la que tiene el fluido refrigerador (agua o aire) a la entrada del condensador.

En condensadores de aire, para que la transferencia de calor sea rápida y este elemento tenga unas dimensiones adecuadas, la temperatura de condensación debe ser entre 10 – 20 °C más elevada que la temperatura del aire de entrada (T_{ae}), aunque lo más frecuente es tomar $\Delta T_T = 15$ °C.

Para condensadores de agua el salto térmico total estará comprendido entre $\Delta T_T = 10 - 17$ °C. Aunque los valores más frecuentes están entre $\Delta T_T = 13-15$ °C.

En la tabla 1 podemos ver lo anterior resumido:

Condensador	ΔT_T	T_k
Aire	10 – 20°C	$T_{ae} + 15$
Agua	10 – 17 °C	$T_{we} + (13 \text{ a } 15)$

Tabla 1

T_{ae} : temperatura del aire a la entrada del condensador

T_{we} : temperatura del agua a la entrada del condensador

Ejemplo 1: determinar la temperatura de condensación de una máquina frigorífica que condensa por aire, situada en Palma de Mallorca:

Determinamos la temperatura seca de verano de Palma de Mallorca (tablas normas UNE 100001). En el caso de que la cámara esté situada en una localidad cuyos datos no aparecen en la citada norma, la temperatura exterior la podemos determinar con la ayuda de la siguiente fórmula empírica:

$T_s = 32^\circ\text{C}$ por lo tanto a esta temperatura entrará el aire al condensador (T_{ae}).

Miramos la tabla 1 y vemos que para condensador por aire: $T_k = T_{ae} + 15$

En nuestro ejemplo: $T_k = 32 + 15$; $T_k = 47^\circ\text{C}$

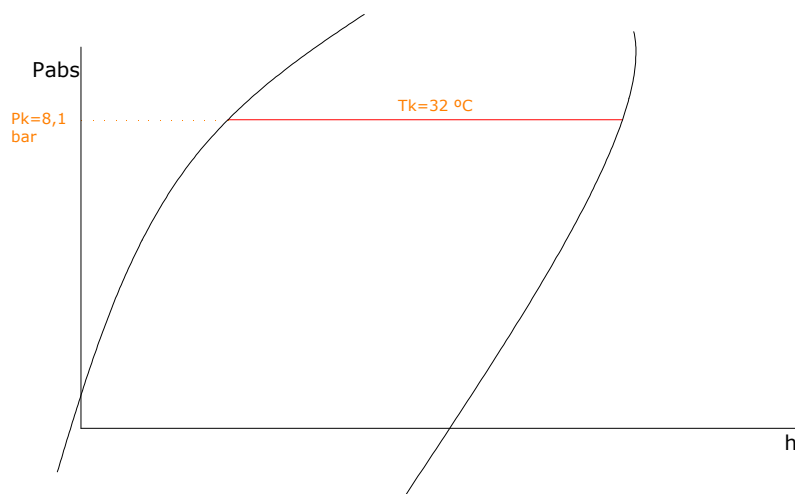
Ejemplo 2: determinar la temperatura de condensación de una máquina situada en Palma de Mallorca que condensa por agua tomada de un pozo cuya temperatura es de 17°C .

La temperatura de entrada del agua al condensador es $T_{we} = 17^\circ\text{C}$.

Miramos la tabla 1, condensación por agua: $T_k = T_{we} + (13 \text{ a } 15)$.

En nuestro caso $T_k = 17 + 15$; $T_k = 32^\circ\text{C}$

Una vez conocida la temperatura de condensación, para averiguar la presión de condensación (P_k) debemos trazar la línea correspondiente a T_k en el diagrama presión-entalpía del refrigerante que se va a usar en la instalación. La presión absoluta de condensación (P_k) la podemos leer directamente en el diagrama P-H. Como ejemplo podemos ver en la figura inferior que, para el refrigerante R 134 a, cuando la $T_k = 32^\circ\text{C}$ la $P_k = 8,1 \text{ bar}$.



2.2 Temperatura y presión de evaporación (T_o y P_o).

Uno de los factores más importantes a tener en cuenta para determinar la temperatura de evaporación (T_o) es lo que se denomina **salto térmico en el evaporador (DT)**.

DT se define como la diferencia entre la temperatura del aire que entra al evaporador y la temperatura de evaporación del refrigerante (T_o). La temperatura a la que entra el aire al evaporador suele considerarse igual a la temperatura de cámara o de conservación del producto (T_c), por lo tanto se puede decir que:

$$\boxed{DT = T_c - T_o}$$

Durante el proceso de cálculo de un evaporador, al definir una temperatura de evaporación de la máquina frigorífica, estamos marcando la diferencia de temperatura con la que trabajará el evaporador, es decir, el DT.

DT es un parámetro muy importante y es imprescindible tenerlo en cuenta en el diseño de una instalación frigorífica ya que influye de manera decisiva en dos factores de la instalación, que son:

- La humedad relativa que se desarrolla en el interior de la cámara frigorífica.
- El tamaño del evaporador o superficie del evaporador.

En cuanto a la humedad relativa, se ha comprobado que a medida que aumenta DT el evaporador “roba” más agua del ambiente de la cámara, eso se traduce en que en el interior de esta se desarrollan humedades relativas bajas y la desecación del producto refrigerado es mayor, con las consiguientes pérdidas económicas y de calidad del mismo. Por el contrario, si DT es pequeña, el efecto será el inverso.

Cuanto MENOR sea el DT, la humedad en la cámara será MAYOR.

Cuanto MAYOR sea el DT, la humedad en la cámara será MENOR.

En cuanto al tamaño del evaporador, para ver el efecto del DT sobre el mismo, debemos fijarnos en la expresión que rige la transmisión global de calor en un evaporador:

$$Q = K \cdot S \cdot DT$$

S: superficie del evaporador

K: coeficiente global de transmisión de calor

DT: salto térmico en el evaporador

Si de esta expresión despejamos la superficie:

$$S = \frac{Q}{K \cdot DT}$$

De aquí se deduce que trabajando con un DT elevado, el evaporador que obtendremos será de menor superficie y por lo tanto más pequeño y barato.

Cuanto MENOR sea el DT, MAYOR tamaño tendrá el evaporador.

Cuanto MAYOR sea el DT, MENOR tamaño tendrá el evaporador.

De lo dicho anteriormente se deduce que, instalaciones que requieren trabajar con humedades relativas altas, requieren un DT elevado lo que conlleva evaporadores de mayor tamaño y por lo tanto más costoso. Se hace necesario pues, encontrar en cada caso un DT de equilibrio que permita conservar el producto adecuadamente pero con el que se obtengan evaporadores del menor tamaño posible.

Cámaras destinadas a almacenar productos muy sensibles a la desecación como frutas y verduras frescas, carnes frescas sin embasar, etc. irremediablemente necesitan trabajar con DT pequeño. Productos embasados, bebidas, latas, etc. que no tienen problema de desecación pueden trabajar con DT elevadas.

Con ayuda del gráfico de la figura 1 podemos seleccionar DT en función de la Humedad relativa que requiera el producto y del tipo de evaporador (convección natural o forzada). Cada fabricante de evaporadores tiene sus gráficas propias.

Evolución H rel/DT

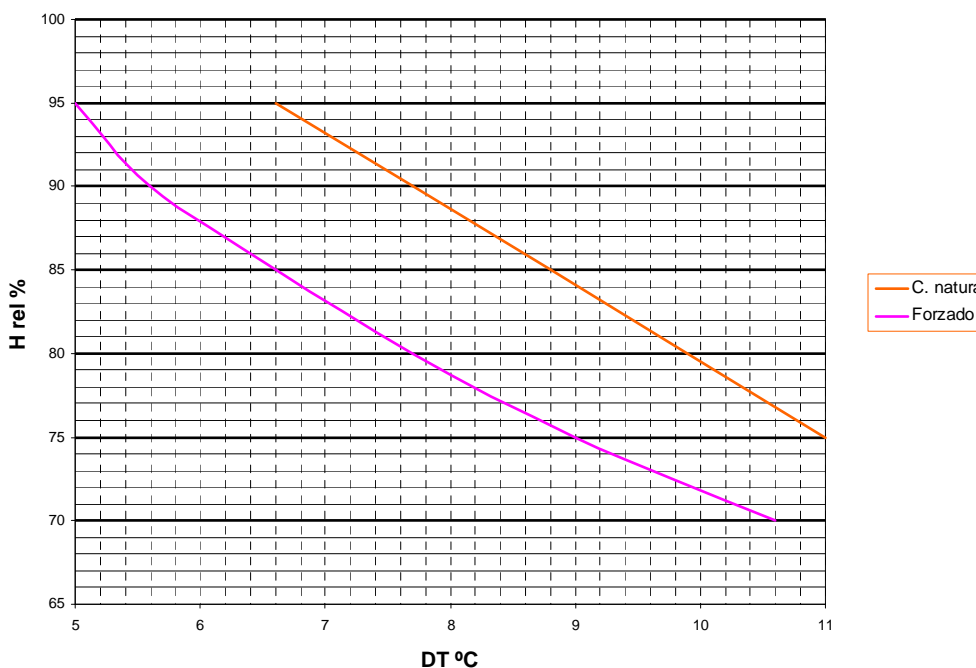


Figura 1

Una vez averiguado DT y con el dato de T^a de conservación del producto, podemos determinar la temperatura de evaporación (T_o) de la instalación:

$$T_o = T_c - DT$$

T_o: t^a de evaporación.

T_c: t^a de conservación del producto o temperatura de la cámara.

DT: salto térmico en el evaporador.

Ejemplo 3: Calcular la temperatura de evaporación de una instalación dedicada a la conservación de carnero fresco. Evaporador de convección natural.

Existen tablas de donde se pueden extraer las condiciones de conservación de todos los productos alimenticios. Es preciso consultar la bibliografía específica para poder determinar de forma correcta estos datos, ya que de ello depende en

gran parte el buen funcionamiento de la cámara frigorífica, es decir, que se conserven los alimentos el tiempo previsto, sin deterioros, desecaciones y pérdidas de peso excesivas.

Las tablas de datos de conservación de productos han sido elaboradas elaboradas por empresas de reconocida solvencia y se pueden encontrar en diversos manuales de frío como por ejemplo en los libros: “Ingeniería del Frío: Teoría y Práctica” de Sánchez Pineda de las Infantas, M^a T. (2001). AMV ediciones-Mundiprensa, y “Principios de refrigeración” de Roy J. Dossat. (1980). CECOSA.

En el ejemplo planteado, el carnero fresco se debe conservar en las siguientes condiciones:

$$T_c = 0 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

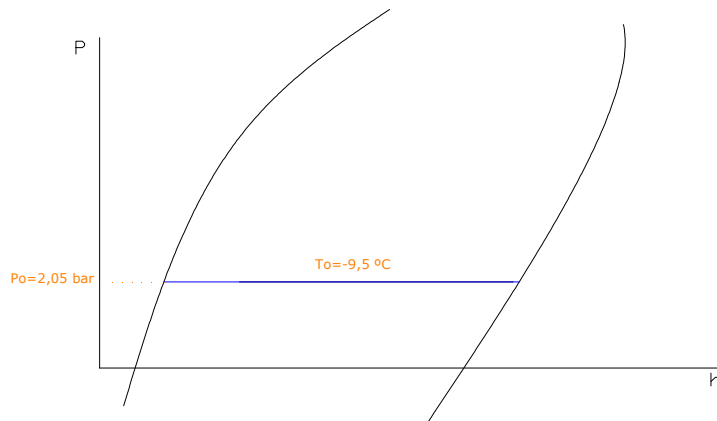
$$H_r = 82 \%$$

El paso siguiente es calcular DT, para ello usamos el gráfico de la figura 1. Para mantener una humedad en la cámara del 82% con un evaporador de convección natural, el DT debe ser de $DT = 9,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$.

$$T_o = T_c - DT; T_o = 0 - 9,5; T_o = - 9,5^{\circ}\text{C}$$

Una vez conocida la temperatura de evaporación podemos trazar, en el diagrama del refrigerante correspondiente, la línea de evaporación y además determinar la presión absoluta a la que se lleva a cabo este proceso (P_o).

El siguiente ejemplo permite ver como se determina P_o a partir de $T_o = -9,5$ °C: el refrigerante es R134a.



2.3 Relación de compresión (τ):

Se puede definir como el cociente entre la presión absoluta de condensación y la presión absoluta de evaporación.

$$\tau = \frac{P_k}{P_o}$$

Es un parámetro importante, sobre todo en compresores de pistón, ya que a medida que aumenta la relación de compresión, su rendimiento volumétrico es cada vez más pequeño, por lo tanto disminuye el caudal de refrigerante que es capaz de mover y con ello la potencia su frigorífica. Además está muy relacionado con el ahorro de energía en las instalaciones frigoríficas.

Sin meternos muy a fondo, vamos a hacer una pequeña reflexión que nos va a permitir entender como influye la presión de condensación, la de evaporación y la relación de compresión en el consumo energético de la instalación, de esa forma

tendremos una visión más completa del comportamiento de la misma y tendremos los criterios para poder seleccionar el evaporador y condensador de forma óptima.

Para ver la influencia de la **presión de condensación** en el funcionamiento del circuito frigorífico vamos a plantear diferentes situaciones sobre un diagrama presión-entalpía de un refrigerante cualquiera:

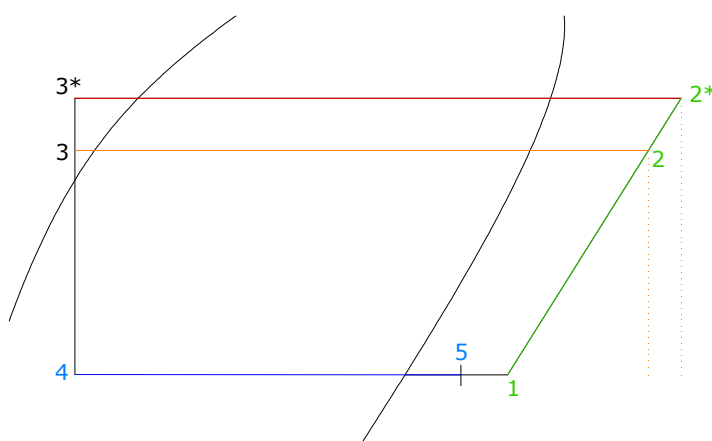


Figura 2

Si nos fijamos en el diagrama de la figura 2, vemos que, manteniendo constante la presión de aspiración (línea azul), si aumentamos la presión de condensación (hasta la línea roja), vemos que la temperatura de descarga aumenta ($T_{2^*} > T_2$). Si nos fijamos en la carrera de compresión (línea verde), veremos que el equivalente calórico del trabajo de compresión aumenta, lo que significa que aumentar la presión de condensación implica un aumento del consumo eléctrico.

Al contrario ocurre con la presión de evaporación, si vemos los diagramas de la figura 3, a medida que disminuye esta (línea naranja), disminuye la producción frigorífica específica y aumenta el trabajo de compresión y por lo tanto también el consumo eléctrico.

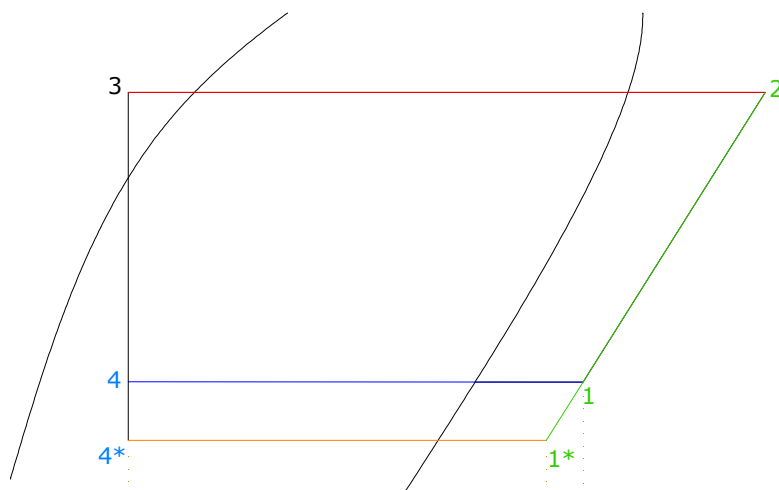


Figura 3

Como vimos, la relación de compresión es el cociente entre P_k y P_o , sabiendo esto y teniendo en cuenta las reflexiones anteriores la conclusión es que es imprescindible trabajar con relaciones de compresión lo más bajas posible, de esa forma no solo mejora el rendimiento volumétrico del compresor, si no que además ahorraremos energía y aumentará el COP de la instalación.

2.4 Ahorro energético y medio ambiente:

Es un punto clave en el diseño de las instalaciones, en la actualidad no solo es fundamental que una instalación sea capaz de funcionar correctamente conservando los productos si no que además debe hacerlo ahorrando energía.

Como hemos visto en el punto anterior manteniendo baja la relación de compresión podemos obtener un menor consumo de energía por parte del compresor y por este camino es por el que debe dirigirse el calculista, tratando de mantener baja la P_k y lo más elevada posible la P_o .

Presión de condensación: en el apartado 2.1 de esta guía se ha explicado como determinar la presión – temperatura de condensación, pero además de lo indicado, para determinar estos parámetros, es preciso tener en cuenta el ahorro energético. Como sabemos cuanto más baja es la temperatura-presión de condensación, menor es la cantidad de energía que se necesita en la compresión y por lo tanto menor es el consumo de energía eléctrica. Para trabajar con presiones de condensación lo más bajas posibles es preciso que el salto térmico en el condensador (ΔT_T) sea pequeño.

Trabajar con (ΔT_T) pequeños implica que, para disipar el mismo calor de condensación, el condensador tiene que tener mayor superficie (mayor tamaño) y por lo tanto el coste se eleva. Es necesario por lo tanto buscar un compromiso entre ahorro de energía a lo largo de toda la vida útil de la instalación e inversión inicial, teniendo en cuenta que el precio de la energía eléctrica en estos últimos tiempos se está elevando de forma considerable.

