

EFICIENCIA Y AHORRO ENERGETICO

EN PLANTAS

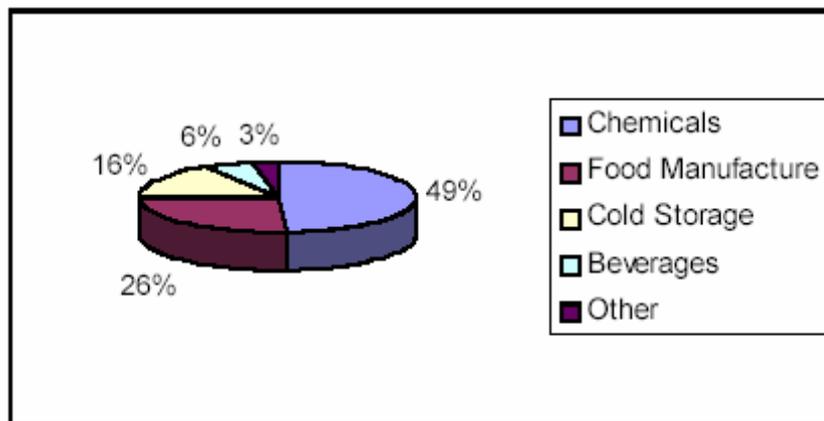
FRIGORIFICAS

Celso Tapia Sánchez
21 diciembre 2004

Introducción

La refrigeración es un consumidor de energía muy grande y la energía se consume generalmente en forma de electricidad. En el Reino Unido, por ejemplo, el consumo para el propósito de refrigeración fue de un 17% del consumo total de electricidad en 1991. Alrededor de un 15% fue consumida por la industria. Esto corresponde a un $7.5 \cdot 10^9$ kw/h anualmente.

Este diagrama ilustra la distribución entre los consumidores de electricidad de la refrigeración industrial.

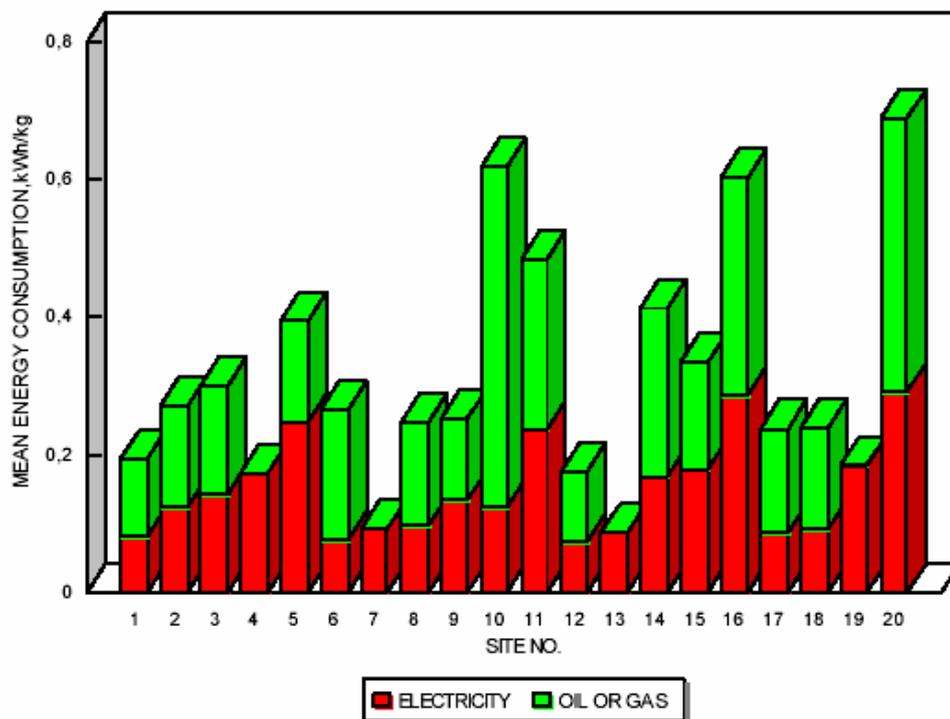


El diagrama se basa en cifras en el Reino Unido, un país con enormes industrias químicas. Los consumidores relacionados con el alimento, por ejemplo dominan entre los consumidores en muchos otros países.

Una cantidad significativa de electricidad usada por la industria alimenticia es usada para propósitos de refrigeración. La tabla abajo muestra el consumo de electricidad para la refrigeración del porcentaje del consumo total.

Segment	Typical percentage
Dairy products	30
Ice cream	70
Meat and Poultry	50
Fish	50
Fruit and vegetables	70
Chocolate	20
Breweries	30
Cold stores	90

El consumo de electricidad varía considerablemente, como lo demuestran las barras rojas en el siguiente diagrama. Ellas representan el total del consumo de electricidad para 20 industrias faenadoras de carne. Se estima un 50% para la refrigeración y consecuentemente las variaciones en el consumo de electricidad para propósitos de refrigeración también serán Considerables.



Sin embargo el consumo de energía puede ser reducido considerablemente, tanto como en plantas existentes y nuevas instalaciones. Las siguientes oraciones se citan de una publicación del Departamento de Eficiencias Energéticas del Reino Unido:

“Una reciente investigación ha probado que hay muchas oportunidades de costos efectivos para ahorrar. En un término medio, se puede lograr reducir hasta un 20%. Con lo cual se logra un buen retorno de la inversión”.

El propósito de este informe es entregar algunas indicaciones, ejemplos y diseñar reglas de cómo mejorar la eficiencia energética. No es posible cubrir todas las aplicaciones y sistemas en una publicación como esta. Sin embargo estamos tratando de atraer la atención del lector a los factores mas importantes en el diseño del trabajo.

El manual tiene los siguientes encabezados:

- INTRODUCCION
- TEORIA
- CARGA DE ENFRIAMIENTO
- COMPARACION Y PRINCIPIOS DE SISTEMA
- COMPRESORES
- EVAPORADORES
- CONDENSADORES
- DISPOSITIVOS DE EXPANSION
- ESTRATEGIAS DE OPERACIÓN

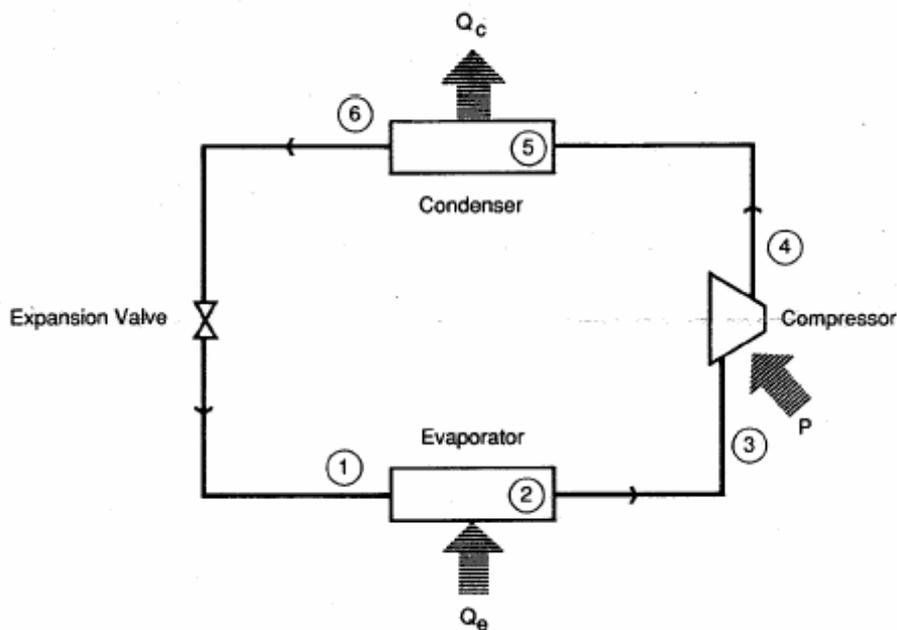
TEORIA

Introducción

Asumimos que el lector esta bien instruido con el proceso de refrigeración básico y que el o ella tienen algún conocimiento acerca de la termodinámica, no obstante comenzaremos recordándole algunos factores básicos. El propósito principal de este manual es, sin embargo apuntar a los factores que son mas importantes para la eficiencia de la energía.

El ciclo de refrigeración

Un sistema simple de una etapa se ve como en la siguiente figura.

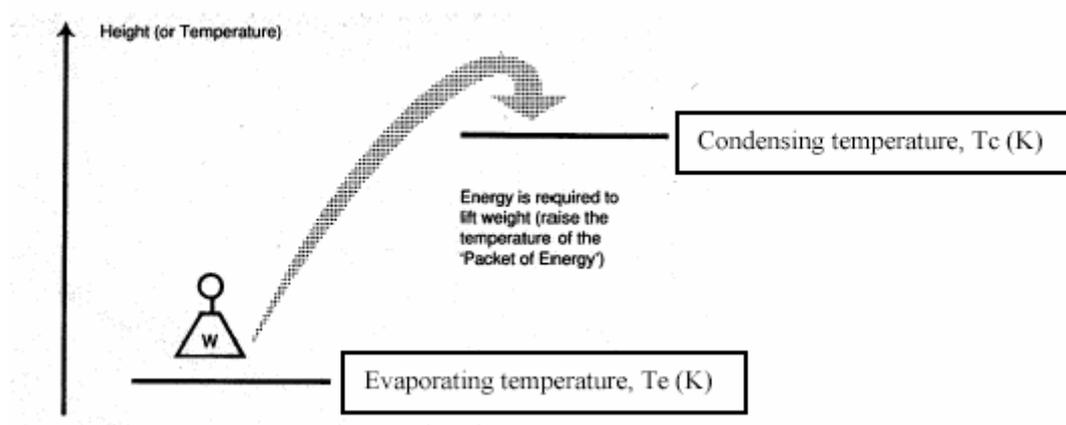


El vapor del refrigerante a baja presión entra al compresor donde la presión del vapor refrigerante aumenta. El vapor a alta presión luego pasa al condensador donde es enfriado y condensado. El calor extraído en el condensador es liberado al medio ambiente. El líquido a alta presión pasa desde el condensador a través de la válvula de expansión donde su presión es mas baja y luego entra hacia el evaporador. El líquido a baja presión en el evaporador comienza a hervir y se produce el vapor a baja presión. Después de esto, el ciclo se repite. El calor requerido para evaporar el

líquido en el evaporador se toma del producto para ser enfriado por el sistema de refrigeración (ejemplo: aire, agua, alcohol, fluidos etc)

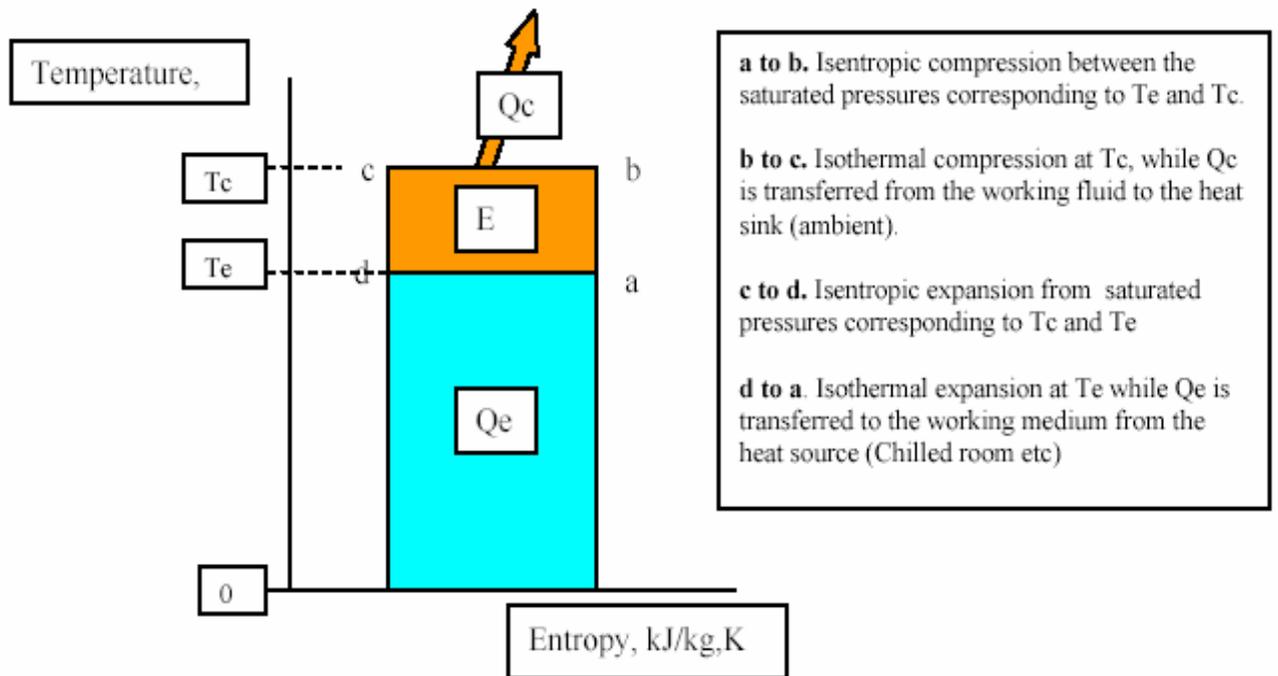
Consumo de energía

Así como se aprecia la descripción del proceso abajo, la energía (el calor) se transporta desde un nivel de baja temperatura hasta a un nivel donde el calor puede ser liberado al medio ambiente. La segunda ley de termodinámica dice que este transporte necesita energía. Mientras mas elevada sea la temperatura mas energía se necesita. Este se ilustra con “la balanza analógica de calor”



El ciclo de Carnot

Este es el ciclo ideal, tanto como para las maquinas de calor y de refrigeración. En la maquina de refrigeración el proceso es opuesta a las manecillas del reloj, entre la temperatura de evaporación T_e y la temperatura de condensación T_c .



