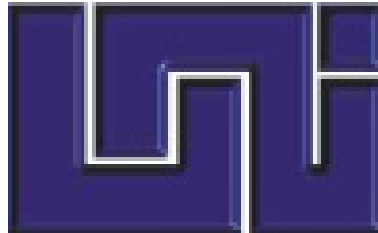


UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERÍA
RECINTO UNIVERSITARIO PEDRO ARAUZ PALACIOS
FACULTAD DE TECNOLOGÍA DE LA INDUSTRIA
(FTI)

Mon
621.56
A283
2008



TEMA:

“EVALUACIÓN ENERGÉTICA DE SISTEMAS FRIGORÍFICOS CHILLERS”

PRESENTADO POR:

BR. CHERRY DALÍ AGUILAR MIRANDA.

PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO.

TUTOR:

MSC. ING. MARIO DE JESUS GARCÍA FLORES.

ASESOR:

ING. JOSÉ ALEJANDRO PADILLA. (ET)

MANAGUA, FEBRERO DE 2008.

AGRADECIMIENTO

**A DIOS MI SEÑOR, POR HABERME DADO A MIS PADRES, QUE SON
GUÍAS Y MAESTROS DE MI VIDA, ETERNOS EN SUS ESPERANZAS
PUESTAS EN MÍ.**

**A TODAS LAS PERSONAS QUE HAN COLABORADO CON MI
APRENDIZAJE EN CADA MOMENTO Y EN CADA DETALLE.**

**“TODO LO PUEDO EN CRISTO QUE ME FORTALECE.”
FILIPENSES 4,13**

Cherry Dalí Aguilar Miranda.

ÍNDICE DE CONTENIDOS

Contenido.	Página.
Introducción.-----	1
Antecedentes.-----	2
Justificación.-----	3
Objetivos.-----	4
Diseño metodológico.-----	5

Capítulo I: Generalidades.

1.1	Refrigeración y sistemas de refrigeración.-----	7
1.2	Definición de temperatura.-----	8
1.3	Definición de calor-----	9
	1.3.1 Calor sensible.-----	10
	1.3.2 Calor latente-----	10
	1.3.3 Calor total.-----	10
1.4	Definición de Presión P-----	10
1.5	Unidad de energía (BTU).-----	11
1.6	Principio de Refrigeración.-----	12
1.7	Ciclo de refrigeración.-----	12
1.8	Sistemas de refrigeración.-----	13
	1.8.1 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor.-----	14
	1.8.1.1 Ciclo por compresión de vapor.-----	14
	1.8.1.2 El Diagrama p-h.-----	15
	1.8.1.3 Componentes principales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. (Expansión directa).-----	15
	1.8.1.3.1 Compresor-----	15
	1.8.1.3.2 Evaporador.-----	16
	1.8.1.3.3 Válvula o dispositivo de expansión.-----	16
	1.8.1.3.4 Condensador.-----	17
	1.8.1.4 Accesorios del sistema de refrigeración por compresión de vapor.-----	18
	1.8.1.4.1 Indicador de líquido y humedad.-----	18
	1.8.1.4.2 Filtro Deshidratador.-----	19
	1.8.2 Sistemas de refrigeración por Absorción.-----	19
1.9	Refrigerantes.-----	19
	1.9.1 CFC: (Flúor, Carbono, Cloro) -----	21
	1.9.2 HCFC: (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro) -----	21
	1.9.3 HFC: (Hidrógeno, Flúor, Carbono) -----	21

Capítulo II: Sistemas de agua helada.

2.1	Sistemas de agua helada.-----	23
2.2	Chiller, tipos de chillers y clasificación.-----	24
	2.2.1 Definición de Chiller.-----	24

2.2.2 Clasificación de las unidades chillers por su modo de compresión y su modo de enfriamiento.	25
2.3 Comparación de los chillers enfriados por agua Vs. los enfriados por aire.	26
2.4 Componentes de un sistema de agua helada	28
2.4.1 Condensador del chiller.	29
2.4.1.1 Condensador enfriado por aire.	29
2.4.1.2 Condensador enfriado por agua.	29
2.4.2 Compresor del chiller.	30
2.4.3 Evaporador del chiller.	30
2.4.3.1 Transferencia de calor en el aire	31
2.4.3.2 Transferencia de calor en sistemas hidráulicos	32
2.4.4 Torre de enfriamiento.	33
2.4.4.1 Funcionamiento de las torres de enfriamiento	34
2.4.5 Unidades terminales o cargas	35
2.4.5.1 Sistemas fan & coil (evaporadores escondidos)	36
2.4.5.1.1 Características de los fan & coils	36
2.4.5.2 Unidades manejadoras tipo agua fría	37
2.4.6 Sistema de distribución de agua helada (tuberías y válvulas)	37
2.4.6.1 Tuberías	37
2.4.6.2 Tuberías de distribución	39
2.4.7 Controles en sistemas de agua helada	40
2.4.7.1 Secuencia de chillers	42
2.4.7.2 Indicadores de carga	43
2.5 Bombas de agua helada	44
2.5.1 Bombas centrífugas	45
2.5.2 Componentes de una bomba centrífuga	46
2.5.3 Bombas primarias y secundarias	47
2.6 Funcionamiento de las unidades chillers	47
2.7 Capacidad del Chiller.	48
2.8 Conformación de un sistema de agua helada	49
2.9 Tipo de sistemas de agua helada	51
2.9.1 Sistemas acoplados de agua helada	51
2.9.2 Sistemas desacoplados de agua helada	52

Capítulo III: Aspectos generales de HVAC y Psicrometría.

3.1 Sistemas HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning Systems)	56
3.2 Acondicionamiento de aire	56
3.3 Definición de Psicrometría.	57
3.4 La carta Psicrométrica.	58
3.5 Propiedades del aire.	59
3.5.1 Temperatura de bulbo seco	60
3.5.2 Temperatura de bulbo húmedo	60
3.5.3 Punto de rocío.	60
3.5.4 Humedad relativa.	61
3.5.5 Relación de humedad.	62

Capítulo IV: Metodología de Evaluación energética.

4.1 Concepto de Evaluación energética.	66
4.2 Eficiencia Estándar y Alta eficiencia en Chillers.	67
4.3 Eficiencia en sistemas de expansión directa.	68
4.3.1 Parámetros para la evaluación energética de los sistemas de expansión directa.	69
4.4 Ejemplo de calculo de costo por consumo energético de una unidad de 5 TR. (Se conoce la eficiencia nominal del equipo).	72
4.5 Eficiencia en unidades chillers.	74
4.5.1 Ecuaciones para las unidades chiller.	74
4.5.2 Parámetros para la evaluación energética de una unidad chiller.	75
4.5.2.1 Obtención del caudal de agua.	75
4.5.2.2 Obtención de las temperaturas a la entrada y a la salida del evaporador.	76
4.5.2.3 Obtención de la capacidad frigorífica del chiller.	76
4.5.2.4 Obtención del consumo energético del chiller.	76
4.5.2.5 Consideraciones de la edad de un chiller.	77
4.6 Ejemplo de selección de un chiller.	78
4.6.1 Selección de un chiller enfriado por aire. Selección con unidades de medida del sistema ingles I-P "Inchs-Pounds".	78
4.7 Métodos de evaluación energética en unidades Chillers.	82
4.7.1 Primer método de cálculo de la eficiencia energética de una unidad chiller.	82
Método Kw/ ton.	82
4.7.1.1 Procedimiento para realizar la evaluación energética de un chiller (por el método Kw/ton).	82
4.7.1.2 Calculo de eficiencia energética Kw/ton de la misma unidad a los 8 años de operación.	84
4.7.1.3 Análisis de costo por consumo anual de ambos equipos.	85
4.7.2 Segundo método de cálculo de eficiencia energética de unidades chiller. El método IPLV. (Integrated Partial Load Value).	90
4.7.2.1 Calculo del IPLV.	92

Capítulo V: Influencia del mantenimiento en el rendimiento termoenergético.

5.1 Definición de Mantenimiento.	99
5.2 Tipos de mantenimiento.	99
5.2.1 Mantenimiento Preventivo	99
5.2.2 Mantenimiento Predictivo.	100
5.2.3 Mantenimiento correctivo	100
5.3 Fichas de programación de mantenimiento.	101
5.3.1 Rutina semanal	101
5.3.2 Rutina Mensual	102
5.3.3 Rutina Anual:	102
5.4 Influencia del mantenimiento desde el punto de vista mecánico.	104

5.5 Influencia del mantenimiento desde el punto de vista eléctrico.-----	105
5.6 Influencia del mantenimiento desde el punto de vista termo energético.---	106
Conclusiones. -----	107
Recomendaciones.-----	108
Resultados-----	110
Glosario de términos. -----	111
Bibliografía. -----	114
Anexos -----	116

INTRODUCCIÓN

La industria de la refrigeración y el aire acondicionado cada día se extiende más y encuentra más aplicaciones.

Estas aplicaciones pueden clasificarse en cuatro grandes grupos: Producción y distribución de alimentos, uso en procesos industriales e industrias químicas, aplicaciones especiales de la refrigeración y aire acondicionado para la industria y el confort. La refrigeración es considerada como el proceso de extracción de calor, pues dado que no existe el frío como termino mensurable. El frío es solamente ausencia de calor.

La aplicación de la refrigeración al manejo de alimentos, se efectúa mediante la utilización de cuartos fríos o cámaras frigoríficas de alta, media y baja temperatura para congelarlos o solo conservarlos en buen estado por determinados periodos en dependencia de las características del producto; y el acondicionamiento de aire se utiliza con el propósito de mantener un espacio a más baja temperatura que el ambiente exterior, si no ofrece las condiciones o parámetros de confort; o sea el punto donde las personas no cedan ni absorban calor del medio.

Particularizando acerca de los sistemas de climatización, los sistemas que emplean enfriadores de agua son comúnmente llamados "*Sistemas de agua helada*". Cuando se está diseñando un sistema de agua helada, una de las primeras consideraciones a tomar es decidir el tipo de enfriador de agua que se va a utilizar. El enfriador de agua que utiliza el ciclo de refrigeración por compresión de vapor varía por el tipo de compresor usado. Los enfriadores de agua son utilizados en una variedad de aplicaciones en el proceso de enfriamiento y acondicionamiento de aire.

Es de capital importancia poder analizar la eficiencia energética de estas unidades chiller debido a que son los principales consumidores de energía y de su buen funcionamiento depende el resultado de una buena o mal utilizada inversión monetaria.

ANTECEDENTES

Años atrás, en nuestro país empezaron a proliferar en ambientes de considerable concurrencia de personas, sistemas de acondicionamiento de aire diferentes a unidades de ventana, las que eran vistas hasta entonces como el único medio que superaba a los ventiladores comunes que solamente removían el aire viciado en un local e inyectaban una brisa fresca, dando así una sensación de confort. Estas unidades de ventana fueron eventualmente reemplazadas por unidades mini-split, de una forma de instalación un poco mas compleja; siendo que requiere de sistemas de tubería de cobre con diferentes diámetros, y por sistemas centrales para acondicionamiento de locales a través de ductos configurados adecuadamente según su capacidad de refrigeración para el suministro de aire condicionado a los locales que requerían de esta carga frigorífica.

En los últimos años se ha observado el surgimiento de unidades superiores que sugieren una opción más para instalaciones mayores y grandes locales cuyo consumo energético por mantener activos muchos compresores a la vez, seria muy elevado. Ante esta problemática de consumo energético excesivo, se plantea el uso de unidades Chillers; las que funcionan sincronizadas con sistemas auxiliares, conformando así sistemas más eficientes que garantizan un buen desempeño en el acondicionamiento de aire, adecuado a la carga de refrigeración a suministrar a determinado local.

De tal manera se pretende que los ingenieros de este tiempo cuenten con una guía práctica y objetiva acerca de estos sistemas de agua helada que son cada vez más comunes.

JUSTIFICACIÓN

Ante el auge de la industria de la construcción a gran escala, surge la necesidad de aplicar mayores capacidades de refrigeración para suplir los requerimientos de confort en edificios tales como hospitales, centros comerciales, instalaciones para procesos industriales, edificios gubernamentales, etc.

Se pretende contar con un elemento más que permita a los estudiantes y profesionales de la Ingeniería Mecánica, apropiarse de información concreta, útil, aplicable y que apoye los conocimientos adquiridos en el ámbito de la refrigeración. El presente estudio describirá el modo de funcionamiento de los equipos Chiller, y abarcará los detalles concernientes al caso.

De esta manera se materializa un documento que facilita la obtención de información inmediata a este tema en particular.

Teniéndose Refrigeración y Aire Acondicionado como una de las ramas más importantes en la formación del Ingeniero Mecánico, resulta importante desarrollar una documentación con información actualizada que se ajusten a la realidad técnica de nuestro país, que brinde nociones acerca de la operación de estos equipos.

El sistema de aire acondicionado es el principal consumidor de energía eléctrica en un edificio. Al utilizar una unidad chiller en lugar de muchos equipos para la climatización habrá una considerable variación en el consumo eléctrico, de manera que se hace necesario estudiar todas las peculiaridades concernientes a su composición como sistema de enfriamiento y su comportamiento.

OBJETIVOS

Objetivo General

1. Presentar una caracterización de las tecnologías implementadas en las típicas instalaciones frigoríficas de sistemas de agua helada equipadas con chillers enfriados por agua y por aire.

Objetivos Específicos

1. Describir el funcionamiento de las unidades chillers y de todos los componentes del sistema.
2. Mostrar los parámetros necesarios para la evaluación energética de las unidades chillers.
3. Presentar y desarrollar una metodología de cálculo que diagnostique la eficiencia energética de las unidades chillers.
4. Brindar nociones conceptuales sobre elementos auxiliares que permiten el desempeño de los sistemas de agua helada como conjunto.

DISEÑO METODOLÓGICO

La información para este proyecto se tomo de diversos libros, manuales, catálogos y especificaciones técnicas de los equipos en cuestión, así como de la experiencia de ingenieros que han trabajado en el amplio campo de la refrigeración y aire acondicionado, y han instalado sistemas de agua helada con chillers enfriados por agua y por aire, desde una perspectiva técnico-práctica con la finalidad de cumplir con los objetivos planteados, respetando los fundamentos teóricos de dicha tecnología.

Se presenta un ejemplo compuesto de la selección del equipo en cuestión y una metodología de evaluación energética. Se aclaran aspectos de la Psicrometría y HVAC a modo de complementar la información que pueda ser requerida por el lector.

En el capítulo de sistemas de agua helada se hace una descripción de los mismos así como de ciertos aspectos y alternativas de instalación. Que pueden ser consideradas antes de ejecutar un proyecto. Para este capítulo se utilizaron manuales e informes digitales de “sistemas de agua helada” emitidos por ASHRAE y se adecuaron para la finalidad de describir dichos sistemas.

Para la presentación del capítulo de mantenimiento, se utilizó material bibliográfico especialmente elaborado para mantenimiento de unidades chillers. Esto con el único fin de presentar lo más completo posible el documento de consulta propuesto que será de gran utilidad para los estudiantes de la carrera Ingeniería Mecánica.

Este trabajo documental es aplicable a la realización de estudios del comportamiento de las unidades en mención, sin inundar al lector de complicaciones en los temas que este necesite conocer al respecto.

CAPITULO I:

GENERALIDADES

Capítulo I: Generalidades.

Introducción.

Para comprender mejor este estudio, se iniciará definiendo los aspectos generales concernientes a la refrigeración industrial y comercial, aplicadas a los sistemas de agua helada. Entre estos figuran algunos aspectos de la refrigeración que se definirán a continuación.

1.1 Refrigeración y sistemas de refrigeración.

La refrigeración es el efecto obtenido por el proceso de extracción de calor desde una fuente de alta temperatura hacia una fuente con menor temperatura, una sustancia o medio de enfriamiento, y transfiriéndola a más alta temperatura de calor sensible, probablemente aire atmosférico o una superficie de agua, para mantener la fuente de calor a una temperatura más baja que en su entorno. En la figura 1.1 se muestran los principales elementos de un sistema de refrigeración y la “trayectoria” del proceso.

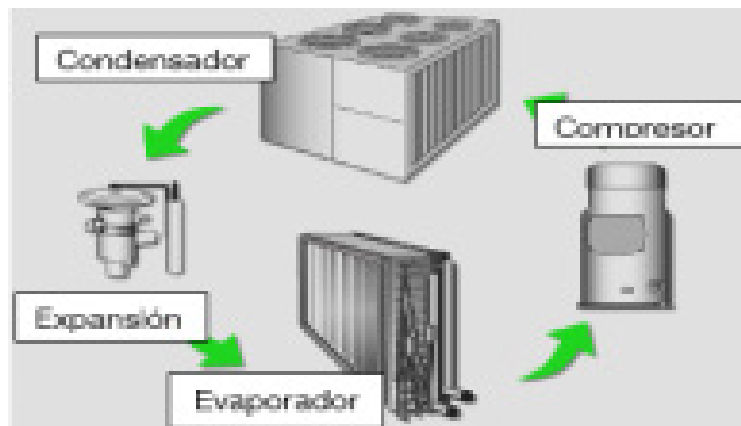


Fig. 1.1 Diagrama de un ciclo de refrigeración.

En la figura 1.2 se muestra el interior de una unidad de ventana típica de las primeras utilizadas para la climatización de ambientes de pequeñas dimensiones, tales como dormitorios, oficinas, etc.

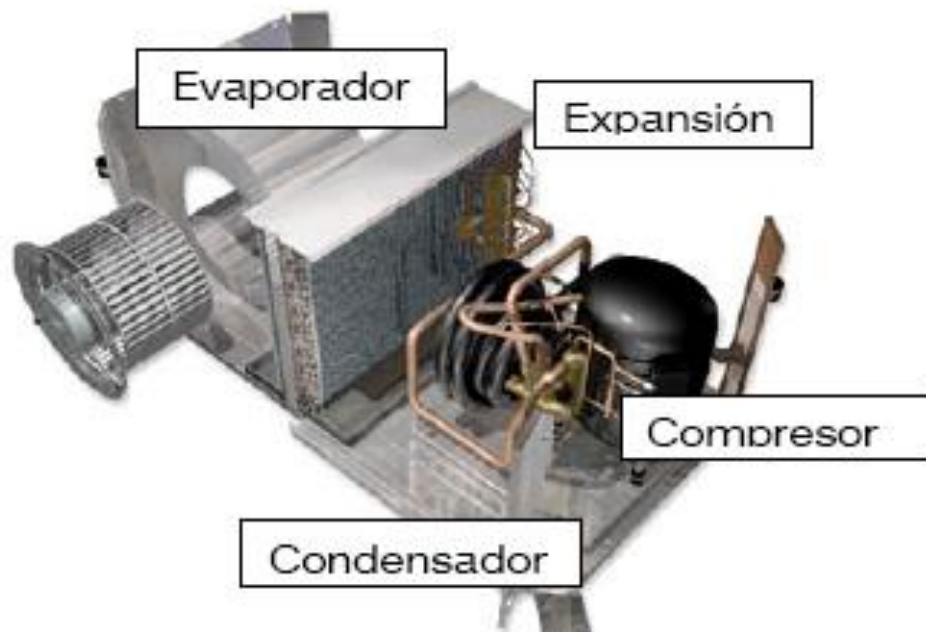


Fig. 1.2 Esquema sencillo de un circuito de refrigeración.

1.2 Definición de temperatura.

La temperatura es la medida del grado de calentamiento de un cuerpo o un espacio. Como la temperatura es una medida relativa, las escalas que se basan en puntos de referencia deben ser usadas para medir la temperatura de una manera precisa. Hay tres escalas comúnmente usadas actualmente para medir la temperatura: la escala Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$), la escala Celsius ($^{\circ}\text{C}$) (temperaturas relativas), y la escala Kelvin (K) (temperatura absoluta). Cada una de estas escalas usa una serie de divisiones basadas en diferentes puntos de referencia.

En la figura 1.3 se presentan las tres escalas antes mencionadas donde se observan equivalencias mutuas como: el punto de ebullición del agua, temperatura del cuerpo humano, temperatura de un ambiente, punto de congelamiento del agua y el cero absoluto.

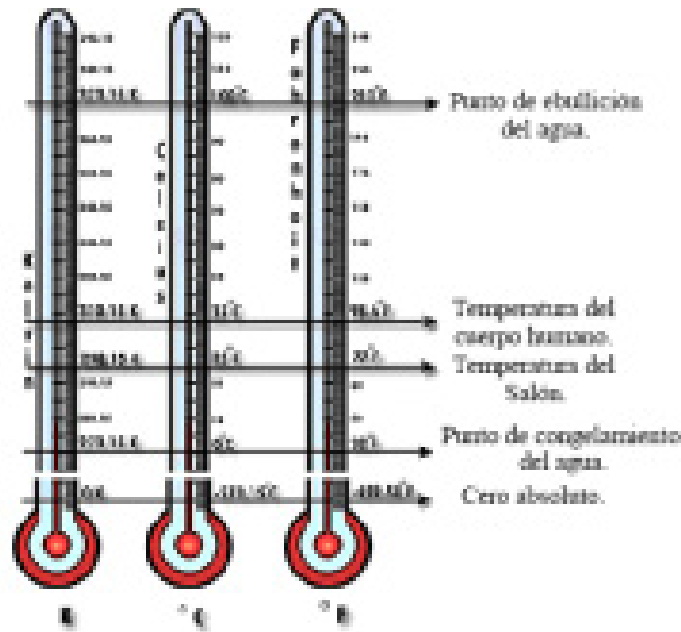


Fig. 1.3 Comparación de tres escalas de medición de temperatura (En esta figura no se incluye la escala Rankine).

Cada una de las tres escalas de temperatura permite medir la energía del calor de una manera ligeramente diferente. Una medida de la temperatura en cualquiera de estas escalas puede ser fácilmente convertida a otra escala usando la fórmula mostrada en la tabla 1.1.

Tabla 1.1 Conversión de tres diferentes escalas de temperatura. (No esta incluida la escala Rankine.)

De	hacia Fahrenheit	hacia Celsius	hacia Kelvin
°F	°F	$(°F - 32)/1.8$	$(°F-32)*5/9+273.15$
°C	$(°C * 1.8) + 32$	°C	$°C + 273.15$
K	$(K-273.15)*9/5+32$	$K - 273.15$	°K

1.3 Definición de calor.

El calor es una forma de energía que resulta de la vibración de las moléculas de una sustancia; y se manifiesta elevando la temperatura y dilatando los cuerpos; y llega a fundir los sólidos y a evaporar los líquidos.

Su concepto está ligado a la ley cero de la termodinámica, que expresa que dos cuerpos en contacto intercambian energía en forma de calor hasta que su temperatura se equilibra.

Aunque se entiende como una forma de energía, estrictamente hablando se diferencia entre la Energía Interna de un cuerpo (Energía Térmica debida al movimiento de las moléculas del cuerpo) y el Calor que transmite un cuerpo a otro (La transferencia de energía que ocurre al ponerlos en contacto).

1.3.1 Calor sensible.

Es el calor del cual puede percibirse su variación de temperatura al suministrársele o removérsele energía.

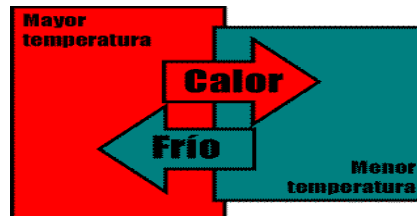


Fig. 1.4 Tendencia a equilibrio térmico de dos cuerpos en contacto.

En la figura 1.4 se muestra la tendencia de dos cuerpos en contacto al equilibrio térmico. El cuerpo con menor temperatura aumenta su temperatura gracias al calor sensible percibido desde el cuerpo con mayor temperatura.

1.3.2 Calor latente.

Es el calor que, sin afectar a la temperatura, es necesario adicionar o sustraer a una sustancia para el cambio de su estado físico.

1.3.3 Calor total.

Es la suma del calor sensible y el calor latente:

$$Q_T = Q_S + Q_L \quad 1.1$$

1.4 Definición de Presión P.

La presión es una propiedad muy útil para describir el estado de un sistema, ya

que muchos de los sistemas estudiados en termodinámica comprenden gases o vapores. La presión se define como la fuerza normal a una superficie real o ficticia, ejercida por unidad de área en el sistema. En la termodinámica clásica no se consideran los efectos que puedan presentarse a escala microscópica; por lo tanto, sólo se tratará de presiones que existen sobre áreas grandes respecto a los espacios intermoleculares.

La presión (P) ejercida por un fluido sobre una superficie está definida como la fuerza normal ejercida por el fluido por unidad de área de la superficie.

Si la fuerza se mide en N y el área en m^2 , la unidad es entonces el newton por metro cuadrado N/m^2 o Pascal, cuyo símbolo es Pa, y es la unidad básica de presión del SI. En el sistema inglés de ingeniería, la unidad más común es la libra-fuerza por pulgada cuadrada (psi).

1.5 Unidad de energía (BTU).

De manera general existen varias unidades de medida de la energía, pero para la energía térmica se utiliza la unidad de energía inglesa British Thermal Unit con sus siglas BTU.

Para efectos de conversión un BTU vale aproximadamente:

1. 252 calorías internacionales.
2. 252.164 calorías termoquímicas.
3. 1055.056 Joules.

La cantidad de energía producida por la combustión de un volumen de gas natural se mide en Unidades Térmicas Británicas (Btu). El valor del gas natural es determinado por su potencial energético que es medido en Btu. Un Btu representa la cantidad de energía que se requiere para elevar a un grado Fahrenheit la temperatura de una libra de agua a condiciones atmosféricas normales.

Un sistema de refrigeración es una combinación de componentes, equipos y tuberías, conectadas en un orden secuencial para producir el ciclo físico de refrigeración. Los sistemas de refrigeración proveen enfriamiento y acondicionamiento de aire, agua, etc.

1.6 Principio de Refrigeración.

Cuando se evapora un refrigerante¹ absorbe calor reduciendo la temperatura de la nevera, armario o cámara donde se instale la unidad evaporadora. El problema consiste ahora en absorber la cantidad de calor al controlar la ebullición de dicho refrigerante, y obtener la cantidad de frío necesario para mantener la temperatura adecuada.

El método más extensamente usado para producir la refrigeración se conoce como “sistema de compresión de vapor” en el cual se basan los chillers tema de estudio de esta tesis.

1.7 Ciclo de refrigeración.

En la figura 1.5 se representa el circuito de refrigeración, conformando un ciclo seccionado en sus cuatro etapas básicas:

- 1 Compresión,
- 2 Condensación,
- 3 Expansión,
- 4 Evaporación (donde se percibe el frío como finalidad principal).



Fig. 1.5 Ciclo de refrigeración.

El ciclo de refrigeración puede entenderse como el ciclo mediante el cual se remueve el calor de una sustancia, cuerpo o ambiente; llevarlo o mantenerlo a una temperatura convenientemente baja, basándose en los tres principios siguientes que gobiernan la producción de refrigeración. Estas tres leyes

¹ Sustancia química con propiedades absorbentes de calor, que se caracterizan por tener un punto de ebullición extremadamente bajo, entre estos se encuentra el R-12 un refrigerante comercial muy usado en equipos domiciliarios. Más adelante se hablara en detalle de los refrigerantes.

básicas son, en realidad, muy simples y pueden ser fácilmente comprendidas:

1-Todos los líquidos al evaporarse, absorben calor de cuanto les rodea.

Esta ley hace posible la comprensión acerca de cómo es que se alcanza una disminución de temperatura tal como se efectúa hoy en día. Cuando se enfría un cuerpo se aplica esta ley, haciendo evaporar un determinado líquido en un aparato adecuado, a fin de que el calor latente necesario para la evaporación se extraiga de las sustancias que deseamos enfriar.