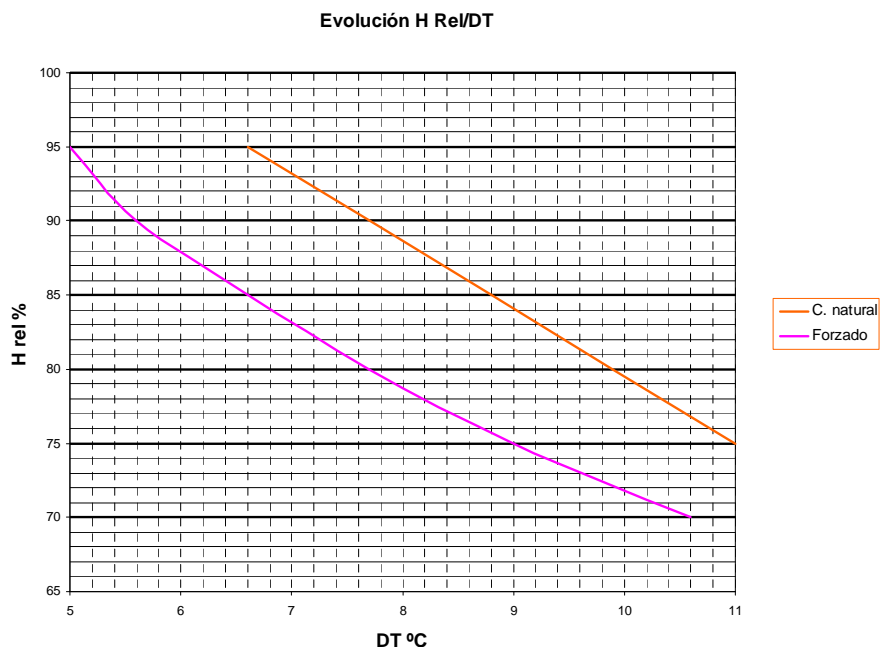
Por otro lado es preciso indicar que la presión de condensación no se puede bajar por debajo de un límite, marcado por la válvula de expansión termostática. Si la presión es muy baja esta válvula deja de funcionar correctamente obteniéndose una falta de control en la inundación del evaporador. El límite de estas válvulas suele ser $T_k = 20^\circ\text{C}$.

Utilizando un salto térmico en el condensador $\Delta T_T = 15^\circ\text{C}$, estamos más o menos en el punto de equilibrio entre coste de instalación y gasto energético aunque para instalaciones grandes resulta interesante bajar este salto térmico unos grados, ya que aunque el condensador que obtengamos sea de mayor tamaño el menor consumo eléctrico a largo plazo lo compensa.

Presión de evaporación: de igual forma, a la hora de determinar la presión – temperatura de evaporación es preciso tener en cuenta el posible ahorro de energía, pero en el caso del evaporador es un poco más complejo que en condensador. Elevar unos grados la temperatura de evaporación para ahorrar energía no solo va a suponer un evaporador de mayor tamaño sino que también se va a elevar la humedad de la cámara. Por lo tanto esto es factible siempre que nos movamos en el intervalo de temperaturas en el que las condiciones de conservación del producto sean adecuadas.

Ejemplo 4: queremos realizar una cámara frigorífica con temperatura de conservación $T_c = 0^\circ\text{C}$ en la que se desarrolle una humedad relativa entre el 80% - 90%. El evaporador es de tipo forzado. Determina la temperatura de evaporación en los siguientes casos:

- Para obtener el evaporador más pequeño posible.
- Para ahorrar la mayor cantidad de energía posible.



Acudimos a la figura 1 y para un evaporador forzado con las condiciones de humedad marcadas, el DT debe estar entre 5,5 °C (Hrel 90%) y 7,7 °C (Hrel 80%).

Para obtener el evaporador más pequeño tomaremos el mayor salto térmico, es decir: $DT = 7,7$; $To = Tc - DT$; $To = 0 - 7,7$; $To = - 7,7$ °C

Par obtener el mayor ahorro de energía nos tomaríamos el DT más pequeño es decir, $DT = 5,5$ en ese caso $To = -5,5$ °C.

3 TRAZADO DEL CICLO FRIGORÍFICO DE LA INSTALACIÓN:

El siguiente paso, una vez conocidas las condiciones de funcionamiento (T_k , To), consiste en trazar el ciclo frigorífico sobre el diagrama presión – entalpía del gas refrigerante que se quiera utilizar. El objetivo del trazado es obtener los datos de entalpía, temperatura, presión y en su caso de volumen específico de cada uno de los puntos característicos del diagrama, necesarios para acometer los cálculos.

El trazado se puede hacer de forma manual sobre un diagrama en papel o utilizando programas informáticos que permiten hacerlo de forma más rápida y precisa. A parte de T_k y P_k , necesitamos conocer otros datos importantes del funcionamiento de la instalación, estos son: el recalentamiento útil, recalentamiento total, subenfriamiento total.

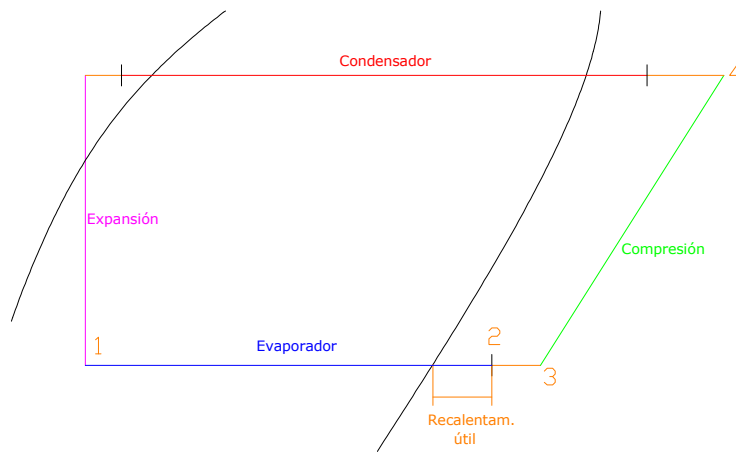


Figura 4: forma en que queda el trazado

La tabla de recogida de datos puede ser similar a la que se indica a continuación:

Punto	P abs (bar)	T ^a	H (Kj/Kg)	Vesp (m3/Kg)
2				
3				
4				
1				

Tabla 2

Ejemplo 5: trazar el ciclo frigorífico una instalación sabiendo que evapora a $T_o = -10^{\circ}\text{C}$, condensa a $T_k = 40^{\circ}\text{C}$. El recalentamiento útil es de 5°C y el total de 15°C . Subenfriamiento = 10°C . Utiliza el refrigerante R 134 a.

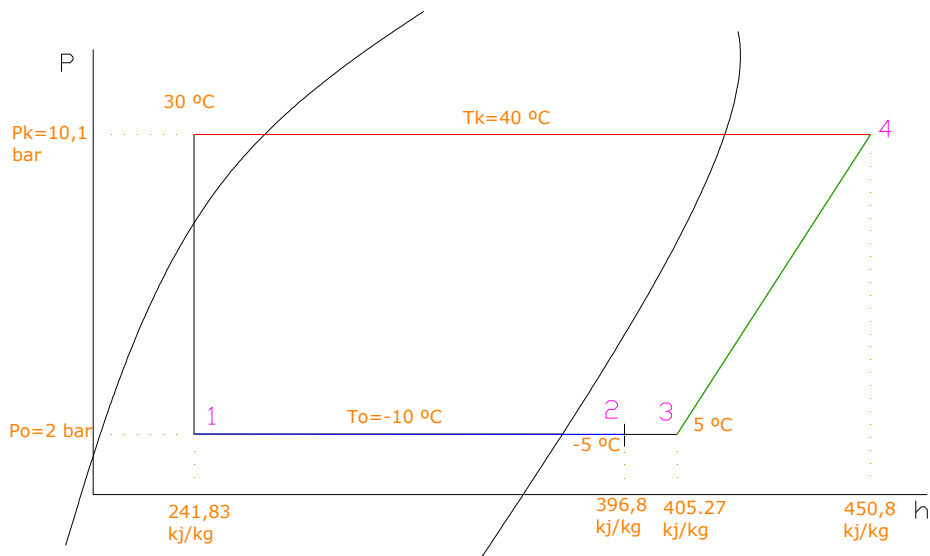


Figura 5: Ejemplo de trazado instalación -10/+40

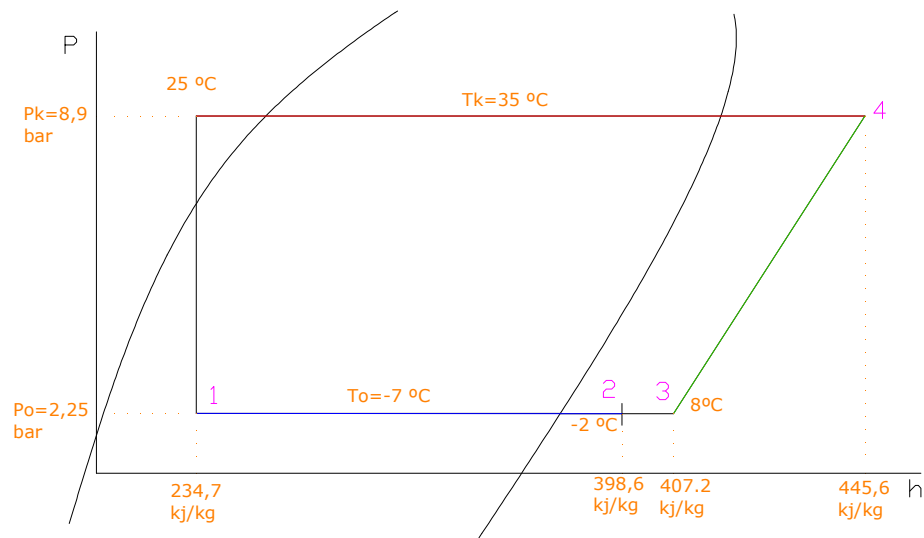
Punto	Tª	H (Kj/Kg)	Vesp (m3/Kg)
2	-5	396,8	
3	5	405,27	0,106
4	62	450,8	
1	-10	241,83	

Tabla 3: Recogida de datos

$$P_k = 10,1 \text{ bar}$$

$$P_o = 2 \text{ bar}$$

Ejemplo 6: determina el ahorro de energía, en lo que a trabajo de compresión se refiere, de la instalación del ejemplo 5, evaporando a -7°C y condensado a $+35^\circ\text{C}$.



Punto	P abs (bar)	Tª	H (Kj/Kg)	Vesp (m3/Kg)
2		-2	398,6	
3		8	407,2	0,0956
4		62,2	445,6	
1		-7	234,7	

El trabajo del compresor en las condiciones de trabajo del ejemplo 5 será

$$h_4 - h_3 = 450,8 - 405,3 = 45,6 \text{ Kj/Kg}$$

En el ejemplo 6:

$$h_4 - h_3 = 445 - 407,2 = 37,8 \text{ Kj/Kg}$$

Es decir que si bajamos 5 °C la temperatura de condensación y subimos 3°C la de evaporación nos estamos ahorrando: $45,6 - 37,8 = 7,8 \text{ Kj/Kg}$, lo que significa que estaríamos un ahorro aproximado de un 20,6% de consumo eléctrico. Por otro lado el condensador nos saldría más grande y más caro al igual que el evaporador y al evaporar a una temperatura más alta, la humedad relativa de la cámara subiría.

CAPÍTULO II

CÁLCULO Y SELECCIÓN

DEL

COMPRESOR

1 INTRODUCCIÓN:

El compresor es el elemento más importante de una instalación frigorífica de compresión mecánica y es el primero que debe determinarse. El resto de los elementos de la instalación, especialmente el evaporador, se deben seleccionar en función de las características de este. Es imprescindible que se proceda de esta forma para evitar que la instalación quede descompensada y pueda dar problemas de funcionamiento.

Para este proceso de determinación de elementos es indispensable contar con unos buenos catálogos actualizados de los diferentes elementos frigoríficos que existen en el mercado. Normalmente un buen catálogo incorpora los datos más importantes de cada aparato, las tablas o gráficas con los coeficientes de corrección, precios, etc....

2 CÁLCULO DEL COMPRESOR:

El compresor es el dispositivo encargado de hacer circular el refrigerante por la instalación con el caudal adecuado a la potencia frigorífica que se debe desarrollar y por lo tanto hay que determinarlo de forma correcta.

Es el elemento más laborioso de determinar y el que más cálculos requiere, y aunque muchos catálogos, de los que las casas comerciales editan hoy en día, reúnen los datos suficientes como para poder seleccionar el compresor sin necesidad de cálculos, aquí vamos a exponerlos. Es importante indicar que el cálculo que hacemos es aproximado ya que solo el fabricante dispone de los datos

del rendimiento volumétrico, el rendimiento mecánico y eléctrico de sus compresores.

En primer lugar hay que tener claro los datos que debemos conocer del compresor para posteriormente poder seleccionarlo de los catálogos. Los más importantes a tener en cuenta son:

- El **volumen barrido (Vb)**: uno de los datos más importantes a averiguar es el volumen de refrigerante que debe mover el nuestro compresor para que proporcione la potencia frigorífica necesaria. A este volumen se le denomina volumen barrido.
- El **rango de temperaturas** en el que va a trabajar (congelación o conservación), ya que hay compresores que están diseñados para trabajar a bajas temperaturas, otros a temperaturas medias y otros a altas.
- Si se va a optar por un compresor individual, por una central de compresores en paralelo o compresión en varias etapas, buscando siempre el mayor ahorro de energía y la mejor adaptación de la producción frigorífica a las cargas térmicas en cada momento.
- El **tipo de compresor**: hermético, semihermético, abierto, alternativo, rotativo, de tornillo, scroll, etc. según la aplicación prevista.

La siguiente tabla nos puede dar una idea del compresor que debemos utilizar según la aplicación:

Selección de compresores			
Baja temperatura		Media temperatura	
Pot \leq 10 Cv	Pot > 10 Cv	Pot \leq 20 Cv	Pot > 20 Cv
Pistón	Tornillo	Rotativo/Pistón	Tornillo

Tabla 4

2.1 Cálculo del volumen barrido (Vb):

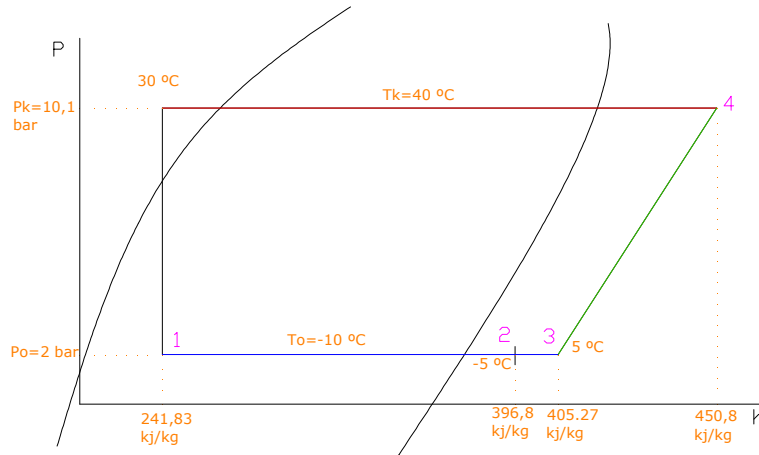
Para el cálculo del volumen barrido es necesario conocer:

- Los valores de entalpía de los puntos característicos de la instalación, datos que hemos obtenido al trazar el ciclo frigorífico de la misma.
- El volumen específico del refrigerante en el punto de aspiración.
- Potencia frigorífica de la instalación (Pf).

Para facilitar la comprensión vamos a describir el proceso de cálculo a través de un ejemplo que explica todos los pasos que se deben dar para averiguar el Vb que debe mover el compresor.

Ejemplo 7: Determinar el compresor para una instalación de 5 Kw de potencia frigorífica. La temperatura de evaporación es $T_o = - 10 \text{ }^\circ\text{C}$, la de condensación es $T_k = 40^\circ\text{C}$. El recalentamiento útil es 5°C y el total 15°C . El subenfriamiento es de 10°C . El refrigerante es R 134a.

Con los datos que tenemos, el trazado del ciclo sobre el diagrama P – h del R134a queda de la siguiente manera.



Los datos extraídos de este son los siguientes:

Punto	Tª °C	H (kJ/kg)	Vesp (m ³ /Kg)	P bar
2	-5	396,8		2
3	5	405,3	0,106	2
4	62	450,8		10,1
1	-10	241,8		2

Los pasos a seguir para averiguar el volumen barrido son los siguientes:

a. Producción frigorífica específica neta (q_{om}):

También llamado efecto refrigerante por unidad de masa. Representa la cantidad de calor que se capta en el evaporador por cada Kg de refrigerante que circula por él. Es la diferencia de entalpías entre los puntos de salida y entrada del refrigerante al evaporador, es decir, los puntos 2 y 1 del diagrama:

$$q_{om} = h_2 - h_1$$

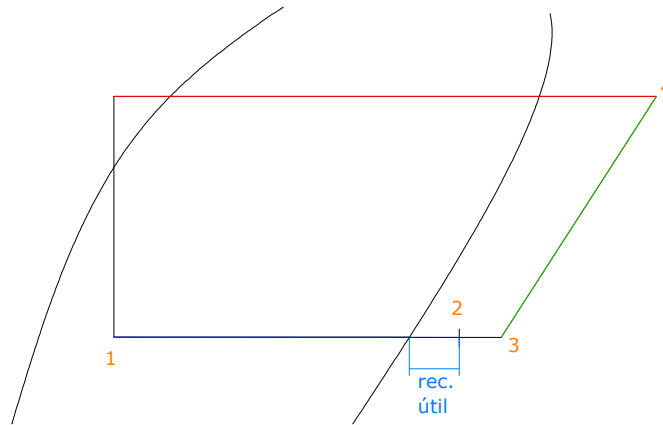


Figura 6

Como vemos, en el cálculo del q_{om} se incluye el recalentamiento útil ya que es calor que se capta dentro del recinto refrigerado.

En nuestra instalación: $q_{om} = 396,8 - 241,8 = 155 \text{ Kj/Kg}$.

b. Caudal másico de refrigerante (C_m):

Es la cantidad de refrigerante (Kg/hora) que debe circular por el evaporador para producir la potencia frigorífica que se necesita. El responsable de hacer circular esa cantidad de refrigerante es el compresor y debe tener unas dimensiones adecuadas para ello. El caudal másico C_m es el cociente entre la potencia frigorífica de la instalación (P_f), que se obtiene mediante cálculo de las cargas térmicas y la producción frigorífica específica (q_{om}).

$$C_m = \frac{P_f \text{ (Kj/h)}}{q_{om} \text{ (Kj/Kg)}} \Rightarrow C_m = \frac{P_f}{h_2 - h_1} \text{ (Kg/h)}$$

En nuestro ejemplo la potencia frigorífica $P_f = 5 \text{ Kw} = 18000 \text{ Kj/h}$

$$C_m = \frac{P_f}{q_{om}} = \frac{18000 \text{ Kj/h}}{155 \text{ Kj/Kg}} = 116,1 \text{ Kg/h}$$

c. Volumen de refrigerante aspirado por el compresor (Va):

En el punto anterior hemos calculado el caudal másico que debe circular por la instalación. Sin embargo el compresor es una máquina volumétrica y por lo tanto para poder seleccionarlo, necesitamos conocer los m³/hora de refrigerante que deben mover en las condiciones de funcionamiento.