El diagrama muestra que la capacidad de refrigeración, Q_e , es proporcional a $T_e - 0$ y que el consumo de potencia es proporcional al $T_c - T_e$.

Coeficiente de operación, COP

COP para el ciclo de Carnot

COP se define como:

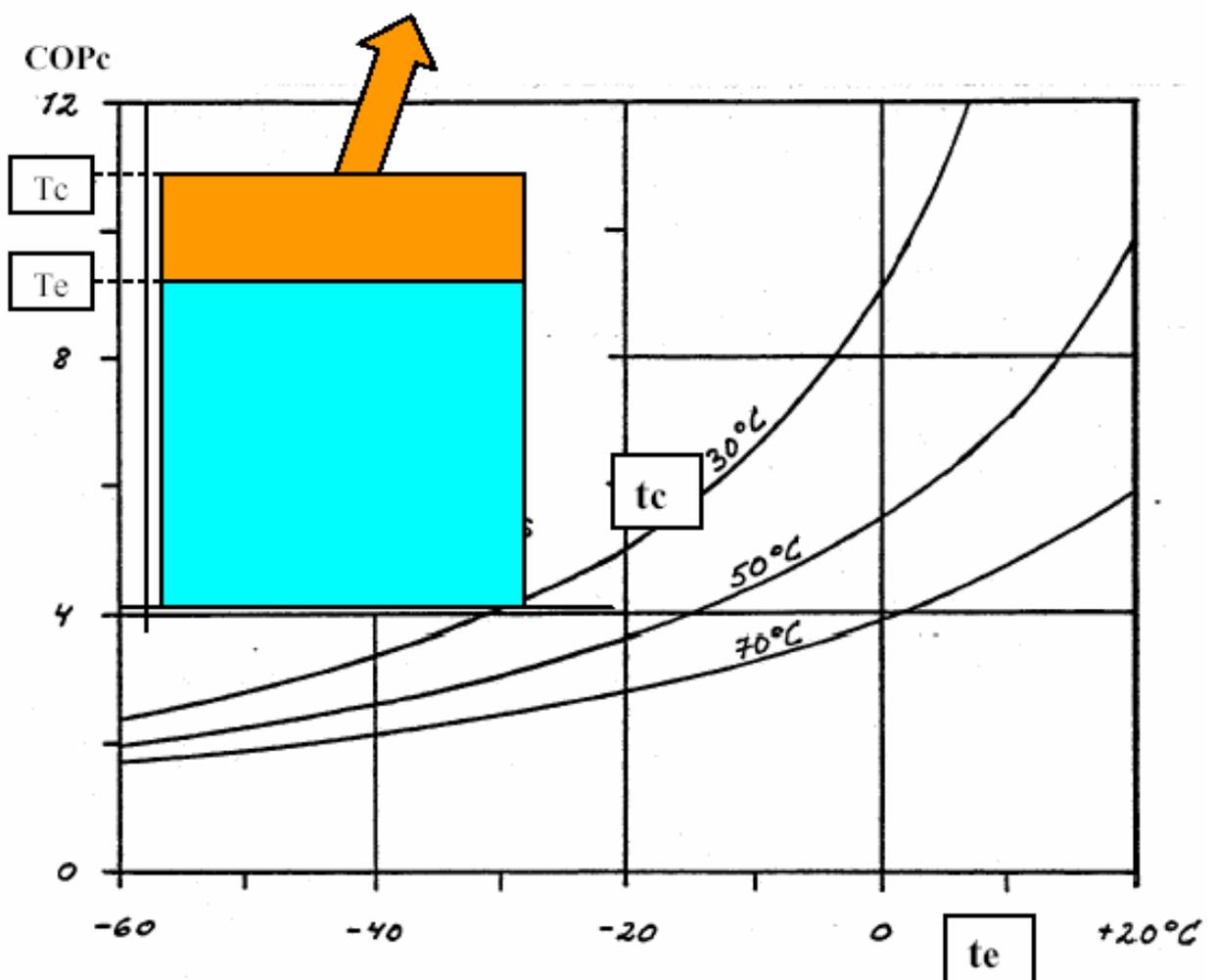
$$\frac{\text{Capacidad de refrigeración}}{\text{Potencia consumida}}$$

$$\text{COP} = Q_e/E$$

Referente al diagrama abajo el COP para el ciclo de Carnot será:

$$\text{COP}_c = T_e / (T_c - T_e)$$

La gran influencia de la alta temperatura es obvia.



COP ideal para el ciclo básico de compresión de vapor

La palabra **ideal** es algo engañadora, porque las posibilidades para expandir con una constante entropía generalmente no se utilizan. La temperatura después de la compresión también es más elevada que la temperatura de condensación. El ciclo de compresión de vapor generalmente se describe en otro tipo de diagrama que el TS, llamado diagrama presión-entalpía (h-lóg. p o Mollier), la cual se muestra debajo y donde los símbolos para los cuatro componentes principales también se indican:

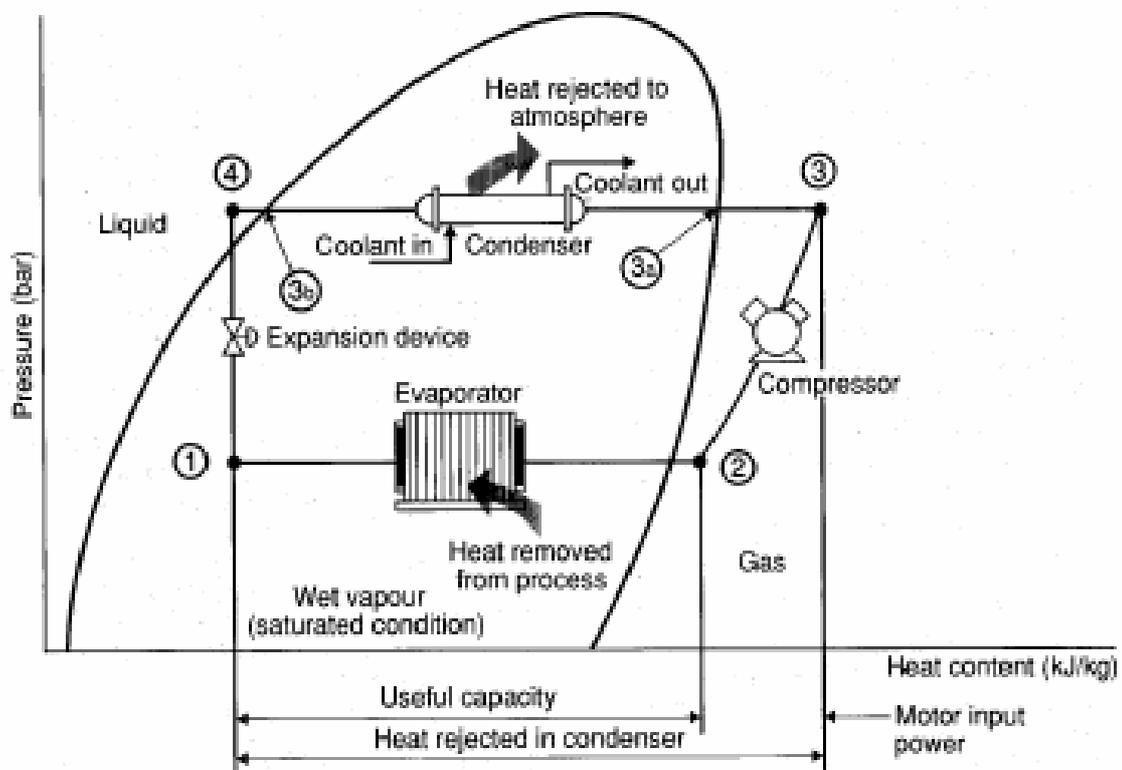
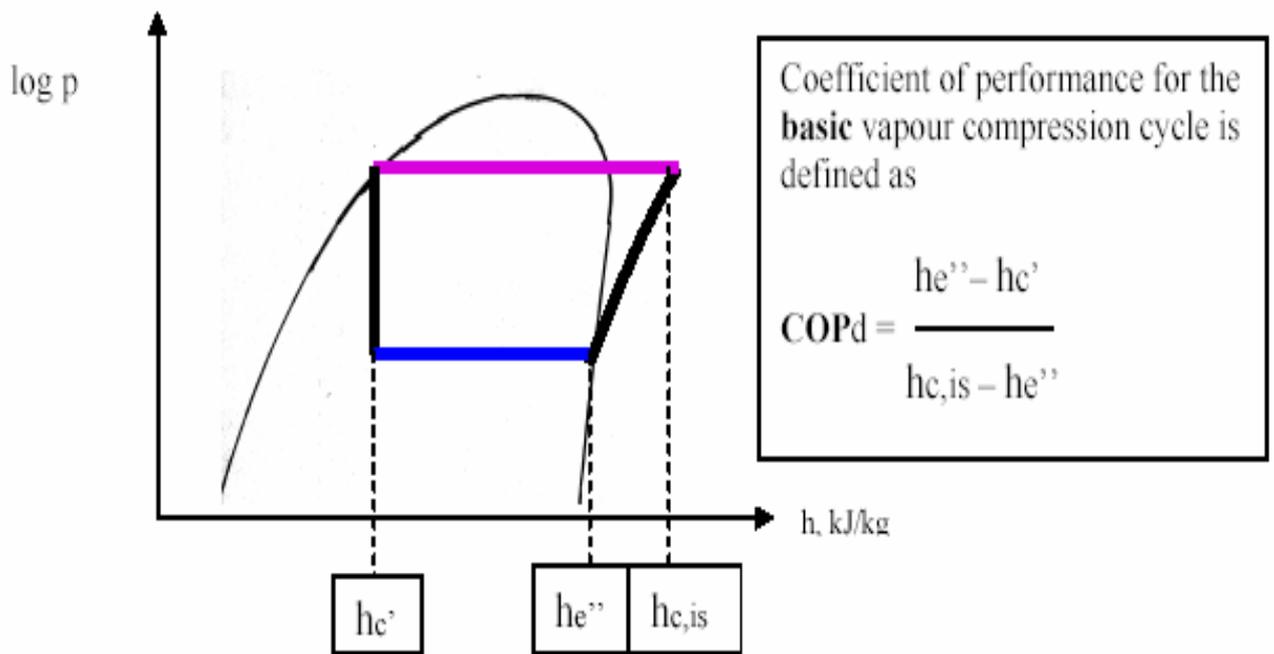


Fig 1 Single stage vapour compressor circuit and pressure enthalpy diagram

El ciclo **básico** de compresión de vapor comienza con un intercambio de calor isobarico en el evaporador, seguido por una compresión isentrópica. Luego otro intercambio de calor isobarico en el condensador y finalmente, una expansión isentalpica. La diferencia entre la expansión isentalpica y la expansión isentrópica en el proceso de Carnot a menudo se le denomina "bajas pérdidas". En un diagrama h-lóg. p el proceso se vera a continuación:



Refrigerantes

La relación entre el COPs para el ciclo de compresión básico y el ciclo de Carnot se denomina como la eficiencia de Carnot del refrigerante, η_{cd} .