2-La temperatura a la que hierve un líquido depende de la presión a la que es sometido dicho líquido.

Si se dispone de una presión distinta sobre el líquido que esta evaporándose y produciendo frío se alterará la temperatura a que se evapora y por consiguiente podrá variarse también el grado de disminución de calor.

3- Todo vapor puede volver a condensarse, convirtiéndose en líquido, si se comprime y remueve energía debidamente.

Estas leyes permiten recoger el vapor formado por la evaporación de líquido, comprimido en un compresor, remover su calor en un condensador y convertirlo nuevamente en líquido que puede evaporarse otra vez al pasar a través de un dispositivo de expansión que de una caída de presión y temperatura y así remover el calor de su entorno.

1.8 Sistemas de refrigeración.

Los sistemas de refrigeración se clasifican según el modo de obtención del efecto refrigerante, y se clasifican en las siguientes categorías:

1. Sistemas de compresión de vapor (también conocidos como sistemas de expansión directa).
2. Sistemas de refrigeración por absorción.

A continuación se explican ambos tipos de sistemas de refrigeración:

1.8.1 Sistemas de refrigeración por compresión de vapor.

En estos sistemas, un compresor se encarga de comprimir al refrigerante desde su estado de vapor a una baja presión y una baja temperatura hasta una alta presión y temperatura. El refrigerante comprimido es condensado al remover su calor en forma líquida por el aporte de calor latente de condensación al agua condensada.

El refrigerante líquido es entonces estrangulado para conseguir un vapor a una baja-presión, baja-temperatura, siendo ahora este el que al expandirse ceda calor y pueda absorber el calor sensible del medio a enfriar, produciéndose así el efecto de refrigeración durante la evaporación.

La compresión de vapor es llamada a menudo refrigeración mecánica, ya que es refrigeración por compresión mecánica.

En un sistema de aire u otro sistema de expansión de gas, el aire o gas es comprimido a una alta presión por compresores. Entonces es enfriado por superficies de agua o aire atmosférico y expandido para bajar la presión. Como la temperatura del aire o el gas disminuyen durante la expansión, entonces se produce el efecto refrigerante.

1.8.1.1 Ciclo por compresión de vapor.

Los componentes del ciclo de refrigeración por compresión de vapor mostrados en las figuras 1.1 y 1.5 se integran en el diagrama p-h, en el que puede visualizarse dicho ciclo de una manera más analítica.

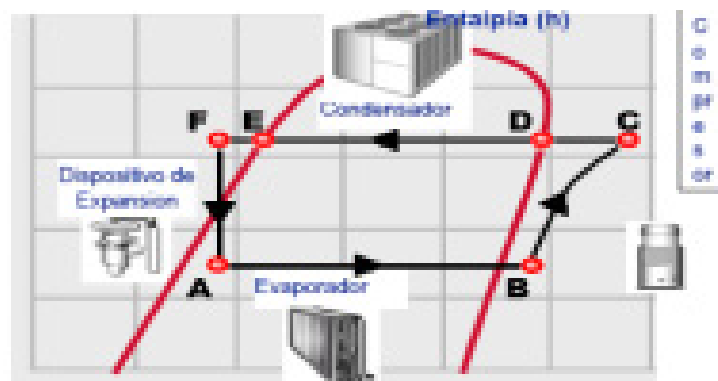


Fig. 1.6 Diagrama Presión – Entalpía (p – h).
(B-C) Compresión, (D-E) Condensación, (F-A) Expansión (A-B) Evaporación.

1.8.1.2 El Diagrama p- h.

Es una representación grafica de las propiedades de un refrigerante específico, con la presión en el eje vertical y la entalpía en el eje horizontal. La figura 1.6 es útil en la visualización de cambios que ocurren en el ciclo de refrigeración. Esto brinda una idea de cómo aumenta la presión de manera directamente proporcional al aumento de calor (energía).

1.8.1.3 Componentes principales del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. (Expansión directa).

Los sistemas de expansión directa están íntimamente relacionados con los sistemas de enfriamiento por chiller, cuando el funcionamiento de estos últimos se basa en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, dado que sus componentes son básicamente los mismos, entre los cuales están: Compresor, evaporador, dispositivo de expansión y condensador.

1.8.1.3.1 Compresor.

El propósito del compresor en un sistema de refrigeración es aumentar la presión del gas refrigerante desde la presión del evaporador hasta la presión del condensador. Entregar el vapor refrigerante al condensador a una presión y temperatura alta a la cual el proceso de condensación puede ser fácilmente conseguido, a la temperatura del aire u otro fluido usado para la condensación.

Estos se pueden clasificar en:

1. Herméticos:

Tanto el motor como el compresor están dentro de la misma carcasa y es inaccesible. Por se herméticos, si se dañan hay que reemplazarlos en su totalidad. Van enfocados a pequeños equipos de carga crítica.

2. Semi-herméticos:

Es igual que el anterior pero es accesible, se puede reparar cada una de sus partes.

3. Abiertos: Motor y compresor van separados.

En los chiller se utilizan los mismos tipos de compresores pero con diseños y tipo de montajes diferentes, además de la mayor capacidad que estos tienen. En anexos se pueden apreciar las graficas y descripciones de los mismos según el modo de compresión de los chillers.

1.8.1.3.2 Evaporador.

Es el elemento que permite la absorción de calor por parte del refrigerante, es decir, cuando éste empieza a cambiar de fase líquido a gas. Un ejemplo de evaporador puede apreciarse en la figura 1.7.

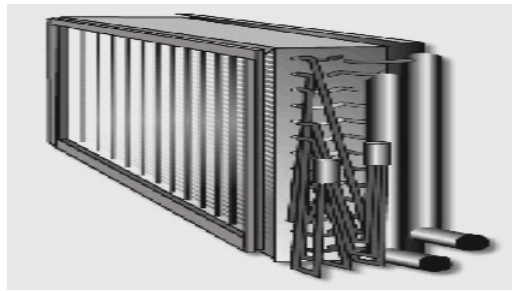


Fig. 1.7 Ejemplo de evaporador.

1.8.1.3.3 Válvula o dispositivo de expansión.

Controla el caudal de líquido refrigerante, entrando en el evaporador de manera optimizada para permitir el llenado de líquido en el evaporador en la cantidad necesaria para producir el frío de manera correcta y óptima. Su elemento sensor es el bulbo que tiene al extremo de su tubo capilar, y está ubicado adecuadamente al comienzo de la línea de baja presión (vapor), para medir la temperatura a la que está saliendo el refrigerante. En la figura 1.8 se muestran dos válvulas de expansión termostática.

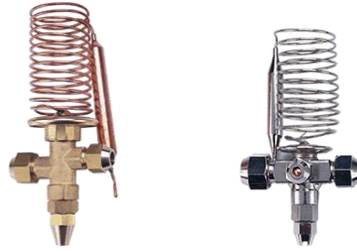


Fig. 1.8 Válvulas de expansión termostática.

Entre los tipos de válvulas de expansión se encuentra la válvula solenoide como la mostrada en la figura 1.9, la que puede ser de dos tipos, de vástago que se utilizan en válvulas pequeñas y algo antiguas, y de membrana (diafragma). Todas tienen un solo sentido de circulación, deben funcionar en posición horizontal con la bobina hacia arriba y su consumo eléctrico es muy pequeño. Para unidades de refrigeración de tamaños menores, es más conveniente utilizar solo un bulbo con su tubo capilar por factores costos.



Fig. 1.9 Válvula de solenoide.

1.8.1.3.4 Condensador.

Es un intercambiador de calor que recibe el gas refrigerante sobrecalentado a alta presión, lo enfría ya sea con agua o aire, de tal manera, hasta cambiar su estado de gas a líquido (siempre en alta presión). Un ejemplo de unidad condensadora se puede apreciar en la figura 1.10. El tipo de condensador, mostrado es de cuatro etapas, es decir que tiene cuatro compresores, es por lo común utilizado para sistemas multi split.



Fig. 1.10 Unidad condensadora.

1.8.1.4 Accesorios del sistema de refrigeración por compresión de vapor.

Un cierto número de dispositivos y válvulas son instalados en las líneas de refrigerantes con el propósito de mejorar el funcionamiento del sistema y otros pueden tener funciones de seguridad o servicio, entre ellos listan el Indicador de líquido y humedad, y el filtro deshidratador.

1.8.1.4.1 Indicador de líquido y humedad.

Estos indicadores son básicamente de dos tipos el sencillo o indicador de líquido; cuando el refrigerante líquido fluye a través de la línea el indicador permanece transparente y si aparecen burbujas estas indican la presencia de un gas y que no fluye la cantidad adecuada de líquido. Otro tipo de indicador es el que también viene equipado con un indicador de humedad el cual revela la presencia de humedad en el refrigerante. Este dispositivo se instala en la línea de líquido para observar el flujo de refrigerante. Tiene como objetivo visualizar si la carga de refrigerante es adecuada o si existe una restricción en la línea de líquido. El Indicador de Líquido y Humedad mostrado en la figura 1.11 permite conocer la condición del refrigerante en la línea de líquido antes de la válvula termostática de expansión.



Fig. 1.11 Indicador de líquido y humedad.

1.8.1.4.2 Filtro Deshidratador.

La humedad representa un peligro muy grande para el funcionamiento de una unidad frigorífica y durante el montaje de un sistema de refrigeración debe evitarse la penetración de humedad, sin embargo si la humedad entra, debe ser eliminada. Un método de la eliminación de la humedad es el filtro deshidratador que también tiene la capacidad de extraer todo cuerpo extraño del refrigerante como suciedad, flujo de las soldaduras, así como bolas de dicha soldadura, limaduras e impurezas de fabricación.

1.8.2 Sistemas de refrigeración por Absorción.

En estos sistemas el efecto de refrigeración es producido por medio del suministro de energía térmica. El líquido refrigerante produce refrigeración durante la evaporación del mismo a una muy baja presión, el vapor es absorbido por un agente acuoso conocido como desecante. La solución es calentada por un horno de ardido directo o por una fuente de calor sobrante; el refrigerante es vaporizado nuevamente y entonces condensado en una forma líquida. El líquido refrigerante es estrangulado y luego liberado a una muy baja presión; y esta listo para producir nuevamente el efecto de refrigeración. Las unidades chiller trabajan con esta variedad de sistemas de refrigeración.

A pesar de la importancia que tiene la refrigeración por absorción, no se discutirá en esta tesis acerca de chillers de absorción.

1.9 Refrigerantes.

Un refrigerante es el fluido primario usado en un sistema de refrigeración. El refrigerante absorbe calor (hierve) cuando esta a baja temperatura y presión durante la vaporización; y expelle calor (condensa) cuando esta a una alta temperatura y alta presión durante su condensación o sustancia. Un refrigerante ideal (la mayoría de los refrigerantes no son ideales) ha de cumplir las siguientes propiedades:

1. Ser químicamente inerte hasta el grado de no ser inflamable, ni tóxico, ni explosivo, tanto en estado puro como cuando esté mezclado con el aire en determinada proporción.

2. No reaccionar desfavorablemente con los aceites o materiales empleados en la construcción de los equipos frigoríficos.
3. No reaccionar desfavorablemente con la humedad, que a pesar de las precauciones que se toman, aparece en toda instalación.
4. Su naturaleza será tal que no contamine los productos almacenados en caso de fuga, especialmente a los alimenticios.
5. El refrigerante debe poseer características físicas y térmicas que permitan la máxima capacidad de refrigeración con la mínima demanda de potencia. (COP)
6. La temperatura de descarga de cualquier refrigerante siempre disminuye a medida que baja la relación de compresión. Por lo tanto se desea que la temperatura de descarga sea la más baja posible para alargar la vida del compresor.
7. El coeficiente de conductividad conviene que sea lo más elevado posible para reducir el tamaño y costo del equipo de transferencia de calor.
8. La relación presión-temperatura debe ser tal que la presión en el evaporador para la temperatura de trabajo sea superior a la atmosférica, para evitar la entrada de aire y de humedad en el sistema en caso de fuga.
9. Temperatura y presión crítica, lógicamente el punto de congelación deberá ser inferior a la temperatura mínima de trabajo.
10. No ser dañino para la capa de ozono, ni ayude al recalentamiento de la tierra.
11. Ser homogéneos, o sea compuestos de un solo tipo de molécula. Esto ayuda a que siempre se evapore y se condense a una temperatura y presión predecible. Esto ayuda a reparar fugas.
12. Finalmente debe ser de bajo precio y fácil disponibilidad.

Existen en la actualidad tres tipos de refrigerantes de la familia de los fluoro carburos halogenados:

1.9.1 CFC: (Flúor, Carbono, Cloro), Clorofluorocarbono totalmente halogenado, no contiene hidrógeno en su molécula química y por lo tanto es muy estable, esta estabilidad hace que permanezca durante largo tiempo en la atmósfera afectando seriamente la capa de ozono y es una de las causas del efecto invernadero. (R-11, R-12, R-115). Esta prohibida su fabricación desde 1995, aunque son muchos mas eficientes y consumen menos energía.

1.9.2 HCFC: (Hidrógeno, Carbono, Flúor, Cloro), El hidroclorofluorocarbono, es similar al anterior pero con átomos de hidrógeno en su molécula. La presencia de Hidrógeno le confiere menos estabilidad, en consecuencia, se descompondrá en la parte inferior de la atmósfera y no llegará a la estratosfera. Posee un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono. Su desaparición está prevista para el año 2020. (R-22).

1.9.3 HFC: (Hidrógeno, Flúor, Carbono), es un Fluoro carbono sin cloro con átomos de hidrógeno sin potencial destructor del ozono dado que no contiene cloro (R-134a, 141b). Es un refrigerante permanente, aunque menos eficiente.

El cloro no contenido en los HFC es el mismo que se utiliza en aplicaciones domesticas y cotidianas, en agua potable, en piscinas. El problema principal es el medio de transporte que lleva a esta molécula con cloro hasta la atmósfera y reacciona con O₃ (ozono) dividiendo su configuración molecular.

Todos estos tipos de refrigerantes son utilizados por las unidades chillers, el tipo específico depende de las eficiencias especificadas por fábrica o el requerimiento del dueño. Un chiller que utiliza refrigerante R-22 tiene una eficiencia distinta a la de aquel que utiliza un refrigerante (“ecológico”) del tipo R-134a o R-410a. Es de hecho más alta la eficiencia del chiller que utiliza R-22 por la alta facilidad de compresión y expansión que tiene el mismo. El problema es que resulta perjudicial para la capa de ozono.

CAPITULO II:

SISTEMAS DE AGUA HELADA

Capítulo II: Sistemas de agua helada.

Introducción.

En la actualidad en nuestro país es notorio el incremento de muchas edificaciones verticales, tales como, hospitales, centros comerciales, e institucionales, lo que evidentemente hace necesario el requerimiento de equipos de climatización de gran capacidad para cumplir con los requisitos de confort de cada edificio o aplicación industrial. Para cumplir con estas condiciones de enfriamiento se instalan grandes sistemas de agua helada cuya composición será explicada en detalle en este capítulo.

2.1 Sistemas de agua helada.

El diseño de los sistemas de agua helada depende de la habilidad del diseñador para evaluar las cargas del espacio, los patrones de ocupación y requerimientos del ambiente. Los sistemas que llevan el calor desde o hacia un espacio acondicionado mas comúnmente son llamados sistemas con agua helada o caliente, o sistemas hidrónicos (no hidráulicos).

Su clasificación parte de la temperatura de operación, la que es como sigue:

- Sistemas de baja temperatura “LTW” (Low temperature water). Su máxima presión de trabajo es de 160 psig, con una máxima temperatura de 250°F.
- Sistemas de media temperatura “MTW” (Médium temperature water). Este sistema hidrónico de calentamiento opera a temperaturas entre 250°F y 350°F, con presiones que no exceden de los 160psig.
- Sistemas de agua a alta temperatura “HTW” (High temperature water). Este sistema opera por encima de los 350°F con presiones que no exceden los 300 psig.
- Sistemas de agua helada “CHW” (Chilled water system). Este sistema hidrónico de enfriamiento normalmente opera con una temperatura de diseño de suministro de agua de 40°F a 45°F, con una presión promedio de 120 psig.

En esta tesis se aborda el último de los sistemas anteriormente mencionados. En general estos sistemas utilizan bombas centrífugas para forzar al agua a fluir a través de la fuente de enfriamiento (chiller) hacia el espacio o carga a la que se le desea extraer calor por medio de tuberías, accesorios y terminales que serán explicadas mas adelante en este capítulo.

El sistema básico de agua helada consiste de las siguientes partes funcionales:

- 1 -El chiller que produce agua helada.
- 2 -Las unidades terminales (a menudo llamadas cargas), conformadas por serpentines, que transfieren el calor desde el aire del área a climatizar al agua que circula por los serpentines.
- 3 -Bombas y tuberías de distribución de agua que envían el agua helada a las unidades previamente mencionadas, acopladas a todos los accesorios.
- 4 -Torres de enfriamiento que expulsan el calor (para chillers enfriados por agua).
- 5 -Controles que coordinan la operación de los componentes mecánicos en conjunto como un sistema.

Una vez que se defina lo que es un chiller como componente principal de un Sistema de agua helada, se explicaran cada uno de los otros componentes importantes de dichos sistemas.

2.2 Chiller y clasificación de chillers.

A continuación se explican algunas particularidades de los sistemas de enfriamiento con unidades chillers y la clasificación de los mismos.

2.2.1 Definición de Chiller.

Un chiller es una unidad de gran capacidad de enfriamiento aplicada al acondicionamiento de aire a gran escala; mantiene el principio de la refrigeración y funciona en conjunto con otros equipos para hacer circular el medio refrigerante hacia cada uno de los ambientes a climatizar.

Hay una variedad de tipos de chillers; estos se clasifican por la forma de su ciclo de refrigeración (Absorción y Compresión de vapor), por su forma de compresión y por su medio de enfriamiento.

2.2.2 Clasificación de las unidades Chiller por su modo de compresión y enfriamiento.

Para tener una perspectiva mas clara acerca de la variedad de chillers a continuación se clasifican los tipos de chillers por su forma de compresión y enfriamiento.

1. Chiller de compresión por Scroll.

- De tipo “Scroll” enfriado por aire.
- De tipo “Scroll” enfriado por condensador remoto.
- De tipo “Scroll” enfriado por agua.

2. Chiller de compresor rotativo o de tornillo. (Screw)

- De tipo “Tornillo” enfriado por aire.
- De tipo “Tornillo” enfriado por condensador remoto.
- De tipo “Tornillo” enfriado por agua.

3. Chiller de compresor reciprocante. (Alternativo)

- De tipo “Reciprocante” enfriado por aire.
- De tipo “Reciprocante” enfriado por condensador remoto.
- De tipo “Reciprocante” enfriado por agua.

4. Chiller de compresor Centrífugo.

- De tipo Centrífugos enfriados por aire.
- De tipo Centrífugos enfriados por condensador remoto.
- De tipo Centrífugos enfriados por agua.

Además de estos tipos de chillers están los chillers de absorción.

Existen dos calidades básicas de chillers usadas en sistemas HVAC; el chiller por compresión de vapor y el chiller por ciclo de absorción.

El chiller por *Compresión de Vapor* usa un líquido especial llamado refrigerante que circula entre los lados de alta presión y una baja presión de un ciclo de enfriamiento. El calor es absorbido en el lado de baja presión y expulsado en el lado de alta presión. Un compresor es usado para mover el fluido entre los dos lados y mantener el diferencial de presión. *El Chiller de Absorción* reemplaza el compresor por una pequeña bomba y entonces usa el calor para dirigir el ciclo de refrigeración. Los refrigerantes usados en ciclos de absorción son muy diferentes de aquellos usados en ciclos por compresión de vapor.

Los mas utilizados actualmente son de compresión de vapor, en los cuales los compresores pueden ser rotativos, centrífugos, reciprocantes, y scroll. Los chillers pueden ser de ambos modos, enfriados por agua o por aire. Grandes chillers de compresión de vapor incluyen componentes como evaporador, compresor (es), un condensador y dispositivos de expansión.

2.3 Comparación de los chillers enfriados por agua Vs. Chillers enfriados por aire.

Todos los chillers enfrían agua; lo que cambia, es como el chiller se deshace de ese calor. De manera que los chillers se pueden clasificar también por su modo de enfriamiento.

1. Enfriado por aire. Un solo modulo, todo afuera.



Fig. 2.1 Chiller típico de compresión de vapor enfriado por aire.



Fig. 2.2 Modo de eliminación de calor de un chiller enfriado por aire.

El típico chiller enfriado por aire puede apreciarse en la figura 2.1 y en la figura 2.2 la forma en que este se deshace del calor absorbido por evaporador.

2. Enfriado por agua. Evaporador y condensador adentro. Medio de enfriamiento (torre de enfriamiento) afuera.

El típico chiller enfriado por agua puede apreciarse en la figura 2.3 y en la figura 2.4 la forma en que este se deshace del calor absorbido por evaporador.



Fig.2.3 Chiller típico de compresión de vapor enfriado por agua.



Fig. 2.4 Modo de eliminación de calor de un chiller enfriado por agua.

El chiller enfriado por aire es un solo módulo en el que esta integrado el evaporador, accesorios, bomba de condensado y el condensador enfriado por la corriente de aire que ingresa por su periferia para enfriar el condensador y luego

expulsar este calor en un tiro vertical por los ventiladores del chiller. El chiller enfriado por agua utiliza una torre de enfriamiento para la eliminación de su calor, esta agua es transportada hacia la torre de enfriamiento y retorna al condensador para hacer el intercambio de calor.

El índice de capacidad del chiller es la máxima cantidad de enfriamiento que el chiller puede alcanzar bajo las mejores circunstancias. Este numero es dado en toneladas de enfriamiento donde 1 ton = 12,000 Btu/ hora.

En términos psicrométricos la temperatura de bulbo húmedo importa solo en el chiller enfriado por agua. En el chiller enfriado por aire no importa nada más que la temperatura de bulbo seco.

El aire creará una evaporación en la torre y la temperatura del agua se acercara a la temperatura ambiente. Esta evaporación ocurre cuando la partícula se somete a una corriente de aire y sus moléculas comienzan a atomizarse. Para que estas moléculas se separen se requiere de energía, y esta energía es tomada de las mismas moléculas de agua, las que ceden su energía en forma de calor a la corriente de aire, y se baja la temperatura a la temperatura de bulbo húmedo, no puede bajar mas que eso.

Si se le hacen los tratamientos correctos a un evaporador (eliminación de sólidos, calcos, etc.) nunca habrá una disminución de ΔT al pasar de los años, aspecto de mucha importancia en estos casos.

2.4 Componentes de un sistema de agua helada.

Los componentes básicos de un sistema de enfriamiento chiller por agua son:

1. Condensador. (contenido en el chiller).
2. Compresor. (contenido en el chiller).
3. Evaporador. (contenido en el chiller).
4. Torre de enfriamiento (en el caso del condensador enfriado por agua).
5. Terminales.
6. Tuberías.
7. Controles.

2.4.1 Condensador del chiller.

El condensador tiene la función de expulsar el calor que ha sido ganado por el sistema a través del evaporador, y puede ser enfriado por agua o por aire.

Cuando el condensador del chiller es enfriado por agua, utiliza una torre de enfriamiento a la que se conecta por medio de tuberías e impulsa el agua caliente con una pequeña bomba que es llamada bomba de condensado; y cuando es enfriado por aire la forma de deshacerse del calor es por tiro forzado mediante aspas accionadas por motores eléctricos.

El condensador es generalmente un 30% más grande que el evaporador. Para poder condensar, debe existir al menos 10 °F de diferencial de temperatura entre el vapor refrigerante y el medio de enfriamiento (agua o aire).

2.4.1.1 Condensador enfriado por aire.

Utilizan ventiladores para aumentar la velocidad del aire, por lo tanto se reduce la superficie de tubo. Exteriormente es bastante parecido a un condensador de equipos pequeños de expansión directa.

Cuando está instalado junto con el compresor el condensador toma el aire en el lado contrario de este para evitar tomar el aire ya caliente.

2.4.1.2 Condensador enfriado por agua.

Son aquellos que usan el agua como medio condensable para deshacerse del calor del refrigerante gas y condensarlo a líquido. Esta agua fluye a través de un subcircuito que enlaza el condensador y una torre de enfriamiento. Esta agua nunca esta en contacto con el agua que circula en la red de tuberías de servicio a los ambientes.

Para asegurar un buen funcionamiento y limitar el consumo de agua, las temperaturas idóneas del agua a la salida del condensador con respecto a la temperatura de entrada deben ser:

- 1 Temperatura de entrada hasta 59°F, la salida debe ser 10°F más que la entrada.

- 2 Temperatura de entrada a partir de 60.8°F, la salida debe ser 9°F más que la entrada.
- 3 Temperatura de entrada a partir de 69.8°F, la salida debe ser 8°F más que la entrada.

El interior del condensador tiene tuberías dispuestas de manera que el medio a enfriar (el agua) este en contacto directo con el medio de condensación (ya sea agua o aire); de manera que se de la transferencia de calor entre ellos.

2.4.2 Compresor del chiller.

El compresor es la bomba que dirige el refrigerante a través del ciclo y mantiene el diferencial de presión. El incrementa la temperatura y presión de refrigerante para que el calor pueda ser expulsado desde el ciclo.

El tipo de compresor utilizado generalmente tiene un gran impacto en la eficiencia y la seguridad de un chiller por compresión de vapor. El mejoramiento del diseño de los compresores y el desarrollo de nuevas tecnologías de compresores conllevan a una mayor eficiencia y seguridad en los enfriadores de agua. El compresor es el elemento más importante del ciclo de refrigeración. Es a veces llamado el corazón del sistema.

Los tipos de compresores³ con los que trabajan los chiller por compresión de vapor funcionan como los compresores comunes de expansión directa pero con una mayor capacidad de compresión para alcanzar una mayor capacidad de enfriamiento.

2.4.3 Evaporador del chiller.

El objetivo del evaporador es absorber el calor del sistema. El medio que se desea enfriar puede ser un gas, un líquido o un sólido. El aire y el agua son las sustancias que comúnmente se enfrían con los evaporadores. En los evaporadores más comunes el refrigerante fluye por los tubos, esto se muestra en la figura 2.5, mientras que el aire o el agua que se desea enfriar fluyen por el

³ Ver tipos de compresores en anexos.

exterior del mismo. Estos tubos contruidos a menudo en forma de serpentines conforman la superficie de transferencia de calor.



Fig. 2.5 Evaporador del chiller.

En los evaporadores inundados (como los de los chillers) la transmisión de calor es uniforme. La cantidad de calor (energía) que puede absorber el evaporador viene expresado en Btu/hr, TR o KW/h.

Los fabricantes de chillers consideran comúnmente un Δt de 10°F a través del evaporador.

2.4.3.1 Transferencia de calor en el aire.

La cantidad de calor a la entrada y la salida de una corriente de aire se expresa por:

$$q = 60 Q_a \rho_a c_p \Delta t \quad 2.1$$

Donde:

q = tasa de transferencia de calor, Btu/hr

Q_a = tasa de flujo de aire calor, cfm.

ρ_a = densidad del aire, lb/ft³.

c_p = Calor específico del aire, Btu/lb°F.

Δt = Calor específico del aire, Btu/lb°F

Para aire estándar con densidad de 0.075 lb/ft³ y calor específico de 0.24 Btu/lb°F, esta ecuación se hace:

$$q = 60 \text{ min/ hr} * 0.24 \text{ Btu/lb°F} * 0.075 \text{ lb/ft}^3 * \text{cfm} * \Delta t$$

$$Q_s = 1.08 * cfm * \Delta t \quad 2.2$$

Donde:

Q_s = calor sensible

1.08= capacidad calorífica del aire (0.018) por los 60 min contenidos en una hora.

cfm= Caudal de aire en pies³/min.