El caudal volumétrico que aspira el compresor depende del volumen específico que tenga el gas en el punto de aspiración (punto 3 del diagrama). Cuanto mayor es el volumen específico del gas mucho peor para la instalación ya que el compresor debería tener más cilindrada para mover el mismo caudal másico de refrigerante. Uno de los fenómenos que más influye en el aumento del volumen específico es el recalentamiento. A medida que aumenta este, también lo hace el volumen específico del gas aspirado y esto implica que el compresor debe tener mayor cilindrada para poder generar la misma producción frigorífica.

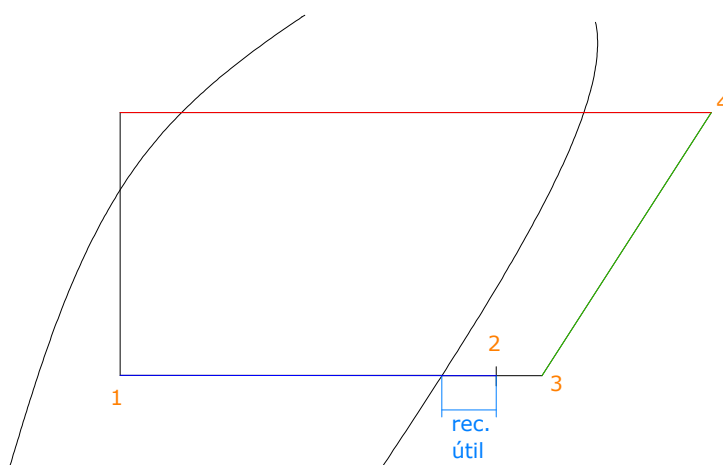


Figura 7

Para conocer el volumen aspirado (V_a), debemos tomar el dato del volumen específico del vapor en el punto de aspiración (punto 3).

$$V_a \text{ (m}^3\text{/h)} = C_m \text{ (Kg/h)} \cdot V_{esp} \text{ (m}^3\text{/Kg)}$$

En el ejemplo: $V_a = 116,1 \text{ Kg/h} \cdot 0,106 \text{ m}^3\text{/Kg}$; $V_a = 12,3 \text{ m}^3\text{/h}$

d. Volumen barrido (V_b):

También denominado volumen desplazado, se puede definir como el volumen de refrigerante que el compresor es capaz de mover en la unidad de tiempo. Depende de las características constructivas del compresor, es decir, de la capacidad de sus cilindros (cilindrada) y de la velocidad de giro del motor. Es por lo tanto, el caudal teórico que podría mover el compresor. Este dato es el que aparece en los catálogos de los fabricantes y es con el que se debe seleccionar el compresor.

$$V_b \text{ (m}^3\text{/h)} = C \cdot N \cdot 0,06$$

C: cilindrada en dm^3

N: velocidad de giro del motor en r.p.m.

Sin embargo el rendimiento volumétrico (η_v) de los compresores no es del 100%, debido a ello, mueven menos volumen de refrigerante del que teóricamente podrían mover por la capacidad de sus cilindros.

Para facilitar la comprensión ponemos un ejemplo: imaginemos que una instalación requiere que por el punto de aspiración circule un caudal de refrigerante

$V_a = 300 \text{ m}^3/\text{h}$. Si elegimos un compresor de los catálogos que proporcione un $V_b = 300 \text{ m}^3/\text{h}$ nos estaremos quedando cortos ya que, como hemos dicho, el rendimiento volumétrico nunca es del 100%.

Siempre se cumple $V_b \geq V_a$.

Por lo tanto es necesario colocar un compresor de mayor tamaño, que aspire un volumen teórico V_b , para que en la realidad sea capaz de aspirar el volumen de refrigerante V_a que llega al punto de aspiración.

El rendimiento volumétrico viene dado por la expresión $\eta_v = \frac{V_a}{V_b}$, de ella podemos obtener el volumen barrido: $V_b = \frac{V_a}{\eta_v}$

El η_v está muy influenciado por la relación de compresión (τ), sobre todo en los compresores de pistón, de forma que a medida que aumenta (τ) disminuye el rendimiento volumétrico y por lo tanto es peor para la instalación.

Existe una expresión que nos permite calcular de manera aproximada el rendimiento volumétrico, a partir de (τ).

$$\eta_v = 1 - 0,05 \cdot \tau$$

τ : relación de compresión; $\tau = P_k/P_o$

Siguiendo con el ejemplo planteado, lo primero que debemos hacer es calcular la relación de compresión:

$$\tau = P_k/P_o = 10,1/2 = 5,05$$

El rendimiento volumétrico de nuestro compresor será: $\eta_v = 1 - 0,05 \tau = 1 - 0,05 * 5,05$; $\eta_v = 0,75$

El volumen barrido que debe tener para aspirar un $V_a = 12,3 \text{ m}^3/\text{h}$.

$$V_b = V_a / \eta_v = 12,3 \text{ m}^3/\text{h} / 0,75; V_b = 16,4 \text{ m}^3/\text{h}$$

Es decir para hacer circular $12,3 \text{ m}^3/\text{h}$ en la instalación el compresor debe ser capaz de mover $16,4 \text{ m}^3/\text{h}$.

2.2 Otros datos

En este punto vamos tratar de obtener otras características del compresor con los datos que hemos deducido del estudio del ciclo frigorífico de la instalación. Podrían servirnos para su selección, pero dado que no conocemos de forma exacta los rendimientos indicado, mecánico y eléctrico, los datos que se obtienen no son muy exactos y se suelen tomar de los catálogos una vez elegido el compresor que necesitamos.

e. Potencia teórica para la compresión (Pt):

Para poder determinarla debemos conocer el equivalente calórico del trabajo de compresión (q_{cm}), que se calcula por la diferencia de entalpías entre la descarga del compresor y la aspiración.

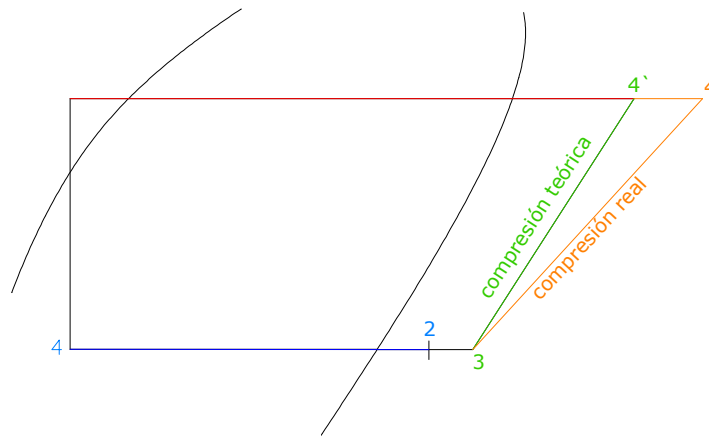


Figura 9

De lo anterior se deduce que el rendimiento termodinámico del compresor, también llamado rendimiento indicado (η_i), no es nunca del 100%. Por lo que la potencia que debe tener el compresor en la realidad para realizar este trabajo debe ser un poco mayor.

Nota:

Rendimiento indicado: $\eta_i = (h_{4'} - h_3) / (h_4 - h_3)$.

Se puede considerar que el rendimiento indicado es bastante aproximado al rendimiento volumétrico. $\eta_i \approx \eta_v$, calculado anteriormente.

La potencia real para la compresión será:

$$\Pr \text{ (Kj/h)} = \frac{P_t}{\eta_i}$$

En el ejemplo: $\Pr \text{ (Kj/h)} = \frac{1,47 \text{ Kw}}{0,75} = 1,96 \text{ Kw}$

g. Potencia del motor eléctrico del compresor (P):

Es aquella que debe tener el motor eléctrico para que el compresor que arrastra proporcione la potencia frigorífica prevista. Si eligiéramos el motor con la potencia teórica nos quedaríamos cortos y no sería capaz de hacer funcionar la instalación de acuerdo a lo previsto. Esto es así porque existen una serie de pérdidas, que hacen que el rendimiento del motor no sea del 100%. Las pérdidas más importantes a tener en cuenta son:

Pérdidas mecánicas:

En todos los compresores hay pérdidas mecánicas ocasionadas por rozamientos internos entre piezas, transmisiones, etc. que hacen que el rendimiento mecánico (η_m) no sea del 100%. El rendimiento mecánico lo debe dar el fabricante y esta en torno al 85 – 90 %, es decir $\eta_m = 0,85 - 0,9$.

Pérdidas eléctricas:

Los motores eléctricos también tienen pequeñas pérdidas y por lo tanto su rendimiento, aunque es alto, no es del 100%. El rendimiento de un motor eléctrico (η_e) suele estar en torno al 95 %, por lo que $\eta_e = 0,95$, aunque lo debe dar el fabricante.

Conociendo estas pérdidas podemos determinar la potencia que debe tener el motor eléctrico que mueve el compresor:

$$P = \frac{Pr}{\eta_m \cdot \eta_e}$$

P: potencia del motor eléctrico.

El motor eléctrico que incorpora nuestro compresor debe tener una potencia de:

$$P = \frac{Pr}{\eta_m \cdot \eta_e} = \frac{1,96Kw}{0,9 \cdot 0,95} = 2,29Kw$$

3 SELECCIÓN DEL COMPRESOR:

Una vez hemos hecho el estudio teórico del compresor, el siguiente paso es elegir el modelo que mejor se adapte a los requerimientos de nuestra instalación. Este proceso se debe realizar con ayuda de las tablas que elaboran los fabricantes donde se indican las características de todos los modelos de compresor que ellos construyen. Algunos fabricantes disponen de programas informáticos que nos permiten una fácil selección del compresor, aunque es muy conveniente saber elegir el modelo a través de los catálogos y por eso se va a poner un ejemplo de selección utilizando estos.

Siguiendo el ejemplo que estábamos realizando, para esa instalación debemos elegir un compresor que tenga las siguientes características:

- i. Ser de media temperatura ($T_o = -10\text{ °C}$).
- ii. Mueva un caudal másico de refrigerante de $C_m = 116,1\text{ Kg/h}$.
- iii. Con volumen barrido $V_b = 16,4\text{ m}^3/\text{h}$.

En la siguiente tabla tenemos los datos más importantes que podemos encontrar en un catálogo de compresores semiherméticos de pistones de cualquier fabricante:

Modelo	Rendimientos (W) según T ^a de evap (T _k = 50°C)				V _b m ³ /h	Potencia CV	Refriger
	- 5°C	- 10°C	-15°C	-20°C			
A	5500	4280	3100	2000	16,2	3	R134a
B	5860	4500	3500	2500	18	3	R134a
C	7600	5700	4760	3400	21	4	R134a

Tabla 5: tabla ejemplo para selección de compresores.

Como vemos el modelo A nos da $V_b = 16,2 \text{ m}^3/\text{h}$ lo que es insuficiente para nuestras necesidades. Recurrimos el siguiente, el **modelo B** que nos da un $V_b = 18 \text{ m}^3/\text{h}$, a priori, más que suficiente. Por lo tanto elegimos este modelo. Si nos fijamos en la potencia frigorífica que da a -10°C es de $P_f = 4,5 \text{ Kw}$, que en principio parece inferior a los 5 Kw que necesitamos. Si nos fijamos en la tabla de datos de compresores, esta potencia la ofrece condensando a 50°C mientras que nuestra instalación lo hace a 40°C (mucho más favorable). Debemos comprobar que da potencia frigorífica suficiente con nuestras condiciones de funcionamiento ($-10/+40$), para ello procedemos de forma inversa a como hemos calculado el volumen barrido (V_b), es decir, partiendo del volumen barrido del compresor que hemos elegido, determinaremos la potencia frigorífica que produce en nuestras condiciones de funcionamiento:

El volumen barrido del **modelo B** es $V_b = 18 \text{ m}^3/\text{h}$

El rendimiento volumétrico de nuestra instalación es de $\eta_v = 0,75$; por lo que:

$$V_a = V_b * \eta_v; \boxed{V_a = 13,5 \text{ m}^3/\text{h}}$$

El volumen específico en el punto de aspiración era de: $V_{esp} = 0,106 \text{ m}^3/\text{Kg}$; con lo que el caudal másico de refrigerante que mueve el compresor será de:

$$C_m = V_a / V_{esp} = 13,5 / 0,106; \boxed{C_m = 127,35 \text{ Kg/h}}$$

Conociendo el caudal másico y la producción frigorífica específica podemos determinar la potencia frigorífica que nos proporcionará el compresor **modelo B** en nuestras condiciones de funcionamiento:

$$P_f = C_m * q_{om} = 127,35 \text{ Kg/h} * 154,4 \text{ Kj/Kg} = 19701 \text{ Kj/h};$$

$$\boxed{P_f = 5,47 \text{ Kw}}$$

Lo que implica que el **modelo B** es válido, nos da un poco más de potencia de la que necesitamos, hecho a tener en cuenta en el cálculo del evaporador.

Otras características del compresor a considerar son:

- Potencia del motor eléctrico: en el catálogo nos dicen que es de 3 CV lo que equivale a 2,2 Kw. Nuestros cálculos preveían que la potencia del motor debería ser de $P = 2,29 \text{ Kw}$. Por lo tanto es adecuado.
- El motor eléctrico es trifásico 3 x 400 V.

CAPÍTULO III

SELECCIÓN

DEL

EVAPORADOR

1 FACTORES A TENER EN CUENTA:

El proceso de selección de un evaporador es complejo, ya hay que tener en cuenta multitud de factores, alguno de los más importantes son los siguientes:

i. Sistema de circulación del aire: existen evaporadores de dos tipos, de circulación natural o convección natural y los de convección forzada.

- Los evaporadores de **convección natural** no incorporan ventilador y están diseñados para hacer circular el aire por la cámara gracias a las corrientes de convección que de forma natural se crean con la diferencia de temperaturas en el aire. Como podemos intuir las velocidades de circulación del aire son bajas lo que implica que los productos tienden a secarse menos. Por la misma causa, el intercambio de calor va a ser pequeño por lo que el rendimiento de este tipo de evaporadores es menor que los de convección forzada siendo por lo tanto, a igualdad de potencia, de un tamaño muy superior a los que incorporan ventilador.

Con estas características este tipo de evaporadores se utilizan en cámaras pequeñas para productos sensibles a la desecación como carnes sin envasar, verduras, hortalizas y frutas.

- Los evaporadores de **convección forzada**, incorporan un ventilador que obliga a pasar el aire de la cámara a través de las aletas de su batería. Esto permite que el intercambio de calor sea muy intenso, teniendo un rendimiento muy superior al de convección natural y un tamaño, a igualdad de potencia, mucho más compacto. Como inconveniente podemos resaltar que resecan más los alimentos ya que la velocidad del aire dentro de la cámara es mayor. Esto hay que tenerlo en

cuenta cuando se trate con productos sensibles a la desecación; en este caso la solución es trabajar con un bajo DT o introducir los productos en envases que impidan la pérdida de agua del producto.

Este tipo de evaporadores son los más utilizados en instalaciones de mediana y gran potencia.

ii. Tipo de aplicación:

Según el tipo de recinto refrigerado, el uso, la forma, la potencia, etc. tenemos en el mercado un amplio abanico de posibilidades a la hora de elegir un evaporador, basta mirar el catálogo de cualquier fabricante para darnos cuenta. Es importante saber elegir el adecuado para nuestra instalación, esto permitirá que la distribución de las temperaturas sea homogénea y la velocidad de circulación del aire la correcta en todo el recinto refrigerado. A continuación se enumeran algunos de los que podemos encontrar en el mercado:

- Evaporadores cúbicos: se suelen instalar en el techo o la pared. Son muy utilizados en cámaras industriales de mediana y gran potencia.
- Evaporadores de techo de doble flujo: apropiados para salas de trabajo, salas de despiece, etc.
- Evaporadores murales para pequeñas cámaras
- Evaporadores de plafón para pequeñas cámaras
- Evaporadores de techo de flujo inclinado para cámaras comerciales.
- Evaporador con ventilador centrífugo para distribución por conductos
- Evaporador de baja velocidad para productos sensibles a la desecación.

En cualquier caso todos los fabricantes nos indican la aplicación de cada uno de sus modelos de evaporador.

iii. Separación entre las aletas:

Otra de las cosas a tener en cuenta a la hora de seleccionar un evaporador es la separación que tienen las aletas de la batería.

El elegir una separación u otra depende de si se va a formar escarcha en el evaporador y la velocidad de formación de la misma.

La capa de escarcha formada sobre las aletas va aumentando de grosor con el paso del tiempo y si estas están muy juntas el evaporador quedará atascado de hielo muy rápido impidiendo la circulación de aire y con ello la transmisión de calor, siendo necesarios ciclos de desescarche muy frecuentes.

En el caso de que no sea previsible la formación de escarcha en el evaporador (temperatura de evaporación superior a 0°C) podemos recurrir a evaporadores con menor separación entre sus aletas (3 – 4 mm).

En el caso de que se prevea la formación de escarcha es preciso aumentar el paso entre aletas (4,5 – 6 mm para instalaciones de conservación con temperaturas de evaporación bajo cero y 7 – 10 mm para aplicaciones conservación de congelados y 12 mm para congelación). Normalmente el fabricante indica la separación de aletas y si el evaporador es para conservación o congelación.

iv. Sistema de desescarche:

En el caso de que el evaporador necesite descongelación, es preciso tener en cuenta el sistema de desescarche que se quiera utilizar. Existen fundamentalmente tres:

- Circulación de aire por el evaporador: se aplica a cámaras pequeñas cuya temperatura de evaporación está cercana a 0°C.
- Por resistencias eléctricas: es el sistema más utilizado en instalaciones comerciales e industriales de mediana potencia. el fabricante suele indicar si el evaporador lleva instaladas las resistencias y la potencia de las mismas.
- Por gas caliente: muy utilizados en instalaciones de evaporación múltiple e industriales.