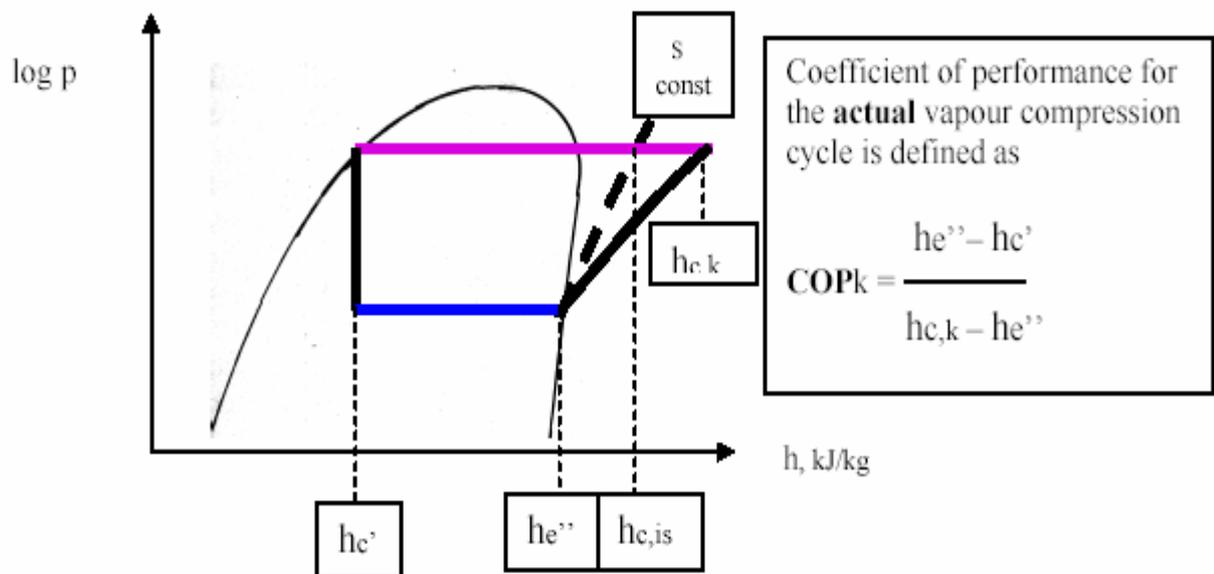
$$\eta_{cd} = \text{COPd} / \text{COPc}$$

Los ejemplos en η_{cd} para unos pocos refrigerantes en las temperaturas de condensación y evaporación de +30/ -15.

Refrigerant	η_{cd}	Refrigerant	η_{cd}
R11	0.877	R134a	0.803
R600	0.863	R290	0.798
Ammonia	0.830	R502	0.758
R12	0.819	Water	0.715
R22	0.812	CO2	0.446

Perdidas del Compresor

En la definición del COPd, se asume que la compresión continúa una entropía constante. Pero en la realidad, el COP será mas bajo, como un resultado de diversas pérdidas en el compresor.



La relación entre el COPs para el actual ciclo de compresión y el ciclo básico, es denominada eficiencia isentrópica, η_{is} .

$$\eta_{is} = \text{COP} / \text{COP}_d$$

Los ejemplos de η_{is} se dan debajo del encabezado **Estimación de COP**.

El total del COP

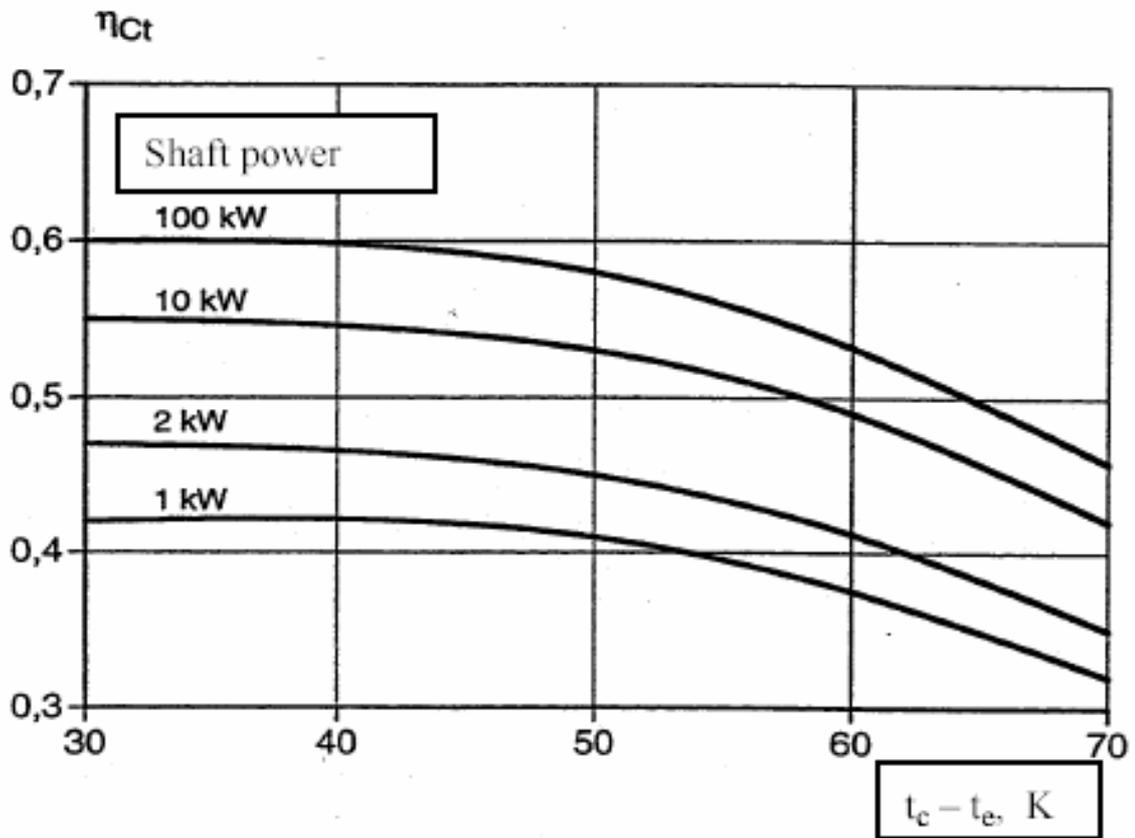
El total del COP, determina el peak de potencia del compresor en relación a la capacidad de refrigeración para el sistema es:

$$\text{COP} = \text{COP}_c * \eta_{cd} * \eta_{is} \text{ en lo cual la ecuación}$$

$\eta_{cd} * \eta_{is}$ se denomina la eficiencia total de Carnot η_{ct} , de este modo

$$\text{COP} = Q_e / E = \text{COP}_c * \eta_{ct} = T_e / (T_c - T_e) * \eta_{ct}$$

Los valores típicos para el η_{ct} encontrados en la literatura pueden ser vistos en el diagrama abajo. Los valores incluyen pérdidas en el motor.



Para los sistemas en el campo de refrigeración industrial la eficiencia de Carnot generalmente se mantiene alrededor de un 0.6. Usando este valor, podemos hacer una rápida estimación del COP.

Ejemplo: Cual es la potencia del motor para una capacidad de enfriamiento de 1000 Kw. a una temperatura de condensación y evaporación de +40 y -10° respectivamente?

Respuesta: $COP = 0.6 * 263/50 = 3.2$

Potencia consumida = $1000 / 3.2 = 320\text{ Kw}$.

Para un compresor de tornillo de amoniaco la potencia correcta será entre 308 y 327 Kw., dependiendo del sistema (ejemplo, economizador o no).

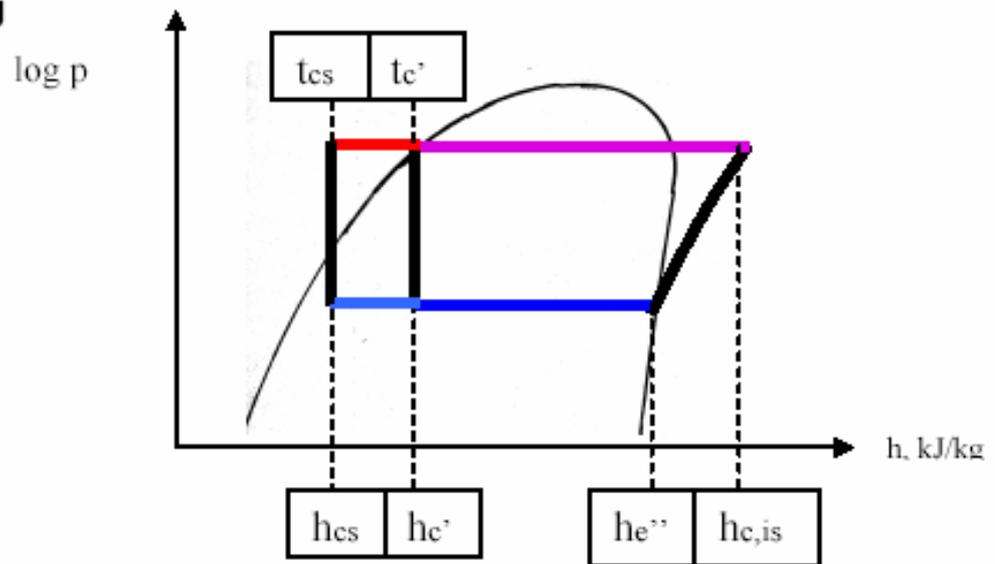
Note que para calcular el total de la eficiencia energética de una planta de refrigeración usted también tendrá que tomar en cuenta el consumo de potencia para un equipo auxiliar, como bombas, ventiladores y deshielos.

Subenfriamiento y Sobrecalentamiento

Las ecuaciones y los ejemplos entregados anteriormente se refieren a un proceso sin subenfriamiento y sobrecalentamiento. Mas a menudo, la influencia de subenfriamiento/sobrecalentamiento es despreciable, pero existen unos pocos casos donde ellos pueden importar y donde pueden aun ser utilizados para mejorar la eficiencia de energía.

La influencia del subenfriamiento y sobrecalentamiento puede ser calculada con el programa computacional COMP1. Entregaremos solo algunos comentarios aquí.

Subcooling



Si el líquido refrigerante es sub. enfriado antes de la válvula de expansión, el cambio entalpico en el evaporador aumentara y la capacidad para ciertos flujos masicos se elevaran. El factor de corrección para cada K de subenfriamiento será:

$$[(he'' - hcs) / (he'' - hc')] * 100 / (tc' - tcs) \% / K$$

Intercambio de Calor

El intercambio de calor entre el líquido a alta presión y el gas de la succión tiene el mismo efecto que el sobrecalentamiento interno, sin importar la ubicación del intercambio de calor (dentro y fuera de un espacio refrigerado). No cometa el error de corregir el subenfriamiento y el sobrecalentamiento interno. Solo se debería considerar el sobrecalentamiento.

Como se puede utilizar este conocimiento sobre esta teoria?

La alta temperatura

La diferencia entre las temperaturas de condensación y evaporación es el factor crucial y debería mantenerse tan bajo como sea prácticamente posible. Los condensadores y los evaporadores debieran ser diseñados para pequeñas diferencias de temperaturas. Sin embargo, existen algunas condiciones y deben ser cumplidas:

- Un balance razonable debe ser encontrado entre el costo del equipo y el costo de energía.
- El uso de equipos con pequeñas diferencias de temperatura generalmente aumenta la demanda auxiliar de energía.
- Podrían haber limitaciones en las condiciones de operación – posiblemente el compresor no puede aceptar diferencias muy pequeñas.

Estos temas se discuten mas adelante en los capítulos Compresores, Condensador, Evaporador y Dispositivos de Expansión.

Sobrecalentamiento Interno

Puede ser positivo o negativo. Sin embargo, el PESO nunca será otro que el limitado. Generalmente, el evaporador debería tener un sobrecalentamiento tan bajo como sea posible sin riesgos de FLUIDOS Líquidos, ya que esto mejorara la operación del evaporador, ejemplo; diferencias bajas de temperaturas.

Intercambiador de Calor

Los efectos en el ciclo son los mismos anteriormente mencionados, ejemplo; un peso negativo o limitado. El uso de un intercambiador de calor puede todavía ser muy beneficioso. Ejemplos:

- En un sistema de expansión seca el uso de un intercambiador de calor hará posible reducir el sobrecalentamiento, sin correr el riesgo de un arrastre de líquido al compresor.
- Sobrecalentar el gas reducirá las pérdidas de AISLAMIENTO, por esto las pérdidas bajas se deben al sobrecalentamiento externo.
- En los sistemas con extensos y a veces líneas de líquido ascendente, se deberá prever la formación de gas natural. Esto mejorara la función de la válvula de expansión y hará posible operar a una temperatura de baja condensación.

La estimación del COP

“Un método empírico rápido para la estimación del ahorro de energía que resultan de las alteraciones de las plantas de refrigeración”.

Este es el título de un documento presentado por A.C. Cleland en la Universidad de Massey, Nueva Zelanda.

“Muchos sistemas de refrigeración mecánicos instalados en un aire acondicionado, procesadora de alimentos y otras aplicaciones industriales han sido diseñadas para BUSCAR costos de criterio de bajo capital. A menudo el deseo de modificar tales plantas a bajo costo de funcionamiento, particularmente la energía. Se presenta un método de cálculo simple, basado en una fórmula empírica para el cálculo del uso de energía. El método permite que la energía y por lo tanto el costo de funcionamiento, ahorre el resultado de los cambios de la planta para ser rápidamente estimados sin la necesidad de cálculos termodinámicos en detalle.

Así como la aplicación del análisis de cambios para las plantas existentes el método puede ser utilizado para predecir el uso de energía para posibles diseños alternativos cuando se considera una nueva planta. Un número de diseños factibles incluyendo una compresión de estados múltiples y temperaturas evaporación múltiples pueden ser considerados rápidamente y mejores posibilidades desde un punto de vista de eficiencia energética identificada para estudios más detallados. La revisión del método propuesto para los refrigerantes R12, R22, 8502, 8114 y R717 mostraron que este puede predecir dentro de $\pm 3.4\%$ (a un nivel de confianza de un 95%) de los resultados de las técnicas de diseños detallados comúnmente usadas en prácticas industriales”.