Δt = diferencia de temperatura a la entrada y a la salida del evaporador [°F].

Por ejemplo:

Considérese que la temperatura del aire suministrado por un sistema de serpentín de calentamiento es de 60°F y la temperatura del aire a la salida es de 130°F. Conociendo que $c_p = 0.24$ Btu/lb°F, $Q_a = 5000$ cfm y la densidad del aire es 0.075lb/ft³, calcúlese la tasa de transferencia de calor del sistema.

Entonces usando la ecuación 2.2

$$q = 1.08 * cfm * \Delta t$$

$$q = 1.08 * 5000 cfm * (130^\circ F - 60^\circ F)$$

$$q = 378,000 \text{ Btu} / \text{hr}$$

Por medio de la ecuación anterior se puede la calcular la cantidad de calor transferido a través de un intercambiador de calor al aire. A continuación se explicará el modo de cálculo de la cantidad de calor transferido en sistemas hidrónicos.

2.4.3.2 Transferencia de calor en sistemas hidrónicos.

La cantidad de calor transferido al agua o desde el agua, es una función de la tasa de flujo, el calor específico y la subida o caída de temperatura del agua a como esta pasa a través del intercambiador de calor. El calor transferido a o desde el agua se expresa así:

$$q_w = m c_p \Delta t \quad 2.3$$

Donde:

q_w = tasa de transferencia de calor desde el agua, Btu/h.

m = Flujo másico del agua, lb/h

c_p = Calor específico del agua.

Δt = Incremento o decremento de temperatura a través del evaporador °F.

Para condiciones estándar en las cuales la densidad del agua es 62.4 lb/ff³ y el calor específico es 1 Btu/lb°F, la ecuación es ahora:

$$Q_w = 500 * GPM * \Delta t * sg \quad 2.4$$

Donde:

Q_w = cantidad de calor contenida en el agua.

500 = conversión de GPM a lb/hr (8.33 lb/galón * 60 min/hr).

Δt = diferencial de temperatura a través del evaporador.

Sg = es la gravedad específica “specific gravity” del agua (es igual a 1 a menos que se utilice un aditivo).

Esta ecuación se aplica principalmente en el cálculo del caudal de agua a través del evaporador.

2.4.4 Torre de enfriamiento.

Para expulsar calor, el agua pasa a través de una torre de enfriamiento donde una porción de esta se evapora, mientras se enfría el agua restante. La eficiencia de la torre de enfriamiento depende de la velocidad del flujo de agua, temperatura del agua y la temperatura de bulbo húmedo del ambiente. La diferencia de temperatura entre el agua de entrada y la salida de la torre de enfriamiento es el rango. La diferencia de temperatura entre la temperatura de salida del agua y la temperatura de bulbo húmedo de entrada es el aprovechamiento. La figura 2.5 muestra una torre de enfriamiento instalada en una planta de generación eléctrica nacional, la función de este sistema de agua helada es enfriar las turbinas de los generadores.



Fig. 2.5 Torre de enfriamiento.

Las torres de enfriamiento son dispositivos utilizados para disminuir la temperatura de un líquido (por lo general agua) al mantenerlos en contacto con una corriente de aire, de manera que una pequeña parte se evapora y la mayor parte se enfría. Se utilizan en instalaciones de aire acondicionado a gran escala y en otras muchas aplicaciones industriales.

2.4.4.1 Funcionamiento de las torres de enfriamiento.

Las torres de evaporación son máquinas capaces de enfriar el agua mediante un flujo de aire. El agua de operación en íntimo contacto con el aire tiende en parte a evaporarse enfriando la restante. El esquema de esta máquina se ilustra en la figura 2.6.

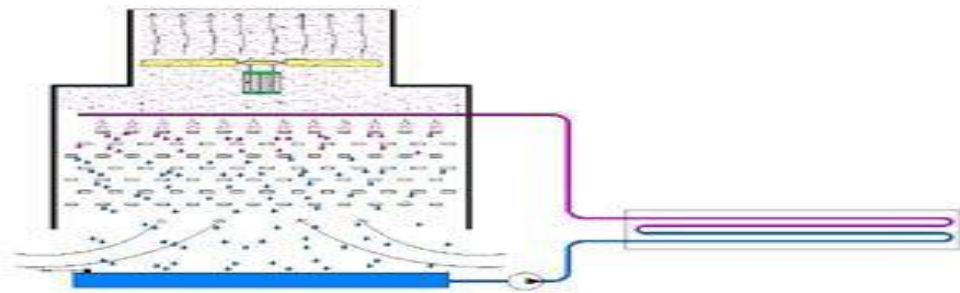


Fig. 2.6 Esquema de una torre de enfriamiento.

Entre sus principales ventajas están su Costos de instalación y operación limitados, debido a la sencillez y al reducido consumo de energía eléctrica (ventilador-bomba) y de agua (evaporación, arrastre mecánico).

La desventaja son los altos costos de mantenimiento, debidos a la eliminación de los depósitos que pueden incrustar la máquina y los fangos en la torre.

2.4.5 Unidades terminales o cargas.

Una unidad terminal consiste de un serpentín y un abanico en un mismo sistema cerrado sencillo. Estas unidades pueden ser diseñadas para calentamiento, enfriamiento o para una combinación de las mismas. Estas son las unidades terminales, situadas en la red de tuberías (de agua helada) para cada espacio a acondicionar.

Entre estas se encuentran los fan & coils y las unidades manejadoras tipo agua fría. En aplicaciones de confort y enfriamiento, las cargas son usualmente suplidas por manejadoras de aire equipadas con serpentines para transferir el calor desde el espacio acondicionado al agua helada en circulación. De esta manera el aire es enfriado y humidificado cuando pasa a través de la superficie definida en los serpentines de enfriamiento. Para un adecuado funcionamiento del sistema es importante, el proceso psicrométrico de acondicionamiento, selección de la óptima dimensión de serpentines, y el tipo de serpentines dada la gran variedad disponible.

Algunos procesos especializados en los que se usan las cargas no esta incluido en enfriamiento de aire. El calor transferido desde las cargas puede ser controlado en un determinado número de formas:

1. -Válvula de tres vías.
2. -Válvula de dos vías.
3. -Bomba de velocidad variable.
4. Serpentines incontrolados.

Cada uno de estos accesorios puede estar conectado a un sensor térmico o neumático (si se requiere sensar un diferencial de presión) para recibir una señal hasta el accesorio que reaccionara cerrándose o abriéndose según la programación que se le haya dado con respecto al punto de operación.

2.4.5.1 Sistemas Fan & Coil (evaporadores escondidos).

Un sistema Fan & Coil es un acondicionador de aire usado comúnmente en los edificios, pueden verse tres ejemplos de estos en la figura 2.7. Una unidad de fan & coil es ubicada en cada lugar que necesita ser enfriada o calentada. Una planta central entrega agua caliente o helada a la unidad fan coil. El abanico lleva el aire desde el salón, lo sopla sobre el serpentín de agua y luego lo retorna al salón.

El aire deshumidificado (secado) desde la planta central o aire fresco desde el exterior puede además ser usado por un sistema fan & coil.

Las unidades Fan & Coils son ideales para edificios con muchas habitaciones principalmente edificios de oficinas, es preciso considerar la aplicación de fan & coils., ya que de esta manera puede realizarse una instalación central por agua frío y/o caliente, pero con la posibilidad de seleccionar a gusto los ambientes a climatizar.



Fig. 2.7 Diversidad de instalación de unidades fan & coil.

2.4.5.1.1 Características de los fan & coils.

- Montaje multiposición: piso, techo o pared baja.
- Selector de velocidad.
- Filtros de aire de fácil limpieza.
- Funcionamiento silencioso.
- Fácil instalación y mantenimiento.
- Gabinete compacto.

Los fan & coils instalados pueden ser de tipo piso o techo, según se necesite en el ambiente.

2.4.5.2 Unidades manejadoras tipo agua fría.

Para carga de enfriamiento, además de las unidades fan & coil se instalan para múltiples ambientes las unidades manejadoras de gran tamaño de variada capacidad, con un diseño un tanto distinto a las unidades centrales comunes dado que su aplicación por lo general exige seguir especificaciones de montaje mas rigurosas. Entre estas especificaciones se tiene: Equipo de doble pared o sencilla, filtro, pre-filtro, filtro de bolsa, diversos paneles de acceso, etc.

2.4.6 Sistema de distribución de agua helada. (Tuberías y válvulas).

Es la combinación de bombas, tuberías, válvulas, y otros accesorios. El sistema de agua a veces también es llamado “central del lado de agua” o “sistema de acondicionamiento de espacios”.

2.4.6.1 Tuberías.

Cada tipo de tubería tiene su aplicación específica y por tal razón debe también cumplir con ciertos requerimientos, tales como, material de fabricación, rigidez, ductilidad, diámetro, capacidad de presión interna, etc.

En la industria de la refrigeración se utilizan las tuberías de cobre (en expansión directa) y la tubería de hierro negro, acero galvanizado o PVC (para sistemas de agua helada).

Los tipos de tubería de cobre son:

K, L, M utilizados en calefacción, aire acondicionado, refrigeración e instalaciones de suministro de agua y DWV para agua y servicio de drenaje.

Las tuberías de cobre para refrigeración a diferencia de la que se usa para otros fines se sirven limpias de impurezas y cerrado por los dos extremos.

Se puede encontrar en rollos o en lances rígidos:

- 1 El que va en rollos se denomina recocado, esta clase de tubo permite ser doblado y suele venir en rollos de 50 pies. Estos tubos no deben estirarse o curvarse más de lo necesario ya que se endurecerá luego de la primera manipulación.
- 2 El que va en barras se denomina estirado, no tiene ductilidad por lo tanto no se puede doblar, se utiliza sólo en tramos rectos.

La tubería para transportación de agua helada puede ser según la decisión que se tome a la hora de diseñar el sistema de distribución de agua, de acero negro o de PVC con la cedula o espesor adecuado para soportar presiones internas establecidas.

La tubería de acero es fabricada por rigurosos procesos. Las hay con costura o sin costura, (refiriéndose a la soldadura que se aprecia longitudinalmente en las que la tienen). Esta tendrá que ser aislada térmicamente con polisocianurato con espesor de 1" a 2 1/2" según especificaciones de instalación. La figura 2.8 muestra la forma en que están dispuestas las tuberías de agua helada, con su aislamiento externo, con chaqueta metálica para protección del aislamiento, soportes y sus válvulas de cierre rápido.



Fig. 2.8 Sistema de distribución de agua en un edificio.

El agua helada es circulada a través de tuberías fijas, (más comúnmente acero, cobre o plástico) que conectan al chiller con varias terminales. La tubería es dimensionada a partir de conocer la caída de presión del sistema, velocidad del agua, y parámetros de costos de construcción. La caída de presión es vencida

por el uso de una o varias bombas para agua helada (como la anteriormente descrita).

2.4.6.2 Tubería de distribución.

Por si misma la distribución es algo fácil de entender, la figura 2.9 muestra un esquema simplificado de distribución que consiste de múltiples serpentines de enfriamiento, cada uno controlado por termostatos que regulan el flujo en el serpentín respectivo.

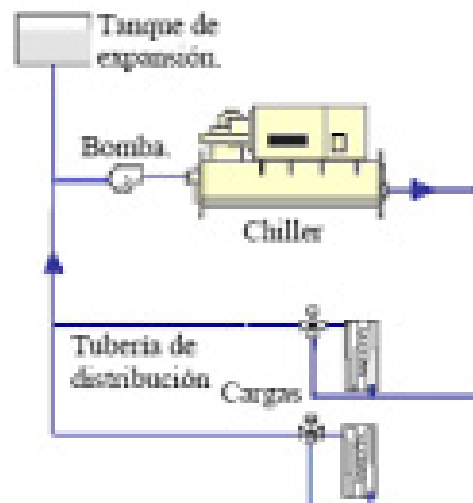


Fig. 2.9 Esquema de tubería de distribución de un sistema de agua helada.

El sistema de distribución puede contener otros componentes, tales como: tanque de expansión, válvulas de control, válvulas de balance, válvulas check, y separador de aire, por mencionar algunas. La densidad, y por lo tanto el volumen del agua en un sistema de distribución de agua cerrado varían regidos por lo cambios de temperatura. Los tanques de expansión permiten la expansión y la contracción del volumen de agua.

2.4.7 Controles en sistemas de agua helada.



Fig. 2.10 Control a distancia de los sistemas de agua helada.

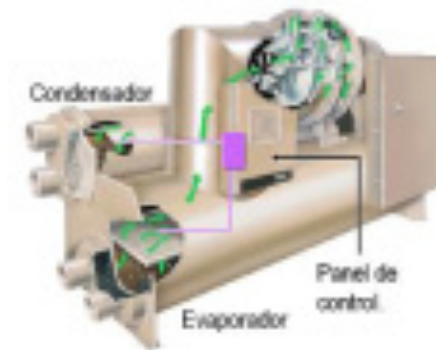


Fig. 2.11 Ubicación del panel de control en un chiller centrífugo.

El principal medio de monitoreo es el panel de control que se muestra en la figura 2.11 con el que cuenta todo chiller. En la actualidad todo puede programarse a modo inalámbricamente si viene equipado así desde fábrica. Funcionando por solo emisión y recepción de señales binarias para transmitir las a entradas de señales análogas que operaran en una secuencia lógica todo aquello que queramos controlar o programar.

Todos los artefactos y sistemas pueden programarse para que trabajen sincronizadamente por un determinado periodo de tiempo y para que reaccionen ante condiciones de operación un tanto irregulares y de este modo poder prevenir posibles fallas en sistema que podrían ser hasta catastróficos.

Para este fin existen dispositivos tales como LOGOS's y PLC, los que se adaptan mediante su propio software de instalación a sistemas que reciban señales binarias y análogas. De este modo podemos decidir y saber a que hora se encenderá un chiller o banco de chillers, así como el modo en que los time delays permitirá que se enciendan varios equipos instalados en serie, tales como un banco de bombas primarias o secundarias.

Siendo entonces que se puede contar con la instalación de dispositivos PLC o LOGO's para la sincronización de los distintos componentes del sistema completo y con la comodidad de wireless, entonces podemos controlar un determinado sistema de enfriamiento desde cualquier punto del mundo. Basta de conocer exactamente la sintomatología que presenta dicho sistema, es decir lo que ocasiona el problema de descontrol y la debida autorización del personal de operación de las instalaciones a las que supe el, o los chillers.

Entre los principales mandos que se pueden tener en un sistema de distribución de agua helada figuran:

- 1 Arranque - paro.
- 2 Control de temperatura del agua helada.
- 3 Monitorear y proteger el sistema.
- 4 Adaptarlo a condiciones inusuales.

El cambio más grande que ha experimentado la industria en la producción de sistemas chiller, ha sido en el área de controles. En el pasado, los chillers eran controlados neumáticamente y eran protegidos apagándolos si cambiaba muy abruptamente la temperatura o la velocidad del flujo de agua. Los controles basados en microprocesadores de hoy, proveen un control exacto de la temperatura de agua helada así como monitoreo, protección y adaptación a condiciones críticas de funcionamiento.

Este control por microprocesadores previene al chiller de las operaciones fuera de los límites aceptables, manteniendo al chiller en operación por la modulación de sus componentes y enviando un mensaje de alarma mediante luces que indican cual de los elementos hay que apagar.

2.4.7.1 Secuencia de chillers.

Al ver la figura 2.12 el lector puede preguntarse cual chiller debería encenderse o apagarse primero según el requerimiento de la carga de enfriamiento.

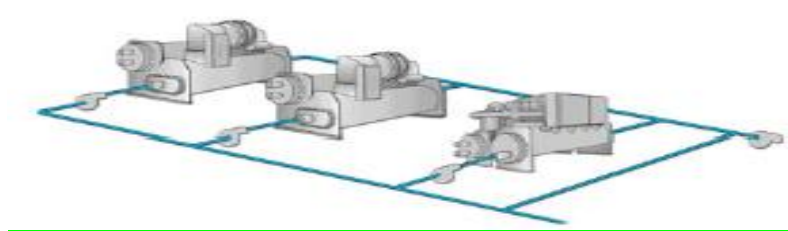


Fig. 2.12 Secuencia de chillers en paralelo.

Con “secuencia de chillers” se hace referencia a la toma de decisión acerca de que chiller encender o apagar y cuando hacerlo. Típicamente el encendido o apagado de un chiller se desarrolla con la finalidad de obtener la carga esperada de la planta chiller para que pueda suministrar suficiente enfriamiento a las unidades terminales.

El diseño y dimensiones hidráulicas del sistema de agua helada determinarán el posible o los posibles métodos para el monitoreo efectivo de la carga del sistema. Entre los métodos típicos para el monitoreo de las cargas se incluyen:

- 1 Sistemas con tuberías en serie o en paralelo, las temperaturas de suministro y retorno del agua, y algunos trazos de chiller comunes.
- 2 En un sistema primario secundario, el suministro del sistema y las temperaturas de retorno y/o la dirección o cantidad de flujo en la tubería de by pass.
- 3 En un sistema de flujo variable primario, la temperatura de suministro de agua y la velocidad de flujo del sistema.
- 4 Las medidas directas en la carga del sistema (en tons o Kw) pueden ser usadas en los mismos sistemas.

Son posibles otros métodos. Es imperativo que el sistema de agua helada sea diseñado teniendo en mente las variables de control, por otro lado, el resultado puede ser un sistema que sea imposible controlar eficientemente.

2.4.7.2 Indicadores de carga.

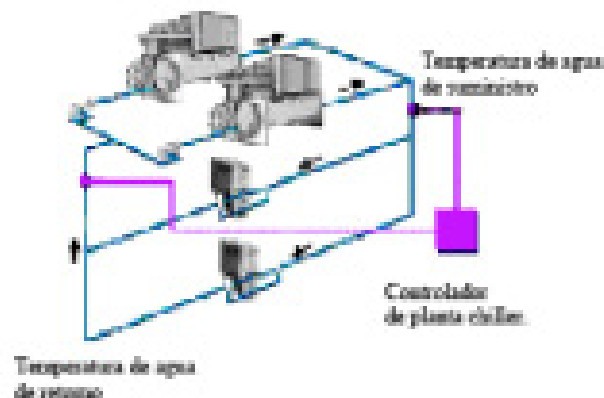


Fig. 2.13 Controlador de planta chiller.

Los controles de chiller de hoy en día pueden controlar muy precisamente, los niveles de temperatura del agua bajo un amplio rango de cargas. La figura 2.13 muestra un panel controlador que opera a partir de dos puntos de obtención de datos de temperatura, la de suministro y retorno al sistema de enfriamiento de origen. Este factor permite sistemas de agua helada a flujo constante, similar al sistema mostrado en la figura anterior, al usar el suministro del sistema y el retorno del sistema para determinar la carga del sistema. Sensando un aumento del nivel de temperatura del agua de la planta chiller, el sistema de control puede determinar cuando los chiller en operación no pueden mantener la temperatura deseada. A menudo, la temperatura de agua de suministro es permitida para que se deje llevar un aumento predeterminado antes de que un chiller adicional sea encendido para asegurar que este lo bastante cargado para mantener operando un chiller adicional.

Decidir cuando es apropiado apagar un chiller es más complejo. El sistema de control puede monitorear el ΔT del sistema, que es la temperatura de agua de retorno menos la temperatura de agua de suministro. Esta información se mantiene con muchas capacidades de los chillers en operación, permite al sistema de control determinar cuando un chiller puede ser apagado. Para ayudar a estabilizar el sistema, el sistema de control podría usar la lógica para prevenir las cargas transitorias debido a un mal ciclo de un chiller.

2.5 Bombas de agua helada.

Otros elementos importantes para el funcionamiento del sistema de agua helada son las bombas de agua helada cuya función es hacer circular el agua haciendo lanzadas.

Generalmente, la bomba debe vencer las pérdidas de presión causadas por la tubería, serpentines de unidades terminales, el chiller y el diferencial de presión a través de un sistema de válvulas de control abierto. La bomba, mientras esta trabajando en un sistema con presión estática, no necesita superar esta presión estática. Por ejemplo, en un edificio de cuarenta pisos la bomba no necesita vencer la presión estática debido a estos cuarenta pisos si no a la distancia en pies de la tubería y la distancia equivalente de cada accesorio.

La bomba está situada típicamente a contracorriente desde el chiller, no obstante puede estar dondequiera en el sistema, a condición de que la bomba:

1. _ Resuelva los requerimientos de succión neta positiva de la succión de la red de la bomba. Es decir, la presión de sistema en la entrada de bomba debe ser positiva y bastante alta como para permitir que la bomba funcione correctamente.

2. _ Mantenga una mínima presión dinámica principal en los componentes críticos del sistema (generalmente el chiller). Si la dirección dinámica de la presión no es bastante alta en estos componentes, no se establecerá un flujo apropiado a través de ellos.

3. _ Acomodar la presión total (presión estática más la presión dinámica) en componentes del sistema tales como el evaporador del chiller, válvulas, etc. Obsérvese que el calor de la bomba está agregado al agua y debe ser absorbido y disipado por el chiller. Generalmente, esto representa un aumento muy pequeño de la temperatura. Dependiendo de los dispositivos del control y de las configuraciones de sistema terminales, las bombas de agua helada pueden ser de flujo constante o variable. Las

bombas típicas utilizadas en los sistemas de agua helada son de tipo centrífugas.

2.5.1 Bombas Centrífugas.



Fig. 2.14 Moto bomba centrífuga.

En la figura 2.14 se muestra el tipo mas usual de bombas para esta aplicación, una bomba centrífuga; en la que puede apreciarse su carcasa, dentro de la que se encuentra el impeler de la bomba y como esta conectada hacia el motor.

En bombas de alta presión pueden emplearse varios rotores en serie, y los difusores posteriores a cada rotor pueden contener aletas de guía para reducir poco a poco la velocidad del líquido. En las bombas de baja presión, el difusor suele ser un canal en espiral cuya superficie transversal aumenta de forma gradual para reducir la velocidad. El rotor debe ser cebado antes de empezar a funcionar, es decir, debe estar rodeado de líquido cuando se arranca la bomba. Esto puede lograrse colocando una válvula de retención en el conducto de succión, que mantiene el líquido en la bomba cuando el rotor no gira. Si esta válvula pierde líquido, puede ser necesario cebar la bomba introduciendo líquido desde una fuente externa, como el depósito de salida. Por lo general, las bombas centrífugas tienen una válvula en el conducto de salida para controlar el flujo y la presión. Pueden utilizarse múltiples bombas en conjunto, que pueden operar en serie o en paralelo. En la figura 2.15 se muestra un banco de bombas centrífugas instalado en un hospital nacional.



Fig. 2.15 Banco de bombas centrifugas.

En el caso de flujos bajos y altas presiones, la acción del rotor es en gran medida radial. En flujos más elevados y presiones de salida menores, la dirección de flujo en el interior de la bomba es más paralela al eje del rotor (flujo axial). En ese caso, el rotor actúa como una hélice. La transición de un tipo de condiciones a otro es gradual, y cuando las condiciones son intermedias se habla de flujo mixto.

2.5.2 Componentes de una bomba centrifuga.

Las partes principales de una bomba de circulación centrifuga son:

Carcasa: En su interior se encuentran los componentes principales de la bomba centrifuga, tales como el impeler, el caracol de la bomba, etc.

Ojo de succión de la bomba: Es por el que pasa todo el agua o liquido que será circulado por la bomba.

Impeler: Es la rueda provista de alabes o conchas que dan empuje centrifugo al liquido que es admitido por el ojo de succión para luego expulsarlo por la boca de descarga aumentando su presión.

Caracol: Es la parte de la bomba en la que esta sujeto el impeler.

Lengua o corte de agua: Es el punto de la bomba en el que se da el desvío centrífugo del agua hacia la boca de descarga.

Boca de descarga: Es la parte por la que el agua removida por la bomba es expulsada de la misma.

El flujo de agua que circula por el sistema es succionado por la bomba a través de su ojo de succión para pasar al caracol que esta girando en el interior de la

carcasa de la bomba para alcanzar una alta velocidad y ser expulsada centrífugamente por la boca de descarga de la bomba.

2.5.3 Bombas primarias y secundarias.

Según su ubicación en el sistema, a las bombas se les puede llamar primarias o secundarias. Las bombas primarias están siempre dispuestas de tal manera que puedan vencer la fricción del chiller como tal y por eso están ubicadas en el circuito de retorno, en cambio las bombas secundarias siempre estarán al inicio del circuito de suministro con la finalidad de vencer la fricción de todos los componentes de dicho circuito.

En los sistemas de agua helada, esta inmersa una gran variedad de materiales y accesorios que son necesarios para el buen funcionamiento de todo el sistema, y el requerimiento de todos estos varía conforme a las decisiones tanto del diseñador como del instalador, un ejemplo de esto es decidir si en la succión de la bomba de circulación de agua se instalara un difusor de succión o si se cuenta con suficiente espacio para instalar un niple excéntrico de una distancia 5 (cinco) veces el diámetro de la conexión de la bomba para sustituir el difusor de succión, así mismo de si se instalara uno o dos termómetros en la bomba de circulación.

Entre la gran variedad de accesorios figuran: pig tails, tréboles, termopozos, válvulas de balance (circuit setters), válvulas triple uso, válvulas de ventilación automática, válvulas de compuerta o de gaveta para servicio, filtros tipo "Y" (strainer) para brindar servicio a los serpentines de los equipos terminales, etc.

2.6 Funcionamiento de las unidades chiller.

Esta tesis se basa en chillers con ciclo de refrigeración por compresión de vapor, por tal razón se explicará su funcionamiento. Sus componentes principales son compresor, condensador, válvula de expansión y evaporador.

El ciclo es usado comúnmente en chillers de gran tamaño, en plantas centrales de enfriamiento, en unidades o manejadoras de aire de paquetes de expansión

directa (DX), y en bombas de calor. El ciclo de compresión de vapor usa las propiedades de los refrigerantes para mover la energía (en la forma de calor) desde un lugar a otro. La figura 2.16 muestra un esquema de cómo este ciclo se aplica en los sistemas de agua helada y estos en una edificación.

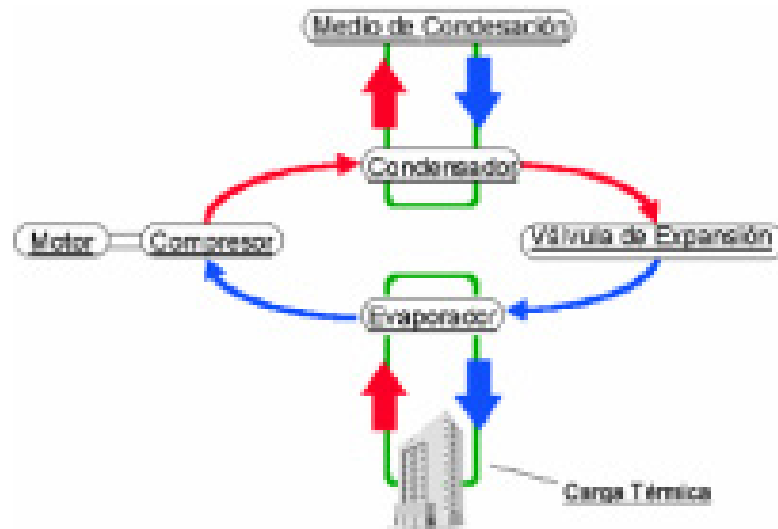


Fig. 2.16 Esquema de ciclo de operación de un chiller.

El compresor aumenta la presión del gas refrigerante que al pasar por la válvula de expansión crea el efecto refrigerante que disminuirá la temperatura del medio de enfriamiento (agua) circulante desde las cargas³ ubicadas en los ambientes a enfriar hasta el evaporador y este calor será expulsado por el condensador del chiller hacia su medio de condensación (agua o aire).