2 SELECCIÓN DEL EVAPORADOR:

Este proceso consiste en determinar el modelo de evaporador que mejor se adapta a las características de nuestra instalación. El modelo se debe elegir a partir de las tablas que figuran en los catálogos de los fabricantes, ya que es aquí donde aparecen todos los parámetros y factores de corrección que nos va a permitir decidir cuál el más adecuado. Cada fabricante edita sus propias tablas de selección y suelen ser diferentes entre un fabricante y otro, por lo tanto lo importante es quedarse con la metodología general que se va a explicar a continuación, para posteriormente ser capaz de utilizar de forma adecuada la diversidad de tablas y ábacos de selección que podemos encontrarnos. Como en el caso de la selección de compresores, algunos fabricantes han desarrollado programas informáticos para selección de evaporadores que hacen más fácil la tarea.

Como ya sabemos, el primer elemento de la instalación que se debe calcular y seleccionar es el compresor y hay que procurar que el evaporador tenga su misma potencia frigorífica. De lo contrario el sistema quedará desequilibrado y el funcionamiento de la instalación no será el más correcto.

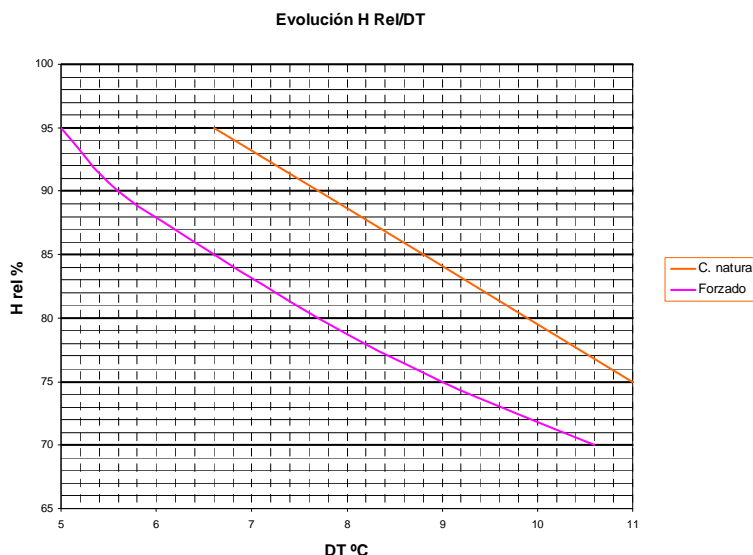
Supongamos que el compresor está bien seleccionado pero el evaporador elegido no tiene la misma potencia frigorífica. En ese caso cuando la instalación comience a funcionar se va a “autorregular” y podemos encontrarnos dos situaciones:

- Si el evaporador es de menor potencia que el compresor, cuando durante el funcionamiento se alcance el equilibrio, el DT de trabajo de la instalación será mayor del previsto y esto implica que la humedad relativa será más baja de lo deseable desecándose un poco más el producto.
- Si el evaporador es de mayor potencia que el compresor, pasará exactamente lo contrario, corriendo el riesgo de que aparezcan hogos, mohos, carnes pegajosas, etc.

Es difícil encontrar un evaporador que proporcione la misma potencia que el compresor, lo que hay que hacer es seleccionar el que más se acerque y comprobar que la humedad relativa que se va a desarrollar en la cámara con el par compresor – evaporador seleccionado no difiere mucho de lo previsto en las condiciones iniciales.

Ejemplo 8: seleccionar un evaporador de convección forzada para una cámara de conservación donde se requiere una temperatura de $T_c = 0^\circ\text{C}$ y la humedad relativa se debe mantener entre el 80 – 85%. El compresor que se va a instalar tiene una potencia frigorífica de $P_f = 6000 \text{ w}$.

Lo primero que debemos determinar es la temperatura de evaporación, para ello utilizamos la figura 1, que ya vimos en el punto 2.2 de esta guía:



La humedad que debe desarrollarse está ente el 80 – 85% y el evaporador es de convección forzada, por lo tanto, según la tabla 1, el DT debe estar entre 7,7 y 6,6 °C. Elegimos un valor intermedio por ejemplo DT = 7°C.

$DT = T_c - T_o$; $T_o = T_c - Dt$; $T_o = 0 - 7$; la temperatura de evaporación será por lo tanto **$T_o = - 7^{\circ}C$**

Miramos en las tablas del fabricante:

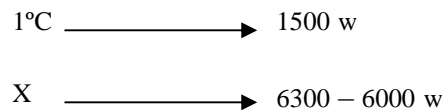
REFRIGERANTE R 507		
MODELO	POTENCIA (w)	
	DT = 6	DT = 8
A	3200	5245
B	4800	7800
C	6150	10000
D	8040	12900

Tabla 6: ejemplo de tabla para selección de evaporadores

En principio vamos a probar a ver si el modelo B nos sirve, ya que nuestra DT = 7°C, para ello interpolamos:

Para un incremento de DT de 8 – 6 = 2°C se produce un incremento de potencia de 7800 – 4800 = 3000 w, para un incremento de DT = 1°C el incremento de potencia será: $\Delta P = \frac{3000}{2} = 1500$ w. lo que quiere decir que ese evaporador cuando trabaja con DT = 7 desarrolla una potencia de Pf = 7800 – 1500; Pf = 6300 w. Como vemos es un poco más potente que el compresor, con lo que el DT de trabajo será un poco más pequeño de 7°C.

Interpolando de nuevo en la tabla del fabricante podemos determinar el DT aproximado de equilibrio con la que funcionará la instalación, desarrollando la potencia del compresor (6000w).



$$X = \frac{300}{1500} = 0,2^\circ\text{C}; \text{ Hecho esto vemos que } DT = 7 - 0,2; \boxed{DT = 6,8^\circ\text{C}}$$

y entra dentro del intervalo fijado en las condiciones iniciales (6,6 – 7,7° C), por lo tanto el evaporador es válido. Algunos fabricantes incluyen tablas de corrección que permiten hacer esto de forma más precisa.

También podemos encontrar ábacos y tablas que incluyen otros factores para corregir la potencia nominal (acumulación de hielo, desescarches, etc.), y que es necesario considerar. Igualmente es preciso tener en cuenta los ventiladores del evaporador, el caudal de aire, la velocidad de circulación, el alcance, ya que puede que el evaporador nos de la potencia suficiente pero si el aire no se distribuye

de forma adecuada tendremos problemas para conservar el producto adecuadamente.

CAPÍTULO IV

SISTEMA DE EXPANSIÓN

Y

CONDENSADOR

1 SISTEMA DE EXPANSIÓN:

En las máquinas frigoríficas se pueden utilizar diferentes sistemas de expansión como capilares, válvulas manuales, automáticas, termostáticas, electrónicas, etc., pero en esta ocasión vamos a hacer referencia a las más ampliamente utilizadas que son las válvulas termostáticas.

La válvula de expansión debe darnos el caudal de refrigerante (Cm) adecuado a la potencia frigorífica que debe desarrollar el evaporador en las condiciones de funcionamiento previstas, es decir, con las presiones de condensación P_k y de evaporación P_o .

La válvula de expansión termostática dispone de un orificio de tamaño fijo a través del cual pasa el refrigerante desde la línea de líquido al evaporador.

La potencia frigorífica que proporciona una válvula va a depender fundamentalmente de tres factores:

Tamaño del orificio: a mayor tamaño más caudal de refrigerante deja pasar y por lo tanto mayor potencia frigorífica. Algunas válvulas termostáticas son de orificio intercambiable, lo que hace posible que pueda trabajar en diversos rangos de potencia simplemente con el cambio de orificio.

Subenfriamiento del líquido: podríamos definir este fenómeno como el enfriamiento que sufre el refrigerante líquido en el condensador, recipiente de líquido y línea de líquido antes de llegar al sistema de expansión. Con él conseguimos por un lado evitar que se formen burbujas de vapor en el refrigerante que alimenta la

válvula de expansión y por otro aumentar el rendimiento de la instalación ya que el refrigerante que llega al evaporador tiene menor título de vapor.

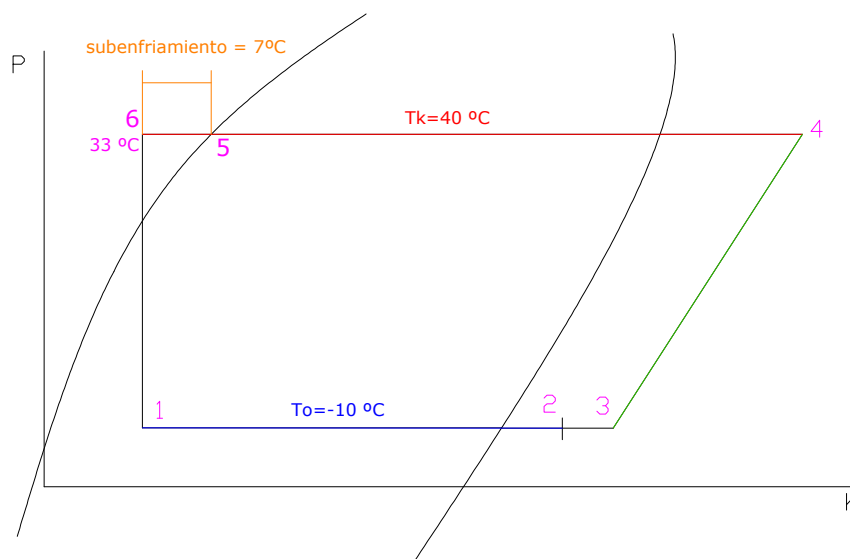


Figura 10

Es un dato imprescindible para el cálculo del sistema de expansión.

Diferencia de presiones entre alta y baja: es un factor esencial a tener en cuenta. Imaginemos un orificio circular de superficie 1 mm^2 ; el caudal de refrigerante que pasará por este orificio será mayor a medida que la presión de alta aumente y disminuirá cuando esta baje. Es preciso tener en cuenta este fenómeno a la hora de diseñar la instalación ya que en verano la presión de alta será elevada por las altas temperaturas exteriores y no tendremos falta de caudal de refrigerante. El problema viene en invierno cuando la temperatura exterior es baja, pudiendo ocasionar una bajada excesiva de la presión de condensación y con ello del caudal de refrigerante que inyecta la válvula de expansión.

La mejor solución es tratar de mantener la presión de condensación constante durante todas las estaciones del año, esto se consigue utilizando sistemas de control de condensación.

2 SELECCIÓN DEL SISTEMA DE EXPANSIÓN:

La selección se va a hacer de los catálogos de los fabricantes (Danfoss y Sporlan tienen tablas y ábacos de selección muy completos). La selección correcta de una válvula de expansión requiere:

- Determinar el tipo de válvula, es decir, el tipo de cuerpo de válvula, las conexiones y si va a ser de orificio fijo o de orificio intercambiable. Las de orificio intercambiable son muy versátiles, con el mismo cuerpo cambiando simplemente el orificio obtendremos potencias diferentes.
- Determinar si va a ser de ecualización externa o interna, las primeras se utilizan para evaporadores con pérdidas de carga importantes.
- Determinar el tipo de carga del bulbo termostático. Normalmente las válvulas de expansión termostáticas que se utilizan en instalaciones con temperaturas de evaporación media – alta, llevan, en su elemento termostático, el mismo fluido de la instalación donde van colocadas. Sin embargo a bajas temperaturas el elemento termostático lleva un fluido diferente, que permita evitar errores en el funcionamiento de la válvula. También existen válvulas con límite de presión máxima de operación, que permiten limitar la presión de baja hasta un máximo para evitar sobrecargas del compresor.
- Determinar el modelo que nos da la potencia frigorífica necesaria.

El fabricante nos facilitará el valor de la potencia que proporciona la válvula con el orificio elegido. La potencia que nos da el fabricante suele ser en unas condiciones de funcionamiento que no coinciden con las de nuestra instalación, por eso es necesario corregirla utilizando los coeficientes que suelen acompañar a las tablas de selección.

Ejemplo 9: Nuestra instalación utiliza como refrigerante R 404 A, tiene una temperatura de cámara de $T_c = 0^\circ\text{C}$ y la temperatura de evaporación es $T_o = - 10^\circ\text{C}$. El refrigerante condensa a $T_k = 45^\circ\text{C}$ y tenemos un subenfriamiento total de 10°C . La potencia frigorífica de la instalación es de 16 Kw.

En la siguiente tabla podemos ver la potencia que ofrecen diferentes modelos de válvula de expansión termostática en función del orificio que se coloque en ella:

Modelo Válvula	Pot nominal * (W) R 404 A	Nº orificio
VA	1500	1
	2000	2
	4000	3
	6100	4
VB	10000	1
	15000	2
	22000	3
VC	13500	1
	19000	2
	28000	3

Tabla 7: tabla ejemplo para selección de válvulas de expansión

Dado que la potencia nominal que nos da la tabla es, normalmente, para unas condiciones diferentes a la que funciona nuestra instalación debemos utilizar los factores de corrección de potencia que suministra el fabricante:

La tabla 9 proporciona el factor de corrección F1, que tiene en cuenta el subenfriamiento y la temperatura de evaporación.

Tª líquido a entrada de valv. °C	Factor de corrección F1					
	Tª de evaporación °C					
	10	5	0	-5	-10	-15
45	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46
40	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,3
35	0,93	0,95	0,97	1	1,02	1,18
30	0,86	0,88	0,9	0,92	0,94	1,08
25	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1

Tabla 8

Recordemos que el caudal de refrigerante que inyecta la válvula depende de la presión. Para tener en cuenta esto es preciso utilizar otro factor de corrección F2, que podemos encontrar en la siguiente tabla:

ΔP (bar)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
F2	1.14	1.07	1.02	0.97	0.93	0.89	0.86	0.83	0.8	0.78

Tabla 9

ΔP : Diferencia de presiones. En principio sería $P_k - P_o$, pero se deberían tener en cuenta las pérdidas de carga que sufre el líquido por circular dentro de las tuberías, al paso por el deshidratador, pérdida de presión estática en tramos ascendentes, etc.

$$P_n = P_f * F1 * F2$$

Pn: potencia nominal de la válvula

Pf: potencia frigorífica de la instalación

Para nuestro ejemplo, con la ayuda del diagrama P-h del R 404^a:

To = -10°C lo que implica que Po = 4,4 bar (abs)

TK = 45 °C lo que implica que Pk = 20 bar (abs)

Cálculo de F1:

El subenfriamiento es de 10 °C, y la temperatura de condensación es 45°C, con lo que la temperatura a la entrada de la válvula de expansión es de:

$$T1 = 45 - 10 = 35 \text{ °C}$$

Con este dato y la temperatura de evaporación entramos en la tabla 9, donde obtenemos F1 = 1,02

Cálculo de F2:

$$Tk - To = 20 - 4,4 = 15.6 \text{ bar}$$

Más complejo es el cálculo de las pérdidas de presión en el desecador, tuberías, etc. no vamos a entrar en detalle ya que no es objeto de esta guía.

Suponemos que esas pérdidas son de 0,5 bares.

$\Delta P = 15,6 - 0,5$; $\Delta P = 15,1 \text{ bar}$. Con este dato entramos en la tabla 10

$$F2 = 0,83$$

La potencia nominal de la válvula será: $P_n = P_f * F_1 * F_2$

$$P_n = 16000 \text{ w} * 1,02 * 0.83; P_n = 13546 \text{ w}$$

Vamos a la tabla de selección de válvulas (tabla 8) y la que mejor se adapta es el **modelo VB con un orificio de nº 2**. Como vemos nos da una $P_n = 15000 \text{ w}$, que en principio parece insuficiente para nuestra instalación ($P_f = 16 \text{ Kw}$); pero esa válvula en nuestras condiciones de funcionamiento nos proporciona potencia suficiente. De ahí la importancia de utilizar las tablas de corrección que nos proporciona el fabricante. Falta determinar si es de ecualización externa y la carga del bulbo.

3 DETERMINACIÓN DEL CONDENSADOR:

El condensador es el elemento de la instalación cuya misión es que el fluido refrigerante pierda calor por intercambio térmico con un fluido refrigerador exterior y gracias a esto se produzca su condensación.

Debe tener el tamaño adecuado para ser capaz de eliminar el calor que capta el refrigerante en el evaporador así como el proceso de compresión. La potencia del condensador, por tanto será la suma de la potencia frigorífica evaporador o de la instalación y la potencia del motor del compresor. A veces es preciso tener en cuenta también la potencia necesaria para subenfriar el líquido en el condensador.

$$P_{\text{cond}} = P_f + P + P_s$$

P_f : potencia frigorífica del compresor

P : potencia consumida por el compresor

Ps: potencia necesaria para el subenfriamiento en el condensador.

La selección del condensador se debe hacer mediante los catálogos de los fabricantes, considerando, como en los otros elementos de la instalación, los factores de corrección de la potencia en función de las condiciones de funcionamiento.

Los factores a tener en cuenta a la hora de seleccionar el condensador son:

- El salto térmico: es la diferencia entre la temperatura de condensación y la de entrada del agua o aire de refrigeración. Cuanto mayor sea este salto térmico más pequeño será el condensador.
- Disponibilidad de agua a precio bajo.
- El tipo de refrigerante:
- El tipo de ventilador: que debe ser centrífugo en condensadores en los que el aire circula por conductos y helicoidal en las aplicaciones no conducidas.
- Altitud:
- Generación de ruido y proximidad de viviendas y lugares sensibles a ruidos.

Ejemplo 10: Seleccionar de la tabla 8 el condensador para una instalación en la que el evaporador tiene una potencia de 12 Kw y el compresor 4 Kw. Está situado en una ciudad donde la temperatura exterior verano es 40°C. La instalación funciona con R134a. El condensador debe ser de aire.

Modelo	A	B	C	D	E
Potencia Kw	16	18	20	25	30

Tabla 10 selección de modelos de condensador

Corrección por salto térmico											
ΔT_T	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
F1	0.53	0.6	0.67	0.73	0.8	0.87	0.93	1	1.07	1.13	1.2
Corrección por temperatura ambiente											
T	15	20	25	30	35	40	45	50			
F2	1.05	1.04	1.02	1	0.94	0.98	0.94	0.92			

Tabla 11

El fabricante nos indica en la tabla 12 las correcciones a realizar para poder determinar correctamente el condensador que mejor se adapta a nuestra instalación.

$$P1 = \frac{P_{cond}}{F1 \cdot F2}$$

Pcond: potencia requerida

P1: potencia corregida. Con este dato entramos en la tabla 8.