El Método Cleland

El documento presenta un ecuación en la cual, después de algunas transformaciones, entrega el COP como:

$$\text{COP} = \text{COPc} * (1 - \alpha * x)^{(1/n)} * \eta_{is}$$

COP Coeficiente de operación

COPc Coeficiente de operación para el proceso de Carnot = $T_e / (T_c - T_e)$

α Un factor dependiente del refrigerante

x Fracción de gas antes del evaporizador

n Un factor dependiente en el sistema

η_{is} Eficiencia isentropica del compresor

De acuerdo al diagrama de Mollier abajo, los parámetros son:

Factor α Un factor dependiente del refrigerante el cual para algunos refrigerantes es como sigue a continuación:

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

Para otros refrigerantes el factor en general puede ser estimado de la siguiente manera:

$$\alpha = (h'' - h') / (235 * C_p')$$

Donde la entalpía y la capacidad del calor específico del líquido debería ser elegida por el promedio de las temperaturas de condensación y evaporación.

X la fracción de gas antes del evaporador

Puede ser tomada del diagrama de Mollier o calculada de las entalpías

$$x = (h_g - h_e') / (h_2 - h_e')$$

η_{is} = Eficiencia isentrópica del Compresor

El siguiente diagrama puede ser usado en ausencia de la información específica del compresor:

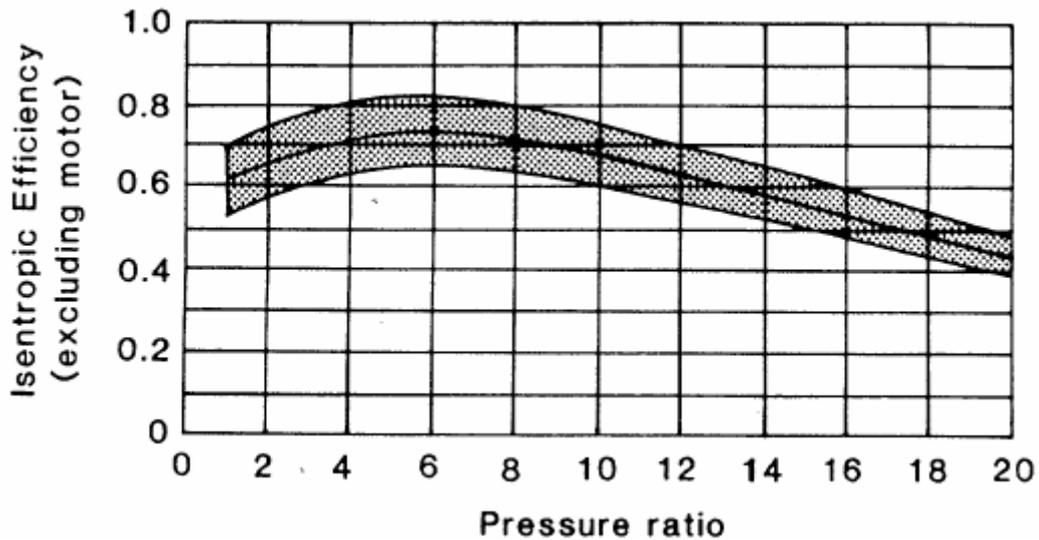
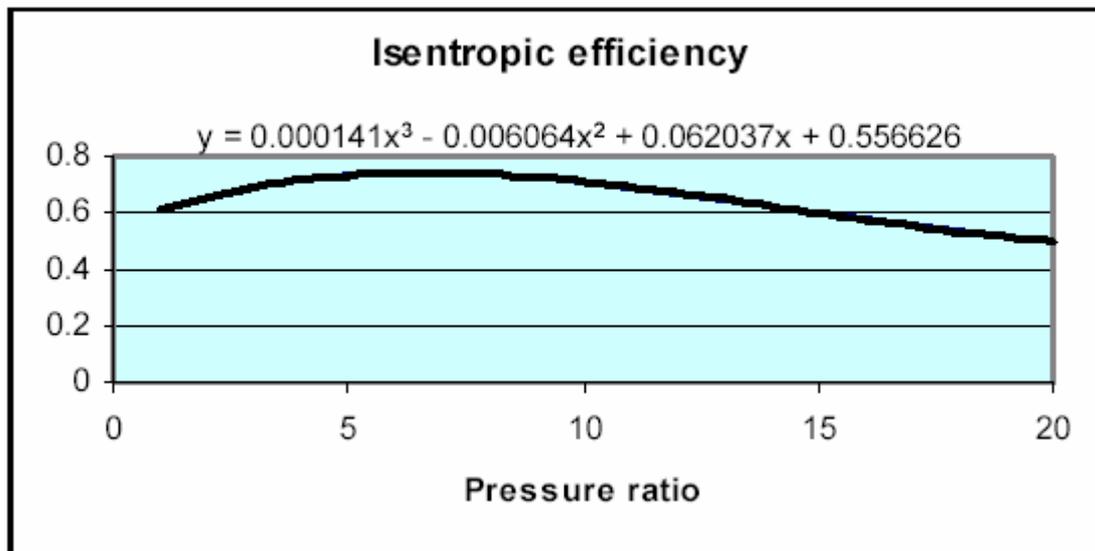


Figura 1 Información típica para eficiencia isentrópica del compresor versus balance de presión.

Para los compresores de tornillo se ha asumido que la eficiencia es mayor **que el promedio a balances de alta presión**, observe el diagrama abajo:



También se da una ecuación donde X es el **balance de presión** e Y la eficiencia. Esta ecuación puede ser usada por ejemplo en una hoja de

cálculo Excel, en casos donde diferentes condiciones tienen que ser calculadas. Para información refrigerante es apropiado un REFPREX.

Refprex is developed by:



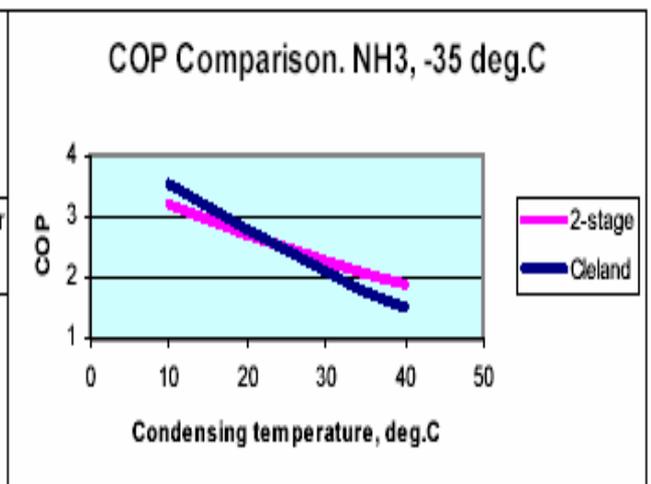
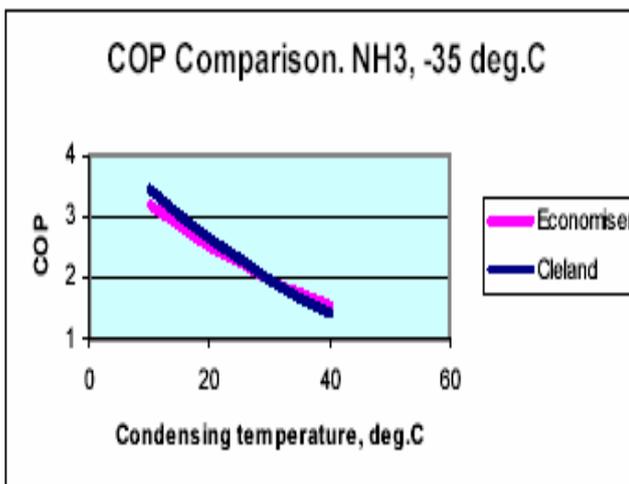
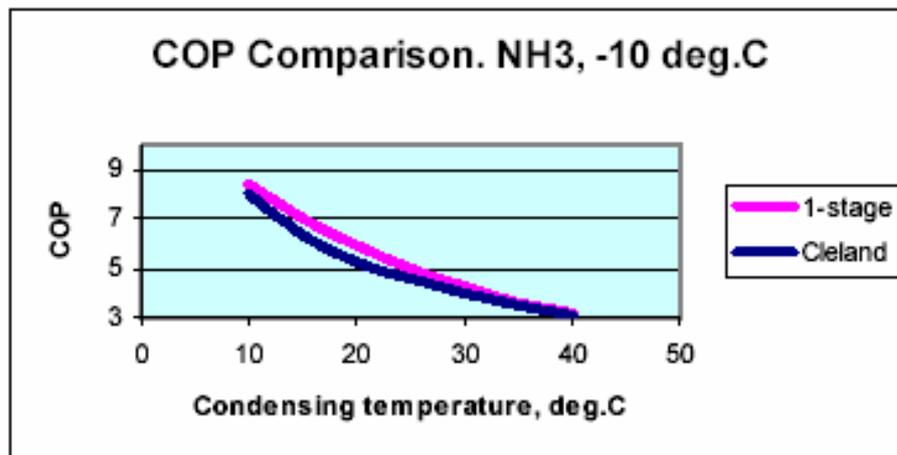
R&D Centre for refrigeration, retrofits and recycling in global environment technology

RE/GENT BV
 PO Box 6034
 NL-5600HA Eindhoven
 tel: +31-40-2503 797
 fax: +31-40-2503 677
 E-mail: regent@wxs.nl

Refprex 6.0 for Excel 97 or higher

Las comparaciones entre el método Cleland y la información actual del compresor

Un método de calculo simple puede ser tan preciso como un modelo correcto. Sin embargo, los diagramas abajo muestran una congruencia razonable entre el método Cleland y la información actual del compresor.



Carga de Enfriamiento

Introducción

El ahorro de energía en una planta de refrigeración no es solo un asunto de mejoramiento y optimización del sistema de refrigeración, ejemplo; la eficiencia del proceso de enfriamiento. El deber de la planta es remover la energía que se genera tanto en un proceso o en premisas en frío y lo primero que se debe hacer generalmente es minimizar la demanda de frío.

Sin embargo, existen algunos casos donde la mejor solución NO es minimizar la demanda de frío. Una planta de refrigeración también tiene un lado de rechazo de calor y si este calor puede ser recuperado y utilizado en una carga de enfriamiento mas alta puede ser bastante beneficiosa.

POSIBILIDADES PARA DISMINUIR LA CARGA DE ENFRIAMIENTO

Las posibilidades para reducir la carga de enfriamiento depende mucho de la planta, ejemplo; si el proceso de una planta como una cervecera o si este opera como premisas refrigeradas

Enfriamiento en Plantas Procesadoras

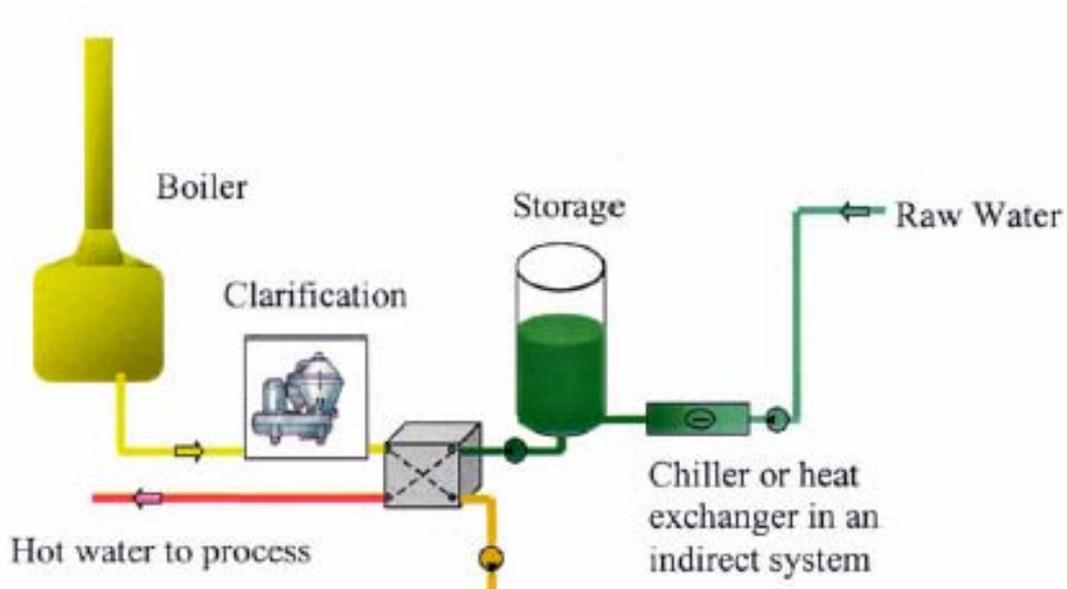
La demanda de frío se define por los parámetros del proceso y generalmente el contratista de refrigeración no puede hacer nada con respecto a ello. Sin embargo, a pesar de un extenso conocimiento acerca del proceso en si, el cliente no siempre esta conciente del impacto de sus demandas en el precio y el consumo de potencia del la planta de refrigeración.