2.7 Capacidad del Chiller.

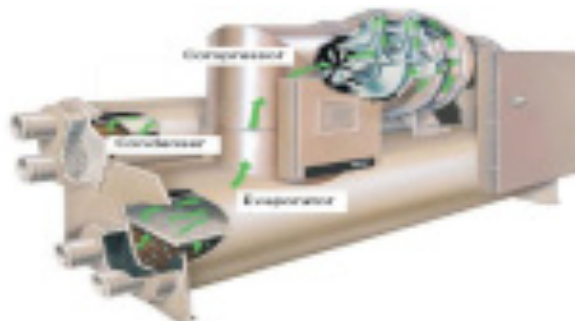


Fig. 2.17 Esquema de un chiller típico de compresión de vapor. (Centrifugo).

³ Se define carga mas adelante en este capítulo.

La figura 2.17 muestra un esquema de un chiller centrífugo con secciones que dejan ver el interior de su evaporador, su compresor y condensador. Este es naturalmente enfriado por agua y no por aire.

Cuando se comparan los chillers enfriados por aire con los enfriados por agua la primer característica que los distingue es la capacidad, un chiller enfriado por aire tiene un rango de capacidad desde 0 tons (0 kw) hasta 500 tons (1,759 kw), en cambio un chiller enfriado por agua tiene un rango de capacidad desde 0 hasta 3,000 tons (10, 551 kw); tal y como se muestra en la figura 2.18.

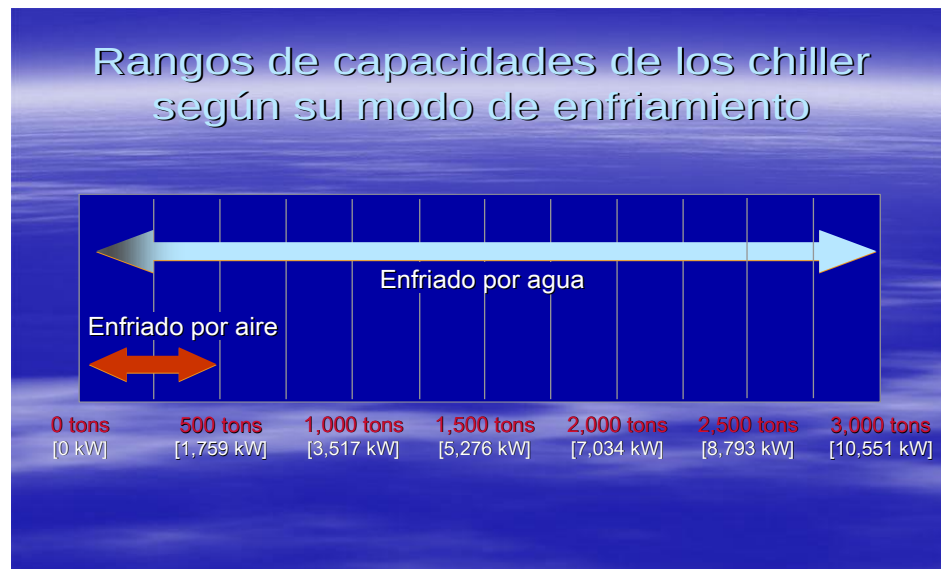


Fig. 2.18 Rangos de capacidad de los chillers según su modo de enfriamiento.

Los chillers son equipos usados, suficiente y apropiadamente para helar con una variedad de propósitos. Estos chillers están integrados en un paquete ubicado como unidad independiente o como uno de los componentes principales de una planta central de enfriamiento por agua helada.

2.8 Conformación de un sistema de agua helada.

Para la correcta conformación de una planta chiller hay que seguir los siguientes pasos:

Primero hay que conocer la capacidad del chiller (en toneladas de refrigeración o en Kw), este dato es obtenido mediante un análisis de carga térmica, ya sea

mediante algún software o realizado por cálculos y tablas (a pesar de su importancia no se discutirán los métodos de cálculo de carga térmica en este documento).

Una vez que se conoce la capacidad del chiller, es necesario decidir su tipo de enfriamiento, por ejemplo se fabrican chillers de 0 a 500 toneladas enfriados por aire, de 500 a más toneladas de refrigeración, enfriado por agua.

Luego se analiza el diseño de las redes de tubería de suministro y retorno de agua para calcular las pérdidas por fricción y las presiones estáticas internas de cada equipo para poder seleccionar las bombas de circulación.

Para esto es necesario considerar los accesorios tales como codos, tees, válvulas, absorbedores de vibración, tanque de expansión, etc. Cada uno de estos accesorios tiene su pérdida en distancia equivalente de tubería según su diámetro.

De tal manera en base al diámetro de cada accesorio se calcula su distancia equivalente en pies, para hacer una sumatoria de pérdidas y a esta se le suma la pérdida por distancia y las pérdidas por presión estática interna, externa y total de cada equipo tales como: unidades manejadoras de aire (tipo agua helada) y fan & coils (unidades escondidas) después una vez seleccionadas las bombas, debemos conocer el volumen de agua total en las redes de tubería y en el interior de cada equipo incluyendo al chiller; habrá que incrementar en un cierto porcentaje el volumen para seleccionar el tanque de expansión, y separador de aire.

El tipo de tubería debe cumplir con ciertas especificaciones como la presión de operación del sistema, y tener el aislamiento adecuado para evitar los llamados síndromes de baja y alta temperatura.

La selección de estas bombas esta basado en los datos que se obtuvieron, se necesita saber primeramente el caudal de agua (GPM), la caída de presión que deben vencer (“head”)⁴ en pies, las características eléctricas de conexión V / Ø /

⁴ Según la jerga de esta industria se refiere al cabezal de fricción estática por vencer a través de la tubería.

Hz, que si la bomba es para intemperie o no, y los RPM de la bomba, además se debe saber cuantas bombas se requieren y esto se conoce a partir del tipo de sistema de agua helada (ya sea sistema acoplado o desacoplado) y la cantidad de chillers que tendrá dicha planta.

En instalaciones relativamente pequeñas basta con una bomba pero siempre es conveniente instalar más de una, para prevenir la posibilidad de que esta única bomba falle, y provoque la falta de enfriamiento de todo un edificio. Por esta razón lo más conveniente es instalar estas bombas paralelo.

2.9 Tipos de sistemas de agua helada.

Hay muchas opciones de diseño de sistemas de agua helada, sin embargo, en un sentido básico, cada opción esta en función del flujo, la temperatura, la configuración del sistema y el control.

Es importante recordar que las temperaturas y velocidades de flujo son variables, los sistemas de agua helada pueden ser diseñados a satisfacción de los requerimientos de agua helada y efectivamente de los costos de operación.

La principal clasificación de configuración de sistemas de agua helada es por sistemas acoplados y desacoplados; y se explican de la siguiente forma:

2.9.1 Sistemas Acoplados de agua helada.

En los sistemas acoplados el flujo es 100% todo el tiempo, todas las bombas pueden estar encendidas y todos los chillers pueden estar encendidos.

Aunque un chiller esta apagado el agua siempre esta pasando a través de el, solo que este chiller no esta enfriando esta agua.

Todo el flujo de esta agua pasa por todos lados. En la figura 2.19 puede apreciarse una esquematización de un sistema acoplado.

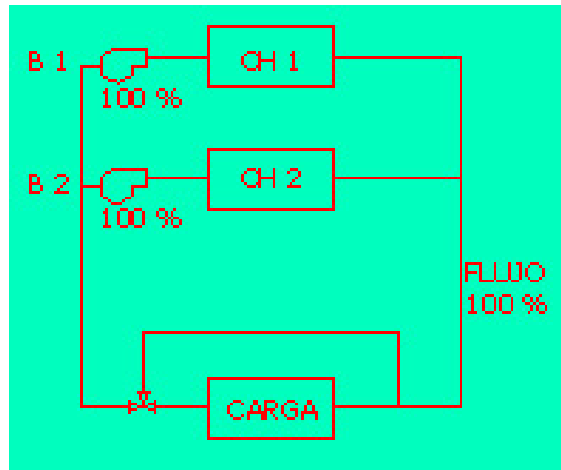


Fig. 2.19 Esquema de un Sistema de agua helada tipo acoplado.

Esto se hace en recorridos cortos de tubería, (edificios pequeños). El costo inicial es bajo pero el consumo energético es alto por que los equipos están encendidos todo el tiempo.

Los sistemas acoplados son aquellos en los que el chiller tiene fijada una relación con las velocidades del flujo, por lo tanto con las bombas. De una manera descriptiva, este sistema se usa para recorridos cortos de tubería, solo utiliza un banco de bombas de circulación y ningún variador de frecuencia, tiene por tanto un costo inicial bajo.

Los Sistemas de múltiples chillers son más comunes que un sistema sencillo con solo un chiller por la misma razón por la que los aviones comerciales tienen más que un motor; el balance de la confiabilidad y el costo.

2.9.2 Sistemas desacoplados “Primario-Secundario”.

Estos deben tener un variador de frecuencia en sus bombas, el costo inicial es muy alto.

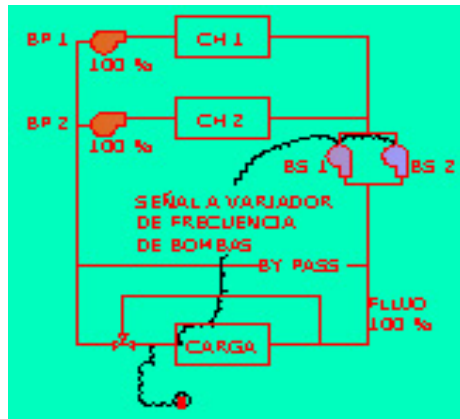


Fig. 2.20 Esquema de un sistema de agua helada tipo desacoplado.

Este tipo de configuración cuenta con bombas secundarias como las esquematizadas en la figura 2.20, las cuales deben tener motores para variadores de frecuencia. En el sistema desacoplado hay bombas primarias y secundarias, cuando se modula a (50% de la frecuencia) baja el 50% y solamente se va a distribuir lo que se necesita.

Hay varias maneras de controlar un variador de frecuencia. Este se instala en la bomba, y desde este se extiende un cableado con un sensor que medirá la temperatura de la manejadora o fan & Coil mas lejano y mandara la señal a este para variar la velocidad de la bomba por un DPS (Differential pressure Switch) y se le programa un punto de selección ("set point") que puede ser de 10 psi y se le indica al variador que mantenga el bombeo a un caudal en GPM equivalente a 10 psi. Dicho valor de presión es el equivalente para la manejadora más lejana a determinado flujo en GPM. En este sistema desacoplado no se depende de la capacidad del chiller si no de la demanda de enfriamiento.

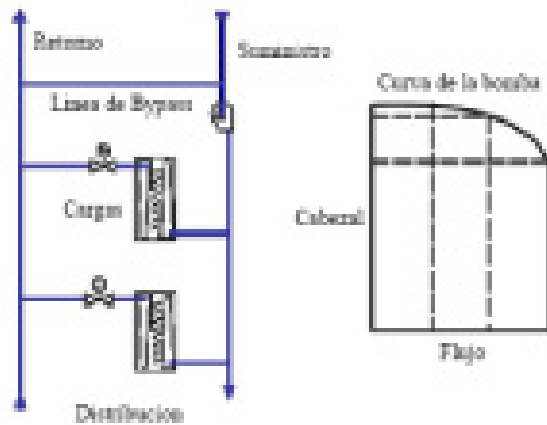


Fig. 2.21 Circuito de producción y curva de operación de la bomba.

Por si mismo el sistema de distribución es fácil de entender. La figura 2.21 muestra un sistema de distribución simplificado que consiste de múltiples serpentines de enfriamiento, cada uno controlado por una válvula que regula el flujo en su respectivo serpentín. En este caso, las válvulas de control de flujo no deberían ser de tres vías por que no se desea un flujo constante. En su lugar se usan válvulas de modulación de dos vías. Como la carga agregada cambia el flujo del sistema, una bomba de flujo variable, podría montar su velocidad de flujo versus la presión de dirección. Esto significa que en respuesta del cambio de flujo requerido, la bomba encontrara un nuevo punto de equilibrio a lo largo de su curva de operación.

Alternativamente, múltiples bombas o bombas de velocidad variable pueden ser usadas para limitar la dirección dinámica de bombeo. Diseñado adecuadamente, el poder de bombeo puede aprovechar la relación cúbica teórica para fluir, de esta manera se reduce significativamente el consumo de energía. Hoy, más sistemas desacoplados usan variadores de frecuencia en las bombas de distribución con la intención de reducir sus consumos energéticos por bombeo.

CAPITULO III:

ASPECTOS GENERALES DE HVAC Y

PSICROMETRÍA

Capítulo III: Aspectos generales de HVAC y Psicrometría.

Introducción.

En este capítulo se explica la relación existente entre los sistemas HVAC y la PSICROMETRÍA como ciencia higrométrica. Se numeran de manera genérica, los tipos de acondicionamiento de aire.

3.1 Sistemas HVAC (Heating, Ventilating and Air Conditioning Systems).

Un sistema de aire acondicionado consiste teóricamente en un conjunto de equipos que tratan el aire y mantienen el control de su temperatura, humedad y pureza en todo momento y con independencia de las condiciones climáticas. Sin embargo, suele aplicarse de forma impropia el término 'aire acondicionado' al aire refrigerado. Muchas unidades llamadas de aire acondicionado son sólo unidades de refrigeración equipadas con ventiladores, que proporcionan un flujo de aire fresco filtrado.

3.2 Acondicionamiento de aire.

Es el control de temperatura, contenido de humedad, limpieza del medio, calidad del aire y circulación del aire en las condiciones requeridas por los ocupantes, proceso o producto en el espacio. Los tipos de acondicionamiento de aire son los siguientes:

1. Calentamiento: Es el proceso de agregar energía (calor) del aire o agua en un espacio condicionado para propósitos de aumentar o mantener la temperatura del aire.
2. Enfriamiento: Es el proceso de remover energía (calor) del aire o agua en el espacio condicionado para los propósitos de bajar o mantener la temperatura en el aire.
3. Humidificación: Es el proceso de agregar agua al aire en el espacio condicionado para propósitos de aumentar o mantener el contenido de humedad en el aire.

4. Deshumidificación: Es el proceso de remover agua del aire en el espacio condicionado para propósitos de disminuir o mantener el contenido de humedad en el aire.
5. Limpieza: Es el proceso de remover contaminantes en partículas, contaminantes químicos y biológicos.
6. Ventilación: Es el proceso de intercambiar aire entre los espacios internos y externos con el propósito de diluir los contaminantes gaseosos o sólidos en el aire y mejorando o manteniendo la calidad del aire, composición (regulando la cantidad de oxígeno contenida en el aire) y frescura. Previene el crecimiento y acumulación de virus y bacterias por infiltración. La ventilación también se utiliza para crear diferencias de presión.
7. Movimiento del aire (Circulación y mezcla). Es el proceso de mover aire a través de espacios condicionados en un edificio con el propósito de alcanzar la ventilación adecuada y facilitar la transferencia de energía, humidificación (o deshumidificación) y el conjunto de procesos de limpieza antes mencionados.

3.3 Definición de Psicrometría.

La psicrometría se define como "aquella rama de la física relacionada con la medición o determinación de las condiciones del aire atmosférico, particularmente respecto de la mezcla de aire seco y vapor de agua", o bien "aquella parte de la ciencia que está en cierta forma íntimamente ligada a las propiedades termodinámicas del aire húmedo". Las propiedades termodinámicas de la mezcla de aire seco y vapor de agua revisten gran interés en la etapa de post-cosecha de productos agrícolas, por el efecto que tiene la humedad del aire atmosférico sobre el contenido de humedad de los productos.

En la conservación y almacenamiento de productos agrícolas se emplean diversas prácticas con participación directa de la psicrometría; una de dichas prácticas es el secado. En el secado a bajas temperaturas en particular, la tasa de secado depende de la capacidad del aire para evaporar la humedad

(potencial de secado), la cual es determinada por las condiciones psicrométricas del aire: temperatura y humedad relativa.

En el secado y almacenamiento, uno de los conceptos más importantes es el contenido de humedad de equilibrio. Así se denomina al intercambio recíproco de humedad entre materiales higroscópicos, tales como los granos, y el aire que los rodea; la condición de intercambio recíproco de humedad indica el equilibrio que hay entre el aire y el material. Se establece dicho equilibrio cuando la presión de vapor que corresponde a la humedad del producto es igual a la presión de vapor de la humedad presente en el aire, en condiciones fijas de temperatura. Por tanto, en los estudios de higroscopia, las propiedades termodinámicas del aire húmedo son de fundamental importancia.

El conocimiento de las condiciones de humedad y temperatura del aire es de gran importancia también en muchos otros aspectos de la actividad humana. La conservación de productos tales como frutas, hortalizas, huevos y carnes, en cámaras frigoríficas, depende en gran medida de la manutención de la adecuada humedad relativa del ambiente. - a pérdida de peso depende de la humedad del aire en la cámara de almacenamiento; si la humedad es baja, la pérdida de peso es elevada.

3.4 La carta Psicrométrica

La carta psicrométrica es la herramienta de la psicrometría que permite visualizar todas las propiedades del aire.

A primera vista, la carta psicrométrica (figura 3.1) aparece como una compleja disposición de redes de líneas. Sin embargo usada apropiadamente, esta ofrece valiosa información acerca de las propiedades del aire.

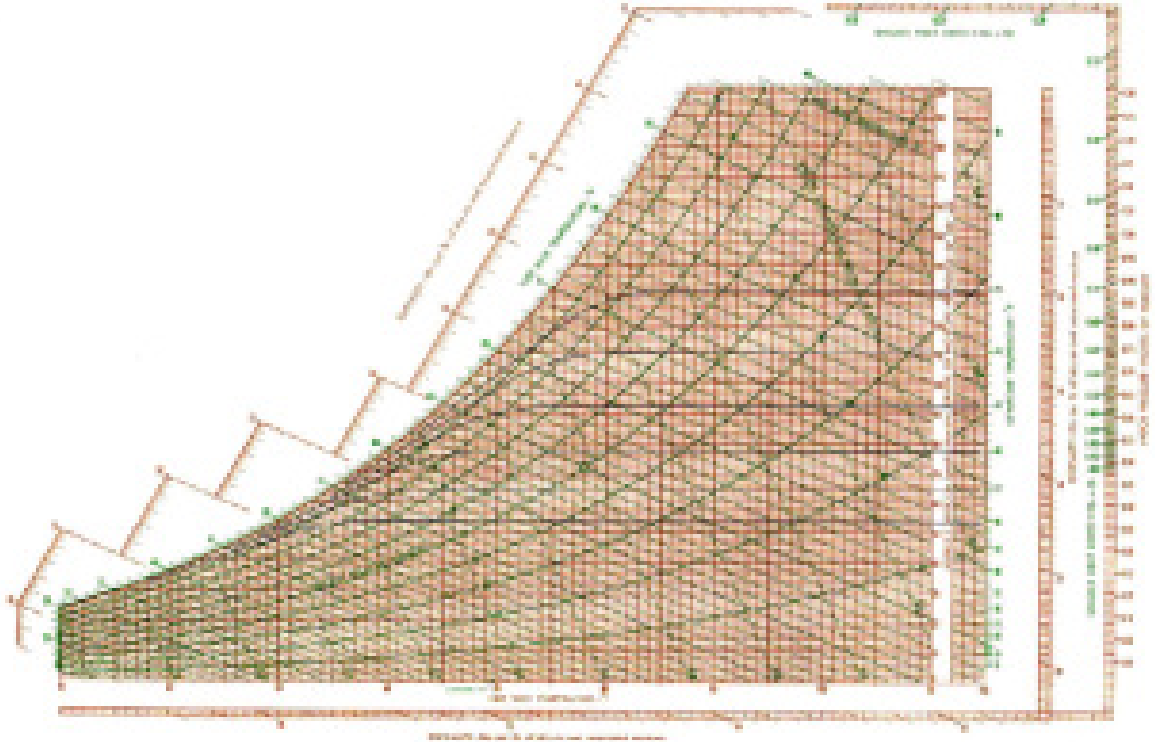


Fig. 3.1 La carta psicrométrica.

Existe una carta psicrométrica distinta para cada localidad, para cada ambiente en cada país, dado que cada uno está ubicado a diferente altitud con respecto al mar, y lo más indicado es utilizar la carta psicrométrica correspondiente para realizar los cálculos necesarios.

3.5 Propiedades del aire.

La carta psicrométrica contiene seis propiedades físicas para describir las características del aire.

- 1 *Temperatura de bulbo seco.*
- 2 *Temperatura de bulbo húmedo.*
- 3 *Punto de rocío.*
- 4 *Humedad relativa.*
- 5 *Relación de humedad.*
- 6 *Entalpía*

3.5.1 Temperatura de bulbo seco.

La temperatura de bulbo seco se puede medir con un termómetro ordinario que tenga su bulbo seco como el que se muestra en la figura 3.2.



Fig. 3.2 Termómetro común con grados en escala Fahrenheit.

3.5.2 Temperatura de bulbo húmedo.

La temperatura de bulbo húmedo es leída con un termómetro cuyo bulbo es recubierto con una mecha o una tela húmeda como se muestra en la figura 3.3.

La diferencia entre la temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo es causada por el efecto de enfriamiento producido por la evaporación de la humedad desde la tela húmeda.

Este efecto de evaporación reduce la temperatura del bulbo y por lo tanto la lectura del termómetro. Consecuentemente la diferencia entre las lecturas de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo es una medida de que tan seco esta el aire. Mientras más seco este el aire, más grande será la diferencia entre las lecturas de temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo.



Fig. 3.3 Termómetro de bulbo húmedo.

3.5.3 Punto de rocío.

La tercera propiedad, la temperatura del punto de rocío (figura 3.4), es la temperatura a la cual la humedad contenida en el aire se condensa en los objetos en forma de rocío.

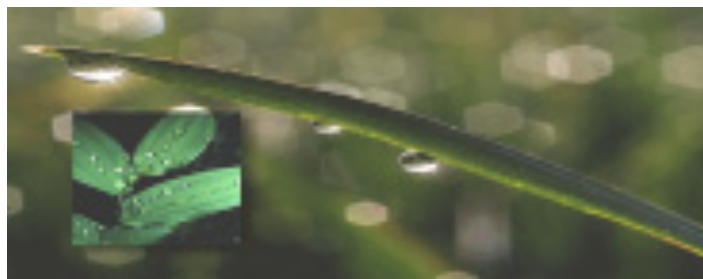


Fig. 3.4 Condensación del aire al alcanzar el punto de rocío.

3.5.4 Humedad relativa.

Cuando las temperaturas de bulbo seco, bulbo húmedo y de punto de rocío son las mismas, el aire está saturado. O sea que no puede contener más humedad. Cuando el aire está en condiciones de saturación, la humedad entra al aire y desplaza la humedad que está contenida en el aire. La humedad desplazada permite que el aire esté en forma de pequeñas gotitas. Cuando ocurre, esta condición en la naturaleza se le llama neblina.



Fig. 3.5 La neblina es provocada por la saturación de humedad en el aire.

La humedad relativa es una comparación, del aumento de humedad que se da en el volumen de aire que lo contiene, versus el aumento de humedad del mismo volumen de aire que lo podría contener, a la misma temperatura de bulbo seco. Puede verse la saturación del aire expresada como neblina en la figura 3.5 y la relación de cantidad agua contenida en el aire en la figura 3.6.

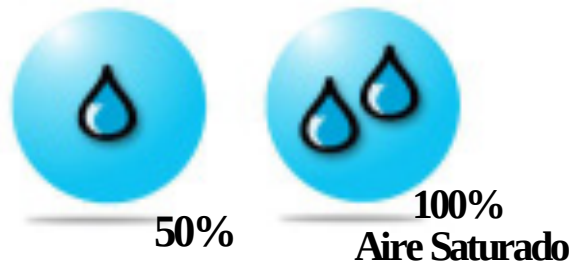


Fig. 3.6 Comparación de la humedad contenida en la saturación.

La humedad relativa es expresada como un porcentaje. Por ejemplo, si la humedad relativa del aire es del 50%, contiene una mitad de la cantidad de humedad existente posible a una temperatura de bulbo seco. Este 50% es la mitad del contenido de agua en forma de vapor que puede soportar el aire a las condiciones de temperatura.

3.5.5 Relación de humedad.

La relación de humedad puede ser expresada como libras de humedad por libra de aire seco o granos de humedad por libra de aire seco. Por efectos de convención se dice que hay 7000 granos de agua en una libra de aire seco.



Fig. 3.7 La relación de humedad compara el vapor de agua con el aire seco, por el peso.

Cuando dos de esas cinco propiedades del aire se conocen, las otras cuatro pueden ser determinadas inmediatamente desde la carta psicrométrica.

Por ejemplo., supóngase que las condiciones de diseño de verano son 95°F de bulbo seco y 78°F de bulbo húmedo. ¿Cual es la humedad relativa, la relación de humedad y el punto de rocío?

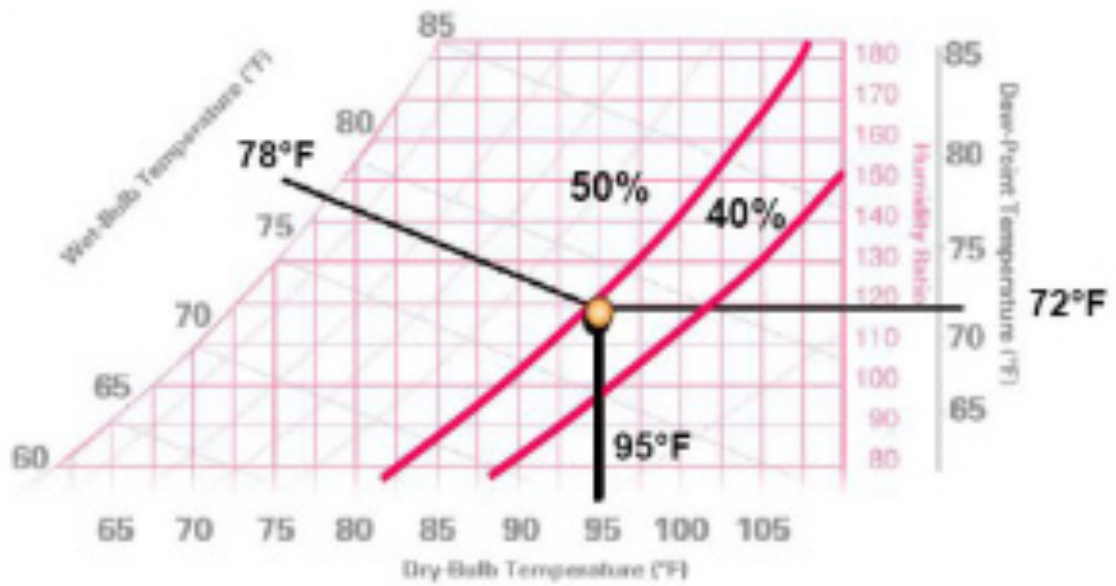


Fig. 3.8 Representación de las condiciones del aire en la carta psicrométrica.

La figura 3.8 muestra un solo punto en la carta psicrométrica que representa el aire con esas dos condiciones. Este punto está ubicado donde se intersecan en el eje vertical la línea de temperatura de 95°F (bulbo seco) y el eje diagonal la línea de temperatura 78°F (bulbo húmedo).

Con esta intersección de dos propiedades, las propiedades faltantes pueden ser obtenidas en la carta.