Como sabemos la potencia del condensador debe ser la suma de la del evaporador y compresor (no tenemos datos de subenfriamiento); por lo tanto el condensador debe tener una potencia de:

$$Po = 12 + 4 = 16 \text{ Kw}$$

También debemos determinar la temperatura de condensación que será, para condensación por aire de:

$$T_k = T_{ae} + \Delta T_T$$

T_{ae} : temperatura de entrada del aire al condensador

ΔT_T : salto térmico en el condensador

En el ejemplo: la temperatura del aire a la entrada del condensador es la temperatura ambiente exterior del lugar, es decir: $T_{ae} = 40^\circ\text{C}$ y para condensación por aire $\Delta T_T = 15^\circ\text{C}$ (ver tabla 1).

Con lo que $T_k = 40 + 15$; $T_k = 55^\circ\text{C}$

En principio podríamos pensar que seleccionando de la tabla 11 el modelo A sería suficiente, sin embargo hay que corregir la potencia para tener en cuenta los factores que afectan al funcionamiento de la instalación:

De la tabla 12 sacamos los coeficientes de corrección y calculamos la potencia corregida:

$F_1 = 1$ (ya que $\Delta T_T = 15^\circ\text{C}$)

$F_2 = 0,98$ (ya que la temperatura ambiente es de $T = 40^\circ\text{C}$).

$$P_1 = \frac{P_{cond}}{F_1 \cdot F_2} = \frac{16}{1 \cdot 0,98}; P_1 = 16,3 \text{ Kw}$$

Debemos recurrir al **modelo B** de potencia nominal 18 Kw.

Al tener un condensador mayor del necesario se puede trabajar con un salto térmico más pequeño, condensando a menor temperatura y por lo tanto con un mayor ahorro de energía.

Hay fabricantes que incluyen otros factores de corrección como por ejemplo la altitud del lugar de instalación, el ruido que genera el condensador, etc.

CAPÍTULO V

EJEMPLOS RESUELTOS

En este apartado se van a desarrollar varios ejemplos completos de cálculo de los elementos de una instalación frigorífica, esto va a permitir aclarar los conceptos y procedimientos que hasta ahora se han explicado. La realización de estos ejemplos va a darnos una visión global del proceso.

Es importante recordar que la selección de los diferentes elementos de la instalación se debe hacer teniendo en cuenta las indicaciones del fabricante. El proceso de selección puede ser diferente de un fabricante a otro y es preciso tener en cuenta las tablas, gráficos y ábacos de corrección que se incluyen en los catálogos. Como se dijo al principio de esta guía, las tablas que aparecen son simuladas y solo se pretende que se comprenda el procedimiento de trabajo.

EJEMPLO N° 1

Determinar, de los catálogos de los fabricantes, los elementos de una instalación frigorífica destinada conservar cerezas, situada en Santiago de Compostela. La potencia frigorífica a instalar es de $P_f = 20$ Kw Es de condensación por aire. El recalentamiento útil es de 5°C y el total de 15°C . El subenfriamiento total es de 7°C . Evaporador de convección forzada. Refrigerante R 507.

1. Determinamos las condiciones de funcionamiento:

- **Temperatura de condensación:**

Temperatura seca en Santiago de Compostela en verano: $t = 25^\circ\text{C}$

Como dijimos al principio de la guía un salto térmico (ΔT_T) normal en una instalación condensada por aire es 15°C pero si recordamos bajando la presión de condensación podemos ahorrar energía de funcionamiento, a si que el ejercicio se va a resolver con $\Delta T_T = 15^\circ\text{C}$ y en el siguiente ejercicio probaremos a condensar a una temperatura 5°C más baja ($\Delta T_T = 10^\circ\text{C}$) para ver el efecto sobre el ahorro de energía.

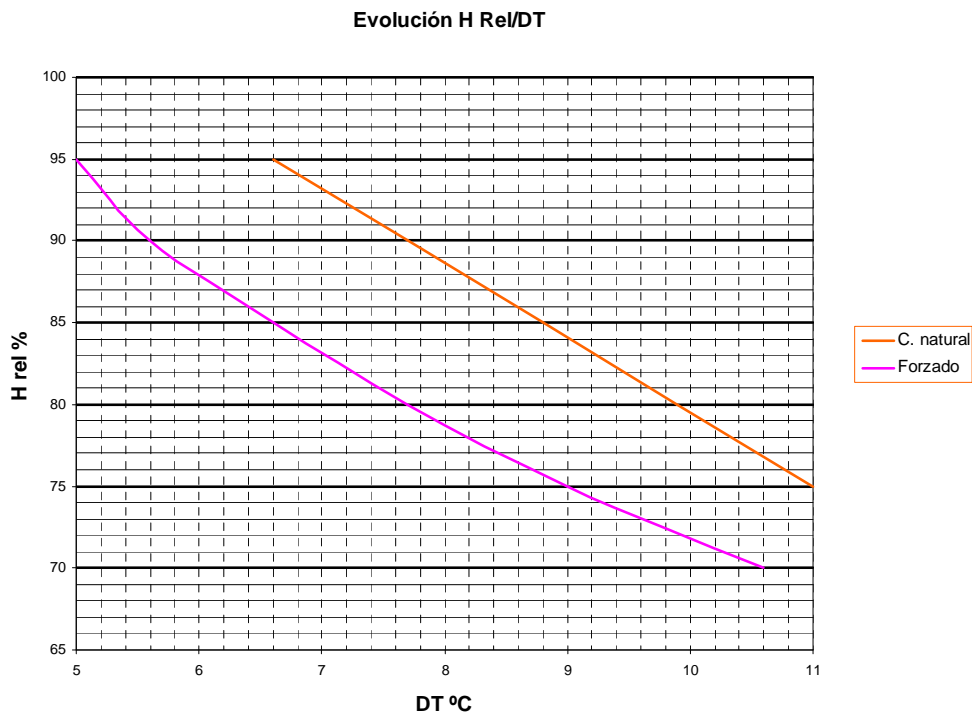
$$T_k = t^a_{\text{Santiago}} + \Delta T_T ; T_k = 25 + 15 ; \mathbf{T_k = 40^\circ\text{C}.}$$

- **Temperatura de evaporación:**

Las cerezas tienen que conservarse en las siguientes condiciones:

$T_c = 0^\circ\text{C} / H_r = 90 - 95\%$.

Vamos a la figura 1 y vemos que para mantener un 90 – 95% de Rel. en la cámara el DT debe ser de estar comprendida entre = 5,6 – 5°C. Elegimos una DT = 5°C



$$T_o = T_c - DT; T_o = 0 - 5; T_o = -5^\circ\text{C}$$

2. Trazado del ciclo frigorífico

Conociendo ya las temperaturas de evaporación, condensación, los valores de recalentamiento y subenfriamiento podemos trazar el ciclo frigorífico de funcionamiento de la instalación y obtener los datos de los puntos característicos de la misma:

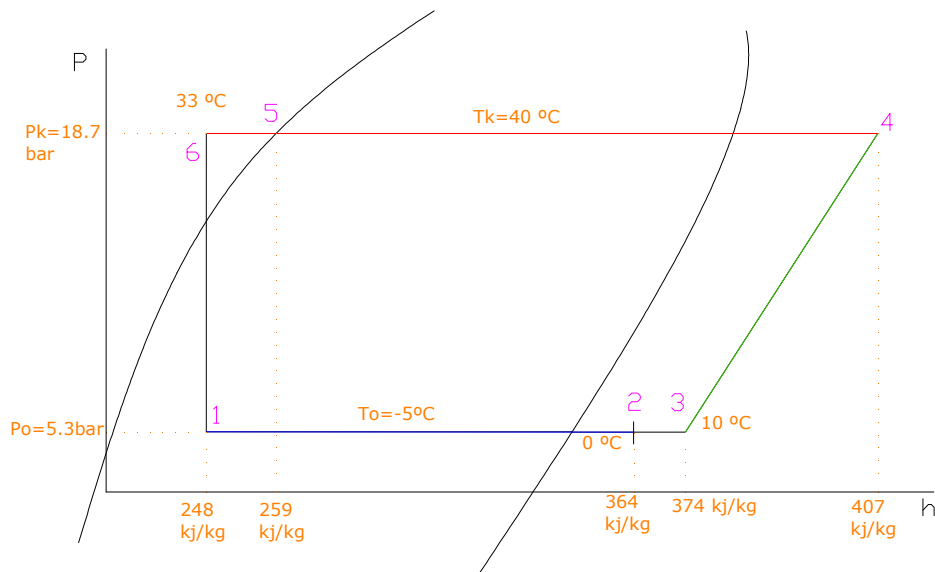


Tabla de datos

Punto	T ^a	P (bar)	h (Kj/Kg)	V _{esp} (m ³ /Kg)
3	10	5.3	374	0.0398
4	64	18.7	407	
6	33	18.7	248	
5	40	18.7	259	
1	-5	5.3	248	
2	0	5.3	364	

Las presiones de evaporación y condensación de la instalación serán:

Po = 5,3 bar (abs)

Pk = 18,7 bar (abs)

3. Cálculo del compresor:

a. Producción frigorífica específica neta (q_{om}):

Será la diferencia de entalpías entre h_2 y h_1 (salida y entrada del evaporador).

$$q_{om} = h_2 - h_1 = 364 - 248; \mathbf{q_{om} = 116 \text{ Kj/Kg}}$$

b. Caudal másico de refrigerante (Cm):

Para conocer el caudal másico que debe circular por el evaporador utilizamos la potencia frigorífica de este (P_f) y la producción frigorífica específica (q_{om}). Primero pasamos $P_f = 20 \text{ Kw}$ a Kj/h ; $P_f = 72000 \text{ Kj/h}$

$$C_m = \frac{P_f}{h_2 - h_1}; C_m = \frac{72000(\text{Kj/h})}{116 (\text{Kj/Kg})}; \mathbf{C_m = 620,7 \text{ Kg/hora}}$$

c. Volumen de refrigerante aspirado por el compresor (Va):

$$V_a = C_m * v_{esp}; V_a = 620,7 (\text{Kg/h}) * 0,0398 (\text{m}^3/\text{Kg}); \mathbf{V_a = 24,7 \text{ m}^3/\text{h}}$$

d. Volumen barrido (Vb):

El primer paso es calcular la relación de compresión para poder determinar el rendimiento volumétrico y con este estamos en condiciones de poder hallar el volumen barrido.

$$\tau = \frac{P_k}{P_o} = \frac{18,7\text{bar}}{5,3\text{bar}}; \mathbf{\tau = 5,53}$$

Determinamos el rendimiento volumétrico del compresor:

$$\eta_v = 1 - 0,05 \tau = 1 - 0,05 * 3,53; \eta_v = 0,82$$

El volumen barrido será de:

$$V_b = V_a / \eta_v = 24,7 \text{ (m}^3/\text{h)} / 0,82; V_b = 30 \text{ m}^3/\text{h}$$

Este es el volumen con el que seleccionaremos el compresor de los catálogos. Como el compresor no tiene un $\eta_v = 100\%$, para que puede aspirar el caudal $V_a = 24,7 \text{ m}^3/\text{h}$ debe tener una capacidad de aspiración $V_b = 30 \text{ m}^3/\text{h}$.

e. Potencia teórica para la compresión (Pt):

$$P_t = q_{cm} \cdot C_m$$

Lo primero es determinar el equivalente calórico del trabajo de compresión

$$q_{cm} \text{ (Kj/Kg)} = (h_4 - h_3); q_{cm} = 407 - 374; q_{cm} = 33 \text{ Kj/Kg.}$$

$$P_t = 33 \text{ (Kj/Kg)} \cdot 620,7 \text{ Kg/h; } P_t = 20483 \text{ Kj/h ó } P_t = 5.7 \text{ Kw.}$$

f. Potencia real para la compresión (Pr):

Para que el ciclo planteado se lleve a cabo con éxito debemos elegir un compresor un poco más potente de lo que nos indica la potencia teórica.

$$P_r = \frac{P_t}{\eta_i}$$

El redimiendo indicado es similar al rendimiento volumétrico $\eta_i \approx \eta_v \approx 0,82$

$$Pr = \frac{5.7}{0,82} \Rightarrow Pr = 6.95 \text{ Kw}$$

g. Potencia del motor del compresor (P):

La potencia que nos debe dar el motor eléctrico que mueve el compresor será:

$$P = \frac{Pr}{\eta_m \cdot \eta_e}$$

Los rendimientos mecánico (η_m) y eléctrico (η_e) podemos suponer que son 0,85 y 0,95 respectivamente por lo tanto:

$$P = \frac{6.95}{0,85 \cdot 0,95} \Rightarrow P = 8.6 \text{ Kw}$$

h. Selección del compresor:

Modelo	Rendimientos (W) según Tª de evap				Vb m³/h	Potencia CV	Refriger
	- 5°C	- 10°C	-15°C	-20°C			
CA	15000	12500	6000		27,1	7	R507
CB	17200	14000	7300		32	10	R507
CC	17500	14000	7200		32	12	R507

El modelo CA no es suficiente ya que su volumen barrido es inferior a 30 m³/h que necesitamos, en este caso **seleccionamos el modelo CC** con un volumen barrido de 32 m³/h y una potencia de 12 CV (8.8 Kw similar a lo obtenido en el cálculo).

Este compresor mueve 2 m³/h más que el que nosotros necesitamos, por lo tanto desarrollará mayor potencia frigorífica, que es lo que vamos a averiguar ahora:

$$V_b = 32 \text{ m}^3/\text{h}$$

El rendimiento volumétrico de nuestra instalación es de $\eta_v = 0,82$; por lo que $V_a = V_b \cdot \eta_v = 26,4 \text{ m}^3/\text{h}$.

El volumen específico en el punto de aspiración era de: $V_{esp} = 0,0398 \text{ m}^3/\text{Kg}$; con lo que el caudal másico de refrigerante que mueve el compresor modelo CC será de $C_m = V_a / V_{esp} = 26,4 / 0,0398 = 659,3 \text{ Kg/h}$.

Conociendo el caudal másico y la producción frigorífica específica podemos determinar la potencia frigorífica que nos proporcionará el compresor elegido en nuestras condiciones de funcionamiento:

$$P_f = C_m \cdot q_{om} = 659,3 \text{ Kg/h} \cdot 116 \text{ Kj/Kg} = 76479 \text{ Kj/h}; \mathbf{P_f = 21,24 \text{ Kw}}$$

Lo que implica que este modelo es válido, nos da un poco más de potencia de la que necesitamos (20 Kw), hecho a tener en cuenta en el cálculo del evaporador.

4. Selección del evaporador:

Aunque es suficiente con que tenga una potencia frigorífica de 20 Kw vamos a tratar de aprovechar al máximo la potencia frigorífica que nos da el compresor (21,24 Kw) y de esa forma la instalación quede lo más equilibrada posible.

En la siguiente tabla podemos ver diferentes modelos de evaporador con una separación de aletas de 5 mm (adecuada para nuestra aplicación).

REFRIGERANTE R 507		
MODELO	POTENCIA (w)	
	DT = 6	DT = 8
EA	9700	14500
EB	15500	19850
EC	23500	30000
ED	29350	34600

En principio vamos a probar si el modelo EC es válido, ya que en la tabla de selección no aparece nuestra DT = 5°C, para ello interpolamos:

Planteamos una regla de tres de la siguiente forma: un incremento de DT de 8 – 6 = 2°C produce un incremento de potencia en el modelo EC de 30000 – 23500 = 6500 w, para un incremento de DT = 1°C el incremento de potencia será: $\Delta P = \frac{6500}{2} = 3250$ w. lo que quiere decir que ese evaporador cuando trabaja con DT = 5 desarrolla una potencia de Pf = 23500 – 3250; Pf = 20250 w, que es un poco menor que los 21,24 Kw que proporciona el compresor.

Esto significa que el par compresor-evaporador no está compensado del todo y cuando la instalación esté en funcionamiento y se autorregule, el DT de equilibrio previsiblemente será un poco mayor de 5°C. Debemos comprobar si ese DT se mantiene dentro de los niveles marcados en el proyecto (5,6 – 5°C) de forma que la humedad relativa dentro de la cámara sea la prevista.

Interpolamos de nuevo en la tabla buscando ahora el dato DT:

$$\begin{array}{l}
 1^{\circ}\text{C} \longrightarrow 3250 \text{ w} \\
 X \longrightarrow 21240 - 20250 \text{ w}
 \end{array}$$

$$X = \frac{990}{3250} = 0,3^{\circ}\text{C}; \text{ es decir el evaporador modelo EC con ese compresor}$$

trabaja con una $DT = 5 + 0,3 = 5,3^{\circ}\text{C}$, que está comprendido entre los niveles fijados inicialmente ($5,6 - 5^{\circ}\text{C}$). El evaporador es adecuado y se mantendrán las condiciones de humedad.

No tenemos otros datos que nos permitan seleccionar el evaporador de forma más precisa como puede ser la distribución del producto, dimensiones de la cámara, si el producto está envasado, que condicionarían el tipo de ventilador, distribución de aire, renovaciones, etc.

5. Selección del condensador:

El condensador debe ser capaz de eliminar el calor que capta el refrigerante en el evaporador, en el compresor y tener también suficiente potencia para eliminar parte del calor de subenfriamiento del líquido.

La potencia frigorífica será $P_f = 21,24 \text{ Kw}$

La potencia real del motor del compresor según las indicaciones del fabricante es $P = 12 \text{ CV} = 8,8 \text{ Kw}$.

No vamos a considerar potencia por subenfriamiento.

$$\boxed{P_{\text{cond}} = P_f + P} = 8,8 + 21,24; \mathbf{P_{\text{cond}} = 30 \text{ Kw}}$$

Como sabemos del inicio del ejercicio $T_k = 40^{\circ}\text{C}$ y el $\Delta T_r = 15^{\circ}\text{C}$. Con estos datos podemos seleccionar el condensador de las tablas de los fabricantes.

Modelos de condensadores					
Modelo	CoA	CoB	CoC	CoD	CoE
Potencia Kw	26	28,5	30	32,5	34

Corrección por salto térmico											
ΔT	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
F1	0.53	0.6	0.67	0.73	0.8	0.87	0.93	1	1.07	1.13	1.2
Corrección por temperatura ambiente											
T	15	20	25	30	35	40	45	50			
F2	1.05	1.04	1.02	1	0.94	0.98	0.94	0.92			

Determinamos los coeficientes de corrección:

F1 = 1, nuestro salto térmico es $\Delta T_r = 15 \text{ }^\circ\text{C}$

F2 = 1,02, temperatura en Santiago de Compostela 25°C

La potencia que debe tener nuestro condensador para rendir, en las condiciones de funcionamiento, 30 Kw viene dada por:

$$P1 = \frac{P_{cond}}{F1 \cdot F2} = \frac{30}{1 \cdot 1,02} \Rightarrow P1 = 29,4 \text{ Kw}$$

Como vemos en la tabla de selección el modelo CoB es pequeño (28,5 Kw) y el CoC (30 Kw) un poco más potente, nos quedamos con el **modelo CoC**, aunque será preciso incluir un sistema de control de condensación. Por otro lado, seleccionando el condensador más potente, la máquina podrá trabajar con una presión de condensación más pequeña y se ahorrará energía.