Un buen contratista debería informar al cliente de las consecuencias de su especificación. Algunos ejemplos se entregan abajo. Ahora un consejo beneficioso para el cliente podría reducir nuestro valor del suministro, ya que al final la franqueza es siempre un buen negocio.

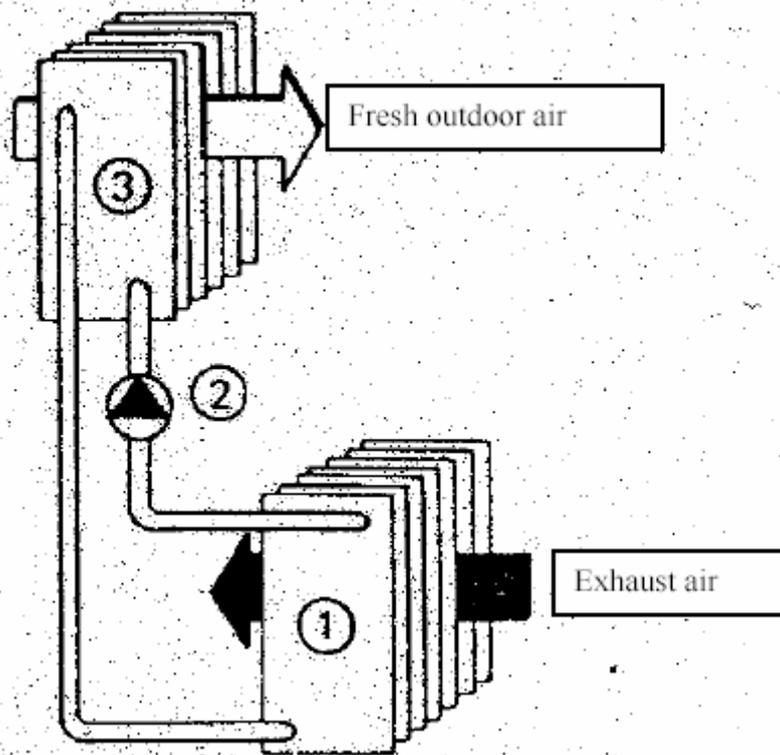
Intercambio de calor cuando es requerido

Un intercambiador de calor simple puede reducir la carga de enfriamiento para la planta de refrigeración. Un ejemplo típico es el enfriamiento de la cerveza nueva en una cervecera. El sistema es diseñado como lo muestra la figura mas abajo.

El agua potable para la producción de cerveza es tradicionalmente enfriado a 2°C y luego este es transferido al intercambiador de calor. Aquí la cerveza nueva es enfriada desde 94°C hacia abajo a una temperatura de fermentación. Si la temperatura de fermentación es alta, de 13 a 15 °C, el cliente podría considerar poner algo mas de dinero sobre un intercambiador de calor. En vez de producir agua a 2°C, 5°C podría ser suficiente y esto ahorraría energía.



Las áreas de producción ventiladas, como por ejemplo una sala de cortes en una industria procesadora de carnes constituye otro buen ejemplo de esto. Al instalar un sistema de recuperación de calor entre el aire fresco y el aire saturado, la carga máxima para los días calurosos puede ser reducida. Observe la figura mas abajo:



Mover la carga hacia las horas de baja tarifa.

Esto generalmente no ahorra energía, pero puede aún ser un método efectivo de costo, ya que una gran cantidad de consumo de energía eléctrica puede ser trasladada a horas de tarifa baja. Los ejemplos sobre estos métodos usados son:

- El uso de un almacenaje térmico de diversos tipos, como el agua, el hielo y líquidos eutécticos diferentes.
- La capacidad térmica de productos almacenados en una bodega fría.

La nivelación de los peaks en la demanda de enfriamiento tiene el mismo efecto. En el ejemplo de la cervecería anterior se usa un tanque de agua para este propósito, porque el proceso de la cerveza es en muchas ocasiones un proceso de horneado.

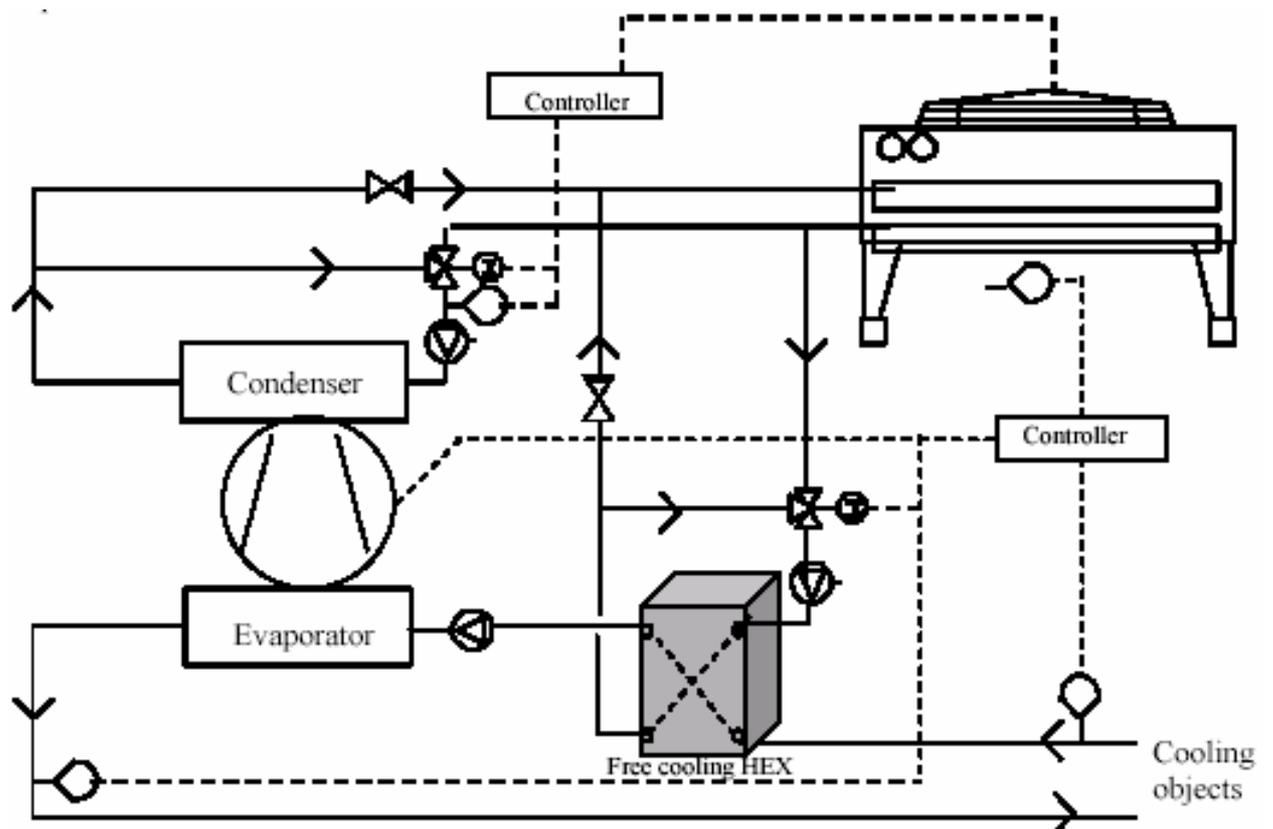
Diseño para una bomba de baja potencia, en los sistemas indirectos

La carga en las bombas de recirculación generalmente es baja, de 2 a 3 % de la carga máxima. Comparado con la carga promedio, la cifra puede ser mucho más alta, si es que la planta opera principalmente en carga parcial.

La posibilidad del uso de bombas con control de frecuencia debería ser considerada.

Uso del Free-cooling.

Así como los sistemas indirectos han llegado a ser muy comunes, tanto como en los lados de temperatura alta y baja, las posibilidades para utilizar el Free-cooling an aumentado. El free-cooling significa que así como el aire ambiente o algún recurso de agua esta hecho para ser usado en cualquier lugar donde las condiciones de la temperatura lo permita.



El diagrama arriba muestra un ejemplo de un enfriamiento libre en un sistema indirecto con un enfriador seco cerrado en el lado de expulsión de calor, controlado en forma normal por una válvula de 3 vías, en combinación con el control de operación de ventilación, es fijada para entregar una cierta temperatura antes del condensador.

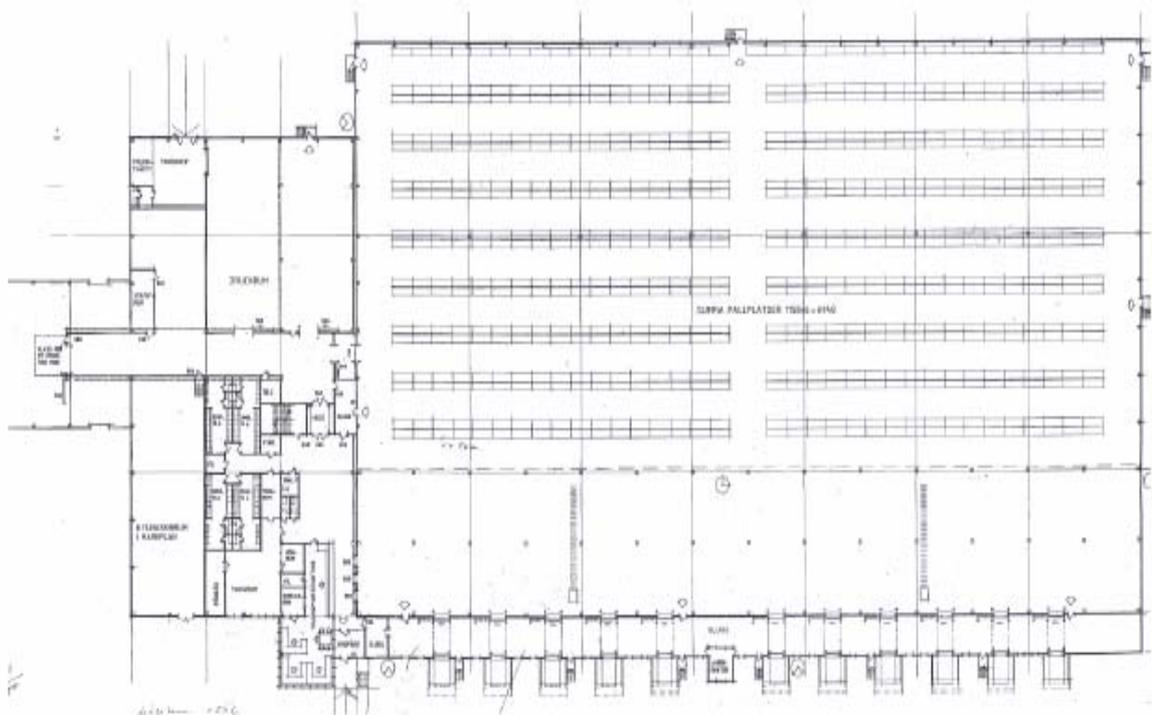
Tan pronto como la temperatura ambiente baja a la temperatura de retorno del recinto, la bomba de free-cooling comienza a trabajar, y los ventiladores de enfriamiento aumentan su velocidad.

La válvula de 3 vías en el HEX es controlado en secuencia con la unidad de frío, para entregar la temperatura deseada después del chiller

La economía del free-cooling se encuentra en su mejor momento cuando la temperatura de retorno es alta, por ejemplo en los sistemas de aire acondicionado, áreas de producción de frío o almacenes para vegetales.