Ambas líneas las del punto de rocío y la de relación de humedad son horizontales y los valores se muestran del lado derecho de la carta. En este ejemplo, la relación de humedad es aproximadamente de 118 granos de de humedad por libra de aire seco y la temperatura de punto de rocío es aproximadamente 72°F. Si se observa con atención que al punto de la intersección entre las dos curvas de humedad relativa: 40 % y 50%. Por interpolación, la humedad relativa para esta condición es aproximadamente 47%. El aumento de humedad contenida en el aire saturado depende de la temperatura de bulbo seco.

La carta psicrométrica es una herramienta visual que ayuda a los diseñadores a encontrar soluciones a muchos problemas comunes de HVAC con solo trazar

las condiciones en la carta. Hoy muchos de estos mismos problemas pueden ser resueltos rápidamente por programas digitales los cuales a menudo eliminan la necesidad de hacer una solución grafica de las condiciones ambientales en conjunto. Aun, se requiere un entendimiento básico de los principios de la psicrometría para el uso de esta herramienta que es fundamental para la ciencia de acondicionamiento del aire, por lo tanto para el diseño y balanceo de sistemas de agua helada.

En cambio de depender solamente de la típica curva de serpentín impresa en la carta psicrométrica, muchos fabricantes proveen de programas computarizados de selección de serpentines para determinar el desempeño de serpentines específicos. Herramientas de software también están disponibles para facilitar los cálculos de desempeño psicrométrico, así como para determinar las propiedades del aire en un conjunto dado de condiciones y encontrar las condiciones cuando dos corrientes de aire se mezclan.

CAPITULO IV:
METODOLOGÍA DE EVALUACIÓN
ENERGÉTICA

Capítulo IV: Metodología de Evaluación energética.

Introducción.

En este capítulo se presentan dos métodos de evaluación energética para las unidades chiller, ellas son el índice Kw/ton y el método IPLV (llamado average IPLV). El primer método está enfocado al cálculo de la eficiencia energética para chillers cuya función es el enfriamiento de turbinas de generadores eléctricos u otras aplicaciones industriales y por tanto su carga de enfriamiento es constante. El segundo método está dirigido a unidades chillers cuya aplicación es el enfriamiento de múltiples espacios físicos de edificios en los cuales la carga de enfriamiento cambia continuamente por la variedad en la ocupación de ambientes del edificio. Para su fácil comprensión este documento se compone de aspectos introductorios al tema del quehacer de la industria de los chillers para los lectores estudiantes de la carrera de Ingeniería Mecánica y por tal motivo se realizan ejemplos en base al cálculo de la eficiencia en sistemas de un solo chiller y no múltiples chillers.

4.1 Concepto de Evaluación energética.

Una evaluación energética es un análisis progresivo que revela dónde y cómo se usa la energía en las instalaciones de una fábrica, institución, comercio, hoteles, residencias, etc. A su vez establece medidas de administración y mejoramiento continuo de la eficiencia energética, tales como la retención, conversión y el reemplazo.

La eficiencia energética sólo tiene sentido en la medida que permita reducir los costos globales de producción. Esto implica considerar no sólo el costo total de los equipos nuevos, sino que además se analiza la posibilidad de reemplazo del equipo existente, o el incremento de la inversión al seleccionar equipos nuevos de alta eficiencia (los equipos eficientes cuestan, en general, más que los equipos estándares). Además se toma en cuenta los costos diferenciales de operación y mantenimiento de los equipos eficientes respecto a los estándares, las diferencias de productividad entre ambas opciones, etc.

Los sistemas de aire acondicionado se evalúan según su capacidad efectiva de refrigeración, es decir la capacidad real de enfriamiento, la que se mide en kilovatios/hora. Cabe señalar que en algunos casos esta capacidad aún se mide en toneladas de refrigeración.⁵

4.2 Eficiencia Estándar y Alta eficiencia en Chillers.

La eficiencia estándar en un equipo de aire acondicionado está considerada hasta los 13 Btu de calor absorbido por Watt de potencia consumido, todo lo que está arriba de esto es alta eficiencia⁶. Por consiguiente el equipo de baja eficiencia o estándar es de un menor costo comparado con los de alta eficiencia, debido a la tecnología implementada para lograrlo. Estas tecnologías eficientes consideran: el tipo de refrigerante usado y modo de expansión del mismo, así como el compresor utilizado y el área de transferencia de calor del evaporador. Muy recientemente se ha descontinuado la fabricación de algunos equipos de eficiencia Standard. Los fabricantes aducen que existe una nueva regulación de ARI⁷ para los fabricantes de unidades enfriadoras (ya sea por expansión directa o enfriamiento de agua) y por tal razón los equipos de eficiencia Standard están siendo exportados a países en los que no existe ningún régimen que exija al consumidor instalar equipos de alta eficiencia, dejando para sí mismo la eficiencia 13 como la más baja. Esto obliga a la necesidad de ahorro energético. Debido a sus excelentes propiedades refrigerantes y baja reactividad química, los CFC se usaron inicialmente en equipos de refrigeración de gran tamaño como los chillers. Los HCFC se usaban en sistemas de aire acondicionado montados en el techo y habitaciones de menor tamaño. Actualmente, se han introducido mezclas que incluyen R-407C y R-410A para reemplazar el HCFC-22 en máquinas pequeñas y se usan hidrocarburos en algunos equipos nuevos. Los equipos de refrigeración pueden usar HCFC-123, HFC-134a, HFC-410A, HCFC-22 y amoníaco. A largo plazo, se detendrá la producción de HCFC según

⁵ Se define tonelada de refrigeración en glosario de términos.

⁶ Estas estimaciones de rangos se expresan en la guía de adquisición de equipos eléctricos de la empresa nacional de energía eléctrica de Tegucigalpa, Honduras.

⁷ ARI: American Refrigeration Institute.

el Protocolo de Montreal. También puede usarse el proceso de absorción, el cual emplea una tecnología diferente. Actualmente, todos los equipos nuevos están virtualmente sellados; la alta integridad de contención minimiza la pérdida de refrigerante.

La sustitución de sistemas de aire acondicionado de CFC en todo el mundo con nuevos equipos de alta eficiencia está ahorrando miles de millones de kilowatts hora anualmente.

Cuando los HCFC ya no estén disponibles, los HFC, de gran uso actualmente para equipos modernos, se convertirán en los refrigerantes preferidos para aplicaciones de aire acondicionado, desde sistemas de aire acondicionado para habitaciones pequeñas hasta equipos grandes. Disponibles comercialmente en todo el mundo, los HFC ofrecen eficiencia energética, baja toxicidad, eficiencia en función de los costos, pueden usarse de manera segura y son reutilizables. Existen ciertas ecuaciones definidas por ASHRAE⁸ para la obtención de la capacidad de sistemas de enfriamiento por expansión directa a partir de su caudal de aire, su eficiencia energética, etc. y existen también ecuaciones para la obtención de la capacidad frigorífica de sistemas de enfriamiento por agua. Estas ecuaciones se exponen en los temas siguientes.

4.3 Eficiencia en sistemas de expansión directa.

Un sistema de expansión directa puede ser calificado según su eficiencia energética. Para su cálculo se requiere conocer ciertos aspectos propios de estos sistemas.

Esta es la ecuación para conocer el calor total del aire a condiciones estándar.

$$Q = 4.5 \text{ cfm } \Delta h \quad \text{Btu/h} \quad 4.1^9$$

⁸ American Society of Heating Refrigeration and Air Conditioning Engineers.

⁹ Ecuaciones retomadas de libro "HVAC Equations, Data and Rules of Thumbs". Ver Bibliografía.

Donde:

Q = cantidad de calor contenida en el aire dada en Btu/hr.

4.5 = conversión de CFM a lbs/hr (60 min/13.35 pie³/lb).

Cfm = Caudal de aire en pies³/min.

Δh = diferencial de entalpías a la entrada y a la salida del evaporador.

4.3.1 Parámetros para la evaluación energética de los sistemas de expansión directa.

Para conocer la capacidad frigorífica de una unidad de expansión directa es necesario disponer de ciertos datos tales como:

El flujo de aire de suministro, obtenido midiendo directamente el flujo en cada difusor con un instrumento llamado Balómetro como el mostrado en la figura 4.1. Tales mediciones deben sumar los cfm totales equivalentes a la capacidad nominal del equipo. ASHRAE ha establecido que una tonelada de refrigeración para unidades centrales de ducto es equivalente a 400 cfm¹⁰ y que para unidades mini split equivale a 350 cfm de flujo constante.

El otro aspecto como lo es la diferencia de entalpía (Δh), se puede obtener desde mediciones de temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada y a la salida del evaporador. Y con esto definir la entalpía en cada punto y la diferencia entre dichas entalpías será aplicada en la ecuación 4.1.

¹⁰ "HVAC Equations, Data and Rules of Thumbs". Ver Bibliografía.



Fig. 4.1 Balómetro. Medidor de flujo de aire en cfm

Para indicar la eficiencia energética de los sistemas de aire acondicionado se utilizan varios índices, entre los cuales se tiene:

- El Energy Efficiency Ratio (EER): indica la capacidad de enfriamiento de los equipos en Btu/hr por vatio de consumo (Btu/W) en condiciones estándar de 95° F de acuerdo al American Refrigeration Institute (ARI).
- Coefficient of Performance (COP): Que relaciona la capacidad de enfriamiento en vatios con consumo en vatios (Watt/Watt). En la industria y la literatura es aún común la utilización de otras unidades de medida tales como, por ejemplo, hp/ton y Kw/ton.

Dado que muchos fabricantes utilizan ambos sistemas de medidas (Sistema inglés y métrico), los índices están relacionados mediante las siguientes expresiones dictadas por ASHRAE:

$$COP = 0.293 * EER \quad 4.2 *$$

$$Hp / ton = \frac{4.71}{COP} = \frac{16.075}{EER} \quad 4.3$$

* Ecuaciones retomadas de libro "HVAC Equations, Data and Rules of Thumbs". Ver Bibliografía.

$$Kw / Ton = \frac{3.514}{COP} = \frac{12}{EER} \quad 4.4$$

El otro aspecto necesario para conocer la eficiencia en unidades de expansión directa es su consumo energético en Kwh. El cociente de la relación Capacidad/Consumo energético da como resultado lo que se conoce como Razón de Eficiencia Energética EER (por sus siglas en inglés Energy efficiency ratio).

$$EER = \frac{\text{Capacidad real del Equipo en Btu / hr}}{\text{Consumo en Watts}} \quad \left[\frac{\text{Btu / Wh}}{\text{W}} \right] \quad 4.5$$

En cuanto a la capacidad de los sistemas de aire acondicionado en nuestro país generalmente se utiliza un índice con unidad de medida híbrida, m²/ton, donde los m² equivalen al área de construcción acondicionada por tonelada de refrigeración instalada.

Esto significa que por cada tonelada de refrigeración de una unidad central de ductos o una unidad mini split se puede acondicionar 20 m² de área, por lo que en este caso se tiene una proporción de 20m²/ton de refrigeración. Esto es solo una manera de expresar la forma de revisión de las instalaciones frigoríficas comerciales y residenciales. Un suplidor de equipos hace este cálculo para propósitos de una venta rápida, pero lo indicado es hacer un estudio de carga térmica que considere todos los factores que intervienen en la ganancia de calor, tales como ganancia de calor por radiación solar a techo y paredes, un diferencial de temperatura respecto a un ambiente exterior que no esté climatizado, ganancia de calor por infiltración de aire a través de ventanas y puertas, además de las cargas internas como personas, equipos, luces, y el tipo de actividad que se realiza en el local.

En nuestro país es común que los diseñadores utilicen índices de 20 m²/ton en sus cálculos. O sea, que cada tonelada de refrigeración deberá ser suficiente para climatizar 20 m² del ambiente; mientras que en otros países donde se aplican adecuadas normas energéticas (tales como: aislamiento térmico en techos paredes, adecuada distribución de iluminación, horarios de uso de equipos, adecuado ajuste de controles de termostato, etc.) se diseña con índices de aproximadamente 30 m²/ ton. Esta gran diferencia en los índices aplicados en nuestro país se debe a numerosos factores tales como: condiciones climáticas, falta de un ente regulador energético y materiales utilizados en la construcción del edificio.

A continuación un ejemplo de cálculo del rendimiento energético de un equipo de aire acondicionado.

4.4 Ejemplo de cálculo de costo por consumo energético de una unidad de 60, 000 Btu expansión directa. (Se conoce la eficiencia nominal del equipo).

Si la eficiencia nominal del equipo es de 10.5 Btu/w ¿Cuanto será el costo por consumo energético de esta unidad en un mes?

Utilizando la ecuación 4.5 se obtiene el consumo energético, el cual es el cociente entre la capacidad real del equipo (obtenida por mediciones) y el consumo del mismo en Kwh.

$$EER = \frac{\text{Capacidad real del Equipo}}{\text{Consumo}} \quad \left[\frac{\text{Btu}}{\text{W}} \right]$$

Esta ecuación relaciona la capacidad del equipo con su consumo energético para reflejar su eficiencia energética. Es de uso común en catálogos de equipos de aire acondicionado residencial para mostrar la eficiencia del equipo al usuario.

A continuación un ejemplo de cálculo de consumo energético de un equipo de expansión directa, conociéndose una capacidad total de 5 toneladas y teniéndose una eficiencia energética dada:

$$\text{Consumo} = \frac{60,000 \text{btu} / \text{hr}}{(0.5 \text{Btuh} / \text{w} * \text{h}) * 1000} = 5.71 \text{Kw} - \text{hr}$$

Considerando 11 horas de utilización del equipo por día se tiene:

$$\text{Consumo en 11 horas} = 5.71 \text{Kwh} * 11 = 62.81 \text{Kwh} / \text{dia}$$

Considerando que el equipo operara los 30 días del mes su consumo energético será:

$$\text{Consumo en 30 dias} = 62.81 \text{Kwh} / \text{dia} * 30 = 1,884.3 \text{Kwh} / \text{mes}$$

Utilizando la tarifa vigente en nuestro país emitida por el Instituto Nicaragüense de Energía Ente Regulador “INE” (Tabla adjunta en anexos).

Tabla 4.1 Segmento de la tarifa energética vigente a diciembre 2006.

				CARGOS POR	
TARIFA	CRITERIO DE CLASIFICACION	CODIGO TARIFA	CONSUMOS	ENERGIA (C\$/kWh)	POTENCIA (C\$/kW-mes)
MEDIA TENSION (VOLTAJE PRIMARIO EN 13.8 Y 24.9 kV)					
GENERAL MAYOR	Carga contratada mayor de 25 kW para uso general (Establecimientos Comerciales, Oficinas Públicas y Privadas Centro de Salud, Hospitales, etc)	T-2D	TARIFA BINOMIA SIN MEDICION HORARIO-ESTACIONAL Todos los kWh kW de Demanda Máxima	2.3323	345.3732

Si la tarifa es: C\$ 2.33/ Kwh.

Entonces se tiene que el costo por consumo energético:

$$\text{Consumo} [\text{Kwh}] * \text{tarifa} [\text{C\$} / \text{Kwh}]$$

$$5.71 \text{Kwh} * \text{C\$} 2.33 / \text{Kwh} = \text{C\$} 13.30 / \text{Kwh}$$

En una hora es de: C\$ 13.30/Kwh.

Y en un mes:

$$\text{Consumo [Kwh / mes]} * \text{tarifa [C\$ / Kw * mes]}$$

$$1,884.3 \text{ Kw} * \text{C\$ } 2.33 / \text{Kwh} = \text{C\$ } 4,390.41 / \text{mes}$$

Entonces el costo por consumo energético en un mes será: C\$ 4,390.41 / mes.

4.5 Eficiencia en unidades chillers.

Para evaluar energéticamente a los equipos de enfriamiento por agua helada, se requieren parámetros un tanto distintos a los de expansión directa. Debido a su tecnología y principios de operación.

4.5.1 Ecuaciones para las unidades chiller.

En un chiller, ya sea enfriado por aire o por agua se utilizan las mismas ecuaciones para conocer su capacidad frigorífica dada en Btu/hr y en toneladas de refrigeración.

$$Q_{total} = 500 * GPM * \Delta T \quad \text{[Btu / hr]} \quad 4.6^{\dagger}$$

$$Q_{total} = \frac{500 * GPM * \Delta T}{12,000} \quad \text{[Tons]} \quad 4.7^{\dagger}$$

Las formulas anteriores son las utilizadas para el cálculo de la capacidad frigorífica de los sistemas de agua helada, y difieren de los sistemas de distribución de aire en su constante de 500 que es la conversión de caudal en lbs / hora a GPM; así como en el caudal del fluido que atraviesa el evaporador para ser enfriado.

$$500 = 8.33 \text{ lbs. / Gal} \times 60 \text{ min.}$$

[†] Ecuaciones retomadas de libro "HVAC Equations, Data and Rules of Thumbs". Ver Bibliografía.

4.5.2 Parámetros para la evaluación energética de una unidad chiller.

Los parámetros a tomar en cuenta para evaluar energéticamente una unidad chiller son:

1. Flujo (caudal) de agua: gpm.
2. Temperatura de agua de entrada y salida del evaporador del chiller: ΔT .
3. Capacidad frigorífica de chiller: TR.
4. Consumo energético de la unidad chiller: Kw.
5. Edad del sistema: años.

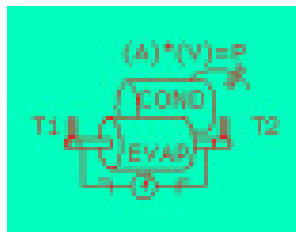


Fig. 4.2_ Esquematzación de formas de medición en el evaporador del chiller.

4.5.2.1 Obtención del caudal de agua.

Hay muchas formas y muchos artículos para medir el flujo de agua, tubo pitot, medidores de paleta que están integrados al sistema, hay manómetros entre dos válvulas de compuerta, tal y como se muestra en la figura 4.2; se obtiene la diferencia de presión y a partir de esta la caída de presión. Todos los chillers tienen un perfil específico de lo que es la caída de presión y su caudal.

Para saber el flujo se tiene que seguir la curva a partir de la presión estática. Todos los chiller tienen esta tabla, si no tienen esta tabla, el fabricante debe indicar cuál es la relación específica entre el caudal y la presión estática.

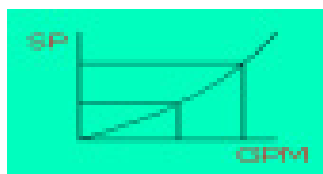


Fig. 4.3_ Grafica de relación entre presión estática (SP) y flujo (GPM) de un sistema hidráulico.

Y esta relación se puede obtener como sigue: (leyes de afinidad de las bombas)

$$\frac{(GPM1)^2}{SP1} = \frac{(GPM2)^2}{SP2} \quad 4.8$$

Se tiene la presión estática de diseño y por regla de tres se obtiene el flujo en GPM.

Hay muchas maneras de medir el flujo (GPM) tablas, formulas, artículos, etc. Hay quienes miden el flujo (GPM) de la bomba a partir de la curva de presión estática de la bomba, y si la bomba esta directa al chiller, este es el mismo flujo en GPM del chiller, entre otras muchas formas de medir el flujo.

4.5.2.2 Obtención de las temperaturas a la entrada y a la salida del evaporador.

Para la obtención de las temperaturas se puede utilizar un termómetro de bulbo seco industrial común para conocer las temperaturas puntuales a la entrada y a la salida del evaporador y se obtiene de ellas un ΔT (que típicamente es 10°F).

4.5.2.3 Obtención de la capacidad frigorífica del chiller.

La capacidad frigorífica del chiller está basada en la carga térmica del espacio o ambientes a enfriar. Esta carga térmica se obtiene ya sea con ecuaciones de cálculo de carga térmica o mediante programas en los que solo se ingresa la información obtenida en un levantamiento de datos. Las unidades pueden ser Btu/h o toneladas de refrigeración.

4.5.2.4 Obtención del consumo energético del chiller.

Para medir el consumo energético se mide la corriente de las tres líneas, se multiplica por el voltaje y esto dará los W y se divide entre 1000 para obtener los kw.

$$P(Watts) = I(Amps) * V(Voltios) / 1000 \quad 4.9$$

Donde:

P: Potencia en Kw.

I: Intensidad de corriente en Amperios de entrada al sistema.

V: Voltaje entre las líneas de alimentación, (en el desarrollo del ejemplo se explica la medición en sistemas trifásicos).

4.5.2.5 Consideraciones de la edad de un chiller.

Es costumbre en este tipo de industria el método de Kw/ton (este método se explicara a continuación) para determinar la eficiencia de un chiller enfriado por agua, el cual es mucho más eficiente que el enfriado por aire, pero hay que tomar en consideración el motor de la bomba de condensado y el motor de la torre de enfriamiento; estos dos motores no existen en el chiller enfriado por aire. Al no tomarlos en cuenta se tiene más eficiencia en el sistema, pero esta eficiencia no es tan buena como podría parecer a primera vista, pero siempre un sistema enfriado por agua es 30% o 40% más eficiente que un sistema enfriado por aire, especialmente en lugares áridos donde el aire es más seco y el chiller enfriado por aire no podría tener una efectividad cercana a la del chiller enfriado por agua.

Para la obtención de la eficiencia de estos componentes como el motor de la bomba de condensado, se procede de la siguiente manera: La potencia de la bomba (en Kw) se divide por la capacidad (en toneladas) del chiller, y de la misma manera para el motor de la torre de enfriamiento, se mide su potencia (en Kw) y se divide entre la capacidad del chiller (en toneladas). Entre los dos más o menos se hace un 10% (su suma) de la eficiencia total del sistema.

Por ejemplo un chiller centrífugo tiene 0.45 Kw/ton de eficiencia promedio, a esto se le tiene que sumar el 0.1 de la eficiencia de los motores de la torre y la bomba. (Hay torres eficientes, hay bombas eficientes, hay muchos factores que tomar en consideración).

Todavía se tiene una eficiencia del chiller en 0.55 Kw/ton, y esto es muy bueno. Un chiller enfriado por aire nunca va a bajar de 1.2 Kw/ton (que sería aproximadamente el doble).

El 92% de los chillers centrífugos que se fabricaron en los años 30 siguen aun funcionando. Los compresores reciprocantes exigen más carga de refrigerante y aceite, mantenimiento y consumo que los centrífugos.

A continuación se ejemplifica la importancia de la aplicación de estos parámetros a través de la selección de una unidad chiller (enfriado por aire).

4.6 Ejemplo de selección de un chiller.

Antes de calcular la eficiencia energética de un chiller se hará la selección de uno para que a partir de sus datos se realice dicha evaluación.

A continuación se seleccionara un chiller del tipo enfriado por aire.

4.6.1 Selección de un chiller enfriado por aire.

(Selección con unidades de medida del sistema ingles I-P “Inchs-Pounds”).

Para la selección de un chiller hay que considerar diversos factores o requerimientos, tales como:

Capacidad frigorífica de la unidad, el diferencial de temperatura en el evaporador, factor de falla, flujo de agua, etc.

El “fouling factor”¹¹ o factor de falla del evaporador es la medida del espesor de incrustación de los sólidos que pueden llegar a existir en el evaporador.

Esta incrustación de sólidos ocurre solo en sistemas abiertos donde los tubos están expuestos a la suciedad (los chillers).

Las tablas están basadas en un ΔT de 10 °F (5.5 °C) a través del evaporador. El punto de selección mínimo de temperatura de salida de agua helada sin glicol es 40°F (4°C). Las velocidades de flujo de agua a través del evaporador están basadas en un valor de 0.0001 ft² x hr x °F/Btu de factor de falla en el evaporador operando al nivel del mar. Para otro factor de falla, diferente temperatura, o diferentes factores de corrección ver la tabla A-3 en anexos la

¹¹ El “Fouling Factor” puede considerarse como un factor de incrustación o ensuciamiento. “HVAC Equations, Data and Rules of Thumbs”. Ver Bibliografía.

cual muestra los rangos de capacidad y consumo de potencia para los Modelos AGZ 010 a 070. (Tomada de catalogo AGZ-7 de McQuay).

A continuación se ejemplifica la selección del chiller utilizando solamente agua.

Dados los requerimientos:

- Se asume una carga térmica calculada de 50 tons.
- Temperatura ambiente: 95 °F.
- Flujo de Agua: 120 gpm. Calculada con la ecuación 4.10.
- Diferencial de Temperatura 54 °F a 44°F de agua helada (ΔT de 10 °F).
- Factor de falla del evaporador de 0.0001 ft² x hr x °F/Btu.

Entonces:

1._ De tabla 4.3 (de catalogo AGZ-7), se selecciona un chiller con las siguientes especificaciones:

- Modelo AGZ 055B.
- Consumo 57.7. Kw
- Capacidad Nominal: 52.2 tons.
- EER = 10.8.

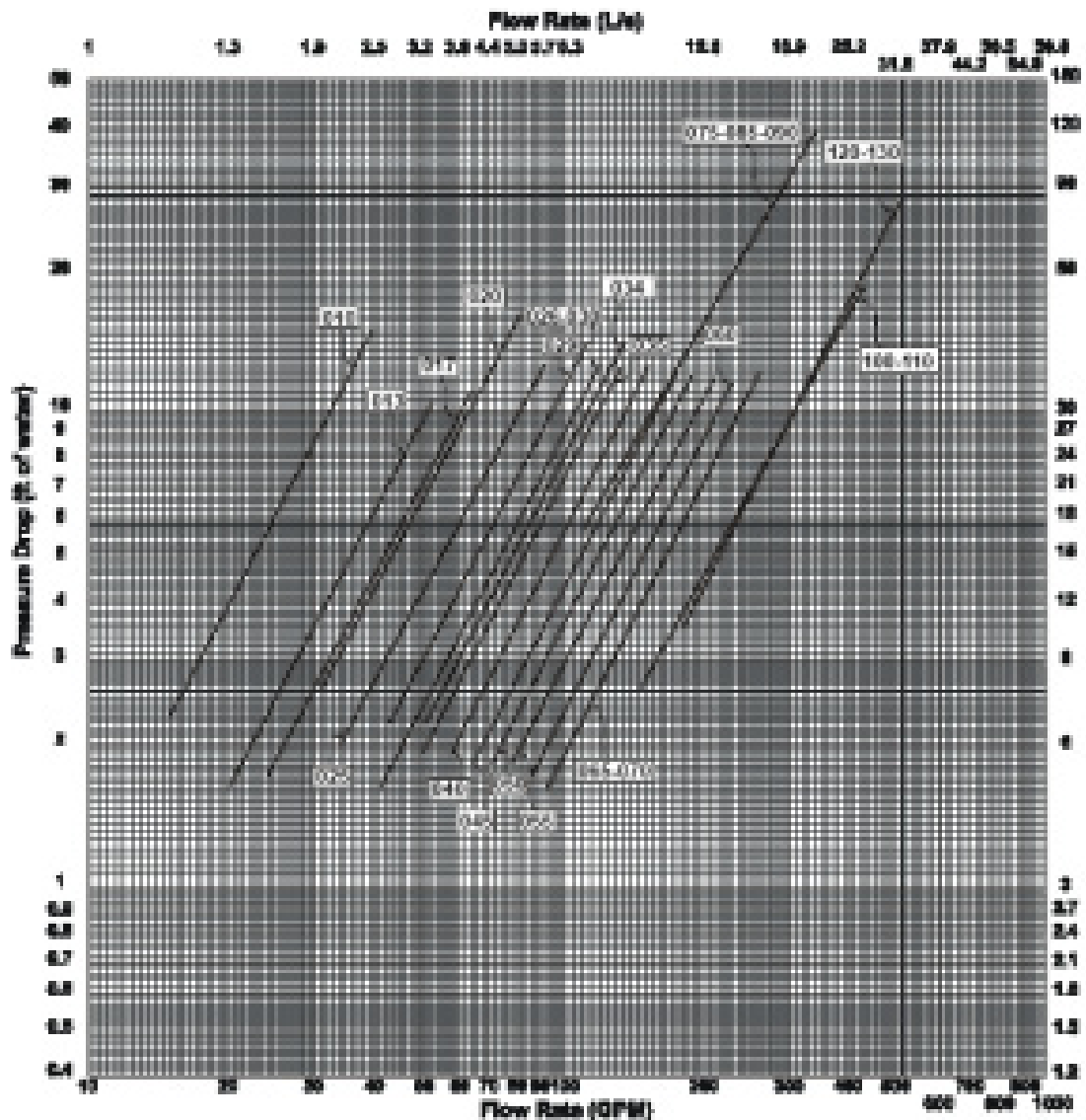
2._ Se usa la fórmula para calcular el caudal de agua.

$$\frac{\text{Capacidad en Ton} \times 24}{\text{°F}} = \text{gpm} \quad (\text{Solamente agua}) \quad 4.10$$

3._ Se determina la caída de presión del evaporador. Usando la tabla 4.2 Q-Sp “Caudal Vs. Presión Estática”; de la siguiente manera: Conociendo que el flujo nominal es de 120 gpm, desde ese valor se traza una recta vertical hacia arriba hasta llegar a intersectar la curva del modelo previamente seleccionado (AGZ 055B, su consumo en kw puede apreciarse en la tabla 4.3 de catalogo AGZ-7). A continuación se traza una recta horizontalmente para obtener una caída de presión del evaporador de 2.7 pies de columna de agua.