6. Válvula de expansión:

La válvula de expansión y su orificio deben ser del tamaño adecuado para suministrar un caudal de $C_m = 659,3 \text{ Kg/h}$ de refrigerante trabajando con una

diferencia de presiones ($P_k - P_o$) de 13,4 bar. Inyectando ese caudal de refrigerante la potencia frigorífica desarrollada por el evaporador será de 21,24 Kw. Vamos a determinar la válvula más adecuada para esta instalación de las que figuran en la siguiente tabla.

Modelo Válvula	Pot nominal * (W) R 507	Nº orificio
VA	1500	1
	2000	2
	4000	3
	6100	4
VB	10000	1
	15000	2
	22000	3
VC	13500	1
	19000	2
	28000	3

La potencia que proporciona la válvula se nos ofrece, normalmente, en unas condiciones de funcionamiento que no son las nuestras y por lo tanto tendremos que utilizar los factores de corrección del fabricante para poder hacer una correcta selección.

Tª líquido a entrada de válv. °C	Factor de corrección K1					
	Tª de evaporación °C					
	10	5	0	-5	-10	-15
45	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46
40	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,3
35	0,93	0,95	0,97	1	1,02	1,18
30	0,86	0,88	0,9	0,92	0,94	1,08
25	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1

ΔP (bar)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
K2	1.14	1.07	1.02	0.97	0.93	0.89	0.86	0.83	0.8	0.78

Determinamos los coeficientes de corrección K1 y K2:

K1: el subenfriamiento es de de 7°C y la instalación condensa a 40°C por lo que el líquido llega a la válvula de expansión a $T = 40 - 7 = 33^\circ\text{C}$. La temperatura de evaporación es $T_o = - 5^\circ\text{C}$

Interpolando obtenemos el valor de **K1 = 0,968**

K2: la diferencia de presiones entre alta y baja es 13,4 bar, vamos a suponer unas pérdidas de carga en la línea de líquido de 0,4 bar por lo que $\Delta P = 13$ bar.

K2 = 0,89

$$P_n = P_f * K1 * K2$$

P_n : potencia nominal que debe tener nuestra válvula.

Pf: potencia frigorífica de la instalación.

En nuestro ejemplo:

$$P_n = 21,24 \text{ Kw} \cdot 0,986 \cdot 0,89; \mathbf{P_n = 18,64 \text{ Kw}}$$

Seleccionamos el **modelo VC con el orificio nº 2** que proporciona una potencia de 19 Kw en las condiciones impuestas por el fabricante. En las condiciones de funcionamiento de nuestra instalación proporcionará:

$$P_f = 19 / 0,986 \cdot 0,89; \mathbf{P_f = 21,65 \text{ Kw}}$$

7. Material necesario para la instalación:

Una vez hecho esto podemos hacer el presupuesto y el pedido para realizar nuestra instalación, en este caso consistiría de:

Compresor modelo CC

Evaporador modelo EC

Condensador modelo CoB

Válvula de expansión modelo VC con orificio nº 2

EJEMPLO Nº 2

Determinar, de los catálogos de los fabricantes, los elementos de la misma instalación frigorífica del ejemplo nº 1, trabajando con un salto térmico en el condensador de ($\Delta T_T = 10^\circ\text{C}$), recordamos los datos de la misma: destinada conservar cerezas, situada en Santiago de Compostela. La potencia frigorífica a instalar es de 20 Kw. Es de condensación por aire. El recalentamiento útil es de 5°C y el total de 15°C . El subenfriamiento total es de 7°C . Evaporador de convección forzada. Refrigerante R 507.

1. Determinamos las condiciones de funcionamiento:

- **Temperatura de condensación:**

Temperatura seca en Santiago de Compostela en verano: $t = 25^\circ\text{C}$

Como dijimos al principio de la guía un salto térmico (ΔT_T) normal en una instalación condensada por aire es 15°C pero si recordamos bajando la presión de condensación podemos ahorrar energía de funcionamiento, hemos decidido comprobar el ahorro energético y el COP de la misma instalación trabajando con un $\Delta T_T = 10^\circ\text{C}$.

$$T_k = t^a_{\text{Santiago}} + \Delta T_T ; T_k = 25 + 10 ; T_k = 35^\circ\text{C}.$$

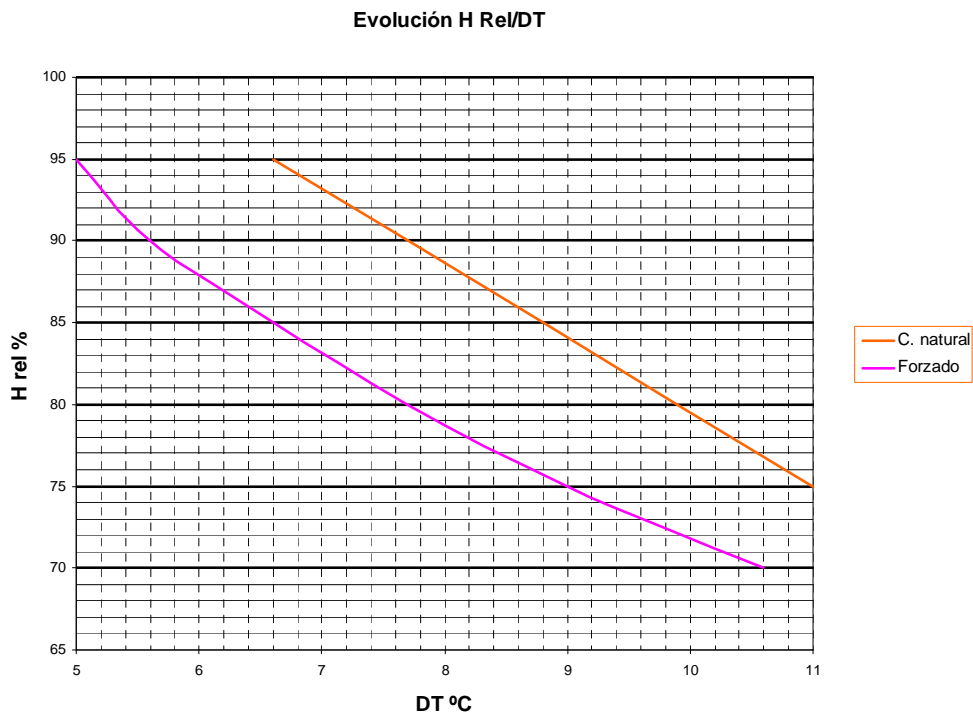
- **Temperatura de evaporación:**

Las cerezas tienen que conservarse en las siguientes condiciones:

$$T_c = 0^\circ\text{C}$$

$$H_r = 90 - 95\%$$

Vamos a la figura 1 y vemos que para mantener un 90 – 95% de Hrel en la cámara el DT debe de estar comprendido entre = 5,6 – 5°C. Elegimos una DT = 5°C.



$$T_o = T_c - DT; T_o = 0 - 5; T_o = -5^\circ\text{C}$$

2. Trazado del ciclo frigorífico

Con los datos de partida conocidos la instalación funcionará de forma teórica de acuerdo al siguiente diagrama.

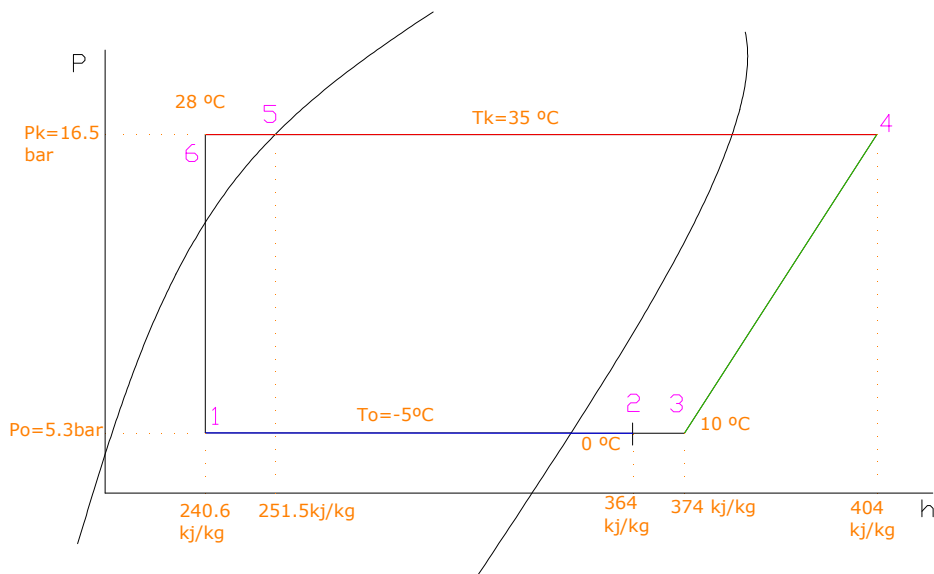


Tabla de datos

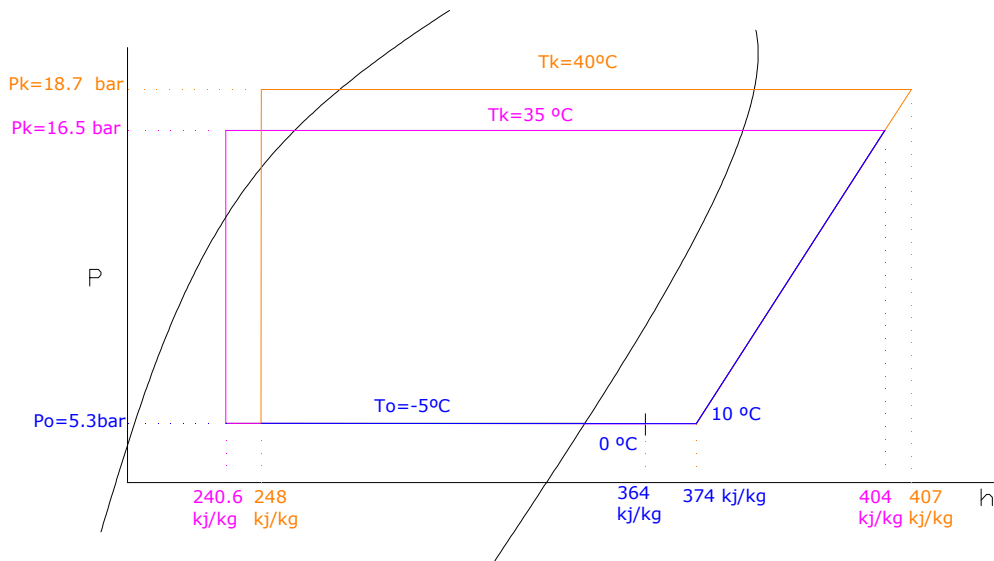
Punto	T ^a	P (bar)	h (Kj/Kg)	V _{esp} (m ³ /Kg)
3	10	5.3	374	0.0398
4	58.2	16.5	404	
6	28	16.5	240.6	
5	35	16.5	251.5	
1	-5	5.3	240.6	
2	0	5.3	364	

Las presiones de condensación y evaporación son de:

Tk = 16,5 bar (abs)

Po = 5,3 bar (abs)

En el gráfico siguiente podemos apreciar la diferencia de funcionamiento que presenta la instalación funcionando a Tk = 40°C y a Tk = 35°C.



3. Cálculo del compresor:

a. Producción frigorífica específica neta (q_{om}):

Será la diferencia de entalpías entre h_2 y h_1

$$q_{om} = h_2 - h_1 = 364 - 240,6; \mathbf{q_{om} = 123,4 \text{ Kj/Kg}}$$

b. Caudal másico de refrigerante (C_m):

Para conocer el caudal másico que debe circular por el evaporador utilizamos la potencia frigorífica de la instalación (P_f) y la producción frigorífica específica (q_{om}).

Primero pasamos $P_f = 20 \text{ Kw}$ a Kj/h ; $P_f = 72000 \text{ Kj/h}$

$$C_m = \frac{P_f}{h_2 - h_1}; \mathbf{C_m = \frac{72000 \text{Kj/h}}{123,4 \text{ Kj/kg}}; C_m = 583,5 \text{ Kg/hora}}$$

c. Volumen de refrigerante aspirado por el compresor (Va):

$$Va = Cm \cdot V_{esp3}; Va = 583,5 \text{ (Kg/h)} \cdot 0,0398 \text{ (m}^3\text{/Kg)}; \mathbf{Va = 23,2 \text{ m}^3\text{/h}}$$

d. Volumen barrido (Vb):

El primer paso es calcular la relación de compresión para poder determinar el rendimiento volumétrico y con este estamos en condiciones de poder hallar el volumen barrido.

$$\tau = Pk/Po = 16,5/5,3 = 3,11$$

$$\eta_v = 1 - 0,05 \tau = 1 - 0,05 \cdot 3,11; \eta_v = 0,8445$$

$$Vb = Va/\eta_v = 23,2 / 0,8445; \mathbf{Vb = 27,5 \text{ m}^3\text{/h}}$$

e. Potencia teórica para la compresión (Pt):

$$\mathbf{Pt = q_{cm} \cdot Cm}$$

El equivalente calórico del trabajo de compresión:

$$q_{cm} \text{ (Kj/Kg)} = (h4 - h3); q_{cm} = 404 - 374; q_{cm} = 30 \text{ Kj/Kg.}$$

$$\mathbf{Pt = 30 \text{ (Kj/Kg)} \cdot 583,5 \text{ Kg/h}; Pt = 17505 \text{ Kj/h} \text{ ó } \mathbf{Pt = 4,86 \text{ Kw.}}$$

f. Potencia real para la compresión (Pr):

Para que el ciclo planteado se lleve a cabo con éxito debemos elegir un compresor un poco más potente de lo que nos indica la potencia teórica.

$$Pr = \frac{P_t}{\eta_i}$$

El rendimiento indicado es similar al rendimiento volumétrico $\eta_i \approx \eta_v \approx 0,8445$

$$Pr = \frac{4,86Kw}{0,8445} \Rightarrow Pr = 5,75 Kw$$

g. Potencia del motor del compresor (P):

La potencia que nos debe dar el motor eléctrico que mueve el compresor será:

$$P = \frac{Pr}{\eta_m \cdot \eta_e}$$

Los rendimientos mecánico y eléctrico son 0,85 y 0,95 respectivamente por lo tanto:

$$P = \frac{5,75}{0,85 \cdot 0,95} \Rightarrow P = 7.12 Kw$$

h. Selección del compresor:

Modelo	Rendimientos (W) según Tª de evap				Vb m³/h	Potencia CV	Refriger
	- 5°C	- 10°C	-15°C	-20°C			
CA	15000	12500	6000		27,1	7	R507
CB	17200	14000	7300		32	10	R507
CC	17500	14000	7200		32	12	R507

El modelo CA no es suficiente ya que su volumen barrido es inferior a 27,5 m³/h, en este caso **seleccionamos el modelo CB** con un volumen barrido de 32 m³/h y una potencia de = 10 CV (7.36 Kw similar a lo obtenido en el cálculo).

Este compresor mueve 4,5 m³/h más que el que nosotros necesitamos, por lo tanto desarrollará mayor potencia frigorífica, que es lo que vamos a averiguar ahora:

$$V_b = 32 \text{ m}^3/\text{h}$$

El rendimiento volumétrico de nuestra instalación es de $\eta_v = 0,8445$; por lo que $V_a = V_b \cdot \eta_v = 27 \text{ m}^3/\text{h}$.

El volumen específico en el punto de aspiración era de: $V_{esp} = 0,0398 \text{ m}^3/\text{Kg}$; con lo que el caudal másico de refrigerante que mueve el compresor será de $C_m = V_a / V_{esp} = 27 / 0,0398 = 678,4 \text{ Kg/h}$.

Conociendo el caudal másico y la producción frigorífica específica podemos determinar la potencia frigorífica que nos proporcionará el compresor elegido en nuestras condiciones de funcionamiento:

$$P_f = C_m \cdot q_{om} = 678,4 \text{ Kg/h} \cdot 123,4 \text{ Kj/Kg} = 83714,6 \text{ Kj/h}; \quad \mathbf{P_f = 23,25 \text{ Kw}}$$

Lo que implica que este modelo es válido, nos da un poco más de potencia de la que necesitamos, hecho a tener en cuenta en el cálculo del evaporador.

i. Rendimiento de la instalación (COP) y ahorro energético.

Es la relación entre la producción frigorífica que nos proporciona el compresor y la potencia del motor compresor.

En este caso, es decir, condensando a 35 °C

$$\text{COP} = \frac{23.25\text{Kw}}{7.12\text{Kw}} \Rightarrow \boxed{\text{COP} = 3.26}$$

En el caso del ejercicio 1, es decir, condensado a 40 °C:

$$\text{COP} = \frac{21.24\text{Kw}}{8.6\text{Kw}} \Rightarrow \boxed{\text{COP} = 2.47}$$

Es decir el rendimiento es mucho más alto condensado a 35 °C que a 40 °C.

En cuanto al ahorro energético si la instalación condensa a 35°C el motor eléctrico del compresor es de 7,12 Kw y si condensa a 40 °C es de 8,6 Kw, es decir, un 17,2 % más potente lo que implica que condensado a 35 °C podemos ahorrar un 17,2 % en consumo eléctrico.

4. Selección del evaporador:

Aunque es suficiente con que tenga una potencia frigorífica de 20 Kw vamos a tratar de aprovechar al máximo la potencia frigorífica que nos da el compresor (23,25 Kw) y de esa forma la instalación quede lo más equilibrada posible.

En la siguiente tabla podemos ver diferentes modelos de evaporador con una separación de aletas de 5 mm (adecuada para nuestra aplicación).

REFRIGERANTE R 507		
MODELO	POTENCIA (w)	
	DT = 6	DT = 8
EA	9700	14500
EB	15500	19850
EC	23500	30000
ED	29350	34600

En principio vamos a probar a ver si el modelo EC nos sirve, ya que nuestra DT = 5°C, para ello interpolamos:

Para un incremento de DT de 8 – 6 = 2°C se produce un incremento de potencia de 30000 – 23500 = 6500 w, para un incremento de DT = 1°C el incremento de potencia será: $\Delta P = \frac{6500}{2} = 3250 \text{ w}$. Lo que quiere decir que ese evaporador cuando trabaja con DT = 5 desarrolla una potencia de Pf = 23500 – 3250; Pf = 20250 w, es un poco menor que los 23,25 Kw que proporciona el compresor, lo que significa que el evaporador trabajará con un DT mayor de 5 y la humedad relativa interior será más baja. Ahora comprobaremos si se mantienen dentro de la cámara los porcentajes de humedad fijados en las condiciones de proyecto (90 – 95%).