PREMISAS Refrigeradas

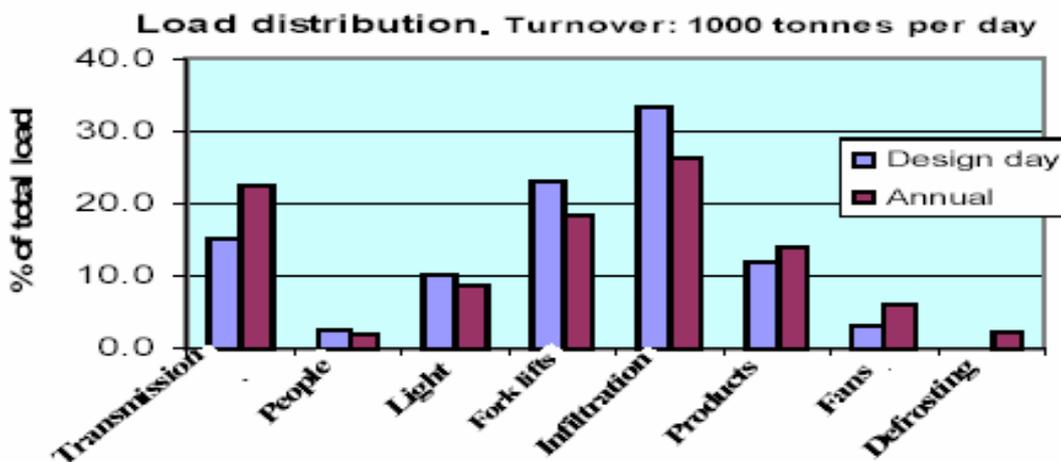
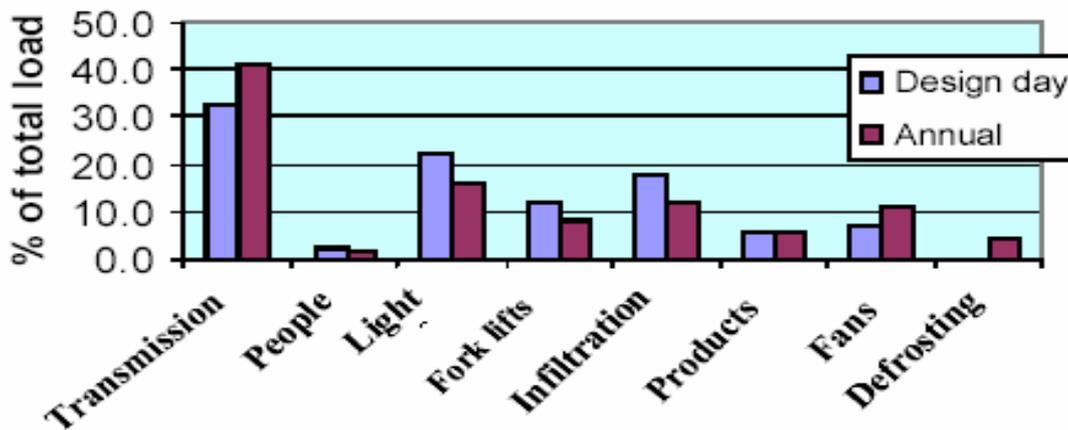
Las medidas ejemplificadas para el proceso en las plantas de frío también pueden ser aplicadas a muchas PREMISAS refrigeradas, como por ejemplo una cámara refrigerada. Un ejemplo típico de almacenaje en cámaras refrigeradas muestra la figura mas abajo para lograr una mayor duración del producto.



Algunos datos para la cámara.

Temperatura	-25 °C (ante-cámara +10°C)
Tamaño	105*60*10,5 mt. (66.000 m ³)
Coefficiente de transferencia	0,2 W/m ² *K
Turnos de trabajos	15 hrs. de lunes a viernes
Carga de producto	250 Tn. Diarias a -20°C
Capacidad de almacenamiento	10,000 Tn
Iluminación	15 W/m ²
Grúa horquilla	40 con un 60% de utilización
Personas	40

Distribución de carga. 250 tn. por día



Ante room at 10 °C

Como muestra la figura arriba el producto TORNOVER tiene un gran impacto sobre la distribución de la carga. En una TORNOVER baja (250tn diarias) la transmisión pierde el control

Los factores principales que influyen en el diseño del almacenamiento en si y la planta de refrigeración son:

- Perdidas por transmisión
- Iluminación
- Infiltración
- Ventiladores
- Deshielos

Los primeros tres factores han sido estudiados en el ejemplo anterior de la cámara refrigerada. Los ventiladores y los deshielos serán estudiados en el capitulo de los evaporadores.

Optimización del espesor del aislamiento

Para el ejemplo descrito anteriormente el principal administrador de una completa cámara de almacenamiento sugiere el siguiente aislamiento el que es más-menos un diseño estándar.

Almacenamiento para productos congelados (T° -25°C)

U – valor, W/m, K

Techo	2*130 EPS+ 20mm de superficie + la cubierta	0.14
Paredes	Paneles de aislamiento con 150 mm de poliuretano	0.15
Piso	2*90mm de plástico celular + barrera de humedad	0.22

Almacenamiento para productos fríos (T° 0° C)

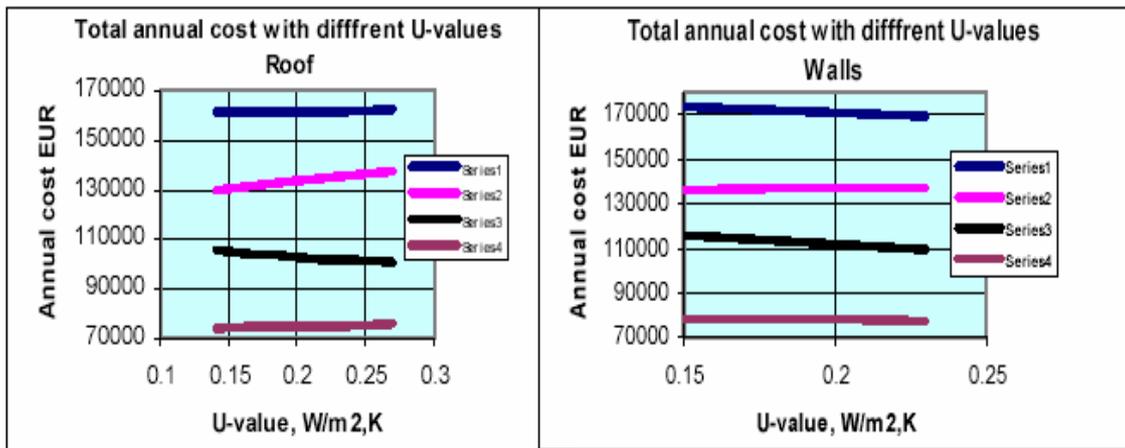
Techo	1*130 EPS + 20mm de superficie + la cubierta	0.27
Paredes	Paneles de aislamiento con 100 mm de poliuretano	0.23

La influencia del aislamiento (coeficiente de transmisión U) ha sido chequeado cuando se calcula el valor anual del costo inicial más el costo de operación (electricidad). Los cálculos han sido basados sobre una información de entrada en la que el diagrama abajo entrega la siguiente leyenda:

	Series 1	Series 2	Series 3	Series 4
Precio Electricidad, EUR/kWh	0.1	0.1	0.05	0.05
Intereses de tarifa, %	15	5	15	5
Tiempo depreciación Años	8	20	8	20

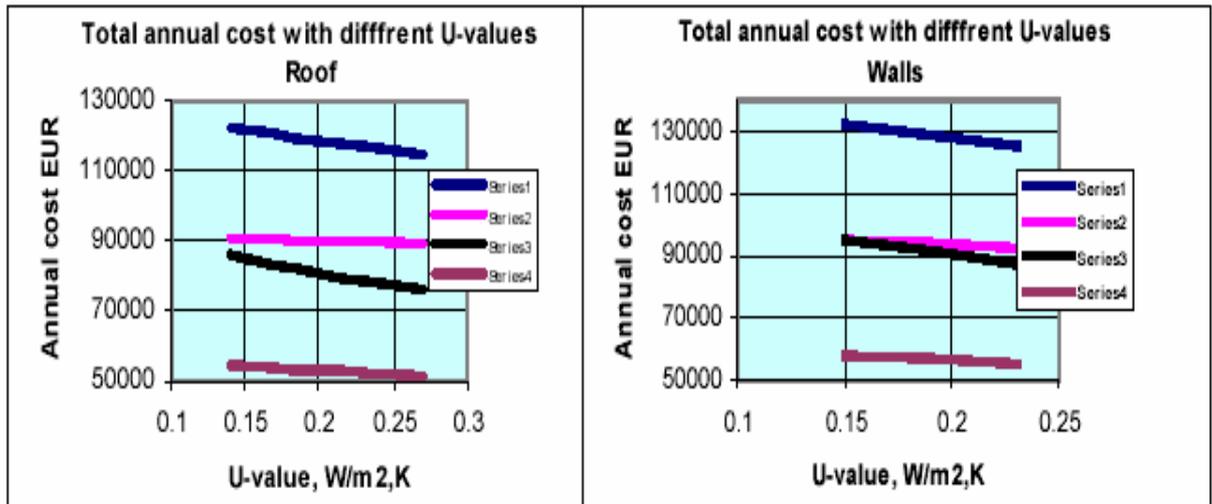
Podemos observar de los diagramas que un bajo coeficiente de transmisión (U) de un Standard se justifica principalmente por el aislamiento del techo en el caso de temperatura baja.

Caso en baja temperatura



Comparado con el propósito del valor $U=0.14$, en términos de costos se justifica un mejor aislamiento	
---	--

Caso en alta temperatura



La eficiencia de iluminación generalmente se entrega en W/ m², 100 lux. Las cifras anteriormente vistas son para una cámara de una altura de 2.5 metros. La iluminación fluorescente con un equipo incandescente tiene el consumo más alto (3.5 W/ m², 100 lux) y la iluminación de sodio de alta presión tiene la más baja (1.4 W/ m², 100 lux). Elegir la instalación de iluminación correcta es más importante en una cámara de cielo raso alto que una cámara de cielo raso bajo.

Para la cámara de almacenamiento descrito arriba, con 3 alturas distintas de cielo raso, un asesor de iluminación sugiere:

Comparación de energía y costos de manutención de la instalaciones de iluminación en una cámara de frío de 105x60M.

Alt.1 = fluorescente de 0 y -25°C. con una altura de montaje de 6mt.

Alt.2 = fluorescente de 0 y -25° C. con una altura de montaje de 12 mt.

Alt. 3 = sodio de alta presión 0 y -25° C. Altura de la cámara 30 m.

	Alt.1	Alt.1	Alt.3	
Iluminación, E obtenida	75	75	75	lux
Tipo Luz,	fluorescente	fluorescente	SON-T	
N° de Luces	175	200	54	no
Energía de los ballats	66	66	278	W/c/u
Total de energía instalada	11.55	13.20	15.0	kW
Tiempo de Iluminación/año	3500	3500	3500	hora/año
Tot. Consumo energía/año	40425	46200	52500	Kwh/año
Total perdidas térmicas	24250	27700	28900	Kwh/año
Duración del equipo	12000	12000	15000	horas
Factor de manutención	51,04	58,33	12,60	n°/año
Costo de iluminación c/u	75	75	250	cada SEK
Costo de manutención	50	100	200	cada SEK
Costo de manutención total/año	6400	10200	5700	año SEK

“Factor manutención = numero de Luz x horas de encendido/año, dividida con la duración de las luces.

La propuesta se proyecta para un factor de iluminación de 75 lux, la que es suficiente en almacenes con una distribución pequeña. Se requiere una mejor iluminación cuando los productos se toman directamente desde la grúa horquilla, ya que el personal necesita registrar las etiquetas sobre los paneles apropiadamente. Se requiere 250 lux pero 300 es lo que generalmente se instala para compensar algún tipo de deterioro. Esta iluminación corresponde a una energía instalada para diversas alternativas de:

7.3 8.4 9.5 W/m²

Las cifras son basadas en la energía que es proporcional a la iluminación.

Perdidas a través de Puertas Abiertas

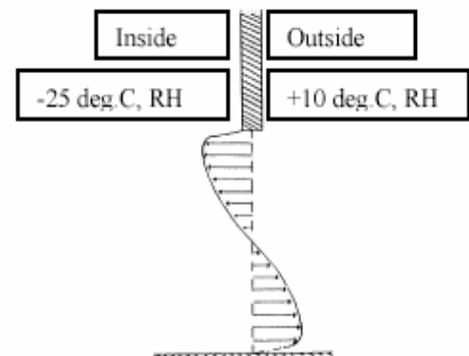
De acuerdo a Tamm (1966) y Munch (1967) la infiltración a través de una puerta abierta puede ser expresada como:

$$V = 0.7 * W * H * (H * (1 - T_{in}/T_{out}))^{0.5} \text{ [m}^3/\text{s]}$$

La carga correspondiente sera

$$Q = V * \gamma_{out} * (h_{out} - h_{in}) \text{ [kW]}$$

Legend		Example	
W	Door width	m	3
H	Door height	m	4
T _{in}	Temperature inside store	K	258
T _{out}	Temperature outside store	K	283
γ _{out}	Density of outside air	kg/m ³	1.25
h _{out}	Enthalpy of outside air	kJ/kg	25
h _{in}	Enthalpy of inside air	kJ/kg	-25



Las cifras del ejemplo se refieren al almacenamiento descrito arriba.

$$V = 0.7 * 3 * 4 * (4 * (1 - 258 / 283))^{0.5} = 5 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$Q = 5 * 1.25 * (25 - -25) = 312 \text{ kW}$$

Esta es la carga cuando las puertas están abiertas. Para el ejemplo arriba, se asume:

- Distribución del producto 1000 toneladas por día
- Capacidad de la grúa 1 tonelada
- Puerta abierta por pasillo 20 segundos

El tiempo de la abertura será: $2 * (1000) * 20 / 3600 = 11.1$ horas. Ya que el turno de trabajo es de 15 horas al día, las puertas estarán abiertas el 74% del turno de trabajo. Por lo tanto la carga promedio será de $0.74 * 312 = 231 \text{ Kw}$. durante las horas de trabajo.