Ahora se ejemplificara la selección de un chiller utilizando glicol como aditivo para evitar que el agua alcance su punto de congelación y de este modo obstruya su flujo a través del evaporador y tuberías.

Tabla 4.2 Relación de flujo de agua y presión estática para chillers AGZ.



Ejemplo de selección utilizando glicol de etileno:

Dados los requerimientos:

- Un mínimo de 44 tons.
- 95°F de temperatura ambiente.
- 54 °F a 44° agua helada (ΔT de 10 °F).
- Factor de falla del evaporador de 0.0001 ft² x hr x °F/Btu.
- Que tenga protección contra congelamiento bajo los 0°F.(la recomendación del fabricante es usar una concentración de glicol de etileno al 40%).

Entonces:

1._ De tabla 4.2a, se selecciona una concentración de glicol de etileno al 40% para proteger el evaporador de congelamiento a 0°F.

Tabla 4.2a Factores de corrección de Glicol de etileno para los modelos AGZ 010 A a 070B.

% E.G.	Freeze Point		Capacity	Power	Flow	PD
	°F	°C				
10	26	-3.3	0.998	0.998	1.036	1.097
20	18	-7.8	0.993	0.997	1.060	1.226
30	7	-13.9	0.987	0.995	1.092	1.369
40	-7	-21.7	0.980	0.992	1.132	1.557
50	-28	-33.3	0.973	0.991	1.182	1.791

2._ a un 40% de glicol de etileno, los factores de ajuste son:

Capacidad = 0.980, Kw = 0.992, Caída de presión (PD "Pressure drop") = 1.557.

3._ Se selecciona el modelo AGZ 050B de la tabla 4.3 y se corrige con los factores del glicol de etileno al 40%. (inciso 2).

Tabla 4.3 Propiedades de chiller modelo AGZ 050B.

AGZ Unit Size	Fan & Control Power (kW)	LWT (°F)	Ambient Air Temperature (°F)														
			75			85			95			105			115		
			Unit Tons	Power kW	Power EER	Unit Tons	Power kW	Power EER	Unit Tons	Power kW	Power EER	Unit Tons	Power kW	Power EER	Unit Tons	Power kW	Power EER
050B	5.7	40	48.1	45.3	12.4	45.3	50.9	10.9	43.7	55.8	9.4	41.1	61.5	8.0	38.3	67.6	6.8
		42	48.9	46.7	12.8	47.7	51.1	11.2	45.3	56.2	9.7	42.7	61.9	8.3	39.8	68.2	7.0
		44	51.7	47.0	13.2	49.4	51.5	11.5	47.8	56.6	10.0	44.3	62.3	8.5	41.3	68.7	7.2
		46	53.5	47.4	13.6	51.2	51.8	11.8	49.7	56.9	10.3	46.9	62.7	8.8	42.9	69.2	7.4
		48	55.4	47.7	13.9	53.0	52.2	12.2	50.4	57.3	10.5	47.6	63.1	9.0	44.5	69.7	7.7
		50	57.3	48.1	14.3	54.8	52.6	12.5	52.2	57.7	10.8	49.3	63.6	9.3	46.1	70.1	7.9

4._ Se corrige la capacidad del chiller dada en toneladas de refrigeración multiplicándolo por el factor de corrección recomendado por el fabricante en la tabla 4.2; entonces: Capacidad corregida = 0.980 x 47.0 tons = 46.1 tons.

5._ Se corrige la potencia de consumo del chiller dado en Kw del compresor, a partir de la tabla 4.2; entonces: Potencia corregida = 0.992 x 56.6 Kw = 56.1 Kw.

6._ Se calcula el flujo de agua helada por medio de la siguiente ecuación que es una derivación de la ecuación 4.6:

$$\text{Flujo de Agua (a Capacidad Corregida)} = \frac{46.1\text{Tons} \times 24}{10^\circ F} = 110.6\text{gpm}$$

De tabla 4.2, el factor de corrección de solución de glicol al 40% es un 13% del flujo total, entonces:

$$\text{Flujo de Glicol (solución al 40\%)} = 1.132 \times 110.6 \text{ gpm} = 125.2 \text{ gpm.}$$

Se determina la caída de presión del evaporador. Usando la figura 4.2, como en el ejemplo anterior, se ingresa a 110.6 gpm (agua) y se sigue la línea vertical hasta llegar a intersectar la línea del modelo seleccionado (AGZ 050B). Se lee horizontalmente para obtener una caída de presión en el evaporador de 2.4 pies.

A continuación se corrige la caída de presión para una solución al 40% = $1.557 \times 2.4 \text{ pies} = 3.7 \text{ pies}$ para glicol de etileno. De este modo se obtiene: el modelo, el flujo de agua a determinada caída de presión.

4.7 Métodos de evaluación energética en unidades Chillers.

Existen dos métodos para evaluar energéticamente a una unidad chiller, estos son la relación kw/ton y el método average IPLV. A continuación se explican estos dos métodos.

4.7.1 Primer método de cálculo de la eficiencia energética de una unidad chiller.

Método a carga plena Kw/ton.

Este método es una relación directa entre el consumo energético de la unidad y su capacidad frigorífica efectiva. A continuación se explica este procedimiento.

4.7.1.1 Procedimiento para realizar la evaluación energética de un chiller (por el método a carga plena Kw/ton).

- a) **Medición de las capacidades de los sistemas de enfriamiento por unidades chiller.**

De condiciones de operación de un chiller se sabe que:

ΔT En el evaporador es 10°F , determine la eficiencia energética del chiller si su capacidad frigorífica es de 52.2 tons. (Según ejemplo de chiller con solamente agua).

$$Q_{total} = \frac{500 * GPM * \Delta T}{12,000} \quad \text{TONS}$$

Entonces:

$$Q_{total} = \frac{500 * 125.28 GPM * 10^{\circ}\text{F}}{12,000} = \frac{626,400}{12,000} = 52.2 \text{ tons}$$

b) Mediciones de consumo eléctrico.

De catalogo (chiller seleccionado) En 208 voltios/ 3 Ø/ 60 Hz

MCA: 221 Amperios. La medición en las tres líneas es:

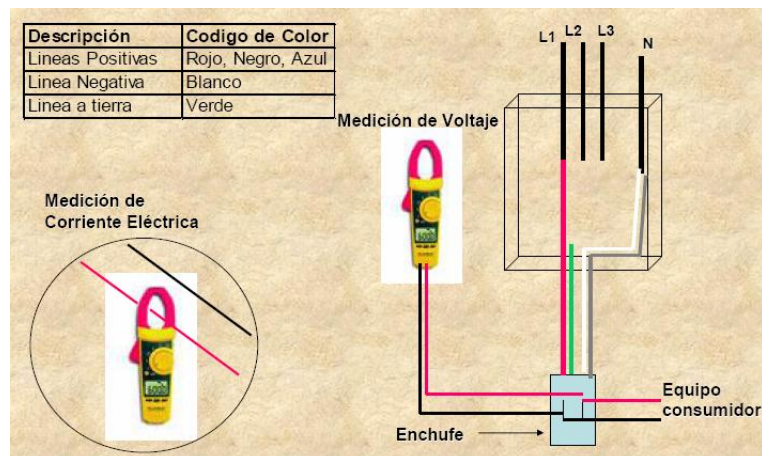


Fig. 4.4_Eschema de práctica de medición eléctrica.

En la figura 4.4 se esquematiza la toma de lecturas en las líneas de alimentación eléctrica.

L1 = 219 amps ; L2= 221.2 amperios y L3= 219.6 amperios.

Sumando las lecturas:

$L1 + L2 + L3 = 219 \text{ amperios} + 221.2 \text{ amperios} + 219.6 \text{ amperios} = 659.9 / 3 = 219.9 \text{ amperios.}$

Corriente promedio = 219.9 amperios.

Entonces $P = V * I$

$P = 208 \text{ V} * 219.9 \text{ amperios} = 45,753.06 \text{ Watts} / 1000 = 45.75 \text{ Kw.}$

Los motores de las unidades chiller son comúnmente trifásicos y en un motor trifásico el voltaje promedio de las lecturas tomadas debe ser multiplicado por 1.73 (que es la raíz cuadrada de 3) para corregir un potencial desbalance de voltaje. En este ejemplo se toma el dato de placa, pero siempre es mejor considerar los valores reales para obtener la eficiencia energética real.

c) Cálculo de relación entre consumo eléctrico y capacidad frigorífica. (Chiller nuevo “condiciones A”).

Entonces teniendo capacidad frigorífica =52.2 tons y Consumo =45.75Kw.

Eficiencia energética (Kw. /Tons) = 45.75Kw / 52.2 Tons.

Eficiencia energética = **0.87Kw/tons**

La eficiencia calculada es de 0.87 Kw/tons, siendo la recomendación de ASHRAE que un chiller de capacidad enfriado por aire, con compresores tipo scroll tendrá una eficiencia de 0.86 Kw/tons. Este chiller tiene una eficiencia aceptable. (Ver tabla de eficiencias en anexos). Ahora se calculara la eficiencia del mismo chillers asumiendo que tiene ocho años de operación; tiempo durante el que diversos factores han incidido en su funcionamiento.

4.7.1.2 Cálculo de eficiencia energética a carga plena Kw/ton de la misma unidad a los 8 años de operación. (“Condiciones B”).

Esta es la forma más básica de realizar una evaluación energética de manera directa.

Ahora se calculara la eficiencia energética del mismo chiller a los 8 años de operación, por lo tanto se estima que el ΔT a través del evaporador será diferente de 10°F, así como su caudal de agua a través del evaporador. De manera que habrá que recalcular la capacidad frigorífica del chiller.

a). Medición de las capacidades de los sistemas de enfriamiento por unidades chiller.

$$Q_{total} = \frac{500 * GPM * \Delta T}{12,000} \quad \text{TONS}$$

Entonces:

$$Q_{total} = \frac{500 * 121.52 \text{ GPM} * 7^{\circ}\text{F}}{12,000} = \frac{425,325.6}{12,000} = 35.44 \text{ tons}$$

b) Mediciones de consumo eléctrico.

Si de catalogo (chiller seleccionado) en 208 voltios/ 3 Ø/ 60Hz., MCA: 221 Amperios.

La medición en las tres líneas es:

L1 = 224.7 amperios; L2= 225.6 amperios y L3= 226.8 amperios.

Sumando las lecturas:

L1 + L2+ L3 = 224.7 amperios+ 225.6 amperios + 226.8 amperios = 677.1/3 = 225.7 amperios.

corriente promedio = 225.7 amperios.

Entonces $P = V * I$

$P = 208 \text{ V} * 225.7 \text{ amperios} = 46,945.6 \text{ Watts} / 1000 = 46.94 \text{ Kw.}$

c) Calculo de relación entre consumo eléctrico y capacidad frigorífica.

Entonces teniendo capacidad frigorífica =36.54 tons y Consumo =46.94 Kw

Eficiencia energética (Kw/Tons) = 46.94 Kw / 35.44 Tons.

Eficiencia energética = **1.32 Kw/ tons.**

4.7.1.3 Análisis de costo por consumo energético anual de ambos equipos.

1- chiller a condiciones “A” (nuevo):

Eficiencia = 0.87 Kw/ton; Capacidad =52.2 tons; Tarifa energética =C\$1.88 /Kwh.¹²

Tabla 4.4 Sección de tarifa energética en vigencia en Dic. 2006.

TARIFAS ACTUALIZADAS A ENTRAR EN VIGENCIA EL 1 DE DICIEMBRE DEL 2006					
TARIFA	CRITERIO DE CLASIFICACION	CODIGO TARIFA	CONSUMOS	CARGOS POR	
				ENERGIA (C\$/kWh)	POTENCIA (C\$/kW-mes)
INDUSTRIAL MAYOR	Carga contratada mayor de 200 kW para uso industrial (Talleres, Fabricas, etc)	T-5D	TARIFA BINOMIAL SIN MEDICION HORARIO ESTACIONAL Todos los kWh a/W de Demanda Máxima	1.8844	217.7001

¹² Publicado en la web por INE. www.ine.gob.ni

Conociendo la eficiencia calculada del sistema chiller, su capacidad y la tarifa energética establecida en la tabla 4.4 se calcula el costo por consumo energético de la siguiente manera:

$$2.2\text{tons} \times 0.87\text{Kw/ton} \times \$1.88/\text{Kwh} \times \text{hrs/dia} = \$683.02/\text{dia}$$

Por tanto el costo por consumo energético en un mes será:

En 30 días = C\$ 683.02 / día x 30 días = C\$ 20,490.6 / mes.

Y en un año el consumo energético de este chiller será:

En un año = C\$ 20, 490.6 / mes x 12 meses = C\$ 245,887.2 / año.

2- chiller a condiciones “B” (con 8 años de operación):

Eficiencia = 1.32 Kw/ton; Capacidad 35.44 tons; Tarifa energética = C\$ 1.88 /Kwh.

El múltiplo de estos factores nos dará como resultado el costo por consumo energético en un día.

$$5.44\text{tons} \times 1.32\text{Kw/ton} \times \$1.88/\text{Kwh} \times \text{hrs/dia} = \$703.58/\text{dia}$$

Por tanto el costo por consumo energético en un mes será:

En 30 días = C\$ 703.43/día x 30 días = C\$ 21, 107.4 /mes.

Y en un año el consumo energético de este chiller será:

En un año = C\$ 21,107.4/ mes x 12 meses = C\$ 253,288.8 /año

Entonces la relación de costos es:

Consumo anual de chiller “a”(nuevo): **C\$ 245,887.2 /año.**

Consumo anual de chiller “b”(a 8 años): **C\$ 253,288.8 /año.**

= C\$ 253,288.8 * año / C\$ 245,887.2 *año.

= 1.03 %

Desde este punto de vista el incremento de costo por consumo energético es un 3 por ciento más alto de lo que se paga cuando el chiller trabajó por primera vez.

Pero esta relación de costos inicial y final no expresa más que dos tarifas de costo por consumo energético en dos posiciones del tiempo. Un mejor análisis de costo implica expresar el comportamiento que ha tenido la eficiencia energética del chiller mes a mes durante los ocho años de operación del chiller y cuantificar el gradiente positivo de costo por consumo energético. Estos cálculos se pueden apreciar mejor en las siguientes tablas.

Tabla 4.5 Capacidad efectiva del chiller en cada año.

Tabla de capacidades del chiller por año.					
Año	GPM	Factor de flujo	ΔT	Factor de conversión a toneladas	Capacidad Toneladas de refrigeración
1999	125.28	500*	10	12000	52.20
2000	124.73	500	9	12000	46.77
2001	124.68	500	9	12000	46.75
2002	123.66	500	9	12000	46.37
2003	123.13	500	8	12000	41.04
2004	122.59	500	8	12000	40.86
2005	122.05	500	7	12000	35.60
2006	121.52	500	7	12000	35.44

* 500= 8.33 lbs. / gal x 60 min.

En la tabla 4.5 se puede apreciar la capacidad de refrigeración efectiva del chiller calculada cada año, desde 1999 hasta 2006. En la tabla 4.6 se expresa la eficiencia obtenida como el cociente del consumo energético medido cada año dividido por la capacidad calculada en la misma ocasión.

Tabla 4.6 Eficiencia obtenida en el chiller en cada año.

Tabla de eficiencias del chiller por año.			
Año	Capacidad	Consumo en (Kwh)	Eficiencias (Kw / tons)
1999	52.2	45.75	0.876
2000	46.77	45.92	0.982
2001	46.75	46.09	0.985
2002	46.37	46.26	0.998
2003	41.04	46.43	1.131
2004	40.86	46.6	1.140
2005	35.6	46.77	1.314
2006	35.44	46.94	1.324

Tabla 4.7 Eficiencia del chiller en cada año.

Eficiencia obtenida cada año								
Año	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006
Eficiencia	0.87	0.98	0.98	0.99	1.13	1.14	1.31	1.32

Tabla 4.8 Costo energético anual.

Tabla comparativa de costos por consumo energético por año.							
Año	Capacidad (tons)	Eficiencia (Kw/tons)	Tarifa energética (C\$*Kwh)	Horas al día (hrs)	Costo por consumo energético al día (C\$ / día)	Costo por consumo energético al mes (C\$ / mes)	Costo por consumo energético al año (C\$ / año)
1999	52.2	0.87	1.88	8	683.03	20,490.80	245,889.56
2000	46.77	0.98	1.88	8	689.35	20,680.57	248,166.86
2001	46.75	0.98	1.88	8	689.06	20,671.73	248,060.74
2002	46.37	0.99	1.88	8	690.43	20,712.92	248,555.07
2003	41.04	1.13	1.88	8	697.48	20,924.49	251,093.88
2004	40.86	1.14	1.88	8	700.57	21,017.08	252,204.92
2005	35.6	1.31	1.88	8	701.41	21,042.16	252,505.96
2006	35.44	1.32	1.88	8	703.58	21,107.50	253,289.96

La tabla 4.8 expresa la estimación del costo por consumo energético que tendrá el chiller en cada día, mes y año en cada año; como resultado de la multiplicación de los factores que son su eficiencia energética, la tarifa energética y el periodo de operación de ocho horas al día.

Tabla 4.9 Costo de consumo energético por año.

Costo por consumo energético por cada año (C\$ / año)								
Año	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006
CCE*	245,889.56	248,166.86	248,060.74	248,555.07	251,093.88	252,204.92	252,505.96	253,288.80

* Costo por consumo energético.

Asumiendo que el costo por consumo energético del chiller debería mantenerse como en su periodo inicial, entonces:

Tabla 4.10 Cuadro resumen de incremento de costo por consumo en cada año.

Análisis de incremento de costo por consumo energético por año.			
1999	245,889.56 - 245,889.56 =	0.00	
2000	248,166.86 - 245,889.56 =	2,277.30	
2001	248,060.74 - 245,889.56 =	2,171.18	
2002	248,555.07 - 245,889.56 =	2,665.51	
2003	251,093.88 - 245,889.56 =	5,204.32	
2004	252,204.92 - 245,889.56 =	6,315.36	
2005	252,505.96 - 245,889.56 =	6,616.40	
2006	253,288.80 - 245,889.56 =	7,399.24	
		Σ 32,649.31	

De esto se deduce que el excedente de costo equivale a un total de C\$ 32,649.31.

Esta es la forma más básica de realizar una evaluación energética de manera directa y se enmarca en analizar únicamente el equipo chiller como unidad de consumo vs. Producción. Todos los casos de comportamiento de los chillers en

cuanto a su consumo y producción son totalmente inconstantes por la variedad de condiciones en las que están operando.

4.7.2 Segundo método de cálculo de eficiencia energética de unidades chiller.

El método IPLV. (Integrated Partial Load Value).

Otro método para evaluar el desempeño energético de un sistema de agua helada es el IPLV. Este método asigna una eficiencia calculada en unidades kw/tons a cada capacidad a la que está trabajando el chiller cuando se calculó esta eficiencia en un average de su ciclo de operación (al 100%, 75%, 50% y al 25% de su capacidad). El IPLV es un average que estima la eficiencia del chiller, la mayoría del tiempo no se puede decir exactamente cuánto se va a consumir de energía de manera genérica por que hay que determinar a que capacidad la está consumiendo, porque es diferente la eficiencia cuando el chiller está trabajando al 100% que cuando lo hace al 25% de su capacidad, de esta manera el IPLV considerara una eficiencia que será estimada como la más usual en todo el ciclo de operación.

Es preferible usar la unidad de medida del cálculo de método kw/tons para definir la eficiencia de manera genérica, por ejemplo se toma cualquier equipo de expansión directa y también se sigue el procedimiento anteriormente descrito. ARI (American Refrigeration Institute) es una entidad gubernamental a la que los distintos fabricantes certificados por la misma entidad pertenecen, y todos estos fabricantes someten sus equipos ante ARI para hacerlos cumplir con las normas y así definir con que eficiencia cumplen dichos equipos. ARI pone a operar todos estos equipos a condiciones idénticas y estándares, tales como: temperatura de ambiente exterior de entrada al condensador de 95°F, temperatura de retorno a la manejadora será de 74°F, etc., y en los catálogos de dichos equipos puede apreciarse la eficiencia a la que trabajaron estos equipos, y si tienen la certificación ARI es por que cumplieron con los estándares de operación.

Hay dos maneras de obtener el consumo energético, una de ellas es modelar el local con un programa de computadora emitido por cualquier fabricante y predecir el consumo del cuarto en Kwh/día; o se puede contar el tiempo en horas que estará encendido el compresor y multiplicado por el voltaje y las unidades necesarias se obtiene el consumo en kwh y así se puede determinar cuánto se va a consumir.

Existen las nomenclaturas IPLV y NPLV.

NPLV es el mismo IPLV pero expresado a condiciones no estándar de ARI (Non Standard Partial Load Value). En Nicaragua el ambiente es más parecido a las condiciones ARI de lo que se parecen los propios Estados Unidos, esto se debe a que en Nicaragua las condiciones climáticas son más estables (casi siempre son 95°F afuera) y en Estados Unidos hay muchas fluctuaciones de temperatura (demasiado frío, demasiado calor en distintas estaciones del año), razón por la que surgió el NPLV como alternativa para Estados Unidos. De tal manera que solo se hablara del método IPLV en este documento. El IPLV es una mezcla de varios comportamientos del chiller a través del tiempo de operación.

ARI ha emitido estándares en distintos años con referencia al cálculo del IPLV y también ha clasificado dos tipos de ecuaciones en dependencia del tipo de unidad de cálculo utilizada y se exponen a continuación en la tabla 4.11.

. Tabla 4.11_ Ecuaciones IPLV-NPLV, según la unidad utilizada (Kw/ton o COP).

Ecuaciones IPLV/NPLV y condiciones del grado del estándar 550/590-1998 de ARI. En dependencia de las unidades de la eficiencia obtenida.	
Coficiente de Desempeño (COP) o EER	$\text{IPLV or NPLV} = 0.01A + 0.42B + 0.45C + 0.12D$
Poder por Kw/ton	$\text{IPLV or NPLV} = \frac{1}{\frac{0.01}{A} + \frac{0.42}{B} + \frac{0.45}{C} + \frac{0.12}{D}}$

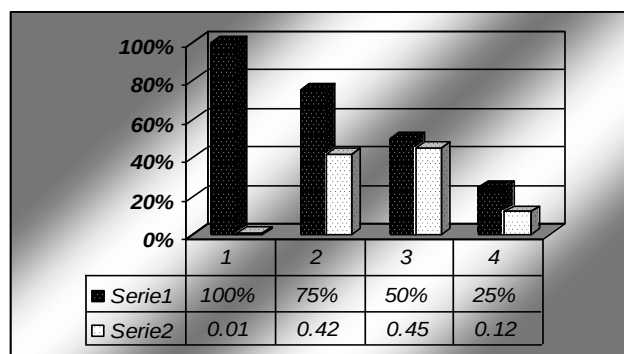
Siguiendo la línea de las unidades Kw/ton, se calculara en base a datos con esta unidad y por lo tanto con la segunda ecuación; en las que A,B,C y D representan una eficiencia del chiller calculada en distintos periodos de su ciclo de operación. ARI también ha emitido estándares de puntos en los cuales se puede estimar la eficiencia de un chiller manera integral.

Tabla 4.12 Estándares ARI de carga parcial para IPLV.

Puntos de carga parcial.		
Porcentaje de punto de carga parcial	Standard ARI 1992	Standard ARI 1998
100	17	1
75	39	42
50	33	45
25	11	12

Entonces los dos estándares emitidos por ARI son **Standard ARI 1992** y **Standard ARI 1998**. El segundo es una actualización dado que ARI hace continuas revisiones a sus cálculos. De manera que se utilizará este estándar. Este segundo estándar puede graficarse de la siguiente manera:

Tabla 4.13_ Esquema de relación porcentaje de carga Vs. Eficiencia (Kw/tons)



4.7.2.1 Cálculo del IPLV.

A cada punto debe asignársele la eficiencia correspondiente (cuando ya se han hecho las respectivas mediciones y cálculos de eficiencia de Kw/ton para cada carga parcial). En su mayoría los chillers trabajan más eficientemente cuando

están operando cerca del 60% de su carga, pero hay que calcular el porcentaje exacto de la carga, y esto se puede lograr de la siguiente manera:

Ejemplo de cálculo del IPLV con unidades Kw/ ton.

Se considerarán calculadas las eficiencias 1 Kw/ton, 1.25 Kw/ton, 1.5 Kw/ton y 1.6 Kw/ton para realizar el ejemplo de cálculo de IPLV con la ecuación de unidades Kw/ton. Según **Standard ARI 1998** estas proporciones se han corregido como se expresa en la tabla 4.12.

$$IPLV = \frac{1}{\frac{0.01}{1} + \frac{0.42}{1.25} + \frac{0.45}{1.5} + \frac{0.12}{1.6}} \quad 4.9$$

$$IPLV = \frac{1}{0.01 + 0.35 + 0.3 + 0.075}$$

$$IPLV = \frac{1}{0.735} = 1.36Kw/Ton.$$

Con esto se determina donde está el centro de gravedad de la operación total, se hace un balance entre el tiempo y la carga total de operación del sistema para estimar la eficiencia del mismo.

Nótese en este ejemplo que el 1% del tiempo el chiller está al 100% de su carga, el 42% del tiempo está al 75% de su carga, el 54% del tiempo está al 50% de su carga, y el 12% del tiempo está al 25% de su carga.

Después de la solución de la ecuación, se nota que el average resultara casi siempre al 60% de la carga total, pero hay que hacer el cálculo para poder obtener el dato estimado de eficiencia al que el chiller estará trabajando más eficientemente por más tiempo.

Un fabricante pone el chiller al 100% a condiciones ARI en las que el caudal será de 2.4 gpm, el agua entra a 44°F y sale del evaporador a 55°F, la temperatura ambiente será de 95°F, y basados en estas condiciones ellos toman esta ecuación y todos sus componentes conforman un 100%.

Ahora para ver cuánto es el consumo energético, se consideran los siguientes factores:

- El chiller trabaja 8 horas al día.
- Se le asigna una eficiencia al chiller y para esto se aplica el IPLV.
- El Kwh cuesta C\$ 1.88 (por ejemplo).
- Y se considera una capacidad de enfriamiento efectiva de 50 tons.