Interpolamos de nuevo en la tabla buscando ahora el dato DT

$$\begin{array}{l}
 1^{\circ}\text{C} \longrightarrow 3250 \text{ w} \\
 X \longrightarrow 23250 - 20250 \text{ w}
 \end{array}$$

$X = \frac{3090}{3250} = 0,92^{\circ}\text{C}$; es decir el evaporador modelo C con ese compresor trabajará con una DT = 5 + 0,92 = 5,92 °C, que sale fuera del intervalo fijado

inicialmente (5,6 – 5 °C), se resecaría demasiado el ambiente y el producto. El evaporador es no es adecuado.

Tampoco lo es el modelo ED, ya que es demasiado potente para el compresor. Buscamos un evaporador de otro fabricante. En este caso con separación de aletas de 6,2 mm.

REFRIGERANTE R 507		
MODELO	POTENCIA (w)	
	DT = 6	DT = 8
EAF	14700	19450
EBF	17300	21500
ECF	22840	26900
EDF	25900	29730

Obramos de la misma forma que antes y vemos que el evaporador **EDF** es el correcto y el DT aproximada con la que trabajará la instalación es 5,4 °C.

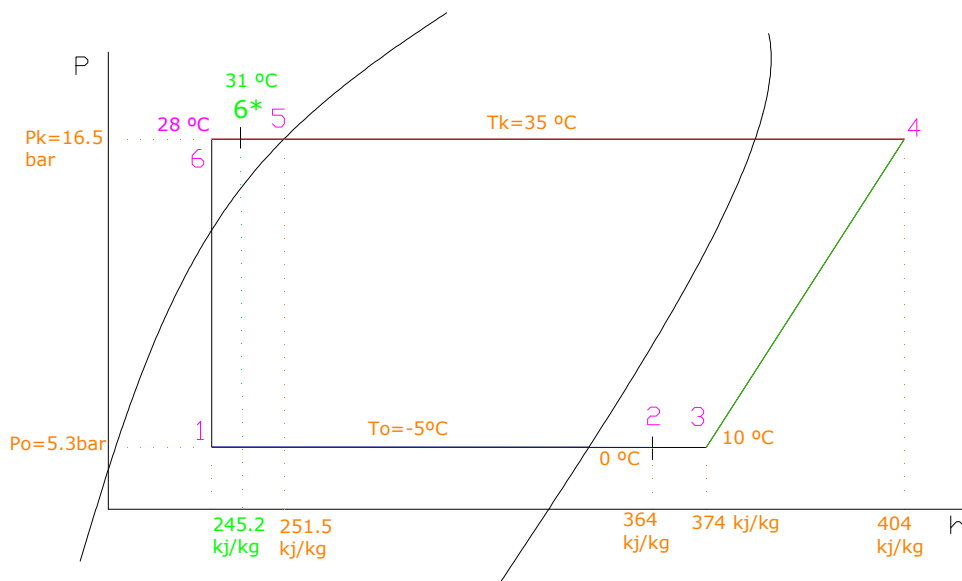
5. Selección del condensador:

El condensador debe ser capaz de eliminar el calor que capta el refrigerante tanto en el evaporador como durante la compresión. La potencia del condensador, por tanto será la suma de la potencia frigorífica (Pf) y la potencia del motor eléctrico del compresor que hemos seleccionado del catálogo.

En este caso vamos a considerar también, que parte del subenfriamiento (4° C) se produce en el condensador y por lo tanto es necesario tenerlo en cuenta y sumar la potencia necesaria para que el condensador lleve a cabo ese proceso.

La potencia frigorífica de la instalación será $P_f = 23,25 \text{ Kw}$ y la potencia del motor del compresor que se va a instalar, es decir, tiene 10 CV o lo que es lo mismo: 7,36 Kw.

Para determinar la potencia necesaria para producir el subenfriamiento recurrimos a- diagrama presión entalpía y tomamos los datos de entalpía que necesitamos.



En este caso si el refrigerante líquido se subenfriía en el condensador 4 °C, el punto del que tenemos que tomar el dato de entalpía es el 6* donde la temperatura es 31 °C.

$$h_{6^*} = 245,2 \text{ Kj/Kg}$$

La potencia extra que necesita el condensador para subenfriar el caudal de líquido que pasa por él vendrá dada por:

$$P_{\text{sub}} = (h_5 - h_{6^*}) \cdot C_m; P_{\text{sub}} = (251,5 - 245,2) (\text{Kj/Kg}) \cdot 583,5 \text{ Kg/h}; P_{\text{sub}} = 3676 \text{ Kj/h}$$

$$P_{\text{sub}} = 1,02 \text{ Kw}$$

$$P_{\text{cond}} = 23,25 + 7,36 + 1,02; P_{\text{cond}} = 31,63 \text{ Kw}$$

Otros datos necesarios para la selección del condensador son: $T_k = 35^\circ\text{C}$; $S_{\text{santiago}} = 25^\circ\text{C}$; $\Delta T_r = 10^\circ\text{C}$

Pasamos a seleccionarlo de las tablas:

Corrección por salto térmico											
ΔT	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
F1	0.53	0.6	0.67	0.73	0.8	0.87	0.93	1	1.07	1.13	1.2
Corrección por temperatura ambiente											
T	15	20	25	30	35	40	45	50			
F2	1.05	1.04	1.02	1	0.94	0.98	0.94	0.92			

Determinamos los coeficientes de corrección:

$F1 = 0,67$, nuestro salto térmico es 10°C

$F2 = 1,02$, temperatura en Santiago de Compostela 25°C

La potencia nominal que debe tener nuestro condensador para rendir en las condiciones de funcionamiento $31,63 \text{ Kw}$ viene dada por:

$$P1 = \frac{P_{\text{cond}}}{F1 \cdot F2} = \frac{31,63 \text{ Kw}}{0,67 \cdot 1,02} \Rightarrow P1 = 46,3 \text{ Kw}$$

Modelos de condensadores					
Modelo	CoA	CoB	CoC	CoD	CoE
Potencia Kw	38	40,3	43,7	46,7	49

Nos quedamos con el **modelo CoD**.

6. Válvula de expansión:

Vamos a determinar la válvula más adecuada para esta instalación de las que figuran en la siguiente tabla.

Modelo Válvula	Pot nominal * (W) R 507	Nº orificio
VA	1500	1
	2000	2
	4000	3
	6100	4
VB	10000	1
	15000	2
	22000	3
VC	13500	1
	19000	2
	28000	3

Tª líquido a entrada de valv. °C	Factor de corrección K1 Tª de evaporación °C					
	10	5	0	-5	-10	-15
45	1,12	1,15	1,18	1,22	1,26	1,46
40	1,02	1,04	1,07	1,09	1,13	1,3
35	0,93	0,95	0,97	1	1,02	1,18
30	0,86	0,88	0,9	0,92	0,94	1,08
25	0,80	0,82	0,83	0,85	0,87	1

ΔP (bar)	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17
K2	1.14	1.07	1.02	0.97	0.93	0.89	0.86	0.83	0.8	0.78

Determinamos los coeficientes de corrección K1 y K2:

K1: el subenfriamiento es de de 7°C y la instalación condensa a 35°C por lo que el líquido llega a la válvula de expansión a $T = 40 - 7 = 28^\circ\text{C}$. La temperatura de evaporación es $T_o = - 5^\circ\text{C}$

El valor de **K1** estará entre 0,92 y 0,85; **K1 = 0,892**

K2: la diferencia de presiones entre alta y baja es $16,5 - 5,3 = 11,2$ bar, vamos a suponer unas pérdidas de carga en la línea de líquido de 0,4 bar por lo que $\Delta P = 10,8$ bar

K2 = 0,98

$$P_n = P_f \cdot K_1 \cdot K_2$$

Pn: potencia nominal de la válvula

Pf: potencia frigorífica de la instalación

Para nuestro ejemplo:

$$P_n = 23,25 \cdot 0,892 \cdot 0,98; \mathbf{P_n = 20,32 \text{ Kw}}$$

Seleccionamos el **modelo VB con el orificio nº 3** que proporciona una potencia de 22 Kw en las condiciones impuestas por el fabricante. En las condiciones de funcionamiento de nuestra instalación proporcionará:

$$P_f = 22 / 0,892 \cdot 0,98; P_f = 25,16 \text{ Kw}$$

7. Material necesario para la instalación:

Una vez hecho esto podemos hacer el presupuesto y el pedido para realizar nuestra instalación, en este caso consistiría de:

Compresor modelo CB

Evaporador modelo EDF

Condensador modelo CoD

Válvula de expansión modelo VB con orificio nº 3.

En la siguiente tabla podemos comparar las diferencias obtenidas en los resultados de cálculo para la instalación condensado a +40°C y a +35°C.

TABLA COMPARATIVA		
Parámetro	Tk = + 40 °C	Tk = + 35 °C
Producción frigorífica (qom) (Kj/Kg)	116	123,4
Caudal de refrigerante (Kg/h)	620,7	583,5
Rendimiento volumétrico	0,82	0,8445
Volumen barrido (m ³ /h)	30	27,5
Potencia del compresor (Kw)	8,6	7,12
COP	2,47	3,26
Potencia frigorífica (Kw)	21,24	23,25
Potencia del condensador (Kw)	29,4	46,3

Como podemos comprobar trabajando a $T_k = 35^\circ\text{C}$ tenemos grandes ventajas desde el punto de vista del ahorro de energía:

- Compresor más pequeño
- Menor consumo de energía eléctrica (teóricamente un 17,2% menos).
- Mayor rendimiento de la instalación $\text{COP} = 3,26$
- Menor temperatura de descarga.

Por contra, al ser el salto térmico en el condensador más pequeño (5°C más bajo) es preciso colocar un condensador más grande.

EJEMPLO Nº 3

Determinar, de los catálogos de los fabricantes, los compresores que van a formar parte de una central frigorífica situada en Logroño. La potencia frigorífica a instalar es de 100 Kw. Es de condensación por aire. El recalentamiento útil es de 5°C y el total de 10 °C. El subenfriamiento en el condensador es de 4 °C. Refrigerante R 507.

En este ejercicio se trata de determinar los compresores que van a formar parte de una central frigorífica destinada a enfriar varias cámaras cuya potencia frigorífica simultánea es de 100 Kw. Las centrales frigoríficas se utilizan mucho en supermercados y grandes industrias frigoríficas porque presentan ventajas respecto a las instalaciones individuales. La instalación de compresores en paralelo, formando una central, va a permitir adaptar la capacidad de producción frigorífica a las necesidades que en cada momento tenga la instalación y, si esta bien calculada y el sistema de regulación es adecuado se puede obtener un ahorro de energía importante.

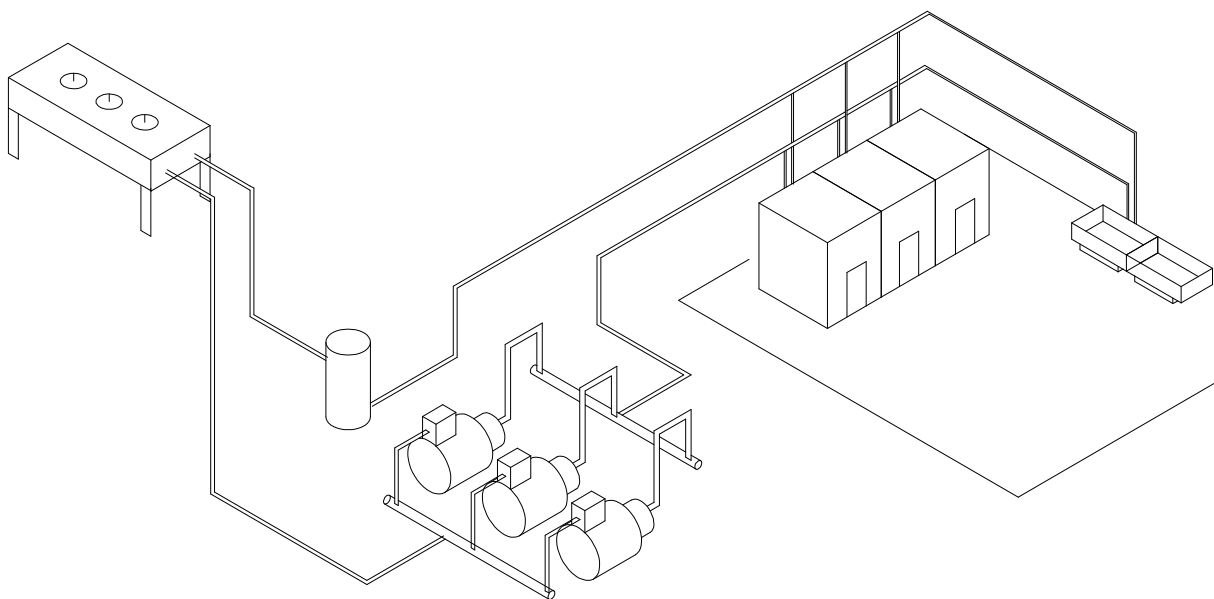


Figura 11: ejemplo de instalación de evaporación múltiple y central de compresores

Cada compresor de la central supone un escalón de potencia, cuantos más compresores estén funcionando más potencia frigorífica producirá la central.

El funcionamiento de la central va de acuerdo a la presión que exista en colector de aspiración. Los compresores suelen estar controlados por una centralita electrónica, que lee la presión de aspiración y trata de mantenerla constante en el nivel fijado por el instalador. Cuando la carga térmica es alta, hay muchos evaporadores en funcionamiento, y se genera un caudal de vapor elevado, si la capacidad de aspiración de la central es inferior al caudal de vapor generado, la presión en el colector de aspiración sube. Esta subida la detecta la centralita electrónica, que pondrá en marcha otro compresor para aumentar la capacidad de aspiración y reducir la presión hasta el nivel marcado.

Una instalación que sea capaz de mantener la presión estable en el nivel marcado permite un ahorro de energía importante. Que esto sea posible depende de

la adecuada selección de los compresores y de la elección y regulación correcta del sistema de control.

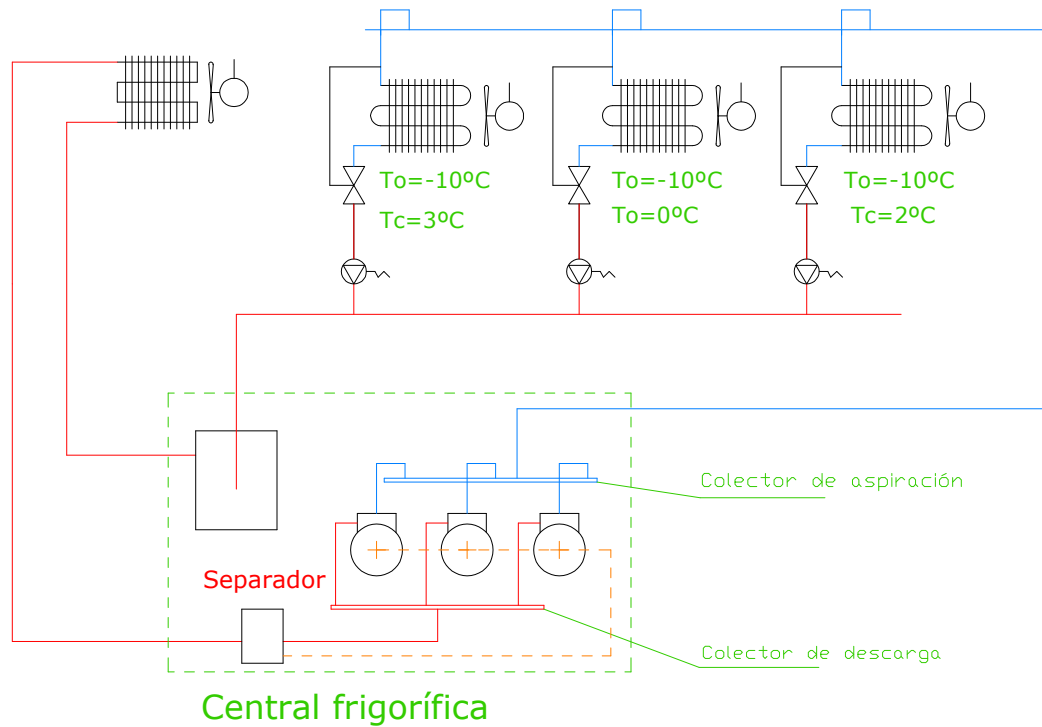


Figura 12: esquema frigorífico de una instalación centralizada

En este ejemplo vamos a realizar la selección de los compresores de dos formas, en la primera todos ellos tendrán misma potencia y la segunda los compresores tendrán potencias diferentes.

1. Determinamos las condiciones de funcionamiento:

- **Temperatura de condensación:**

Temperatura seca en Logroño en verano: $T = 30^\circ\text{C}$

Vamos a suponer un salto térmico en el condensador $\Delta T_T = 15 \text{ }^\circ\text{C}$, normal en una instalación condensada por aire, pero si recordamos bajando la presión de condensación podemos ahorrar energía de funcionamiento, por lo tanto podemos implementar la instalación con un sistema de condensación flotante que permita bajar la presión de condensación cuando las condiciones sean las apropiadas, de esa forma el ahorro de energía es importante.

$$T_k = t_{\text{Logroño}}^a + \Delta T_T ; T_k = 30 + 15 ; \mathbf{T_k = 45 \text{ }^\circ\text{C.}}$$

- **Temperatura de evaporación:**

Ya hemos visto en los dos ejercicios anteriores como determinar la temperatura de evaporación, en este caso vamos a tomar como $T_o = -10$, sin hacer referencia a ningún producto en concreto. Si debemos conservar productos diferentes podríamos tener diferentes temperaturas de evaporación, en este caso seleccionamos como presión de aspiración de la central la del evaporador que evapore más bajo.

Otra solución sería conservar los productos envasados, y de esa forma la humedad de la cámara y la temperatura de evaporación no son tan importantes para la desecación de los productos.

2. Trazado del ciclo frigorífico

Con los datos de partida conocidos la instalación funcionará de forma teórica de acuerdo al siguiente diagrama.

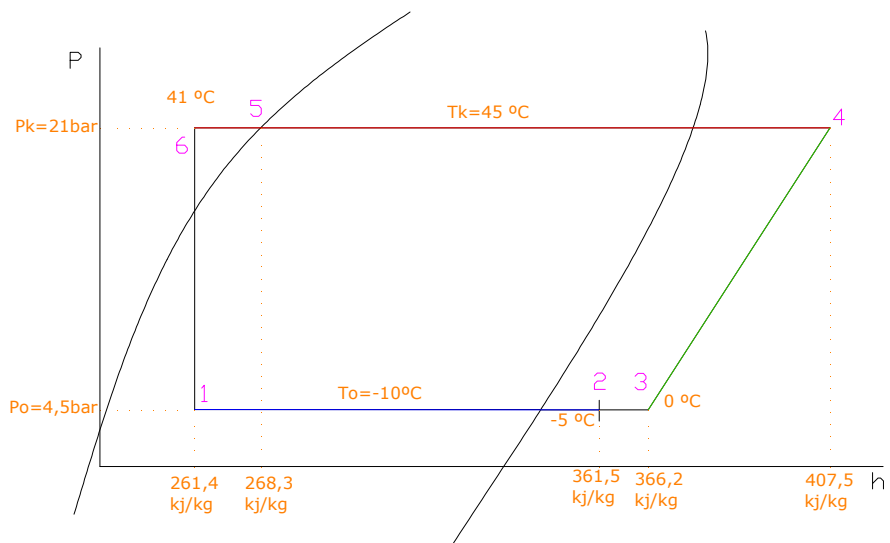


Tabla de datos

Punto	Tª	P (bar)	h (Kj/Kg)	V _{esp} (m ³ /Kg)
3	0	4,5	366,2	0.0456
4	67,3	21	407,5	
6	41	21	261,4	
5	45	21	268,3	
1	-10	4,5	261,4	
2	-5	4,5	361,5	

$P_k = 21 \text{ bar (abs)}$

$P_o = 4,5 \text{ bar (abs)}$

3. Cálculo de los compresores:

Como hemos dicho anteriormente, primero se va a hacer el cálculo con cuatro compresores de la misma potencia, de forma que el fraccionamiento de potencia será 0% - 25% - 50% - 75% - 100%.

Cada compresor moverá un 25% del total de caudal de refrigerante que se necesita.

a. Producción frigorífica específica neta (q_{om}):

$$q_{om} = h_2 - h_1 = 361,5 - 261,4; q_{om} = 100,1 \text{ Kj/Kg}$$

b. Caudal másico de refrigerante (C_m):

Para conocer el caudal másico que debe circular por la instalación, cuando esta funciona al 100%, utilizamos la potencia frigorífica de la misma (P_f) y la producción frigorífica específica (q_{om}). Primero pasamos $P_f = 100 \text{ Kw}$ a Kj/h ; $P_f = 360000 \text{ Kj/h}$

$$C_m = \frac{P_f}{h_2 - h_1}; C_m = \frac{360000 \text{ Kj/h}}{100,1 \text{ Kj/Kg}}; C_m = 3596 \text{ Kg/hora}$$

c. Volumen de refrigerante aspirado por el compresor (V_a):

$$V_a = C_m * v_{esp}; V_a = 3596 (\text{Kg/h}) * 0,0456 (\text{m}^3/\text{Kg}); V_a = 164 \text{ m}^3/\text{h}$$

d. Volumen barrido (V_b):

Recordemos, el primer paso es calcular la relación de compresión para poder determinar el rendimiento volumétrico, y con este estamos en condiciones de poder hallar el volumen barrido.

$$\tau = P_k/P_o = \frac{21}{4,5} = 4,66$$

$$\eta_v = 1 - 0,05 \tau = 1 - 0,05 * 4,66; \eta_v = 0,765$$

$$V_b = V_a / \eta_v = \frac{164}{0,765}; \mathbf{V_b = 214,4 \text{ m}^3/\text{h}}$$

Cada uno de los compresores debe mover:

$$V_b = \frac{214,4 \text{ m}^3 / \text{h}}{4} = 53,6 \text{ m}^3/\text{h}$$

e. Potencia teórica para la compresión (Pt):

$$\mathbf{Pt = q_{cm} \cdot Cm}$$

El equivalente calórico del trabajo de compresión:

$$q_{cm} \text{ (Kj/Kg)} = (h_4 - h_3); q_{cm} = 407,5 - 366,2; q_{cm} = 41,3 \text{ Kj/Kg.}$$

$$\mathbf{Pt = 41,3 \text{ (Kj/Kg)} \cdot 3596 \text{ Kg/h}; \mathbf{Pt = 148515 \text{ Kj/h}} \text{ ó } \mathbf{Pt = 41,25 \text{ Kw.}}$$

f. Potencia real para la compresión (Pr):

$$Pr = \frac{P_t}{\eta_i}$$

El redimiendo indicado es similar al rendimiento volumétrico $\eta_i \approx \eta_v \approx 0,765$

$$Pr = \frac{41,25}{0,766} \Rightarrow \mathbf{Pr = 53,85 \text{ Kw}}$$

g. Potencia del motor de cada compresor (P):

La potencia que nos debe dar el motor eléctrico que mueve el compresor será:

$$P = \frac{Pr}{\eta_m \cdot \eta_e}$$

Dado que cada compresor supone el 25% de la potencia de la instalación y teniendo en cuenta que los rendimientos mecánico y eléctrico suelen ser aproximadamente de 0,85 y 0,95 respectivamente, la potencia que debe tener el motor de cada compresor es:

$$P = \frac{53,85/4}{0,85 \cdot 0,95} \Rightarrow P = 16,7 \text{ Kw}$$

h. Selección del compresor:

Modelo	Rendimientos (W) según T ^a de evap				Vb m ³ /h	Potencia CV	Refriger
	Tk = 50 k						
	- 5°C	- 10°C	-15°C	-20°C			
CA	29000	23100	18500		48	13	R507
CB	35000	29000	23000		56	15	R507

El modelo CB parece adecuado ya que es capaz de mover 56 m³/h, un poco más de lo necesario y por lo tanto los compresores nos darán más potencia frigorífica que la inicialmente prevista.

$$Vb = 56 \text{ m}^3/\text{h}$$

El rendimiento volumétrico de nuestra instalación es de $\eta_v = 0,766$; por lo que:

$$V_a = V_b * \eta_v = 42,9 \text{ m}^3/\text{h}.$$

El volumen específico en el punto de aspiración era de: $V_{esp} = 0,0456 \text{ m}^3/\text{Kg}$; con lo que el caudal másico de refrigerante que mueve el compresor será de $C_m = V_a / V_{esp} = 42,9 / 0,0456 = 940,8 \text{ Kg/h}$.

Conociendo el caudal másico y la producción frigorífica específica podemos determinar la potencia frigorífica que nos proporcionará uno de los compresores en nuestras condiciones de funcionamiento:

$$P_f = C_m \cdot q_{om} = 940,8 \text{ Kg/h} \cdot 100,1 \text{ Kj/Kg} = 94174 \text{ Kj/h}; \mathbf{P_f = 26,16 \text{ Kw}}$$

Los cuatro compresores funcionando nos darán una potencia frigorífica de:

$$P_f = 26,16 \cdot 4 = 104,6 \text{ Kw}$$

La secuencia de funcionamiento de la central la podemos ver en la siguiente tabla:

Salto nº	Nº compresores en funcionamiento	% potencia	Potencia (Kw)
1	0	0	0
2	1 (A)	25	26,16
3	2 (A+B)	50	52,32
4	3 (A+B+C)	75	78,48
5	4 (A+B+C+D)	100	104,64

Si nos decidimos por una **central con compresores de potencias diferentes** veremos que el fraccionamiento de potencia es mayor y por lo tanto se adapta mucho mejor la producción frigorífica a las necesidades instantáneas. En este caso:

Vamos a recurrir a 4 compresores diferentes.

Para determinar su potencia aproximada, y que estén proporcionados, seguimos la regla de dividir por dos la potencia del compresor previo:

Compresor D: $100/2 = 50$ Kw

Compresor C: $50/2 = 25$ Kw

Compresor B: $25/2 = 12,5$ Kw

Compresor A: $12,5/2 = 6,25$ Kw

Ajustamos las potencias de los compresores para que la suma de todos ellos nos proporcione los 100 Kw que necesita nuestra instalación:

Compresor	Potencia Kw	% potencia total
Compresor A	7	7%
Compresor B	13	13%
Compresor C	25	25%
Compresor D	55	55%
Total	100	100

Retomando los datos anteriores, el V_b total debe ser de: **$V_b = 214,4 \text{ m}^3/\text{h}$** , según el porcentaje de potencia en el que participa cada compresor, los caudales que deben mover cada uno de ellos serán:

$$\text{Compresor A: } V_b = \frac{214,4(m^3/h) \cdot 7}{100} = 15 \text{ m}^3/h$$

Compresor A	7%	15 m ³ /h
Compresor B	13%	27,9 m ³ /h
Compresor C	25%	53,6 m ³ /h
Compresor D	55%	117,9 m ³ /h

Pasamos a determinar, del catalogo de un fabricante, los compresores que más se aproximen a las características de los calculados, en este caso son compresores de pistones semiherméticos. Los seleccionados son los siguientes:

Modelo	Rendimientos (W) según T ^a de evap				V _b m ³ /h	Potencia CV	Refriger
	Tk = 50 k						
	- 5°C	- 10°C	-15°C	-20°C			
comp. A	7000	5900	4600		14	2,5	R507
comp. B	14800	12200	9900		27	6	R507
comp. C	30300	25000	19700		56	15	R507
comp. D	61000	51000	41000		120	29	R507
total					217		

Ahora debemos determinar la potencia frigorífica que nos proporcionará cada compresor en las condiciones de funcionamiento de nuestra instalación.

Compresor A: los datos necesarios son los siguientes:

$$V_b = 14 \text{ m}^3/h; V_{esp} = 0,0456 \text{ m}^3/Kg; \eta_v = 0,766; q_{j/Kg} = 100,1 \text{ KJ/Kg.}$$

$$V_a = V_b \cdot \eta_v; V_a = 14 \text{ (m}^3/h) \cdot 0,766; V_a = 10,72 \text{ m}^3/h$$

El volumen específico en el punto de aspiración era de: $V_{sp} = 0,0456 \text{ m}^3/\text{Kg}$; con lo que el caudal másico de refrigerante que mueve el compresor será de $C_m = V_a / V_{sp} = 10,72 / 0,0456 = 235,1 \text{ Kg/h}$.

Conociendo el caudal másico y la producción frigorífica específica podemos determinar la potencia frigorífica que nos proporcionará el compresor A en nuestras condiciones de funcionamiento:

$$P_f = C_m \cdot q_{om} = 235,1 \text{ Kg/h} \cdot 100,1 \text{ Kj/Kg} = 23533 \text{ Kj/h}; \quad \mathbf{P_f = 6,5 \text{ Kw}}$$

Para determinar los compresores B, C y D seguimos el mismo procedimiento. En la siguiente tabla se pueden encontrar los resultados obtenidos del cálculo:

Compresor	Vb m ³ /h	Pot frigorífica Kw
Compresor A	14	6,5
Compresor B	27	12,6
Compresor C	56	26,1
Compresor D	120	56
Total central	217	101,2

En la siguiente tabla podemos encontrar la secuencia de funcionamiento de los compresores en la central. El responsable de que cada compresor arranque y pare en el momento adecuado es el sistema de control electrónico tomando los datos de la sonda de presión que hay instalada en el colector de aspiración de la central. Como veremos la potencia esta mucho más fragmentada y por lo tanto lograremos que la presión de aspiración se mantenga, sin variaciones muy

importantes, dentro del rango fijado. El escalonamiento de potencia de la central sería el siguiente:

Salto nº	Nº compresores en funcionamiento	% potencia	Potencia desarrollada(Kw)
1	0	0	0
2	1 (A)	6,4	6,5
3	1 (B)	12,5	12,6
4	2 (A+B)	18,9	6,5 + 12,6 = 19,1
5	1 (C)	25,8	26,1
6	2 (C+A)	32,2	26,1 + 6,5 = 32,6
7	2 (C+B)	38,2	26,1 + 12,6 = 38,7
8	3 (C+B+A)	44,7	26,1 + 6,5 + 12,6 = 45,2
9	1 (D)	55,3	56
10	2 (D+A)	61,7	56 + 6,5 = 62,5
11	2 (D+B)	67,8	56 + 12,6 = 68,6
12	3 (D+B+A)	74,2	56 + 6,5 + 12,6 = 75,1
13	2 (D+C)	81,1	56 + 26,1 = 82,1
14	3 (D+C+A)	87,5	56 + 26,1 + 6,5 = 88,6
15	3 (D+C+B)	93,6	56 + 12,6 + 26,1 = 94,7
16	4 (D+C+B+A)	100	56 + 12,6 + 26,1 + 6,5 = 101,2

La central tiene 16 escalones de potencia frente a los 5 que tendría si se colocan 4 compresores de la misma potencia, la regulación de la instalación se complica pero, como hemos dicho, la presión de aspiración de la central será mucho más constante.

De todas formas existe una mejor solución para adaptar la producción frigorífica de una central a las necesidades reales, que es la utilización de variadores de frecuencia para regular la velocidad de giro de los motores de los compresores. Es un sistema, en cuanto a regulación, mucho más simple que el anterior, la presión

de aspiración se mantendría constante y podríamos incorporar fácilmente un sistema de evaporación flotante que reportaría unos ahorros energéticos considerables.

4. Selección del condensador para la central:

Este condensador debe ser capaz de eliminar el calor que capta el refrigerante en el proceso de evaporación, en el de compresión y contar también con la potencia necesaria para el subenfriamiento del líquido. El condensador debe estar diseñado considerando que la central trabaja al 100% de su capacidad. La potencia del condensador, por tanto será la suma de la potencia frigorífica que nos proporciona la central funcionando al 100% (P_f), el consumo de los motores de los compresores seleccionados (P) y la potencia necesaria para realizar el subenfriamiento (P_{sub}).

La potencia frigorífica necesaria es de 100 Kw pero puesto que la central de compresores nos proporciona hasta 101,2 Kw utilizamos este dato.

La potencia de los motores de los compresores la obtenemos del catálogo del fabricante:

Compresor D: 2,5 CV = 1,8 Kw

Compresor C: 6 CV = 4,4 Kw

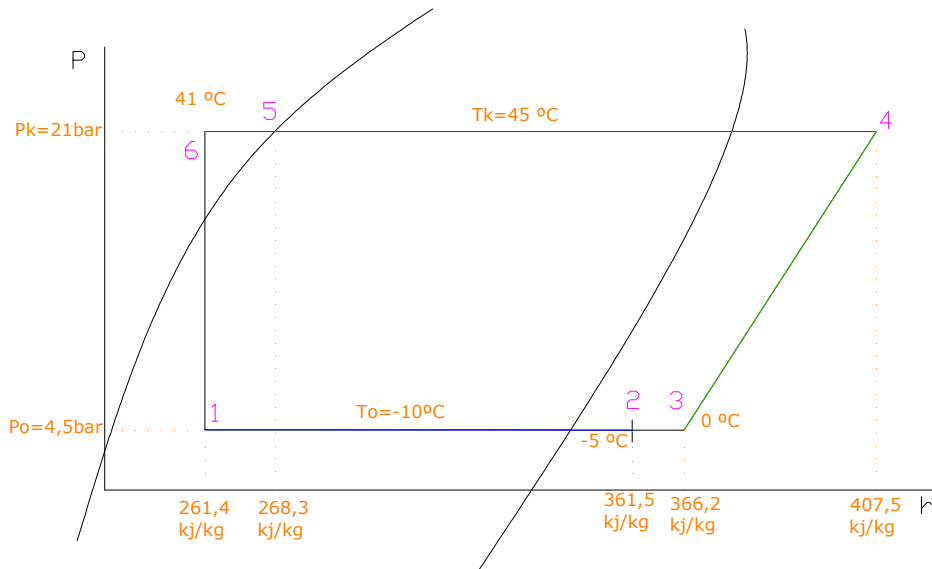
Compresor B: 15 CV = 11 Kw

Compresor A: 29 CV = 21,3 Kw

Todos los motores funcionando: 38,5 Kw

En este caso el ejercicio nos dice que en el condensador se va a producir un subenfriamiento de 4 °C y debemos tenerlo en cuenta en el cálculo de esta unidad.

Para determinar la potencia necesaria para producir el subenfriamiento recurrimos a diagrama presión entalpía y tomamos los datos de entalpía que necesitamos.



En este caso si el refrigerante líquido se subenfriía en el condensador 4 °C, el punto del que tenemos que tomar el dato de entalpía es el 6 donde la temperatura es 41 °C.

$$h_6 = 261,4 \text{ Kj/Kg}$$

La potencia extra que necesita el condensador para subenfriar el caudal de líquido que pasa por él vendrá dada por:

$$P_{\text{sub}} = (h_5 - h_6) \cdot C_m; P_{\text{sub}} = (268,3 - 261,4) (\text{Kj/Kg}) \cdot 3596 \text{ Kg/h}; P_{\text{sub}} = 24812 \text{ Kj/h}$$

$$P_{\text{sub}} = 6,9 \text{ Kw}$$

$$P_{\text{cond}} = 101,2 + 38,5 + 6,9;$$

$$\mathbf{P_{\text{cond}} = 146,6 Kw}$$

Con este dato ya podríamos seleccionar el condensador de los catálogos de los fabricantes.

BIBLIOGRAFÍA:

Alarcón, J. (1992). *“Tratado Práctico de Refrigeración Automática”*. Marcombo.

B. Pérez y J. Guerrero. (1992) *“Diseño de Instalaciones: Cámaras frigoríficas”*. E.U.P. Málaga.

Cabeza, F. (2009). *“Las Bases del Frío”*. AMV ediciones.

Colegio Oficial de Ingenieros Agrónomos de Murcia. (1993) *“Nuevo curso de ingeniería del frío”*. AMV ediciones.

Jacquard, P. y Rapin, P. (1999). *“Formulario del frío”*. Marcombo.

Roy J. Dossat. (1980). *“Principios de refrigeración”*. CECSA.

Sánchez Pineda de las Infantas, M^a T. (1998) *“Ingeniería de las Instalaciones Térmicas Agroindustriales”*. Universidad de Córdoba.

Sánchez Pineda de las Infantas, M^a T. (2001) *“Ingeniería del Frío: Teoría y Práctica”*. AMV ediciones-Mundiprensa.