Esta carga puede ser reducida considerablemente a través de esfuerzos como puertas de rollo rápido, cortinas de aire o cortinas de sello. La siguiente información indica que es posible reducir la carga tanto como para un 80%.

Tomado del manual de Refrigeración ASHRAE:

La siguiente discusión se aplica sólo a los diseños de puertas para disminuir la infiltración y eliminar el intercambio de aire.

Puertas bien instaladas y bien selladas de tiro pueden exceder 95 % de efectividad contra la infiltración. Dependiendo del nivel de tráfico y la manutención de la puerta y una eficiencia asumida para propósitos de calculo puede variar desde 0.90 a un bajo 0.80 para aplicaciones de congelamiento y desde 0.95 a un 0.85 para otras aplicaciones. Las cortinas de aire con sellos en las puertas o de tiro tienen un rango de eficiencia que va desde 0.95 al 0.85 para aplicaciones de congelamiento y un leve aumento que va desde un 0.95 a 0.90 para otras aplicaciones. Los fabricantes deberían proporcionar valores de efectividad y garantías apropiadas donde las cortinas de aire son usadas.

La efectividad de estos dispositivos sobre las puertas para detener la infiltración de un flujo directo no se determina fácilmente. Dependiendo del diferencial de presión, su tendencia a variar y el rango del flujo de entrada y salida, la efectividad de estos dispositivos puede ser muy baja.

Protective Device	Test Site	Door Dimensions		Cold Room Temp. (F)	Temp. Diff. (F)	Effectiveness (% +/- s.d.)
		W x H (ft)	Test Type			
Single Strip Curtain	1	8 x 12	Static	-6	51	93.7 +/- 0.9
Single Strip Curtain	1	8 x 12	Traffic	-6	51	90.6 +/- 2.6
Single Strip Curtain	2	7.2 x 10	Static	2	61	85.6 +/- 1.7
Single Strip Curtain	2	7.2 x 10	Traffic	3	57	82.5 +/- 1.3
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Static	49	11	91.1 +/- 0.4
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Static	49	11	90.5 +/- 0.8
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Traffic	48	12	82.6 +/- 1.1
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Static	38	33	96.2 +/- 0.3
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Traffic	37	34	92.9 +/- 0.4
Single Strip Curtain	3	5 x 10	Static	37	34	96.3 +/- 0.6
Vertical Air Curtain	4	7 x 8	Static	7	58	49.5 +/- 2.5
Vertical Air Curtain	4	7 x 8	Static (adjusted)	-1	57	63.7 +/- 3.5
Vertical Air Curtain	5	7 x 8	Static	43	22	-44 +/- 9
Vertical Air Curtain	5	7 x 8	Static (adjusted)	42	26	42 +/- 15
Vertical Air Curtain	6	8 x 11	Static	-14	45	78.0 +/- 1.5
Vertical Air Curtain	6	8 x 11	Traffic (adjusted)	-12	43	80.1 +/- 3.3
Vertical Air Curtain	6	8 x 11	Static (adjusted)	-12	45	78.1 +/- 1.3
Vertical Air Curtain	7	10 x 10	Static(neg.pres)	51	24	48 +/- 3
Vertical Air Curtain	7	10 x 10	Traffic (neg.pres)	55	19	54 +/- 10
Vertical Air Curtain	8	10 x 8	Static (neg.pres)	41	6	-158 +/- 5
Single Strip Curtain	9	9 x 9	Static(neg.press)	64	6	-230 +/- 10
Dual Horiz. Air Curtain	10	8 x 12	Static	0	38	78.3 +/- 2.3
Dual Horiz. Air Curtain	10	8 x 12	Traffic	3	38	77.9 +/- 1.5
Dual Horiz. Air Curtain	11	9 x 12	Static	7	29	65 +/- 7
Dual Horiz. Air Curtain	12	8 x 12	Static	3	39	29.3 +/- 2.2
Dual Horiz. Air w/strip	12	8 x 12	Static	3	44	87.6 +/- 1.3
Fast Folding Doors	13	8 x 11	Static	51	24	93.3 +/- 1.5
Fast Folding Doors	13	8 x 11	Traffic	56	18	85.2 +/- 1.5
Fast Folding Doors	13	8 x 11	Static	36	32	92.8 +/- 0.8
Fast Folding Doors	13	8 x 11	Traffic	37	28	78.9 +/- 3.1
Fast Sliding Door	14	10 x 10	Traffic	40	12	78.9 +/- 5.7
Fast Sliding Curtain	15	10 x 10	Traffic	34	10	63 +/- 10
Dual Impact Doors	16	8 x 12	Static	-9	56	98.5 +/- 0.4
Dual Impact Doors	16	8 x 12	Traffic	-9	56	97.0 +/- 1.0
Dual Strip Curtain	17	7.1 x 11	Static	6	64	97.1 +/- 0.3
Dual Strip Curtain	17	7.1 x 11	Traffic	6	65	92.3 +/- 2.8
Dual Strip Curtain	17	7.1 x 11	Static	2	74	97.3 +/- 1.7
Dual Strip Curtain	17	7.1 x 11	Traffic	2	74	97.8 +/- 1.0

Note: Effectiveness is defined as one minus the ratio of the protected door and the unprotected door air exchange rate X 100.
Unprotected door air exchange rate based on Gosney and Olama Model.

Informaciones climatológicas

La información acerca de las condiciones climatológicas es crucial no sólo para los cálculos de la carga de enfriamiento sino que también para los otros cálculos necesarios para un diseño eficiente de energía. Las tablas en las próximas cuatro páginas contienen información climatológicas para las diversas locaciones alrededor del mundo. Un ejemplo se muestra abajo:

Location	Annual average	Temperatures in summer			Temperatures in winter			Day No. hottest day	Latitude degrees
		Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb	Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb		
AG Bahia Blanca	16.5	36.4	20.3	13.6	-6.4	-7.09	9.8	21	-38.73

Para el cálculo del diseño de capacidad de un verano seco y las temperaturas de bulbo húmedo son los parámetros mas importantes. Para la estimación del consumo de energía anual el promedio de temperatura puede ser algo significativo. Sin embargo, sea muy cuidadoso si es que la temperatura promedio esta cerca a la temperatura de proyecto de enfriamiento. En el ejemplo anterior y esta proyección de enfriamiento de 16°de temperatura, por ejemplo el consumo anual estaría completamente equivocado si es que el cálculo estuviese basado en la temperatura promedio ambiente.

Teniendo acceso a la información con respecto a las variaciones diarias y las condiciones de invierno, usted puede hacer una estimación de la distribución de la temperatura sobre el año y sobre el día. Un modelo para tal estimación se presenta en una planilla Excel, la cual es distribuida junto con su manual. La planilla se denomina Weather Data.xls. Una base de dato con la misma información se incluye en las próximas páginas. Esta información se usa como ingreso de datos así como se observa a

Continuación:

Calculation of hourly weather data

Temperatures in deg.C
Negative value for latitude means southern hemisphere
Day No. 1 is the first of January

Copy data for the actual location in the tables in sheet **Database** and paste as values into the green fields below. Alternatively state own data.
 Afterwards press this button

Location	Annual average Dry bulb	Temperatures in summer			Temperatures in winter			Day No. hottest day	Latitude degrees
		Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb	Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb		
SE Stockholm	7.11	28.05	18.6	8.9	-20.2	-20.35	5.5	220	59.65

Calc. from hourly values **6.4**

After you have made the calculation the hourly result can be found in sheets Drybulb and Wetbulb. You can copy these sheets manually to another workbook suitable for further calculations.

La salida del programa será en forma de tabla con una estimación seca y temperaturas húmedas para cada hora a través del año. Las tablas pueden ser copiadas de otras planillas de trabajo para los próximos cálculos como por ejemplo una estimación de las pérdidas de transmisión anual.

INFORMACION CLIMATOLOGICAS

Temperatures in deg.C

Negative value for latitude means southern hemisphere

Day No. 1 is the first of January

Location	Annual average	Temperatures in summer			Temperatures in winter			Day No. hottest day	Latitude degrees
		Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb	Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb		
AG Bahia Blanca	16.5	36.4	20.3	13.6	-6.4	-7.09	9.8	21	-38.73
AG Buenos Aires	17.7	35.1	22.4	12.7	-1.5	-2.14	9.3	22	-34.81
AG Rosario	17.9	34.1	22.5	11.7	-1.6	-2.02	11	22	-32.91
AU Melbourne	17.8	35.8	23.8	14.1	0.4	-2.64	7.7	22	-37.58
AU Perth	19.8	38.2	23.2	15	2.4	1.65	10.4	23	-31.98
AU Sidney	16.5	34.5	24.5	7.4	3.6	2.61	9.8	52	-33.93
BE Antwerpen	10.56	29.6	18.8	9.1	-11	-11.33	4.1	216	51.2
BE Bryssel	10.56	29.3	16.2	8.9	-11.8	-12.14	5.6	216	50.9
BE Gent	11.1	29.5	15.3	9.5	-13.3	-13.66	4.6	216	51.18
BF Brunei	29.3	35.3	27	8.9	20.5	20.05	5.7	109	4.93
BR Manaus	27.2	35.1	29.6	3.9	21.2	20.15	6.4	275	-3.15
BR Porto Alegre	20	34.4	23.9	4.5	4	3.46	7.8	44	-30
BR Rio de Janeiro	26	38	27.5	10	12.2	11.49	9.9	33	-22.82
BR Sao Paulo	20.7	32.4	23	8.1	7.3	6.53	9.4	79	-23.61
CH Concepcion	12.8	28.5	20.4	10.2	1.1	0.57	7.7	365	-36.77
CH Iquique	18.3	27.9	20.7	6.7	8	6.16	4	13	-20.53
CH Santiago	15	34.2	21.5	17.3	-3.2	-3.44	10.8	7	-33.38
CI Canton	22.2	32.7	27.7	6.1	9	7.3	7.2	219	23.13
CI Chengtu	16.7	32.3	27.7	6.7	-1	-1.4	6.1	219	30.66
CI Hongkong	23.3	33.5	27.8	4.4	10	7.9	5	188	22.33
CI Shanghai	16.1	36.7	27.8	6.1	9	7.7	6.1	52	31.17
CL Beijing	13	35	26.7	7.8	1.4	-1.7	9.4	243	39.93
CU Santiago de Cuba	28.1	32.5	27.2	5.6	15.5	14.1	6.7	243	19.97
CZ Bratislava	10.56	31.1	19.2	12.4	-17.53	-17.87	5.6	208	48.2
CZ Bmo	8.89	29.1	16	10.7	-17.77	-17.94	4.5	205	49.15
CZ Dobrang	8.33	29.8	19	11.5	-18.07	-18.27	6.2	192	49.65
CZ Prague	8.33	29.9	19.1	12	-18.47	-18.63	5.7	192	50.1
DE Berlin	10.4	29.8	20	9.4	-14.6	-14.8	5	227	52.23
DE Bremerhaven	9.44	28.7	15.6	7.3	-11.1	-11.37	4.4	221	53.53
DE Cologne	10.8	27.8	20	7.8	-10	-10.2	3.9	227	50.87
DE Cuxhaven	8.89	30.1	21.5	6.1	-9.73	-10.06	3.6	221	53.87
DE Essen	11.1	27.6	15.7	7.4	-11.2	-11.56	3.5	197	51.04
DE Frankfurt	11.5	30	21.2	10	-13.5	-13.7	4.4	227	50.05
DE Hamburg	9.5	27.8	20	8.3	-15	-15.2	4.4	221	53.53
DE Kiel	8.89	28.3	15.2	8.6	-13.3	-13.63	5.1	221	54.38
DE Munchen	8.33	28.9	15.8	9	-19.4	-19.59	6.6	208	48.13
DE Stuttgart	8.89	30.5	18.6	11.9	-18.2	-18.39	8	192	48.68
DE Warnemunde	9.8	28.7	17.9	8	-12.1	-12.41	3.7	182	54.18
DK Aarhus	9	27.6	20	8	-6.5	-6.7	4.4	221	56.28
DK Copenhagen	10	27.6	20	7.8	-5.5	-5.7	3.9	219	55.63
DK Odense	10.5	27.6	20	9.4	-5.5	-5.7	4.4	215	55.47
FA Thorshavn	6.6	17.7	15.7	1.9	-4.9	-5.4	4	234	62.02