Entonces el costo por consumo energético será:

$$50 \text{ tons} \times 0.36 \text{ Kw/ton} \times \$1.88 / \text{Kwh} \times 8 \text{ hrs/dia} = \$750.72 / \text{dia}$$

Para la demanda se utiliza la peor eficiencia o sea cuando el chiller está trabajando al 25% de su capacidad, y esto será:

$$50 \text{ tons} \times 1.44 \text{ Kw/ton} \times \$1.88 / \text{Kwh} \times 8 \text{ hrs/dia} = \$1,203.2 / \text{dia}$$

Muchas veces se quiere comparar la capacidad efectiva de los distintos fabricantes, porque de nada sirve que el chiller sea súper eficiente cuando trabaja al 100%, si no estará funcionando a tales condiciones, hay que calcular el IPLV a la carga parcial que estará trabajando la mayor parte del tiempo de manera más eficiente.

Como pudo apreciarse el IPLV sirve para estimar las fluctuaciones de carga.

Si el dueño hace procedimientos de utilización en los que el chiller operara solo al 100% no tiene caso calcular un IPLV y se usaran los datos de cálculos básicos para un Kw/ton.

El IPLV predice la eficiencia del chiller en las condiciones estándares de ARI, usando las curvas de cargas media, la carga con las cuales representa una amplia gama de las localizaciones geográficas del rango al que el sistema operara más eficientemente.

El NPLV utiliza los mismos métodos para predecir eficiencia del chiller en las condiciones no estándar de ARI. La ecuación fue derivada para proporcionar una representación del Valor integral de la carga parcial de un solo chiller. Sin embargo, lo mejor es un análisis que refleje los datos reales a través del tiempo, las características constructivas de la carga, las horas operacionales, y la energía definida por los auxiliares, tales como torres de las bombas y el refrigerante, al calcular la eficacia del refrigerador y del sistema. Aquí está la parte importante:

Esto llega a ser cada vez más importante con los sistemas de chillers múltiples porque los chillers individuales que funcionan dentro de sistemas de chillers múltiples se cargan más pesadamente que chillers solos dentro de sistemas de un solo chiller.

El valor de la carga parcial integrada (IPLV.) Es un método de medida del desempeño total de chiller sobre un rango definido de condiciones a carga parcial. Este método fue establecido por ARI. y es incluido en ARI Standard 550. Cuando se hace una selección del equipo a utilizar se debe tomar en cuenta que los equipos enfriados por agua son más eficientes que los enfriados por aire, pero se debe analizar el sistema completo, ya que al sistema de enfriamiento por agua tiene que agregársele el consumo eléctrico de los ventiladores de la torre de enfriamiento y el de las bombas de agua de condensación.

El componente que consume la mayor parte de la energía en una Unidad Enfriadora de Agua (Chiller), es el compresor, y este puede ser de diferentes tipos.

El I.P.L.V., es el valor integrado del comportamiento a cargas parciales.

Las principales compañías fabricantes de estos equipos, cuentan con programas de simulación vía computadora para obtener datos mucho más cercanos a la realidad, donde se analizan diferentes opciones del equipo, cargando datos del clima, costos de energía eléctrica, etc.

De alguna manera podemos generalizar, con las debidas precauciones comentadas, diciendo que los sistemas enfriados por agua son más eficientes que los sistemas enfriados por aire, debido a que las temperaturas alcanzadas

para la condensación del refrigerante, son menores con agua que con aire. A pesar de lo anterior, no hay que olvidar que si se analiza globalmente la situación, en la opción de condensación por agua, habría que involucrar los costos de agua, del tratamiento de la misma y del consumo eléctrico de las bombas de agua de condensación y de los ventiladores de las torres de enfriamiento.

A diferencia de los datos anteriormente mencionados, que son de equipos nuevos, las eficiencias de sistemas antiguos son menores, y adicionalmente se han deteriorado por el paso del tiempo y algunas veces por la falta de un mantenimiento adecuado. La mayor parte de los equipos enfriadores de agua existentes desde hace 15 años, son reciprocantes o centrífugos. En el caso de una unidad enfriadora tipo reciprocante enfriada por aire con 15 años de operación, su consumo de energía, es alrededor de 1.7 Kw/Ton., y el de un centrífugo enfriado por agua de la misma edad estará alrededor de 0.9 Kw/Ton. Con lo anterior, se puede observar que las nuevas tecnologías pueden ayudar a disminuir considerablemente los recibos de energía eléctrica.

Con los dos procedimientos anteriormente expuestos se entiende que para el método Kw/ton, la diferencia entre las condiciones a las que trabaja este chiller en los dos tiempos en que se calculó su eficiencia radica en los principales parámetros de funcionamiento como su capacidad; la cual varió como respuesta ante el cambio de su diferencial de temperatura y de su caudal a través del evaporador por causa de la reducción del área de transferencia de calor y del área de flujo. Otro aspecto que incidió en este resultado fue la falta de mantenimiento en algunos componentes del sistema como compresores mal lubricados que ofrecen mayor torque al eje del motor del compresor de refrigerante. También una mala dosificación de refrigerante (sobre carga) puede producir un aumento del amperaje de consumo en las líneas primarias del chiller y así se da un incremento en el kw por cada tonelada de enfriamiento generada. Y todo esto se origina por la falta de un adecuado plan de mantenimiento.

En conclusión la metodología de evaluación energética antes expuesta puede realizarse siguiendo los siguientes pasos:

- 1.- Recopilación de datos. Tales como: Caudal de agua a través del evaporador del chiller, diferencial de temperatura a través del evaporador del chiller,
 - 2.- Obtención de la capacidad. A pesar de que se puede obtener de placa o de panel de lecturas, hay que recalcular la capacidad efectiva de refrigeración, la que puede disminuir a través del tiempo con la reducción del ΔT a través del evaporador cuando no ha recibido un buen mantenimiento. Este cálculo puede realizarse mediante la ecuación 4.7 que determina la capacidad frigorífica efectiva de los sistemas de agua helada.
 - 3.- Se obtiene el consumo energético en kw. Mediante la toma de lectura de las líneas de fuerza eléctrica del chiller se puede calcular el consumo energético en Kw, multiplicando el voltaje por la intensidad de corriente y dividiendo el resultado entre 1000.
 - 4.- Calculo de la relación Consumo / Capacidad. Una vez obtenidas ambas magnitudes se calcula la relación Kw por ton para determinar la eficiencia energética de una unidad chiller en las unidades Kw/ton.
- Si la unidad chiller tiene una aplicación distinta a la de un enfriamiento industrial como: enfriamiento de turbinas de generador eléctrico, enfriamiento de equipos de gran escala, etc.; en ese caso seguramente variara la demanda de su carga de enfriamiento en ciertos periodos del día. Para esto se aplica la formula IPLV con el ultimo Standard establecido por ARI en 1998 y se obtiene el rango de carga parcial en el que el chiller funciona más eficientemente, y a partir de este análisis se toman las decisiones concernientes a la planta chiller. Por lo tanto ambos métodos serán aplicados según la función que desempeñe la unidad chiller a evaluar. Si se aplica de manera puntual a algún sistema industrial, o un sistema de cargas en el cual no habrá variación en la demanda térmica entonces se utilizara el método Kw/ tons. En cambio si la unidad a evaluar está enfriando algún edificio en el cual fluctuara la demanda térmica por motivo del uso de los ambientes o alguna otra razón, entonces se utilizara el método IPLV para obtener la aproximación de la eficiencia energética de la unidad.
- Como anteriormente se expuso esta tesis se basa en la evaluación de un solo chiller para efectos de simplificar su estudio y comprensión.

CAPITULO V:

INFLUENCIA DEL MANTENIMIENTO EN

EL RENDIMIENTO TERMOENERGETICO

Capítulo V: Influencia del mantenimiento en el rendimiento

Termo energético.

Introducción.

Debido a la amplia clasificación de los chillers, este capítulo explica la importancia que tiene el cumplir con una rutina de mantenimiento, sin detallar cada uno de los tipos de mantenimiento por cada tipo de chiller. Se plantea el impacto que incide en la eficiencia energética por un buen o mal mantenimiento desde el punto de vista operacional y mecánico.

5.1 Definición de Mantenimiento.

Es un conjunto de actividades técnicas y sistemas que permiten prevenir las averías, efectuar revisiones, engrases, ajustes y reparaciones eficaces, dando a la vez normas de buen funcionamiento a los operadores de las máquinas, a sus usuarios, contribuyendo a los beneficios de la empresa, reduciendo las horas paro. Es a su vez un órgano de estudio que busca lo más conveniente para las máquinas, tratando de alargar su vida de forma rentable.

5.2 Tipos de mantenimiento.

Los tipos de mantenimiento son el mantenimiento preventivo, predictivo y correctivo; estos se explican a continuación:

5.2.1 Mantenimiento Preventivo.

Este tipo de mantenimiento surge de la necesidad de reducir el correctivo y todo lo que representa. Pretende reducir la reparación mediante una rutina de inspecciones periódicas y la renovación de los elementos dañados.

5.2.2 Mantenimiento Predictivo.

Este tipo de mantenimiento se basa en predecir la falla antes de que esta se produzca. Se trata de anticiparse a la falla o al momento en que el equipo o elemento deja de trabajar en sus condiciones óptimas. Para conseguir esto se utilizan herramientas estadísticas y técnicas de monitores de parámetros físicos.

5.2.3 Mantenimiento correctivo.

Es aquel que se ocupa de la reparación una vez se ha producido el fallo y el paro súbito de la máquina o instalación. Dentro de este tipo de mantenimiento se podría contemplar dos tipos de enfoques.

Para asegurar la correcta operación del equipo de aire acondicionado, y así poder predecir o detectar alguna anomalía, antes de que pueda ocurrir alguna falla; independientemente del tipo y su capacidad, se recomienda contar con un programa de mantenimiento, realizar inspecciones generales, así como tomar periódicamente lecturas de corriente, voltaje, temperatura, presión, flujo y niveles de fluidos del equipo.

Los sistemas de climatización provocan altos costos de operación, cuando se encuentra funcionando por debajo de su eficiencia.

La lubricación y alineación de motores, verificación y ajuste de las correas, el lavado del serpentín y el reemplazo de filtros son actividades que pueden ser realizadas dentro de un programa de mantenimiento preventivo, por el propio personal encargado del sistema.

Cuando se trata de pruebas de presión, recargar los niveles de refrigerante, probar los sensores y termostatos, reparar e instalar accesorios eléctricos y mecánicos, se recomienda solicitar los servicios de una empresa de mantenimiento o contactar al propio fabricante.

5.3 Fichas de programación de mantenimiento.

Es una buena idea establecer una ficha de rutinas de mantenimiento periódico para los sistemas y equipos de enfriamiento, conforme al tipo de equipo en cuestión.

Una ficha de mantenimiento es una lista detallada de actividades que ayudan a alcanzar una buena eficiencia del chiller y por consiguiente de todo el sistema. Esta buena eficiencia será alcanzada mediante esta programación de rutinas de mantenimiento recomendadas por los fabricantes de las unidades en cuestión.

A continuación se ejemplifica un plan de mantenimiento esporádico para todos los tipos de tecnologías del sistema de agua helada; o sea que generaliza las rutinas y acciones a seguir según el requerimiento del componente.

5.3.1 Rutina semanal:

1. Comprobar el nivel de aceite en el compresor. Pueden haber bajas lecturas por que el aceite esta atrapado en el sistema. Hay que echar a andar el compresor por unas horas y chequear nuevamente. Agregar aceite si el nivel esta todavía bajo.
2. Inspeccionar algunos de los filtros y equipos de manejo de aire.
3. Comprobar todas las condiciones de operación importantes, especialmente los ojo visores, sistemas de presión, y temperatura. Hacer una lista de las condiciones de operación en el mantenimiento (para esto se pueden utilizar las hojas de reporte de equipos)¹³.
4. Revisar sello del cárter del motor (solo en sistemas abiertos) para buscar fugas.

¹³ Ver hojas de reporte propuestas en anexos.

5.3.2 Rutina Mensual:

1. Lubricar el motor y rodamientos del fan (seguir las recomendaciones del fabricante, no sobre-lubricar).
2. Comprobar la tensión y el alineamiento de las bandas V.
3. Para condensador: chequear el fan (en los condensadores enfriados por aire) y los componentes eléctricos. Chequear las condiciones del agua de los condensadores enfriados por agua.

5.3.3 Rutina Anual:

Una rutina de mantenimiento anual, es enfocada hacia equipos cuya operación no esta directamente afectada por agentes externos. Por ejemplo si el sistema tiene tuberías con poca restricción sísmica y están expuestas al paso de los operarios, existe el riesgo de que estas sean golpeadas con algún equipo en transito y se provoque una fuga. Algunos de los componentes del sistema de agua helada requerirán solamente un plan de mantenimiento anual debido a su alta fiabilidad y condiciones de operación.

1. Limpiar las tuberías del condensador (enfriado por agua) para la eliminación de incrustaciones de basura y oxido como las mostradas en la figura 5.1 (que afectan la transferencia de calor). Inspeccionar los tubos y limpiarlos si es necesario. Limpiar el condensador enfriado por aire.



Fig. 5.1 Obtención de incrustaciones de basura y sarro en las tuberías de un condensador enfriado por agua.

2. Limpiar las tuberías del evaporador. (ver figura 5.2).



Fig. 5.2 Enjuague del evaporador.

3. Limpiar las bombas y tanque del colector de aceite de la torre de enfriamiento o de condensador evaporativo. Chequear que no haya corrosión y pintar si es necesario.
4. Remplace las bandas V que estén flojas.
5. Revisar que todas las rodamientos estén alineadas y funcionando sin ruidos.
6. Limpiar todos los filtros de agua tipo "Y" y reemplazar los filtros secadores.

7. Revisar los contactos de los arrancadores del motor y reparar o reemplazar según sea necesario.

El no seguimiento de una adecuada rutina de mantenimiento para estos equipos provocara el gradual deterioro de los mismos y un inevitable derroche energético durante su uso.

Cuando en los sistemas no son detectadas las fallas debido a un pobre mantenimiento a la carencia del mismo, se generan problemas de alto consumo eléctrico desde los siguientes puntos de vista:

5.4 Influencia del mantenimiento desde el punto de vista mecánico.

Si un compresor esta sufriendo algún desajuste mecánico, muy seguramente tendrá que vencer esfuerzo para vencer la oposición por fricción, y esto provocara que el motor trabaje de una manera mas forzada. Por tal razón aumentara su amperaje.

Todos los compresores (de refrigerante) son suplidos con su tabla de carga de refrigerante, es decir que están diseñados para trabajar a determinada presión con cierta carga de refrigerante, y su correspondiente consumo eléctrico, y por lo tanto es correcto proceder a comparar la carga contra los datos eléctricos (principalmente la corriente) de placa. De tal manera que si en los datos de placa de un condensador (por ejemplo enfriado por aire) se lee una corriente nominal, entonces al cargar el refrigerante se debe observar que a medida que ingresa refrigerante al compresor aumenta también la corriente de consumo de la unidad hasta alcanzar la corriente nominal leído en la placa. Una vez que la corriente nominal concuerda con la lectura del Multímetro entonces la carga de refrigerante es la adecuada. Esto significa que si se sobrecarga de refrigerante a la unidad, esta aumentará innecesariamente el consumo eléctrico y eso disminuye su eficiencia energética.

5.5 Influencia del mantenimiento desde el punto de vista eléctrico.

La no revisión de los componentes eléctricos provocará que los contactos de los arrancadores estén sucios e impidan la recepción inmediata de la señal de arranque o paro del compresor.

Cuando hay una terminal sucia en un contactor que no esta expuesta a intemperie, se ensucia porque en ella se producen residuos de carbón debido al arco eléctrico provocado por la holgura en su conexión. El compresor arranca todas las veces que se lo pida el mando de la programación en la tarjeta y llega un momento en el que el contactor se queda cerrado en un contacto por que al cerrarse uno de los contactos, los otros dos quedan semiabiertos, y al volver a arrancar el compresor, la sobrecarga de energía se va a tierra.

Los compresores de equipos especiales se protegen disparándose cuando hay un sobrevoltaje. En lo desconectes eléctricos para servicio de mantenimiento no hay problema, no se disparan por que no traen protección térmica no son mas que seccionadores de circuito.

Los breakers se resetean por:

- Sobrecorriente.
- Holgura en la sujeción de la línea.
- Recalentamiento.

El recalentamiento puede producirse por un contactor dañado o por sobrevoltaje o flojedad de los cables en los bornes de conexión, cuando el compresor esta sobre cargado de refrigerante.

La repercusión de un mal mantenimiento en los distintos componentes eléctricos se da en que una vez que el sistema vuelve a arrancar consume mucha mas energía eléctrica por que el compresor tienen que trabajar mucho mas en compensación por todo el tiempo que estuvo apagado, y debe eliminar todo el calor sensible de paredes, personas y ambiente, para alcanzar nuevamente una temperatura de confort o la programada en el set point.

Hay que monitorear periódicamente el buen estado de los fusibles, las tarjetas, que las líneas de mando estén en buen estado y todas sus terminales estén bien

fijas. Según los fabricantes, en una nueva instalación todos los dispositivos eléctricos deben ser revisados antes de arrancar los equipos.

5.6 Influencia del mantenimiento desde el punto de vista termo energético.

Un buen mantenimiento evitara que existan sobrecargas o mayor consumo energético por diversos factores tales como un sobreesfuerzo realizado por un motor desajustado y también puede repercutir directamente en la eficiencia del sistema.

En un sistema chiller las claves para un buen desempeño son:

1. Inspeccionar el chiller como lo recomienda el fabricante del chiller. Típicamente, esto puede hacerse al menos cuatro veces por año.
2. Inspeccionar rutinariamente la unidad para cerciorarse de que no hay fuga de refrigerante.
3. Chequear las presiones de operación del compresor. Bajas lecturas indicaran que hay un mal funcionamiento o un posible daño en el sistema.
4. Chequear todos los niveles de presión y aceite.
5. Examinar todos los voltajes y amperajes del motor.
6. Chequear todos los arrancadores eléctricos, contactores, y reles térmicos.
7. Chequear todas las operaciones de gas caliente y las purgas de presión.
8. Usar las lecturas de temperatura de superheat y subcooling para obtener la máxima eficiencia del chiller. Tome las lecturas en la línea de descarga.

Los enunciados anteriores están íntimamente ligados al rendimiento termo energético, dado que todos los componentes del sistema son necesarios para un mejor desempeño del mismo.

El realizar el mantenimiento de un chiller tiene dos objetivos primordiales, primero es necesario conseguir que el chiller se mantenga alcanzando su máximo nivel de eficiencia y segundo, que este se mantenga siempre así.

RECOMENDACIONES

Desde el punto de vista constructivo antes de diseñar un sistema de agua helada de enfriamiento por chiller, el diseñador debe considerar si se requiere la utilización de estos para la climatización o aplicación requerida. Seguido se debe hacer un correcto análisis térmico, o sea un adecuado cálculo de carga térmica para conocer la demanda frigorífica de las instalaciones y así hacer una selección adecuada del sistema de enfriamiento.

Una vez que se ha optado por un sistema de enfriamiento por chiller, hay que considerar todos los factores de diseño e instalación que permitirán el óptimo funcionamiento del sistema sin afectar aspectos colaterales como la infraestructura, el tránsito de personas, la accesibilidad para su servicio de mantenimiento, su facilidad de reparación, etc.

Desde el punto de vista operacional el usuario puede tomar las siguientes medidas para el ahorro energético del edificio.

- Utilizar las fichas propuestas adjuntas en los anexos de este documento para un monitoreo periódico de los sistemas de agua helada (entre estas fichas están: Reporte de prueba del chiller que detalla el funcionamiento del mismo, reporte de unidad manejadora, reporte de bombas, reporte de flujo de aire en los ductos de suministro, etc.).
- Aplicar las fichas de mantenimiento destinadas a cada tipo de chiller respectivamente según recomendaciones de los fabricantes de los equipos.
- Para garantizar la óptima utilización del sistema hay que reparar los conductos de aire que tengan fugas. Un déficit de suministro de aire ocasionara que el serpentín o manejadora tarde más tiempo en llenar el espacio a climatizar y por tal razón las bombas estarán encendidas por mas tiempo.
- Limpiar y reemplazar los filtros regularmente conforme a las recomendaciones del fabricante.
- Apagar la unidad terminal cuando el local no este siendo utilizado.
- Sigla las instrucciones de los fabricantes para el mantenimiento y operación del sistema de agua helada.

- Considere instalar un termostato programable, aislamiento de ático o paredes, o realizar cualquier otra mejora que reúna los requisitos para un ahorro energético.
- Por cada °F que se disminuye en la temperatura del agua del condensador, el chiller aumenta su temperatura del entre el 1% al 2%.

En los nuevos proyectos se recomienda seguir algunas de las normas energéticas internacionales, con la finalidad de estimar los parámetros de consumo iniciales, acordes con las actuales tendencias mundiales.

Se recomienda al lector apoyarse de esta guía para realizar una evaluación energética siguiendo cuidadosamente los pasos planteados.

RESULTADOS

Como resultado del desarrollo de este documento se obtuvo una descripción del funcionamiento de las unidades chiller y todos los componentes principales del sistema. Se mostraron los parámetros necesarios para realizar una evaluación energética de las unidades chiller, y en base a estos mismos parámetros se desarrolla una metodología de cálculo que diagnostica la eficiencia energética de las unidades chillers.

Además se obtuvieron nociones conceptuales acerca de elementos auxiliares que permiten el desempeño de los sistemas de agua helada como conjunto.

GLOSARIO DE TERMINOS

• ΔT	Diferencia de temperatura entre el aire primario y el ambiente.
• AMP	Unidad de la corriente eléctrica igual a un coulomb de electrones fluyendo por un punto cada segundo.
• ARI	American Refrigeration Institute.
• AISLANTE	Cualquier material que reduce excesos de calor o ruido.
• ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
• BTU	Un BTU representa British Thermal Unit. Unidad térmica inglesa. Es la cantidad de calor necesario que hay que sustraer a 1 libra de agua para disminuir su temperatura 1° F. Una BTU equivale a 0,252 Kcal.
• CABALLO DE FUERZA	Es una unidad de poder, el esfuerzo necesario para elevar 33.000 libras a una distancia de un pie en un minuto.
• COP:	Coeficiente de prestación. Es el coeficiente entre la potencia calorífica total disipada en vatios y la potencia eléctrica total consumida, durante un periodo típico de utilización.
• CALORIA.	Una caloría es la cantidad de calor que tenemos que añadir a 1 Kg. de agua a 15°C de temperatura para aumentar esta temperatura en 1°C. Es equivalente a 4 BTU.
• CALOR LATENTE	Es el calor que, sin afectar a la temperatura, es necesario adicionar o sustraer a una sustancia para el cambio de su estado físico. Específicamente en psicometría, el calor latente de fusión del hielo es $h_f = 79,92$ Kcal/kg.
• CALOR SENSIBLE	Es el calor empleado en la variación de temperatura, de una sustancia cuando se le comunica o sustrae calor.
• CALOR TOTAL: (ENTALPIA).	Es la suma del calor sensible y el latente en kilocalorías, por kilogramo de una sustancia, entre un punto arbitrario de referencia y la temperatura y estado considerado.
• CONDICIONES ARI	Condiciones estándar de referencia a las cuales el desempeño del chiller debe ser medido, como esta definido por el Instituto Americano de Refrigeration (ARI): 44°F de temperatura de salida de agua del chiller y, para el agua de entrada en el condensador 85 °F al 100% de la carga y a 60 °F al 0 % de la carga. Flujo en el evaporador 2.4 gpm, flujo en el condensador 3 gpm.
• CONVERSION DE W. A FRIGORIAS.	Multiplicar los vatios de potencia del equipo por 0,86. (Ejemplo 1.000 vatios/hora = 860 frigorías/hora).

●DEPRESION DEL TERMOMETRO HUMEDO, O DIFERENCIA PSICROMETRICA.	Es la diferencia de temperatura entre el termómetro seco y el termómetro húmedo.
●DIFUSOR	Orificio o boca de salida que descarga un suministro de aire en varias direcciones o planos. Puede ser circular, cuadrado de 1, 2,3 y 4 vías.
●DPS	Differential pressure switch (switch diferencial de presión).
●DUCTO	Parte de sistema de distribución por donde el aire circula entre accesorios. Dirección y velocidad del aire cambian en función del tipo de ducto.
●FRIO	El frío, por definición, no existe. Es simplemente una sensación de falta de calor.
●FRIGORIA.	Una frigoría es la cantidad de calor que tenemos que sustraer a 1 kg. de agua a 15° C de temperatura para disminuir esta temperatura en 1° C. Es equivalente a 4 BTU.
●GPM	Galones por minutos (unidad inglesa para medir el caudal de flujo)
●HUMEDAD.	Es la condición del aire con respecto a la cantidad de vapor de agua que contiene.
●HUMEDAD RELATIVA	La cantidad de humedad del aire, medida en términos porcentuales.
●HVAC	Heating Ventilating and Air Conditioning.
●Kw	Unidad de potencia para el consumo energético.
●Kwh	Cantidad de potencia energética consumida en una hora.
●MBH	Mil btu por hora.
●P	Presión.
●PLC	Programador Lógico de Comandos
●PSI	(Pounds per Square inch). Presión en libras por pulgadas cuadradas.
●REJILLA	Cobertura de cualquier abertura a través de la cual pasa el aire.
●TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO (TERMOMETRO HUMEDO	Es la temperatura indicada por un termómetro, cuyo depósito está envuelto con una gasa o algodón empapados en agua, expuesto a los efectos de una corriente de aire intensa.
●TEMPERTURA DE BULBO SECO (TERMOMETRO SECO)	Es la temperatura del aire, indicada por un termómetro ordinario.

- **TEMPERATURA DE PUNTO DE ROCIO.** Es la temperatura a que debe descender el aire para que se produzca la condensación de la humedad contenida en el mismo.
- **VELOCIDAD DE SALIDA** La velocidad media del aire en salida, medida en el plano de la abertura.
- **ZONA DE CONFORT** Son unas condiciones dadas de temperatura y humedad relativa bajo las que se encuentran confortables la mayor parte de los seres humanos. Estas condiciones oscilan entre los 21°C y los 25° C de temperatura y el 40 al 60 % de humedad relativa.

BIBLIOGRAFIA

1. The Air Conditioning/Refrigeration Toolbox Manual, David Tenenbaum
2. Manual, Fundamentals of Water System Design, Richard A. Hegberg.
3. ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air- Conditioning Engineers Inc. 1791 circle NE Atlanta, GA 30329. www.ashrae.org
4. Manual, La Biblia Doolin del técnico reparador, Segunda Edición, DOOLCO, INC. Dallas USA. 2000. www.doolco.com
5. Diccionario traductor, Spanish-English, Merriam Webster's, Springfield, Massachusetts, U.S.A.1998, www.m-w.com
6. ASHRAE POCKET GUIDE for Air Conditioning, Heating, Ventilation, Refrigeration. (IP- Edition). www.ashrae.org
7. HVAC Equations, Data, Rules of thumb. Arthur A. Bell Jr., PE. McGraw-Hill. R.R. Donnelley & Sons, Inc. 2000.
8. HVAC Instant Answer. Peter S. Curtiss / Newton Breth McGraw-Hill. 2004.
9. Pita, Edward G. Principios y Sistemas de Refrigeración. Editorial Limusa y Noriega Editores. México, 1991.
10. Dossat, Roy J. Principios de Refrigeración. Editorial Continental. México, 1994.
11. Pita, Edward G. Acondicionamiento de Aire, Principios y Sistemas. Editorial Continental, México, 1994.
12. Rapin, P.J./Jacquard, P. Instalaciones Frigoríficas, Alfaomega Boixareu Editores Marcombo, México, 1999.
13. Hernández Goribar, Eduardo. Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. Limusa, Noriega Editores, México, 1999.
14. Handbook, Installation and Maintenance Guide, Heatcraft, 1999.
15. Richard R. Jhonson, Ph.D. North Carolina State University Fundamentals of Thermodynamics & Psycrometrics, ASHRAE Learning Institute. 2000.
16. Richard A. Herberg, P.E. Fundamentals of Water System Design, ASHRAE Learning Institute. 2000.