Location	Annual average	Temperatures in summer			Temperatures in winter			Day No. hottest day	Latitude degrees
		Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb	Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb		
JP Kobe	16.5	34.4	25	9	-2.5	-4.19	5	220	34.68
JP Nagasaki	17.2	33.5	25.8	5.4	-1.2	-2.68	6.2	234	32.92
JP Nagoya	16	35.2	25.2	8.1	-4.9	-5.97	7.6	227	35.25
JP Sapporo	8.5	31.1	22.8	6.9	-18.16	-18.55	6.4	207	43.11
JP Tokyo	15.5	33	25.5	5.9	-2	-4.06	6.4	231	35.55
KO Kusan	12.7	30.9	24.8	5	-9.6	-10.23	5.7	198	35.98
KO Pusan	14.4	32.4	25.8	5.9	-8	-9.11	7.1	217	35.1
KO Seoul	12.7	32.9	24.6	7	-14.3	-14.97	6.1	222	37.56
KO Taegu	13.9	35.3	25.9	8.3	-12.5	-12.77	10.1	233	35.9
KO Taejon	12.7	33.5	24.7	6.5	-13.6	-14.1	8.3	227	36.3
MS Kuala Lumpur	27.8	35.9	26.5	9.3	18.1	17.67	9.6	241	3.11
MS Kuantan	27.3	37.2	28.9	8.1	19.2	18.76	5.9	133	3.78
MS Malacca	27.2	35.3	27.6	8.1	20.8	20.23	8.1	176	2.27
MS Penang	27.8	34.1	29	7.3	20.5	19.23	7.9	99	5.3
NL Amsterdam	10	28	18.8	9.1	-10.6	-10.88	4.8	216	52.3
NL Rotterdam	10	28	18.8	8.4	-10.2	-10.49	4.6	216	51.95
NL ZUID/Limburg	10	29.6	14.3	10.2	-12.5	-12.75	3.7	215	50.92
NO Bergen	7.4	23.8	19.5	6.1	-23.4	-23.6	4.4	190	60.3
NO Bodø	4.9	21.7	18.2	5.8	-12.8	-13	3.9	201	67.27
NO Oslo	7.2	27.4	19.5	8.9	-23.4	-23.6	6.1	187	59.9
NO Trondheim	6.8	24.4	19.8	6.7	-19.3	-19.5	2.2	187	63.47
NZ Auckland	16	27.7	20.4	6.2	2.8	2.16	5.3	46	-37.02
NZ Christchurch	11.5	27.9	16.9	7.5	-2.1	-2.93	8.2	38	-43.48
NZ Oheke	14.8	25	18.4	8.5	1.4	0.68	5.2	80	-40.2
NZ Wellington	13.6	25.3	18.7	6	2.5	0.84	3.9	35	-41.28
OS Linz	8.89	29.8	16.7	9.6	-20.1	-20.24	4.7	208	48.23
OS Wien	10	31.9	18.8	11.2	-16.1	-16.46	4.3	229	48.12
PH Crow Valley	28.8	38.9	30.4	8.3	18.2	14.6	8.3	106	15.32
PH Dagupan	27.8	36.9	30.3	7.3	22.4	19.6	8.5	127	16.05
PH Laoang	27.7	36.8	30.2	8	18.1	14	8	140	18.18
PH Manila	27.8	34.9	28.3	7.3	16.4	15.37	7.7	106	14.52
PL Osestocova	9.3	31.8	21	9.4	-18.5	-18.7	5	228	50.23
PL Gdansk	10.3	30.5	22.3	8.9	-23.5	-23.6	5	228	54.38
PL Krakov	8.8	31.8	21	8.9	-18.5	-18.7	6.1	228	50.06
PL Poznan	9.7	31.1	20.5	9.4	-18.5	-18.7	4.4	228	52.41
PL Warsaw	9.2	31.8	21	10	-18.5	-18.7	5	228	52.17
PO Lissabon	16.67	35.5	20.2	10.6	1.67	0.76	6.5	198	8.76
PR Lima	20	29.6	26.9	6.1	11.7	10.72	3.7	37	-12
RS Arkangelsk	1.8	26.5	18.4	8.9	-29	-29.1	6.1	203	64.58
RS Leningrad	5.5	28.5	19.5	7.8	-26	-26.1	5	214	59.91
RS Moscow	5.4	31.1	21.1	8.9	-18.5	-18.7	5.6	214	55.97
SD Jidda	28.5	40.5	30.5	11.1	21	17.3	9.4	218	21.66
SD Medina	28.4	44.5	26.5	12.8	18.5	12.7	10.6	236	24.55
SD Riyadh	27.3	46	25.5	13.9	15.5	11.3	10.8	203	24.72

Location	Annual average	Temperatures in summer			Temperatures in winter			Day No. hottest day	Latitude degrees
		Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb	Dry bulb	Wet bulb	Daily variations dry bulb		
SE Göteborg	9.4	24.8	18.2	7	-9.67	-10.07	5.2	212	57.78
SE Kalmar	8.35	27.4	18.6	10.3	-17.3	-17.55	5.7	208	56.73
SE Karlsborg	6.1	25.3	18.7	6.6	-20.7	-20.89	6.9	219	58.52
SE Luleå	1.8	24.5	17.3	7.3	-27.9	-28.03	6.8	219	65.55
SE Malmö	9.2	26.8	19.1	9.2	-15.5	-15.68	3.7	219	55.55
SE Norrköping	7.7	26.8	18.5	8.8	-22.1	-22.25	6	217	58.58
SE Ronneby	8	26.8	19.6	9.2	-18.5	-18.7	6.2	219	56.27
SE Skövde	7.9	27.7	18.3	12.3	-19	-19.17	7.7	219	58.45
SE Stockholm	7.11	28.05	18.6	8.9	-20.2	-20.35	5.5	220	59.65
SE Sundsvall	3.7	25.5	17.8	8.9	-28.5	-28.59	7.7	219	62.53
SE Söderhamn	4.8	26.5	17.7	8.9	-22.8	-23.02	7.8	219	61.27
SE Umeå	3.1	23.9	16.8	7.3	-29.8	-29.88	6.6	219	63.8
SE Västerås	6	27.6	19.9	8.7	-23.8	-24.05	6.4	219	51.58
SE Örvsköldsvik	3.9	27	19.8	6.5	-23.6	-23.76	7.1	219	63.4
SE Östersund	2.67	23.1	15.9	8	-29.6	-29.69	4.8	203	63.87
SP Barcelona	15.3	32.3	24	8.3	1.8	0.7	8.3	226	41.28
SP La Coruna	14.3	27.3	20.5	5.6	1.8	0.7	5	233	43.37
SP Madrid	15.5	32.3	22.8	16.1	-2	-2.6	10.6	224	40.45
SP Seville	20	35	25	15.6	3	2.2	10.6	222	37.42
SR Singapore	27.8	33.6	27	6.8	21.3	20.36	6.9	224	1.37
TH Bangkok	28.6	36.6	27.6	7.6	14.1	12.54	8.9	103	13.73
TH Chaing-Mai	26.1	38.3	27.3	12.8	8.1	7.31	13.4	108	18.76
TH Phuket	27.5	34.6	28.5	6.1	19.1	17.99	8.2	143	8.12
TH Surat	26.4	37.5	29.2	7.7	16.9	16.28	10.2	160	9.12
UK Birmingham	10.2	27.2	19.4	8.9	-2.4	-3	5	210	52.45
UK Bristol	11.2	27.3	18.3	7.6	-3.1	-3.7	5.2	194	51.47
UK Edinburgh	7	25.1	17.4	8.3	-8.1	-9.1	5.3	215	55.95
UK Glasgow	8.8	24.7	16.4	7.6	-8.9	-9.4	5	216	55.87
UK Liverpool	10	27.5	18	8.1	-3.9	-4.5	4.6	214	53.33
UK London	11.5	27.5	18.8	8.9	-1	-1.6	5	210	51.48
UK Manchester	10.1	26.8	20	6	-3.5	-4.1	3.5	210	53.35
UK Southampton	11.2	25.5	19.4	7.8	-0.7	-1.3	4	210	50.98
VN Caracas	23.8	33.2	26	8.7	13	12.35	7.7	116	-10.5
VN Guira	27.7	35.3	29.2	4.7	22	20.81	6.1	110	-10.58

COMPARACION Y PRINCIPIOS DE SISTEMA

Introducción

Los sistemas de refrigeración pueden ser divididos en diferentes grupos mirando aspectos diferentes.

- 1.- Número de compresión y/o etapas de expansión.
(Por ejemplo, sistema de una etapa, sistema de doble etapa o sistema con economizador)
- 2.- Circulación del refrigerante en el lado de baja presión.
(Sistema de expansión seca, sistema inundado)

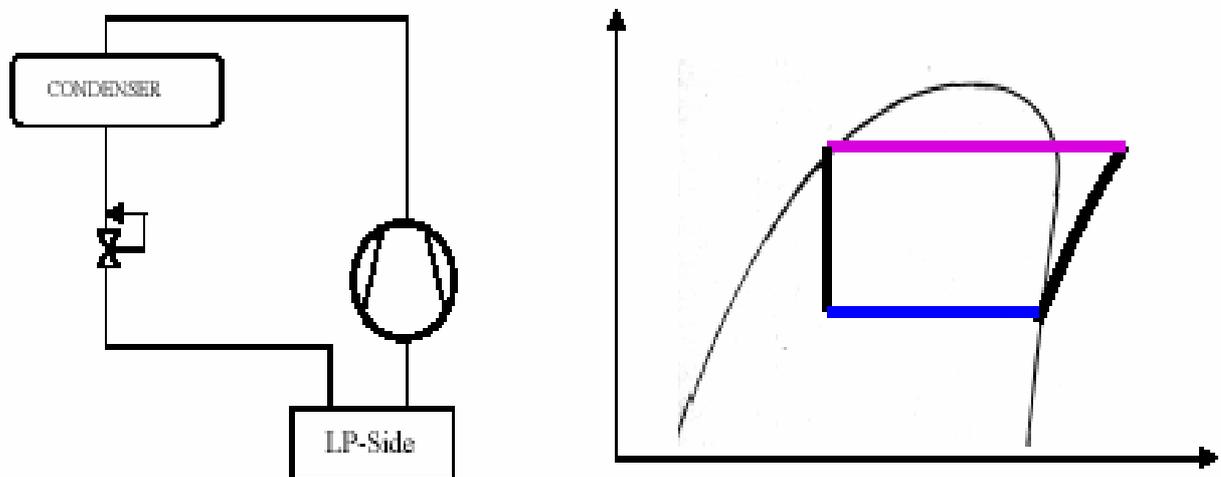
Ambos grupos son aplicables tanto como para sistemas directos e indirectos.

Este capítulo trata principalmente con el primer grupo abajo, aunque algunos comentarios también se entregan en relación al segundo. Las comparaciones siempre se refieren a los sistemas de amoniaco.

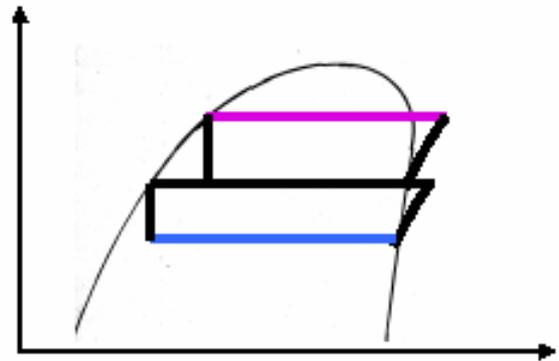
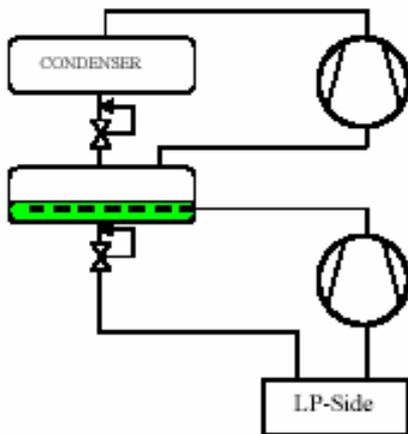
COMPARACION DEL SISTEMA BASICO, aspecto grupo 1

Una comparación de las alternativas de aspecto del grupo 1 será hecha para sistemas básicos de acuerdo a los dibujos abajo. Las variantes sobre el sistema básico existente serán vistas más adelante.

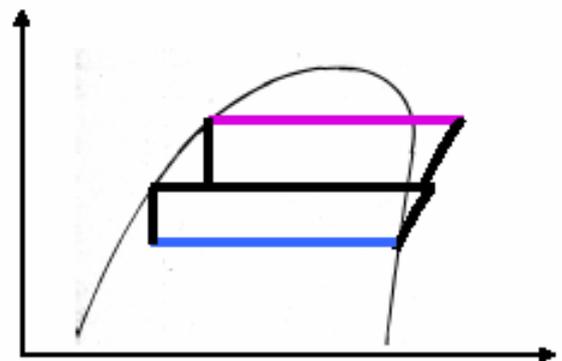
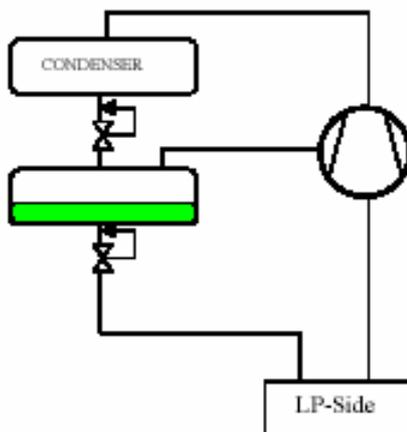
Sistemas de una etapa.



Sistema de doble etapa



Economiser system



Sistema en cascada