DIRECCIONES DE INTERNET

1. www.chillers.com
2. www.eere.energy.gov/femp/technologies/eep_ac_chillers_calc.cfm
3. www.eere.energy.gov/femp/technologies/eep_vc_chillers_calc.cfm
4. www.ine.gob.ni
5. www.ashrae.org
6. www.trane.com
7. www.moquay.com
8. http://www.pump-zone.com/?gclid=CJbH9YGi_IsCFSM8gQodXQhAXg
9. http://www.engineeringtoolbox.com/chilled-water-d_955.html
10. http://www.aswengineering.com/html/products/training_subs/workshops/core_technologies/c05_chilled_water.htm
11. www.water.usgs.gov/gotita/waterproperties.html

ANEXOS

La compresión recíprocante para chillers.

Típicamente ha estado disponible en capacidades mayores a las 100 tons [350 kW]. Múltiples compresores los cuales a menudo son instalados en un chiller sencillo proveen capacidades de enfriamiento mayores a las 200 tons [700 kW].

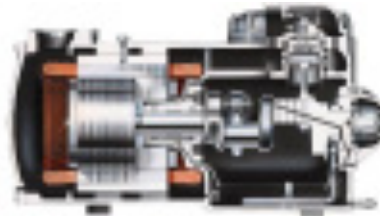


Fig. A-1 Corte de un compresor alternativo.

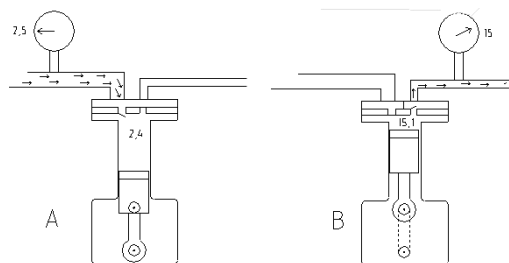


Fig. A-2 Dos tiempos de un compresor alternativo.

La compresión por Scroll para chillers.

Ha surgido como una alternativa popular a los compresores recíprocantes, y generalmente están disponibles en configuraciones herméticas en capacidades mayores a las 15 tons [53 Kw] para usarse en enfriadores de agua. Así como con los compresores recíprocantes, múltiples compresores scroll son usados a menudo son usados en un chiller sencillo para obtener una capacidad mayor. En general, los compresores scroll son de 10 a 15 % relativamente más eficientes que los compresores recíprocantes y resultan ser más seguros, primeramente por que tienen aproximadamente un 60 % menos partes móviles que los compresores recíprocantes. Los compresores recíprocantes y scroll son típicamente usados en chillers pequeños, aquellos de menos que 200 tons [700 Kw].



Fig. A-3Ejemplo de un compresor tipo Scroll.



Fig. A- 4 Scroll móvil sobre estacionario.

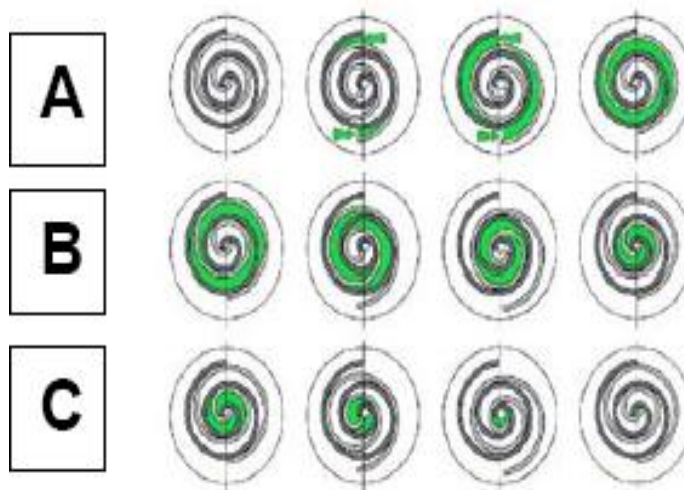


Fig. A-5 Fases de compresión por scroll.

La compresión por tornillo para chillers (Compresores rotativos.)

Los compresores rotativos - helicoidales (o de tornillo) han sido usados por muchos años en la compresión de aire y aplicaciones de refrigeración a baja temperatura. Ahora son usados extensivamente en dimensiones medias de enfriadores de agua, 50 a 500 tons [175 a1, 750 kW]. Como los compresores scroll, los compresores de tornillo dan una ventaja de seguridad debida a menos partes en movimiento en comparación con los compresores scroll, así como se mejora la eficiencia en los compresores recíprocos.



Fig. A-6 Rotores de un compresor de tornillo.



Fig. A-7 Rotores de un compresor de tornillo.



Fig. A-8 Fases de compresión de refrigerante por tornillo

Compresión centrífuga para chillers (compresores centrífugos.).

Brindan alta eficiencia, un rendimiento superior, niveles sonoros reducidos, y relativamente un bajo costo; esto ha contribuido a la popularidad del chiller centrífugo. Los compresores centrífugos son disponibles generalmente en chillers prefabricados desde 100 a 4,000 tons [350 a 10,500 Kw.], y mayores a 8,500 tons [30,000 Kw.] como máquinas fabricadas.



Fig. A-9 Impeller de un chiller de compresor centrífugo.

Los compresores de refrigeración industrial (chillers) pueden clasificarse en dos grupos principales dependiendo de cómo se logra el aumento de presión del gas, a los compresores del primer grupo se les llama “de desplazamiento positivo” (reciprocantes, rotatorios y helicoidales) y a los segundos se les llama compresores dinámicos (centrífugos). La misión del compresor es la de aspirar el gas refrigerante que proviene del evaporador y transportarlo al condensador aumentando su presión y temperatura.

Succión neta positiva de la bomba.

Formula NPSHA para un diseño propuesto,

$$NPSHA = h_p + h_z - h_{vpa} - h_f$$

Donde:

h_p = presión absoluta en la superficie del líquido donde la bomba toma la succión.

h_z = Elevación estática del líquido arriba de la línea central de la bomba; h_z es menor si el nivel de líquido a continuación de la línea central de la bomba.

h_{vpa} = presión absoluta del vapor a la temperatura de bombeo.

h_f = fricción y pérdidas principales en la tubería de succión.

Leyes de afinidad de las bombas.

	<u>Cambio de velocidad</u>	<u>Cambio de Ø del impeler</u>
Flujo	$Q_2 = Q_1 (N_2 / N_1)$	$Q_2 = Q_1 (D_2/D_1)$
Fricción	$h_2 = h_1 (N_2/N_1)$	$h_2 = h_1 (D_2/D_1)^2$
Potencia	$B_{hp2} = B_{hp1} (N_2/N_1)^3$	$B_{hp2} = B_{hp1} (D_2/D_1)^3$

Flujo: La capacidad de flujo varía tanto como varia la velocidad de rotación.

Dirección: Varia exponencialmente al cuadrado de la velocidad de rotación.

BHP (Break Horsepower): La potencia varía al cubo de la velocidad de rotación.

El poder teórico de circulación del agua es el HP del agua, y se calcula así:

$$\text{Whp} = \frac{(\text{lb liquido bombeado} / \text{min}) (\text{Fricción total en pies})}{33,000 \text{ ft} / \text{lb} / \text{min} / \text{hp}}$$

Por que el agua tiene un peso específico de 62.3 lb / ft³ a 68°F (Standard) la formula es:

$$\text{Whp} = \frac{\text{Flujo (gpm)} \times \text{Fricción (pies)}}{3960}$$

Para otras temperaturas del agua u otros líquidos, la formula es corregida para la gravedad especifica.

$$\text{Whp} = \frac{\text{flujo (gpm)} \times \text{Fricción (ft)} \times (s)}{3960}$$

Las leyes de afinidad tanto para un compresor centrífugo de gas como para bombas centrifugas, son distintamente útiles para estimar la eficiencia de la bomba a diferentes velocidades de rotación, o el Ø del impeler al arranque de bombas con características conocidas.

Ejemplo:

- 1 Una bomba esta trabajando 500 gpm a 60 ft de distancia. Cual es el flujo y capacidad si la dimensión del impeler es cambiado al 85% de su Ø original? Asuma que no hay fuerza estática.

Flujo:

$$Q2 = Q1 (D2/D1) = 500 (85 / 100) = 425\text{gpm}$$

Capacidad:

$$H_2 = H_1 (D_2/D_1)^2 = 60 (85 / 100)^2 = 43\text{ft.}$$

Estos 43 pies son el cabezal que la bomba tiene que vencer.

Principios de una torre de enfriamiento.

Los procesos de enfriamiento del agua se cuentan entre los más antiguos que se conocen. Algunos de estos procesos son lentos, como el enfriamiento del agua en la superficie de un estanque.

El proceso de transferencia de calor comprende:

- 1 La transferencia de calor latente debido a la evaporación de una porción pequeña de agua.
- 2 La transferencia de calor sensible debido a la diferencia de temperatura entre el agua y el aire.

La posible eliminación teórica de calor por libra de aire circulado en una torre de enfriamiento depende de la temperatura y el contenido de humedad del aire. La temperatura de bulbo húmedo es un indicador del contenido de humedad del aire. Por tanto, esta es la temperatura teórica mas baja a la que puede enfriarse el agua.

Torres de Tiro Mecánico.

En la actualidad se emplean dos tipos de torres de tipo mecánico; el de tiro forzado y el de tiro inducido. *En la torre de tiro Forzado*, un ventilador se monta en la base y se hace entrar el aire y se descarga a baja velocidad por la parte superior, la ventaja de ubicar el ventilador y el motor propulsor fuera de la torre, por lo que no se somete a corrosión, pero debido a la escasa velocidad del aire de salida, la torre se somete a una recirculación.

El tiempo de contacto entre el agua y el aire se dictamina en mayor grado por el tiempo necesario para que el agua se descargue por las boquillas y caiga a través de la torre hasta el depósito. Si el tiempo de contacto es insuficiente, ningún incremento en la relación aire agua generará el enfriamiento deseado.

El funcionamiento de enfriamiento de cualquier torre que tiene una profundidad dada varía con la concentración del agua. El problema de calcular el tamaño de una torre de enfriamiento, consiste en determinar la concentración apropiada de agua que se necesita para alcanzar los resultados deseados. Después de determinar la concentración de agua necesaria, el área de la torre se calcula dividiendo los gal/m de tuberías.



Fig. A-10 Típico panel de control de un Chiller.



Fig. A-11 Ejemplo de compresor recíprocante.



Fig. A-12 Vista de un chiller de compresión por scroll con condensador remoto mientras se le realiza limpieza al evaporador.

Recomendaciones ASHRAE para la eficiencia de chillers.

Recomendaciones de ASHRAE para eficiencia para chillers enfriados por aire.		
Chiller optimizado carga parcial		
Tipo y capacidad de compresor	IPLV recomendado (Kw./ton)	Mejor IPLV disponible (kw./ton)
Scroll (30 - 50 tons)	0.86 o menos	0.83
Reciprocante (30 - 150 tons)	0.90 o menos	0.80
Tornillo (70 - 200 tons)	0.96 o menos	0.83
Chiller optimizado a carga total		
Scroll (30 - 50 tons)	1.23 o menos	1.10
Reciprocante (30 - 150 tons)	1.23 o menos	1.00
Tornillo (70 - 200 tons)	1.23 o menos	0.94

Chiller optimizado carga parcial		
Tipo y capacidad de compresor	IPLV recomendado (Kw./ton)	Mejor IPLV disponible (kw./ton)
Scroll (30 - 50 tons)	0.52 o menos	0.47
Reciprocante (30 - 150 tons)	0.45 o menos	0.38
Tornillo (70 - 200 tons)	0.49 o menos	0.46

Tabla A- 3 Relaciones de capacidad y poder de los modelos AGZ 010 a 070

Altitude	Chilled Water Delta T		Fouling Factor							
			0.0001 (0.0176)		0.00025 (0.044)		0.00075 (0.132)		0.00175 (0.308)	
	°F	°C	Cap.	Power	Cap.	Power	Cap.	Power	Cap.	Power
Sea Level	6	3.3	0.978	0.993	0.975	0.991	0.963	0.987	0.940	0.980
	8	4.4	0.989	0.996	0.986	0.994	0.973	0.990	0.950	0.983
	10	5.6	1.000	1.000	0.996	0.999	0.984	0.994	0.961	0.987
	12	6.7	1.009	1.003	1.005	1.001	0.993	0.997	0.969	0.990
	14	7.7	1.018	1.004	1.014	1.003	1.002	0.999	0.978	0.991
	16	8.9	1.025	1.007	1.021	1.006	1.009	1.001	0.985	0.994
2000 feet	6	3.3	0.977	1.001	0.973	1.000	0.961	0.996	0.938	0.989
	8	4.4	0.987	1.006	0.984	1.004	0.971	1.000	0.948	0.993
	10	5.6	0.998	1.009	0.995	1.007	0.982	1.003	0.959	0.996
	12	6.7	1.007	1.011	1.004	1.010	0.991	1.006	0.967	0.998
	14	7.7	1.014	1.014	1.011	1.013	0.998	1.009	0.974	1.001
	16	8.9	1.022	1.016	1.018	1.014	1.005	1.010	0.981	1.003
4000 feet	6	3.3	0.973	1.011	0.970	1.010	0.957	1.006	0.935	0.998
	8	4.4	0.984	1.014	0.980	1.013	0.968	1.009	0.945	1.001
	10	5.6	0.995	1.019	0.991	1.017	0.979	1.013	0.955	1.005
	12	6.7	1.004	1.021	1.000	1.020	0.987	1.016	0.964	1.008
	14	7.7	1.011	1.024	1.007	1.023	0.994	1.018	0.971	1.011
	16	8.9	1.018	1.027	1.014	1.026	1.002	1.021	0.978	1.014
6000 feet	6	3.3	0.969	1.021	0.966	1.020	0.954	1.016	0.931	1.008
	8	4.4	0.980	1.026	0.977	1.024	0.964	1.020	0.942	1.013
	10	5.6	0.989	1.029	0.986	1.027	0.973	1.023	0.950	1.015
	12	6.7	0.998	1.033	0.995	1.031	0.982	1.027	0.959	1.020
	14	7.7	1.007	1.036	1.004	1.034	0.991	1.030	0.967	1.022
	16	8.9	1.014	1.037	1.011	1.036	0.998	1.031	0.974	1.024

Tabla A- 4 Relaciones de capacidad y poder de los modelos AGZ 075 a 130

Altitude	Chilled Water Delta T		Fouling Factor							
			0.0001 (0.0176)		0.00025 (0.044)		0.00075 (0.132)		0.00175 (0.308)	
	°F	°C	Cap.	Power	Cap.	Power	Cap.	Power	Cap.	Power
Sea Level	6	3.3	0.990	0.997	0.976	0.994	0.937	0.983	0.868	0.964
	8	4.4	0.994	0.998	0.981	0.995	0.942	0.984	0.872	0.965
	10	5.6	1.000	1.000	0.987	0.996	0.947	0.986	0.877	0.967
	12	6.7	1.005	1.001	0.991	0.997	0.951	0.986	0.881	0.968
	14	7.7	1.009	1.002	0.995	0.998	0.955	0.987	0.884	0.968
	16	8.9	1.013	1.004	1.000	1.000	0.960	0.989	0.889	0.970
2000 feet	6	3.3	0.987	1.005	0.974	1.002	0.934	0.991	0.865	0.972
	8	4.4	0.992	1.006	0.979	1.003	0.940	0.992	0.870	0.973
	10	5.6	0.997	1.008	0.984	1.004	0.944	0.994	0.875	0.975
	12	6.7	1.002	1.009	0.989	1.005	0.949	0.994	0.879	0.975
	14	7.7	1.007	1.011	0.993	1.007	0.953	0.996	0.883	0.977
	16	8.9	1.011	1.012	0.998	1.008	0.958	0.997	0.887	0.978
4000 feet	6	3.3	0.985	1.014	0.972	1.010	0.933	0.999	0.864	0.980
	8	4.4	0.991	1.015	0.977	1.012	0.938	1.001	0.869	0.981
	10	5.6	0.995	1.016	0.982	1.013	0.943	1.002	0.873	0.982
	12	6.7	1.000	1.018	0.987	1.014	0.947	1.003	0.877	0.984
	14	6.8	1.005	1.019	0.991	1.015	0.951	1.004	0.881	0.985
	16	8.9	1.009	1.021	0.995	1.017	0.955	1.006	0.884	0.987
6000 feet	6	3.3	0.982	1.023	0.969	1.020	0.930	1.009	0.861	0.989
	8	4.4	0.988	1.025	0.975	1.022	0.935	1.010	0.866	0.991
	10	5.6	0.992	1.026	0.979	1.022	0.940	1.011	0.870	0.992
	12	6.7	0.997	1.028	0.984	1.024	0.944	1.013	0.875	0.994
	14	7.7	1.002	1.029	0.989	1.025	0.949	1.014	0.879	0.995
	16	8.9	1.006	1.031	0.992	1.027	0.952	1.016	0.882	0.996

Reporte de prueba del serpentín de enfriamiento.

Proyecto:

[illegible]

Observaciones:

Fecha de la prueba: ____/____/____.

Realizo anotaciones: _____ Firma del técnico: _____

Reporte de prueba de chiller.

Proyecto:

<i>Datos de la unidad</i>	Diseño	Actual
Unidad numero: Designación de unidad: Fabricante: Numero de modelo: Numero de serie:		
<i>Datos del evaporador</i>	Diseño	Actual
Flujo GPM (L/s): Caída de presión:		
<i>Datos del condensador</i>	Diseño	Actual
Flujo GPM (L/s): Caída de presión:		

<i>Datos de la unidad</i>	Diseño	Actual
Unidad numero: Designación de unidad: Fabricante: Numero de modelo: Numero de serie:		
<i>Datos del evaporador</i>	Diseño	Actual
Flujo GPM (L/s): Caída de presión:		
<i>Datos del condensador</i>	Diseño	Actual
Flujo GPM (L/s): Caída de presión:		

Observaciones:

Fecha de la prueba: ____/____/____.

Realizo anotaciones: _____ Firma del técnico:

Reporte de prueba de ducto transversal

Proyecto: _____

	<u>Ducto</u>		<u>Flujo de aire de diseño</u>		<u>Flujo de aire actual.</u>
Tamaño	_____	CFM	_____	CFM	_____
Area ft ² (m ²)	_____	FPM	_____	FPM	_____
S.P. en col. Agua. (Pa)	_____				_____

	Posición	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
	1													
	2													
	3													
	4													
	5													
	6													
	7													
	8													
	9													
	10													
	11													
	12													
	13													

Subtotales de velocidades														
---------------------------	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--	--

Observaciones:

Fecha de la prueba: ____/____/____.

Realizo anotaciones: _____ Firma del técnico: _____

Reporte de prueba de torre de enfriamiento.

Proyecto:

[illegible]

Observaciones:

Fecha de la prueba: ____/____/____.

Realizo anotaciones: _____ Firma del técnico: _____

Reporte de prueba de unidad manejadora de aire.

Proyecto: _____ Unidad numero: _____
Ubicación: _____ Fecha: _____

Datos de la unidad	Diseño	Actual
Designación de unidad:		
Fabricante:		
Numero de modelo:		
Numero de serie:		
Numero de orden:		

Datos del blower	Diseño	Actual
Aire de suministro (cfm)		
Aire exterior (cfm)		
Aire de retorno (cfm)		
Aire total de salida (cfm):		
S.P. de la descarga del abanico (Pa)		
S.P. de la succión del abanico (Pa)		
S.P. total del abanico (Pa)		
S.P. externa (Pa)		
RPM del abanico		

Observaciones:

Fecha de la prueba: ____/____/____.

Realizo anotaciones: _____ Firma del técnico: _____

Reporte de prueba del aire de salida.

Proyecto: _____

- Calor Total (BTU/hr) = $4.5 \times \text{cfm} \times \Delta h$ (aire estándar)
- Calor Sensible (BTU/hr) = $1.1 \times \text{cfm} \times \Delta t$ (aire estándar)
- Calor latente (BTU/hr) = $0.69 \times \text{cfm} \times \Delta \text{gr.}$ (aire estándar)
- Calor total (BTU/hr) = $500 \times \text{gpm} \times \Delta t$ (agua)
- TONS = $24 \times \text{gpm} \times \Delta t$ (agua)
- GPM = $(24 \times \text{TONS}) / \Delta t$ (agua)
- BTU/hr = $3.413 \times \text{watts} = \text{HP} \times 2546 = \text{Kg Cal} \times 3.97$
- Lb. = $453.6 \text{ granos} = 7000 \text{ granos}$
- psi = ft. agua/2.31 = in. hg/2.03 = in. agua/27.7 = $0.145 \times \text{kPa}$
- Ton = $12,000 \text{ BTU/hr} = 0.2843 \times \text{KW}$
- HP (aire) = $\text{cfm} \times \Delta p (\text{in. H}_2\text{O}) / 6350 \times \text{Eficiencia.}$
- HP (agua) = $\text{gpm} \times \Delta p (\text{ft.}) / 3960 \times \text{Eficiencia.}$
- Gal. = $\text{FT}^3 / 7.48 = 3.785 \text{ Liters} = 8.33 \text{ lb. (water)} = 231 \text{ in.}^3$
- gpm = $15.85 \times \text{L/S}$
- cfm = $2.119 \times \text{L/S}$
- Liter = $3.785 \times \text{gal} = 0.946 \times \text{quart} = 28.32 \times \text{ft}^3$
- Therm = $100,000 \text{ BTU} = \text{MJ} / 105.5$
- Watt/ ft^2 . = $0.0926 \times \text{W/M}^2$
- yd. = $1.094 \times \text{M}$
- ft. = $3.281 \times \text{M}$
- $\text{ft}^2 = 10.76 \times \text{M}^2$
- $\text{ft}^3 = 35.31 \times \text{M}^3$
- ft/min = $196.9 \times \text{M/S}$
- PPM (by mass) = mg/kg

NOTE: L/s es el termino del SI apropiado para flujo liquido. M^3/s es el termino del SI apropiado para flujo de aire.

Fichas de mantenimiento para sistemas de agua helada.

RUTINA DE
MANTENIMIENTO
PREVENTIVO

NOMBRE DE LA INSTITUCION

EQUIPO	CHILLER	SERVICIO: A/A
MARCA		
MODELO		
SERIE		AREA:
TECNICO		
Semestral		
Revisión de los parámetros de funcionamiento en el panel frontal.		
Revisión de los reportes.		
Muestras de aceites en los equipos		
Limpieza de los contactos de los contactores (1K1, 1k2, 1k3 y 1k4).		
Aplicar torque a líneas en los contactos (1k1, 1k2, 1k3 y 1k4).		
Limpieza de tarjetas electrónicas.		
Chequeo de las terminales en los transformadores 1T6, 1T7 y 1T8.		
Chequeo de continuidad en los (current transformers) (1T1, 1T2 y 1T3)		
Chequeo de las terminales en la Terminal 1TB3		
Aplicar torque en las terminales en las tarjetas (modulo chiller) 1U1, 1U2, 1U3,1U4, 1U5, 1U6, 1U7 y 1U8)		
Aspirado de los gabinetes de fuerza y mando.		
FECHA DE REALIZACION:		
CODIGO DEL EMPLEADO:		
FIRMA DEL EMPLEADO:		
TIEMPO DE EJECUCION:		
RECIBE POR INSTITUCION:		
Material Gastable	Repuestos mínimos	Herramientas y equipos
lanillas		Calipeer (vernier)
Líquido para limpieza de contactos		Juegos de copas
Brochas		Juegos de desarmadores
		Juegos de llaves allen
		Torquimetro
		Amperímetro
		Multímetro
		Aspiradora
		Llaves ajustables

Observaciones:

RUTINA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO	NOMBRE DE LA INSTITUCION
EQUIPO	BOMBAS
MARCA	SERVICIO: BAHF-1

MODELO		
SERIE		
TECNICO	AREA:	
FECHA		
Semestral		
Inspeccionar la condición general de la bomba.		
Lubricar las balineras del eje del motor y bomba.		
Resocar los tornillos en las uniones o empalmes eléctricos		
Chequear el motor por desgaste en los boushings.		
Chequear voltaje, amperaje y corriente en el motor durante el funcionamiento del equipo.		
Limpiar el exterior del motor del abanico.		
Chequeo de las líneas de conexión.		
Chequeo del estatus del couplings flexible.		
Chequeo del alineamiento entre el eje del motor y eje de la bomba.		
Eliminar flojedad en los puntos de conexiones mecánicas.		
Revisar la caída de presión de las bombas.		
Inspeccionar visualmente los sellos mecánicos de las bombas.		
FECHA DE REALIZACION:		
CODIGO DEL EMPLEADO:		
FIRMA DEL EMPLEADO:		
TIEMPO DE EJECUCION:		
RECIBE POR INSTITUCION:		
Material Gastable Grasa a base de litio	Repuestos mínimos	Herramientas y equipos Juegos de copas Multímetro Amperímetro Lanillas Llaves allen Juegos de desarmadores Llaves ajustables

Observaciones:

RUTINA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO	NOMBRE DE LA INDUSTRIA
EQUIPO MARCA	BOMBAS SERVICIO:

MODELO		AREA:
SERIE		
TECNICO		
MES		
Semestral		
Inspeccionar la condición general de la bomba.		
Lubricar las balineras del eje del motor y bomba.		
Resocar los tornillos en las uniones o empalmes eléctricos		
Chequear el motor por desgaste en los bushings.		
Chequear voltaje, amperaje y corriente en el motor durante el funcionamiento del equipo.		
Limpiar el exterior del motor del abanico.		
Chequeo de las líneas de conexión.		
Chequeo del estatus del couplings flexible.		
Chequeo del alineamiento entre el eje del motor y eje de la bomba		
Eliminar flojedad en los puntos de conexiones mecánicas.		
Revisar la caída de presión de las bombas.		
Inspeccionar visualmente los sellos mecánicos de las bombas.		
FECHA DE REALIZACION:		
CODIGO DEL EMPLEADO:		
FIRMA DEL EMPLEADO:		
TIEMPO DE EJECUCION:		
RECIBE POR INSTITUCION:		
Material Gastable	Repuestos mínimos	Herramientas y equipos
Grasa a base de litio		Juegos de copas
		Multímetro
		Amperímetro
		Lanillas
		Llaves allen
		Juegos de desarmadores
		Llaves ajustables

Observaciones:

RUTINA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO	NOMBRE DE LA INSTITUCION
EQUIPO	TORRE DE ENFRIAMIENTO
MARCA	SERVICIO: Condensado

MODELO SERIE TECNICO	AREA: Planta chiller	
Semestral		
Inspeccionar y limpiar la pana de agua fría y las boquillas de aspersión. Lavado y limpieza general del equipo. Chequear y ajustar el nivel de agua en la pana. Reajustar la tensión en la correa. Lubricar los tornillos ajustables de la base del motor. Revisar que la no haya obstrucción en la rotación del abanico. Chequear voltaje y corriente en el motor. Limpiar el exterior del motor del abanico. Drenar tubería y panas.		
FECHA DE REALIZACION: CODIGO DEL EMPLEADO: FIRMA DEL EMPLEADO: TIEMPO DE EJECUCION:		
RECIBE POR INSTITUCION:		
Material Gastable Químicos Detergentes Cepillos metálicos	Repuestos mínimos	Herramientas y equipos Juegos de copas Juegos de desarmadores Bomba de presión Llaves ajustables Llaves allen

Observaciones:
