



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTONOMA DE MEXICO

33

FACULTAD DE INGENIERIA

DISEÑO Y ANALISIS COMPARATIVO DEL ACONDICIONAMIENTO
DE UN LOCAL UTILIZANDO UN COMPRESOR RECIPROCANTE
CONTRA UN COMPRESOR TIPO SCROLL

T E S I S

PARA OBTENER EL TITULO DE:

INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA

P R E S E N T A N:

EDUARDO BERNAL ORDOÑEZ

JESUS GUTIERREZ GARCIA

ROBERTO JALPILLA NOGUERON

JOSE ARTURO MOMPALA ZEPEDA

ARMANDO MONSALVO ZAMORA

TESIS CON
FALLA DE ORIGEN

DIRECTOR DE TESIS:

M.I. LEOPOLDO GONZALEZ GONZALEZ



Ciudad Universitaria, México, D. F.

1994



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis está protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

C O N T E N I D O

<u>NOMENCLATURA</u>	6
<u>INTRODUCCION</u>	8
<u>GENERALIDADES</u>	10

CAPITULO I EQUIPO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION CONVENCIONAL.

1.1 Conceptos fundamentales termodinámicos.	12
1.2 Ciclo de refrigeración.	18
1.2.1 Ciclo de Carnot.	19
1.2.2 Ciclo de refrigeración convencional.	27
1.3 Equipo principal de refrigeración.	29
1.3.1 Compresores.	30
1.3.2 Evaporadores.	30
1.3.2.1 Capacidad de los evaporadores.	32
1.3.3 Condensadores.	33
1.3.3.1 Condensadores de aire.	33
1.3.3.2 Condensadores de agua.	33
1.3.3.3 Condensadores evaporativos.	34
1.3.4 Accesorios.	34
1.4 Refrigerantes.	37
1.4.1 Efecto de refrigeración.	37
1.4.2 Clases de refrigerante.	37
1.4.3 Temperatura de saturación del refrigerante.	41

1.4.4 Evaporación de refrigerantes.	40
1.4.5 Condensación de refrigerantes.	42
1.4.6 Relación de refrigerantes y aceite.	43

CAPITULO II COMPRESORES.

2.1 Clasificación de los compresores.	46
2.2 Compresores centrífugos.	48
2.3 Compresores de flujo axial.	51
2.4 Compresores de flujo mixto.	52
2.5 Compresores reciprocantes.	53
2.5.1 Capacidad de los compresores reciprocantes.	55
2.5.2 Compresores reciprocantes sin espacio muerto.	57
2.5.3 Compresores reciprocantes con espacio muerto.	60
2.5.4 Eficiencia del compresor reciprocante.	65
2.6 Compresores rotatorios	66
2.6.1 Compresores de lóbulos.	66
2.6.2 Compresores de paletas deslizantes.	67
2.6.3 Compresores tipo tornillo.	69
2.6.4 Compresores tipo scroll.	73

CAPITULO III CALCULO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON COMPRESOR RECIPROCANTE.

3.1 Sistema propuesto para el análisis.	78
3.2 Cálculo de la carga térmica.	80

3.2.1 Condiciones de diseño.	81
3.2.2 Ganancia de calor por radiación solar a través de los vidrios.	81
3.2.3 Ganancia por transmisión.	87
3.2.4 Ganancia de calor interna.	92
3.2.5 Infiltración o ventilación.	94
3.2.6 Carga sensible parcial.	97
3.2.7 Ganancia de calor en ductos.	98
3.2.8 Cargas totales.	99
3.2.9 Cargas totales de enfriamiento.	99
3.3 Memoria de cálculo.	100
3.4 Selección del compresor.	103
3.5 Operación del sistema.	106
3.5.1 Tiempos de operación.	107
3.5.2 Consumo de energía.	107
3.6 Análisis de costos.	111
3.6.1 Costos iniciales.	111
3.6.2 Costos de operación (consumo de energía).	112
3.6.3 Costo de mantenimiento.	114

CAPITULO IV PROPUESTA DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO
CON COMPRESOR TIPO SCROLL.

4.1 Funcionamiento del compresor scroll.	116
4.1.1 Flujo de gas en la cámara de compresión del compresor scroll.	118

4.1.2 Acoplamiento radial y axial.	120
4.1.3 Eficiencia en la energía.	121
4.2 Instalación y operación.	122
4.3 Selección del compresor.	124
4.3.1 Consumo de energía.	127
4.4 Costos	131
4.4.1 Costo inicial.	132
4.4.2 Costo de operación (Consumo de energía).	133
4.4.3 Costo de mantenimiento.	133

CAPITULO V ANALISIS COMPARATIVO ENTRE EL COMPRESOR
RECIPROCANTE Y EL COMPRESOR SCROLL.

5.1 Diseño y fabricación.	135
5.2 Funcionamiento y operación.	136
5.3 Costos.	139
5.3.1 Costos iniciales.	140
5.3.2 Costos de operación (Consumo de energía).	141
5.3.3 Costos de mantenimiento.	142
5.3.4 Cuadro comparativo de costos.	143

CONCLUSIONES. 144

BIBLIOGRAFIA. 147

APENDICES.

APENDICE A TABLAS

APENDICE B PLANOS

APENDICE C INFORMACION COMERCIAL

NOMENCLATURA

ΔT	Incremento de temperatura [$^{\circ}C$]
A	Area [m^2]
A_t	Area de techo [m^2]
Cap. cond.	Capacidad de cada condensadora [Watts]
c	Coefficiente de espacio muerto
C_p	Calor específico a presión constante [$kJ/kg-^{\circ}K$]
C_v	Calor específico a volumen constante [$kJ/kg-^{\circ}K$]
e	Eficiencia
g	Aceleración normal de la gravedad [m/s^2]
h	Entalpía específica [J/kg]
H	Entalpía interna [J/kg]
I	Infiltración [m^3/min]
I_p	Infiltración por puertas [m^3/min]
IL	Corriente de línea [A]
k	Relación de calores específicos C_p/C_v
m	Masa [kg]
M	Peso molecular del gas en [$kg/kg-mol$]
N	Revoluciones [r.p.m.]
N_c	Eficiencia total del compresor
N_m	Eficiencia mecánica
N_{cm}	Eficiencia interna
N_v	Eficiencia volumétrica
P	Presión [Pa]
P_n	Presión en el punto n donde (n= 0,1,2,...,c y d) [Pa]
Q	Flujo de calor [Watts]

Qent	Calor que entra [Joules]
Qp	Flujo de calor en paredes exteriores [Watts]
Qv	Flujo de calor en ventanas [Watts]
Qn	Flujo de calor en el punto n donde (n= 1,2,3,4)
R	Constante universal de los gases [J/kg-mol-°K]
S	Entropía [kJ/°K]
Tn	Temperatura en el punto n donde (n= 1,2,3...c y f) [°K]
TB.H.	Temperatura de bulbo húmedo [°C]
TB.S.	Temperatura de bulbo seco [°C]
U	Factor de conductividad térmica [Watts/m²-°K]
U	Energía interna [Joules]
u	Energía específica [Joules/kg]
V	Volumen [m³]
Wneto	Trabajo neto q4-1 - q2-3 [Joules]
Cst	Carga sensible total [Watts]
H.R.	Húmedad relativa
P3φ	Potencia trifásica [Watts]
Vl	Voltaje de línea [V]

INTRODUCCION

El hombre ha utilizado como fuente de energía, hasta ahora para mover sus sistemas, la fuerza motriz suministrada por los animales, la energía proporcionada por: el carbón, el petróleo, el movimiento de las olas del mar, el vapor de agua que sale de la tierra, la fuerza del viento, la solar, la nuclear, la química, etc.

Cada una de éstas fuentes de energía tienen sus beneficios, y en mayor medida sus limitaciones. En la actualidad los combustibles fósiles son los que tienen mayor demanda originando, en diversas ocasiones, crisis y conflictos a nivel mundial.

En México, según estudios realizados por el colegio de México, la tendencia energética indica un mayor crecimiento en la demanda con respecto a la producción, este estudio indica que alrededor del año 2004, México se convertirá en un país importador de energía.

Para revertir dicha tendencia se requiere de grandes inversiones en el sector energético, buscar fuentes de energía alternas, fomentar el uso eficiente de ésta, diseñando equipos y sistemas donde se presente un mayor ahorro en el consumo de energía.

En el presente trabajo, se hace el diseño y cálculo de un sistema de aire acondicionado para un restaurante ubicado en la ciudad de México. Primero se presentará una propuesta de

funcionamiento con un equipo convencional, el cual, utiliza un compresor de tipo recíprocante. Posteriormente se hace el mismo análisis, pero ahora con un compresor tipo SCROLL de reciente tecnología, con el fin de determinar si se presenta una mayor eficiencia en el sistema y su consecuente ahorro de energía.

Se hace el análisis del sistema de aire acondicionado cambiando únicamente el compresor debido a que en este punto se lleva a cabo la transformación de energía y por lo tanto, donde se puede obtener un ahorro en el consumo de ésta.

GENERALIDADES

El ser humano empezó a distinguirse realmente del animal el día que tuvo la idea de fabricar una herramienta, con ésta empezó a realizar actividades que le permitieron hacer más cómoda su estancia en el medio que lo rodeaba.

Inventos y descubrimientos se sucedieron: fabricación de utensilios e inventos de madera, hueso y metal, conocimiento del fuego y de la agricultura, domesticación de los animales así como la evolución de la vivienda, desde las cavernas naturales hasta las casas de piedra y ladrillo, pasando por las cabañas de ramas y barro.

Es aquí, en su vivienda y en lugares donde tiene que permanecer por un tiempo determinado del día, realizando alguna actividad, donde trata de reproducir las condiciones climatológicas más agradables.

Los primeros hombres trataron de mantener la temperatura que les proporcionaba comodidad, protegiéndose del frío con pieles de animales, refugiándose en cuevas y posteriormente con la ayuda del fuego.

En otra parte de la tierra, donde el calor era el principal elemento climatológico a acondicionar, el hombre tuvo la necesidad de conservar sus alimentos del efecto de descomposición debido al calor, así como también, de

procurarse un clima más agradable para sus labores y su estancia en lugares cerrados.

De esta forma se fueron desarrollando sistemas que dieron un mejor confort al ser humano.

En la actualidad se hacen investigaciones para lograr sistemas más eficientes reduciendo costos de operación y mantenimiento.

CAPITULO I

EQUIPO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACION CONVENCIONAL

1.1 CONCEPTOS FUNDAMENTALES TERMODINAMICOS.

En el conocimiento y práctica de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración es de suma importancia el estudio de la termodinámica, por lo que se hace referencia a algunos de los conceptos fundamentales, y previo a esto mencionaremos lo que se entiende como aire acondicionado y algunas de sus aplicaciones.

Acondicionar el aire es controlar su temperatura, humedad, distribución y pureza. Su objeto es procurar la comodidad de los ocupantes de residencias, teatros, restaurantes, escuelas, etc., o bien, en la industria, para mantener materiales, productos alimenticios, productos químicos, etc., a temperaturas deseadas para evitar que se contaminen. Algunas de las aplicaciones del aire acondicionado es en la industria, frecuentemente utilizado en laboratorios, imprentas, talleres de mecánica de precisión, en la fabricación de productos textiles, productos farmacéuticos y productos fotográficos. Otro aspecto importante es el acondicionamiento de las necesidades humanas, dejando en un segundo término a los materiales o los procesos de fabricación, algunas de sus principales aplicaciones se encuentran en residencias, locales públicos, transportes, y lugares de trabajo.

Algunos de los conceptos termodinámicos más importantes para nuestro estudio son los siguientes:

TEMPERATURA : La temperatura es una escala usada para medir la intensidad del calor y es el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía en forma de calor, puede definirse como el grado de calor sensible que tiene un cuerpo en relación a otro.

CALOR: El calor es una forma de intercambio de energía entre un cuerpo y otro, cuando entra energía en forma de calor a un sistema esto dejara de ser calor y se transformará en algún tipo de energía como por ejemplo trabajo. Una de las condiciones para que surja esta interacción energética es de que no exista una transferencia de masa como consecuencia de la diferencia de temperaturas entre el sistema y sus alrededores. El calor fluye de un cuerpo de mayor temperatura hacia otro cuerpo de menor temperatura.

MEDIDA DEL CALOR: La unidad para medir el calor es la kilocaloría (4186.8 [Joules])(3.968 [Btu]), y se define como la cantidad necesaria de calor o energía para elevar la temperatura de un kilogramo de agua a un grado centígrado.

En el sistema inglés la unidad de calor es el BTU (Unidad térmica Británica) y se define como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua a un grado Fahrenheit.

TRANSMISION DE CALOR: El calor puede viajar en tres diferentes formas: Radiación, convección y conducción.

Transmisión de calor por conducción es el fenómeno que se presenta dentro de un medio o entre medios diferentes que se encuentran en contacto físico directo, es decir sólidos.

Esta transmisión de calor se lleva a cabo por comunicación molecular directa, al aumentar la actividad molecular, se incrementa la energía interna y da por resultado un aumento de la temperatura.

Transmisión de calor por convección es el proceso de transmisión de energía por la acción combinada de conducción de calor, almacenamiento de energía y movimiento de masa. Primero el calor fluirá por conducción desde la superficie hacia las partículas adyacentes del fluido, incrementándose la temperatura y la energía interna de esas partículas. Estas aumentarán su volumen específico, con lo cual puede existir una fuerza de flotación por la diferencia de densidades con las demás partículas del fluido, dando pie a que se muevan hacia una región del fluido con temperaturas mas bajas.

La transmisión de calor por radiación es un proceso por el cual fluye el calor desde un cuerpo de alta temperatura a otro de baja temperatura, cuando se encuentran separados por un espacio que puede ser incluso el vacío.

Un cuerpo emite calor radiante en forma de paquetes o cuantos de energía. Cuando las ondas de energía encuentran algún otro objeto, su energía la absorbe éste .

CALOR ESPECIFICO: Se llama calor específico a la cantidad de energía que se debe suministrar a una substancia por unidad

de masa para que incremente su temperatura en un grado y matemáticamente se puede escribir como la siguiente ecuación:

$$C = Q / (m \cdot \Delta T)$$

C= calor específico.

m= masa de la substancia

Q= energía que se transmite por medio de calor a la substancia.

ΔT = incremento de las temperaturas.

siendo sus unidades en Joules/kg °k en el S.I. y en el sistema Inglés en BTU/lb °F.

CAMBIOS DE ESTADO: La mayoría de las substancias pueden existir en los estados sólidos, líquidos o gaseosos dependiendo de su temperatura y la presión a la que se encuentren expuestas.

Entendiendo por estado de una substancia como el conjunto de propiedades que posee dicha substancia en un instante dado.

Es una característica de las substancias simples que, su estado queda definido mediante dos propiedades intensivas independientes, siendo estas, las siguientes: Presión, temperatura y volumen específico.

CALOR SENSIBLE: El calor sensible se define como el calor que provoca el cambio de temperatura en una substancia, el cual puede percibirse por medio de los sentidos. Cuando la

temperatura de el agua se eleva de 0°C (32°F) a 100°C (212°F) hay un aumento del calor sensible.

CALOR LATENTE: Es el calor que se necesita para cambiar un sólido en líquido, o un líquido en gas sin variar la temperatura de la substancia .

CALOR LATENTE DE FUSION: El cambio de una substancia de sólido a líquido o de líquido a sólido requiere de calor latente de fusión.

Quando se derrite un kilogramo (una libra) de hielo este absorbe 151,920 [joules](144 [Btu]) a una temperatura constante de 0°C (32°F), de la misma manera, cuando se congela un kilogramo o libra de agua para convertirla en hielo, debe substraérsele 151,920 [joules] (144 [Btu]) a una temperatura constante de 0°C (32°F).

CALOR LATENTE DE EVAPORACION: Para cambiar una substancia de líquido a vapor y de vapor al líquido se requiere calor latente de evaporación. Cuando un kilogramo(libra) de agua hierve o se evapora, absorbe 1,023,350 [joules](970 [Btu]) a una temperatura constante de 100°C (212°F) al nivel del mar; igualmente, para condensar un kilogramo(una libra) de vapor debe sustraerse 1,023,350 [joules](970 [Btu]).

TONELADA AMERICANA DE REFRIGERACION: Es la cantidad de calor absorbido por la fusión de una tonelada de hielo sólido puro en 24 hr.

Puesto que el calor latente de fusión de una libra de hielo es de 144 [Btu], el calor latente de una tonelada (2,000 Libras) de hielo será $144 \times 2,000$ o sea 288,000 [Btu/día]. Para obtener el calor por hora es necesario dividir entre 24hr lo cual da la cantidad de 3,516.85 [Watts] (12,000 [Btu/hr]), que recibe el nombre de tonelada de refrigeración.

PRESION: La presión se define como la capacidad de un sistema para producir una fuerza normal contra una unidad de área y se expresa como:

$$P = F/A$$

Donde:

F= fuerza total ejercida sobre la superficie [N]([lbf])

A= área total de la superficie [m²]([pul²])

PRESION ATMOSFERICA: El peso de la atmósfera sobre la tierra crea una presión llamada presión atmosférica la cual se puede calcular mediante la siguiente relación.

$$P_{atm} = \rho \cdot g \cdot h \text{ [Pa]}$$

Donde:

ρ = densidad del mercurio. [kg/m³]

g= constante de gravedad. [m/s²]

h= altura del barómetro [m]

La presión atmosférica también es conocida como barométrica y se mide en el barómetro de Torrecelli, el cual proporciona la altura (h) empleada en la ecuación anterior.

PRESION MANOMETRICA: Es la presión que es medida por medio de un manómetro.

PRESION ABSOLUTA: Es la suma de la presión atmosférica y de la presión manométrica.

ENTALPIA: Es una propiedad termodinámica, la cual, se define como la suma de la energía interna de una sustancia más el producto de la presión por el volumen (energía de flujo) de dicha sustancia, expresada por la siguiente ecuación.

$$H = U + PV \quad [\text{joule}]$$

Donde:

H = Entalpía

U = Energía interna

PV= Energía de flujo

La entalpía por unidad de masa esta definida por :

$$h = u + Pv \quad [\text{joules/kg}]$$

1.2. CICLO DE REFRIGERACION.

El refrigerar consiste en conseguir una temperatura más baja que la del medio ambiente inmediato de un espacio o un producto.

Las aplicaciones más frecuentes de la refrigeración pueden agruparse como sigue: Producción y distribución de alimentos, uso en procesos industriales, industrias químicas, así como aplicaciones especiales de la refrigeración y aire acondicionado.

Para poder entender el proceso termodinámico de refrigeración es necesario apoyarse sobre una base teórica proporcionada por los ciclos termodinámicos.

1.2.1 CICLO DE CARNOT.

Un ciclo termodinámico se produce cuando un sistema experimenta dos o mas procesos y vuelve a su estado inicial. Muchas de las máquinas térmicas se analizan por medio de la investigación de un ciclo.

El primero que analizó adecuadamente los procesos de transferencia de la energía en las máquinas térmicas fue Sadi Carnot. El motor de Carnot es una máquina productora de potencia que recibe calor como energía entrante, y entrega trabajo mecánico como energía saliente. Cuando se invierte el ciclo de Carnot, ello significa que el trabajo mecánico es ahora energía de entrada y que puede hacerse fluir calor de un cierto nivel de energía a otro.

Esta es la forma como funcionan los refrigeradores. La energía mecánica la suministra un motor eléctrico que impulsa un compresor, y el refrigerante (la substancia de trabajo)

absorbe o toma calor del interior del espacio refrigerado, a temperatura baja, y la entrega o descarga a temperatura alta en los serpentines de condensación colocados en la parte externa del sistema frigorífico.

Este ciclo termodinámico inverso presenta exactamente los mismos procesos que el ciclo de Carnot directo, solo que ahora el ciclo se efectúa en sentido contrario al de las manecillas de el reloj. En la figura 1.1 se muestra la relación P-V correspondiente a una máquina frigorífica de Carnot.

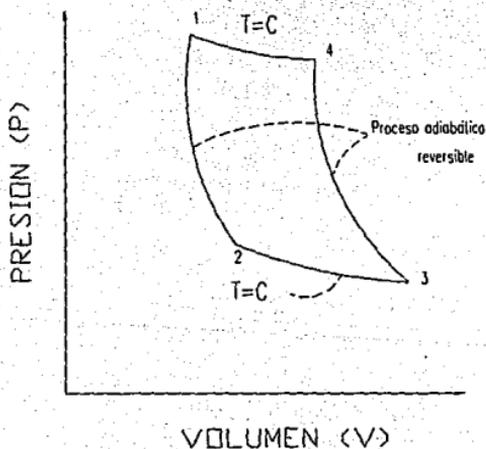


FIGURA 1.1 DIAGRAMA P-V CICLO DE CARNOT INVERSO.

El propósito de una máquina Carnot de ciclo inverso consiste en retirar o extraer cierta cantidad de calor a baja

temperatura Q_{ent} , mediante el suministro de trabajo. Esto da por resultado una cesión de calor a alta temperatura Q_{sal} . El rendimiento de las máquinas de ciclo inverso se expresa por el coeficiente de funcionamiento COP, siendo éste el cociente Q_{ent} dividido entre W_{neto} . Dicho coeficiente indica la eficiencia del sistema.

En el caso de que una máquina de Carnot de ciclo inverso, que emplea un gas ideal como una sustancia de trabajo, el coeficiente de funcionamiento es :

$$COP = \frac{Q_{ent}}{W_{neto}} = \frac{q_{2-3}}{|q_{4-1}| - q_{2-3}}$$

Mediante un balance de energía.

$$q_{2-3} = RT_f \ln(V_3/V_2)$$

$$\text{y } |q_{4-1}| = RT_c \ln(V_4/V_1)$$

Dado que los procesos 1-2 y 3-4 son adiabáticos reversibles tenemos que:

$$\frac{T_c}{T_f} = \frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}$$

$$\frac{T_4}{T_3} = \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^{k-1}$$

Es decir,

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{V_3}{V_4}$$

sustituyendo las expresiones anteriores en la ecuación del C.O.P. se obtiene que:

$$\text{C.O.P.} = \frac{R T_f \ln(V_3/V_2)}{R T_c \ln(V_4/V_1) - R T_f \ln(V_3/V_2)}$$

Factorizando tenemos:

$$\text{C.O.P.} = \frac{T_f}{T_c - T_f}$$

La cual es la fórmula para obtener el C.O.P. en función de las temperaturas, donde el trabajo neto se ha expresado como una cantidad positiva. De este modo, el C.O.P. de una máquina de Carnot de ciclo inverso depende sólo de la temperatura absoluta de los depósitos térmicos.

El ciclo de Carnot para un gas perfecto consiste en cuatro operaciones sucesivas como lo muestra la figura 1.2.

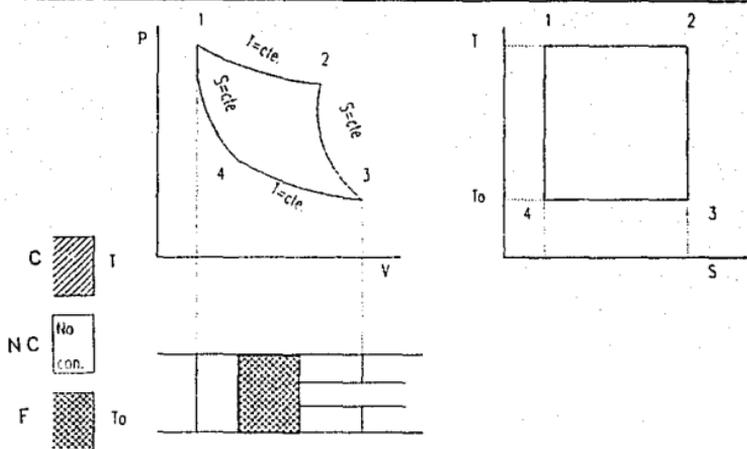


FIGURA 1.2 CICLO DE CARNOT

Y como se explica a continuación.

1-2) Expansión isotérmica.

El calor se toma a una temperatura T del depósito caliente C

2-3) Expansión adiabática.

La temperatura del fluido baja de T a T_0 .

3-4) Compresión isotérmica.

El calor es cedido a el cuerpo frío " F " a una temperatura T_0 .

4-1) Compresión adiabática.

La temperatura del gas se incrementa de T_0 a T .

Para ejemplificar consideremos que un cilindro y un pistón se fabrican de un material no conductor de calor, excepto la propia cabeza del cilindro como se muestra en la figura 1.2.

El cuerpo caliente " C " sirve como alimentador infinito de calor a una temperatura T. " NC " es una tapa no conductora del calor y " F " es un cuerpo frío de capacidad infinita a una temperatura To.

Suponiendo que "C", "NC" y "F" se pueden intercambiar a la cabeza del cilindro se obtiene lo siguiente.

De 1-2 se aplica " C " al cilindro y el gas se expande isotérmicamente teniendo en el punto 2 un volumen V2. Por lo tanto el calor cedido durante el proceso será:

$$Q_1^2 = MRT \log \frac{V_2}{V_1} (\text{calor absorbido de C})$$

Donde:

M= Es el peso molecular del gas en [Kg/ Kgmol]

R= Es la constante universal de los gases [Joules/Kgmol-K]

T= Es la temperatura absoluta en [K].

De 2-3 se aplica " NC " al cilindro y el gas se expande adiabáticamente teniendo en la posición 3 un volumen V3 y una presión P3, el pistón avanza y realiza trabajo a costa de la energía interna, mientras la temperatura cae de T a To.

$$Q_2^3 = 0 \text{ (no suministra ni absorbe calor)}$$

De 3-4 se aplica " F " al cilindro y éste es forzado a regresar despacio, comprimiendo isoentrópicamente el gas, a una temperatura T_0 . El calor absorbido que pasa al depósito "F" será:

$$Q_3^4 = MRT_0 \log \frac{V_3}{V_4} (\text{calor cedido a R})$$

De 4-1 se aplica " NP " en el cilindro hasta alcanzar de nuevo a 1; el gas se comprime adiabáticamente. La presión y la temperatura alcanzaran los valores iniciales T_1 y P_1 , completando el ciclo.

Para determinar la eficiencia del ciclo se emplean las siguientes relaciones:

$$\left(\frac{V_3}{V_2} \right)^{K-1} = \frac{T_2}{T_3} = \frac{T}{T_0} \text{ de 2 a 3}$$

$$\left(\frac{V_4}{V_1} \right)^{K-1} = \frac{T_1}{T_4} = \frac{T}{T_0} \text{ de 4 a 1}$$

ahora:

$$\frac{V_3}{V_2} = \frac{V_4}{V_1} \quad \text{También} \quad \frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1}$$

La cantidad neta de trabajo que realiza el gas es la diferencia entre el calor absorbido y el calor cedido.

$$Q = Q_1^2 - Q_3^4 = (W)$$

El área dentro del ciclo en el diagrama P-V representa el trabajo realizado.

La eficiencia del ciclo es la relación entre el trabajo realizado y el calor suministrado, como se muestra a continuación.

$$= \frac{MRT \log \left(\frac{V_2}{V_1} \right) - MRT_o \log \left(\frac{V_3}{V_4} \right)}{MRT \log \left(\frac{V_2}{V_1} \right)}$$

como:

$$\frac{V_3}{V_4} = \frac{V_2}{V_1}$$

factorizando la ecuación de la eficiencia, tenemos

$$e_o = \frac{T - T_o}{T}$$

Si el ciclo es reversible, llega a ser lo que se llama bomba de calor lo que representa la máxima eficiencia entre dos temperaturas límites.

1.2.2 CICLO DE REFRIGERACION CONVENCIONAL.

Aunque el ciclo de Carnot inverso es un punto de referencia para comparar todos los ciclos reales, no es práctico en la refrigeración. Las figuras 1.3, 1.4, 1.5 siguientes muestran el esquema de un ciclo de refrigeración, un diagrama P-h y un diagrama T-S por compresión de vapor.

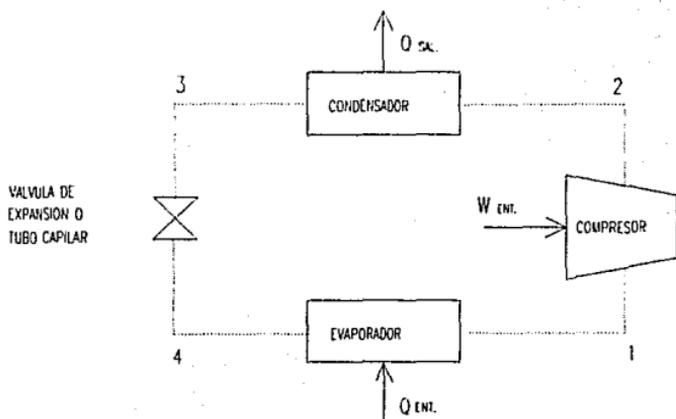


FIGURA 1.3 CICLO DE REFRIGERACION.

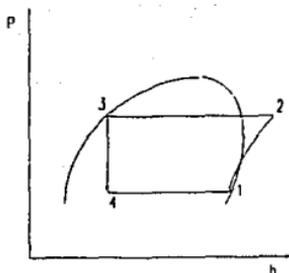


FIGURA 1.4 DIAGRAMA P-h

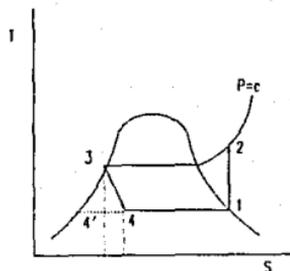


FIGURA 1.5 DIAGRAMA T-S

El vapor saturado en el estado 1 se comprime isoentrópicamente a vapor sobrecalentado en el estado 2. El vapor refrigerante entra a un condensador, de donde se extrae calor a presión constante hasta que el fluido se convierte en líquido saturado en el estado 3. Para que el fluido regrese a presión más baja, se expande adiabáticamente en una válvula o tubo capilar hasta el estado 4. El proceso de 3 a 4 es una estrangulación y h_3 es igual a h_4 . En el estado 4, el refrigerante es una mezcla de baja calidad. Finalmente, pasa por el evaporador a presión constante. De la fuente de baja temperatura entra calor al evaporador convirtiendo el fluido en vapor saturado y se completa el ciclo. El proceso de 4-1 y la gran parte de 2-3 ocurre a temperatura constante. Este proceso de compresión de vapor es un proceso irreversible debido al proceso de estrangulación. Se supone que las demás partes del ciclo son reversibles.

Cuando se utiliza estrangulación, el efecto de refrigeración disminuye en una cantidad igual al área bajo la línea 4'-4 como se muestra en el diagrama T-S (figura 1.5).

Tanto la disminución de trabajo neto de entrada como una mayor cantidad de refrigeración aumentaría el COP si se usará una expansión que realizará trabajo en lugar de la estrangulación. Sin embargo, en la práctica se utiliza un estrangulamiento o una expansión libre. En primer lugar, la salida de trabajo de la expansión sería pequeña porque el

fluido fundamentalmente es líquido y de volumen específico pequeño. En segundo lugar el trabajo de estrangulación es mucho menos costoso que un mecanismo que efectúe trabajo en la expansión y casi no requiere mantenimiento. El funcionamiento de un ciclo de refrigeración difiere de un ciclo ideal en varios aspectos. La presencia de fricción en el fluido tiene por resultado caída de la presión en todo el ciclo y un flujo no isoentrópico en el compresor. Además, también debe tomarse en cuenta la transferencia de calor. Así como no es posible controlar exactamente el estado del fluido que sale del evaporador, generalmente sale como vapor sobrecalentado en lugar de vapor saturado que supone el ciclo ideal. La irreversibilidad en el flujo por el compresor producen un aumento en la entropía del fluido durante el proceso y un aumento de la temperatura final sobre el caso ideal.

1.3 EQUIPO PRINCIPAL DE REFRIGERACION.

Se compone principalmente de los siguientes elementos:

- Compresores.
- Evaporador.
- Condensador.
- Accesorios.

1.3.1 COMPRESOR.

El compresor es una máquina en las que se efectúa trabajo sobre un fluido gaseoso, elevando así su presión. El compresor es un componente indispensable en los sistemas de refrigeración y en muchas aplicaciones industriales.

Para nuestro estudio el compresor es la parte fundamental por tanto, en el siguiente capítulo se desarrolla un análisis detallado de este dispositivo.

1.3.2. EVAPORADORES.

El evaporador proporciona la superficie de calefacción necesaria para que el refrigerante absorba calor y se evapore.

Se clasifican de la siguiente manera:

- Por su construcción.
- Por su forma de operar.
- Por el método de circulación

Los evaporadores se clasifican en dos grandes ramas ; de acuerdo al método de circulación:

- A) Inundados
- B) De expansión seca

A) El evaporador inundado siempre está completamente lleno de líquido refrigerante. El vapor acumulado por la ebullición se extrae de la parte superior por la acción del compresor.

La principal ventaja del evaporador inundado es que la superficie interior siempre esta mojada por el liquido, condición que produce un alto coeficiente de transmisión de calor. La principal desventaja es que usualmente son voluminosos, ocupando mucho lugar y requiriendo una carga grande de refrigerante.

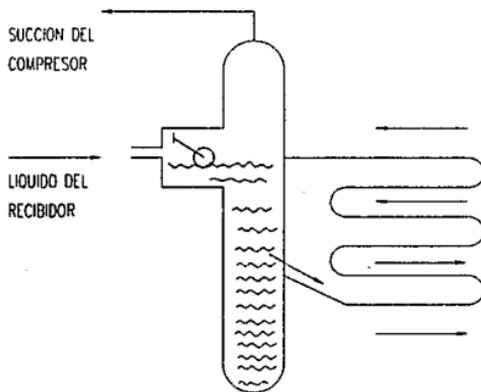


FIGURA 1.6 EVAPORADOR INUNDADO.

B) Evaporadores de expansión seca.

El líquido se alimenta a través de una válvula de expansión que provee de líquido, de tal modo que este se vaya evaporando conforme va entrando hasta que salga del evaporador.

Para cualquier tipo de evaporador el gasto de refrigerante depende de la rapidez de evaporación y aumenta o disminuye según la carga.

Cuando la carga en el evaporador es pequeña, la cantidad del líquido en el mismo es pequeña; pero cuando la carga aumenta, la cantidad de líquido también aumenta, por ésto, en este tipo de evaporadores, la eficiencia aumenta al incrementar la carga.

1.3.2.1 CAPACIDAD DE LOS EVAPORADORES.

La capacidad de un evaporador o de un enfriador, es la cantidad de calor que éste absorbe para evaporar el líquido refrigerante y se expresa en [Watts]([Btu/hr]).

El calor es absorbido en el evaporador por los tres métodos de transferencia de calor.

Convección: En el enfriador, la mayor parte del calor se transmite por convección, ya sea forzada o por gravedad.

Radiación: En algunos casos, la radiación directa del evaporador es la principal transferencia de calor.

Conducción: Cuando el producto a refrigerar esta en contacto con la superficie exterior del evaporador , el calor se transfiere por conducción, como enfriadores de cerveza, etc.

La capacidad de un evaporador se expresa de la siguiente forma:

$$Q = A \cdot U \cdot T_m$$

Donde:

Q= Capacidad del evaporador [Watts]([Btu/hr]).

A= Area de calefacción en [m²](pies²).

U= Factor de conductividad térmica en [Watts/m²-K]
[Btu/hr-pie²-°F)].

Tm= Temperatura media en [K]([°F]).

1.3.3 CONDENSADORES.

Los condensadores proveen la superficie de calefacción necesaria para condensar el refrigerante que sale del compresor, existen varios tipos de condensadores tales como:

- Enfriados por aire
- Enfriados por agua
- Evaporativos

1.3.3.1 CONDENSADORES DE AIRE.

Los condensadores que usan el aire como medio, pueden clasificarse de la siguiente manera:

De tiro natural: refrigeradores domésticos, congeladores, así como enfriadores de agua, etc.

Tiro forzado: unidades grandes, industriales, congeladores, aire acondicionado, domésticos, etc.

1.3.3.2. CONDENSADORES DE AGUA.

Los condensadores que usan como medio de condensación el agua, pueden clasificarse como:

- Sistema abierto, usando agua de la red de agua potable y eliminándola.

- Sistema cerrado, usando torres de enfriamiento para recuperar el agua.

1.3.3.3. CONDENSADORES EVAPORATIVOS.

El agua fría que recircula en el propio condensador absorbe el calor de condensación y , a su vez, el agua se enfría por el aire que se satura con la propia agua y toma el calor latente de evaporación del calor sensible del agua.

El condensador evaporativo es actualmente uno de los más utilizados en los sistemas de aire acondicionado y de refrigeración industrial.

1.3.4. ACCESORIOS.

Existen diversos tipos básicos de controles de flujo de refrigerante, los cuales cumplen con las siguientes funciones:

- Medir el refrigerante líquido, para que pase al evaporador con un flujo igual a la cantidad que se evaporará.
- Mantener una presión diferencial entre el lado de alta y el lado de baja presión, para que el refrigerante se evapore a la presión deseada y temperatura correspondiente.

Tipos de controles:

A) Válvulas de expansión manual.

Estas son muy simples, el vástago de las mismas termina en forma de cono o punta y son operadas a mano, generalmente son usadas donde se requiere una carga constante, o bien, como válvula de paso .

B) válvulas de expansión automáticas.

En este tipo de válvulas cuando la presión aumenta en el evaporador esto vence al resorte y cierra la aguja. Así mismo, al bajar la presión, el resorte se expande y abre la aguja permitiendo el paso del refrigerante al evaporador. La válvula de expansión proporciona baja eficiencia en el evaporador; por lo cual, generalmente se usa en equipos pequeños. Su característica es mantener una presión constante.

C) Válvulas de expansión termostática.

Su función es mantener un sobrecalentamiento constante en la salida del evaporador, lo que permite tener el evaporador completamente lleno a cualquier carga y además , evitar la posibilidad de que entre líquido al compresor. En estas válvulas la presión del gas debe ser igual a la presión del evaporador.

D) Tubo capilar.

Este elemento consiste en una longitud fija de tubo de diámetro pequeño, instalado entre el condensador y el evaporador. Debido a la gran pérdida de fricción por su diámetro pequeño, el tubo capilar trabaja como un reductor de presión fija. Este sistema sólo da el máximo de eficiencia a ciertas cargas. Se usa en unidades pequeñas y en todos los refrigeradores y congeladores domésticos.

E) Flotador de baja presión.

El control de flotador de baja presión, por lo general, se usa en los sistemas inundados. El flotador puede instalarse directamente en el evaporador, se llama flotador de baja presión, porque controla el nivel en el evaporador, o sea, del lado de baja presión.

F) Flotador de alta presión.

El control de flotador de alta presión se lleva a cabo después del condensador, por medio de un flotador que conforme sube el nivel, abre la válvula.

G) Otros accesorios de control.

- Flotador con interruptor
- Control de nivel con válvula termostática.
- Válvula piloto de control.
- Válvulas solenoides.

1.4. REFRIGERANTES.

Un refrigerante es una sustancia que puede absorber calor de otra. Como la refrigeración mecánica se basa en la evaporación y la subsecuente condensación del fluido para absorber y disipar el calor, el refrigerante debe de poseer tales características físicas para que se pueda repetir en ella la transformación de líquido en gas y de gas en líquido.

1.4.1 EFECTO DE REFRIGERACION.

El efecto de refrigeración de un refrigerante se mide por la cantidad de calor que es capaz de absorber desde que entra al evaporador como líquido, hasta que sale como vapor. Por lo que, los líquidos que tienen un alto calor latente de evaporación poseen un buen efecto de refrigeración.

Un refrigerante debe absorber el calor rápidamente a la temperatura requerida por la carga del producto.

1.4.2. CLASES DE REFRIGERANTES.

En las primeras instalaciones de refrigeración se empleaban por lo general el amoníaco, el bióxido de sulfuro, el propano, el etano y el cloruro metílico, los cuales aún se usan en muchas aplicaciones. Sin embargo, debido a que estas sustancias son tóxicas, peligrosas o tienen características no deseadas, han sido remplazadas por sustancias creadas especialmente para usarse en refrigeración.

Para refrigeración comercial y para aplicaciones de aire acondicionado se usan casi exclusivamente los refrigerantes R12, R22 y R502, y aunque originalmente fueron creados por Dupont como refrigerantes Freón, las numeraciones son ahora comunes en todos los fabricantes.

Refrigerante R12.

El refrigerante R12 es muy usado en refrigeración doméstica y comercial, así como en aire acondicionado. En temperaturas inferiores a su punto de ebullición, es un líquido transparente y casi sin color. Es casi inodoro, no es tóxico ni irritante y es apropiado para aplicaciones de alta, mediana y baja temperatura.

Refrigerante R22.

El refrigerante R22 es similar al refrigerante R12 en sus características, sin embargo, tiene presiones de saturación mucho más altas que el R12 para temperaturas equivalentes, tiene el calor latente de evaporización mucho mayor y un volumen específico inferior. Como resultado de lo anterior, para un volumen dado de vapor de refrigerante saturado, el refrigerante R22 tiene una capacidad de refrigeración mucho mayor. Este hecho permite el uso de menores desplazamientos en el compresor, resultando en algunos casos compresores más pequeños para obtener resultados comparablemente a los del R12.

Por sus características a baja temperatura de evaporación y altos índices de compresión, la temperatura del vapor del refrigerante R22 comprimido es tan alta, que frecuentemente daña al compresor. La empresa Copeland recomienda el uso del refrigerante R22 en sistemas de un solo paso para alta y mediana temperaturas únicamente, aún cuando se puede usar en bajas temperaturas en sistemas de varios pasos cuando la temperatura del vapor es controlada.

Refrigerante R502.

El refrigerante R502 es una mezcla azeotrópica del R12 y el R115. Un azeótropo es el nombre científico dado a ciertas mezclas de compuestos en el cual la mezcla resultante tiene características diferentes a las de sus componentes, y que puede evaporarse y condensarse sin cambiar su composición. En la mayoría de sus características físicas, el R502 es similar al R12 y al R22. Aún cuando su calor latente de evaporación no es tan alto como el del R12 y el del R22, su vapor es mucho más pesado, o sea que su volumen específico es menor. Por lo tanto, para ciertos desplazamientos del compresor, su capacidad de refrigeración es compatible a al del R12 y en bajas temperaturas es generalmente mayor. Así como el R22 puede usarse un compresor con menor desplazamiento para obtener resultados equivalentes al R12, el R502 es recomendado para uso en bajas temperaturas por sus excelentes características en bajas temperaturas, y también para todas

las aplicaciones de un sólo paso donde la temperatura de evaporación sea inferior a -17.8°C (0°F). También es muy satisfactorio su uso en sistemas de doble paso y en aplicaciones para temperaturas extra bajas, y se esta volviendo sumamente común para uso en temperaturas medianas. En la siguiente tabla se muestra las características termodinámicas de los diferentes refrigerantes.

CONDICIONES DE OPERACION	Temperatura de Evaporación			-29°C	-20°F			
	Temperatura de Condensación			43°C	110°F			
	Temperatura del Líquido-Sub-enfriado			-17.8°C	0°F			
	Temperatura del gas de retorno			18.3°C	65°F			
PROPIEDADES COMPARATIVAS	SISTEMA METRICO				SISTEMA INGLES			
	Unidades	R-12	R-22	R-502	Unidades	R-12	R-22	R-502
Presión de evaporación	Kg/Cm ²	.042	.072	.109	PSIG	0.6	10.2	15.5
Presión de condensación	Kg/Cm ²	9.56	15.89	17.30	PSIG	136	226	246
Índice de compresión		9.9	9.7	8.6		9.9	9.7	8.6
Volumen Especifico del gas de retorno	Cm ³ /gm	4.85	.405	.266	Pie ³ /Lb	3.03	2.53	1.66
Efecto de Refrigeración	K Cal/Kg	96.7	121.5	87.7	BTU/Lb	53.7	73.03	48.72
Efecto de Refrigeración	K Cal/m ³	.158	.257	.261	BTU/pie ³	17.8	28.9	29.3

TABLA I PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES.

1.4.3 TEMPERATURAS DE SATURACION DE REFRIGERANTES.

A temperaturas normales, los tres refrigerantes pueden existir únicamente en las formas de gas, a menos que se sometan a altas presiones, puesto que sus puntos de ebullición a la presión atmosférica son muy inferiores a $-17.8\text{ }^{\circ}\text{C}(0\text{ }^{\circ}\text{F})$; por esta razón, los refrigerantes siempre se almacenan y se transportan en tanques de presión especiales. Siempre que un refrigerante en forma de líquido o vapor, se encuentre presente en un sistema cerrado, sin la influencia de presiones externas, el refrigerante se evaporará o condensará dependiendo de la temperatura que corresponde a la presión de saturación y la temperatura exterior se iguale y no exista transmisión de calor. Un descenso en la temperatura exterior permitirá flujo de calor del refrigerante hacia el exterior, causando condensación y disminución de presión. Un aumento en la temperatura exterior causará flujo de calor hacia el refrigerante, dando lugar a la evaporación y al aumento de presión.

1.4.4. EVAPORACION DE REFRIGERANTES.

Supongamos que el refrigerante en un sistema de refrigeración tiene su temperatura equilibrada con la temperatura exterior. Si en vez de cambiar la temperatura exterior, se disminuye la presión del sistema, se reducirá su punto de saturación, por lo que la temperatura del refrigerante líquido se encontrará por encima de su punto de

ebullición y comenzará éste a hervir violentamente, absorbiendo calor del proceso y gasificándose conforme se produce el cambio de estado. Ahora fluirá el calor del exterior hacia el sistema debido a la baja temperatura del refrigerante, y la ebullición continuará hasta que la temperatura exterior se reduzca a la temperatura de saturación del refrigerante, o hasta que la presión del sistema aumente nuevamente a la presión de saturación equivalente a la temperatura exterior. Si existe un medio, como un compresor, para substraer el vapor del refrigerante para que no aumente la presión mientras que el refrigerante esta siendo inyectado en el sistema, podrá haber una refrigeración continua.

1.4.5 CONDENSACION DE REFRIGERANTES.

Una vez más debemos suponer que el refrigerante se encuentra dentro de un sistema de refrigeración con su temperatura igualada a la temperatura exterior. Si se introduce gas refrigerante caliente en el sistema, la presión en el sistema de refrigeración se eleva aumentando el punto de saturación.

Conforme el calor del vapor caliente que entra en el sistema es transferido al refrigerante líquido y a las paredes del sistema, la temperatura del vapor refrigerante se reduce hasta su temperatura de condensación y principia la condensación. El calor originado por el calor latente de condensación fluye del sistema hacia el exterior hasta que la

presión en el sistema se reduce a la presión de saturación equivalente a la temperatura exterior. Si existe algún medio, tal como un compresor, para mantener una alimentación de gas refrigerante caliente en alta presión, mientras que al mismo tiempo el refrigerante líquido es sustraído, ocurrirá una condensación continua. Este es básicamente el proceso que tiene lugar en el condensador de un sistema de refrigeración.

1.4.6. RELACIONES DE REFRIGERANTES Y ACEITES.

En los compresores, el aceite y el refrigerante se mezclan continuamente. Los aceites de refrigeración son solubles en el refrigerante líquido a temperaturas normales y en una cámara se mezclan completamente. La capacidad de un refrigerante líquido para mezclarse con aceite se llama miscibilidad y se dice que el refrigerante es miscible con el aceite.

El aceite que circula en un sistema de refrigeración puede ser expuesto tanto a muy altas como a muy bajas temperaturas. Debido a la naturaleza crítica de la lubricación bajo estas condiciones y al daño que puede causar en el sistema la cera y otras impurezas del aceite, únicamente pueden usarse aceites altamente refinados y especialmente preparados para refrigeración.

En general, los aceites con base nafténica son más solubles en refrigerantes que los aceites con base parafínica. Sin embargo, para muy bajas temperaturas, aún los aceites de base

naftenica pierden solubilidad y se separan del refrigerante, formando dos capas. Esta separación no afecta necesariamente la capacidad lubricativa del aceite, pero puede crear problemas por falta de lubricación en las diferentes partes del sistema que lo requieren.

Puesto que el aceite debe pasar por los cilindros de los compresores para lubricarlos, siempre circula una pequeña cantidad de aceite con el refrigerante, el aceite y el gas refrigerante no se mezclan fácilmente y el aceite sólo puede circular correctamente a través del sistema si las velocidades del gas son suficientemente altas para barrer el aceite. De lo contrario, el aceite se estacionará en la parte inferior de los tubos, disminuyendo la transmisión de calor y posiblemente causando una falta de aceite en el compresor. Conforme se reduce la temperatura de evaporación, este problema se vuelve más crítico, puesto que la viscosidad del aceite aumenta con el descenso de la temperatura. Por estas razones, es esencial un diseño correcto de la tubería del sistema de refrigeración para obtener un retorno de aceite satisfactorio.

Una de las características básicas de una mezcla de refrigerante y aceite en un sistema cerrado es el hecho de que el refrigerante es acarreado por el aceite y dicho refrigerante se evapora y emigrará a través del sistema hasta llegar al cárter aun cuando no exista diferencia de presiones para causar el movimiento, al llegar al cárter, el

refrigerante se condensará en forma de líquido y esta emigración continuará hasta que el aceite se encuentre saturado con refrigerante líquido.

El excesivo refrigerante en el cárter del compresor puede dar por resultado una espuma violenta en ebullición, expulsando fuera del cárter todo el aceite y causando problemas de lubricación.

Por lo tanto, debe tenerse precauciones para prevenir la acumulación de excesivo refrigerante líquido en el compresor.

El R22 y el R502 son mucho menos solubles en aceite que el R12 y por esta razón, el diseño y la conexión correcta de las tuberías para estos refrigerantes es mucho más crítica con respecto al retorno del aceite.

CAPITULO II

COMPRESORES

2.1 CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES.

Los compresores tienen diversas formas y una configuración exacta de acuerdo a su aplicación. Debido a la gran variedad que existe, se puede lograr una división, en dos grandes grupos, como se ilustra en el diagrama de la figura 2.1, basándose en el modo de compresión:

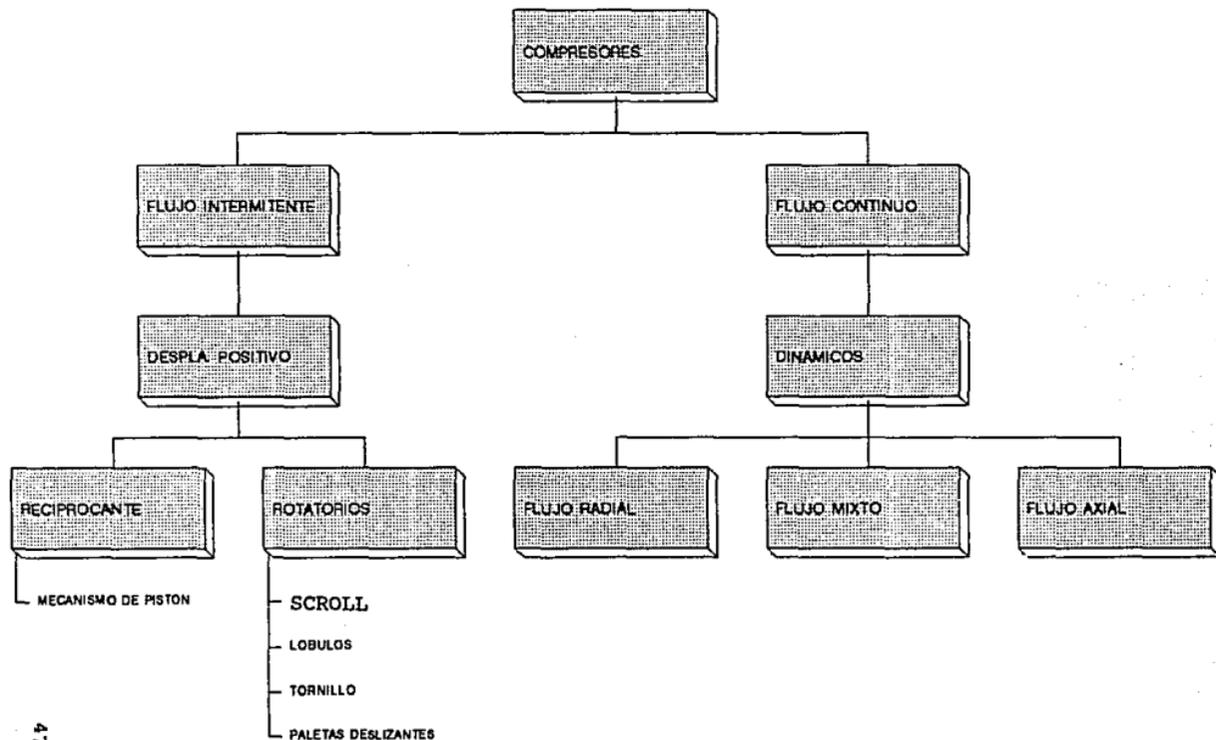
- Intermitentes.
- Continuos.

El modo intermitente de compresión es en esencia cíclico, en el cual una cantidad específica de gas entra al compresor, donde al ser comprimido aumenta la presión del gas para posteriormente ser descargado.

La compresión del modo continuo se efectúa de manera que una vez succionado el gas a través del proceso de compresión , la descarga se realiza sin interrupción del flujo en ninguna parte del proceso.

Los compresores intermitentes son llamados de desplazamiento positivo los que a su vez son divididos en dos tipos: Recíprocantes y rotatorios. El principio de desplazamiento positivo indica que una cierta cantidad de fluido queda positivamente retenido durante su paso a través de la máquina experimentando cambios de presión al variar el volumen del recipiente y también por adición o sustracción de calor en las máquinas térmicas.

CLASIFICACION DE LOS COMPRESORES



Los compresores de tipo continuo se caracterizan por ser fundamentalmente del tipo dinámico. En los compresores dinámicos la energía es transferida al gas por efecto de un movimiento centrífugo en los rodetes de compresión.

Y éstos son subdivididos en tres categorías basadas principalmente en la dirección del flujo a través de la máquina: flujo axial, flujo radial, y flujo mixto.

2.2 COMPRESORES DE FLUJO RADIAL (CENTRIFUGOS).

Los compresores de flujo radial o centrífugos son comúnmente usados y muy probablemente es el segundo compresor de más uso en los procesos industriales. Un compresor centrífugo consiste en un impulsor rotatorio de uno o más pasos a través de los cuales se descarga el aire. El aire es aspirado axialmente y recibe un movimiento tangencial de gran velocidad, mediante las aletas de los impulsores, siendo lanzado hacia afuera por la fuerza centrífuga. A medida que el aire pasa a través del impulsor la fuerza centrípeta crea una presión, de forma que la presión estática va creciendo desde la entrada hasta la periferia del impulsor. Al salir el aire del impulsor a una gran velocidad éste contiene una gran cantidad de energía cinética la cual se puede convertir en una energía de presión disminuyendo la velocidad del aire correctamente. La misión del difusor es convertir dicha energía cinética en energía de presión.

Apróximadamente la mitad de incremento de presión se consigue en el impulsor y la otra mitad en el difusor.

Para reducir las pérdidas por choques en la entrada del impulsor se curvan hacia atrás los bordes delanteros de cada álabe. En este tipo de compresor es preciso evitar la formación de torbellinos y corrientes parásitas, por que transforma la energía cinética en calor en lugar de tranformarla en energía de presión.

La figura 2.2 muestra la relación entre la presión y la velocidad de un compresor centrífugo así como las partes que lo componen.

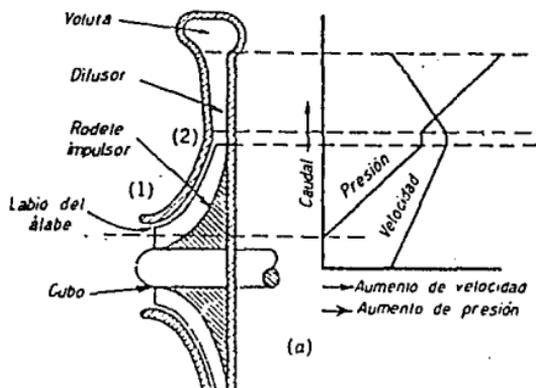


FIGURA 2.2 RELACION P-V Y PARTES DE UN COMPRESOR CENTRIFUGO.

Debido a sus altas velocidades rotativas los compresores centrífugos son capaces de manejar grandes volúmenes de vapor

en tamaños relativamente pequeños. Aunque especialmente empleados para bajas presiones, el refrigerante requiere de un desplazamiento grande en el compresor a razones moderadas de compresión. Ellos han sido aplicados ampliamente en todos los rangos de temperaturas con presiones altas y bajas de los refrigerantes. Algunos refrigerantes más empleados por este tipo de compresores son: R11, R12, R113, R500 y el amoníaco. Los altos desplazamientos requeridos por tonelada de refrigeración con R11 y R113 hacen que estos refrigerantes sean ideales para el uso con compresores centrífugos en aplicaciones de altas temperaturas donde el desplazamiento requerido por tonelada de capacidad es relativamente baja. Sus usos en tales aplicaciones permiten pequeñas cantidades de refrigeración sin requerir necesariamente de dimensiones pequeñas del compresor.

La eficiencia de los compresores centrífugos es relativamente alta en todos los tamaños y rangos de operación, siendo del 70 al 80 por ciento dependiendo de la aplicación. La eficiencia o rendimiento en éste tipo de compresor se puede calcular de la siguiente manera:

$$\underline{e.c} = \text{Trabajo isoentrópico} / \text{Trabajo indicado real.}$$

Eficiencia de compresión que también es llamada eficiencia adiabática o isoentrópica, es la relación que existe entre el trabajo isoentrópico y el trabajo indicado real.

El trabajo isoentrópico se toma como patrón en los procesos de compresión, teniendo condiciones en donde la máquina utilizada sea perfecta sin transmisión de calor ni rozamiento, empleando un gas ideal y sabiendo que el índice " K " nos relaciona los calores específicos a presión y volumen constante.

$$K = C_p / C_v$$

Tenemos que el trabajo isoentrópico se expresa de la siguiente forma:

$$W_i = \frac{k}{k - 1} \times \frac{P_c V_c}{426} \left[\left(\frac{P_d}{P_c} \right)^{(k-1)/k} - 1 \right]$$

Donde:

W_i = Trabajo isoentrópico en el compresor.

P_c = Presión absoluta del refrigerante al entrar al compresor.

P_d = Presión absoluta de descarga del compresor.

V_c = Volumen del refrigerante al entrar al compresor.

426= Factor para convertir kg.m a kcal.

Los valores de C_p y C_v varían de acuerdo a las presiones, temperaturas y del refrigerante dado.

2.3 COMPRESORES DE FLUJO AXIAL.

Son compresores de gran volumen que se caracterizan por la dirección del flujo que es axial y que pasa a través de la máquina. La energía del rotor es transferida al gas por medio

de álabes. Existiendo álabes fijos y álabes móviles, como se muestra en la figura 2.3, generándose la compresión del gas por el giro de las álabes móviles sobre las fijas aumentando la presión en cada etapa de compresión.

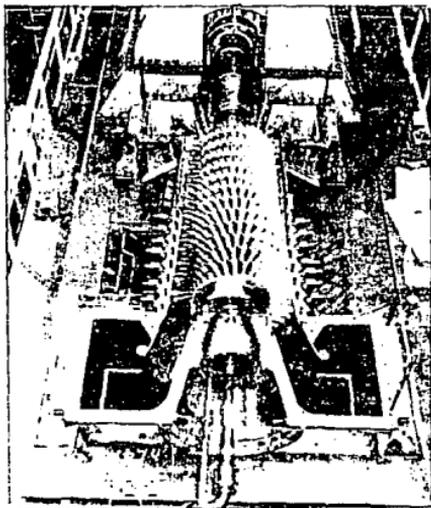


FIGURA 2.3 COMPRESOR DE FLUJO AXIAL

2.4 COMPRESORES DE FLUJO MIXTO.

Los compresores de flujo mixto cuentan con componentes axiales y radiales y son poco comunes de acuerdo a la forma muy particular de sus álabes, ya que estos cuentan con un ángulo de inclinación que varían entre 45° y 60° dependiendo

del uso, dando por resultado un flujo angular en dirección al rotor.

El trabajo desarrollado de un compresor de flujo mixto es similar al trabajo de un compresor de flujo radial, en cuanto a la energía transferida y por lo general este tipo de compresor favorece altas velocidades de flujo.

La alta presión a la entrada y el incremento de ésta a través del compresor es una característica, por lo que es necesario que tengan una construcción robusta.

La figura 2.4 muestra el diferente diseño de los impulsores, entre un compresor radial y dos impulsores mixtos.

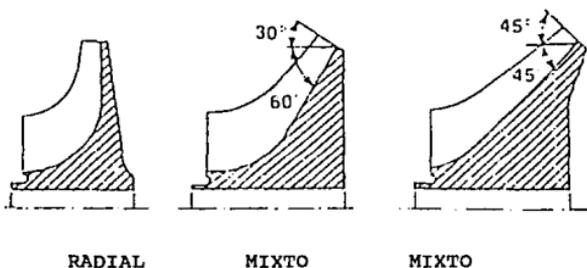


FIGURA 2.4 COMPARACION ENTRE IMPULSORES (MIXTO Y RADIAL).

2.5 COMPRESORES RECIPROCANTES

Los compresores más comunmente utilizados para refrigeración son: reciprocantes, rotatorios y centrífugos. Siendo el compresor reciprocante uno de los más utilizados por manejar altas presiones.

El compresor recíprocante es una máquina de flujo intermitente y desplazamiento positivo y pueden ser unidades de acción simple o de doble acción. En las de simple acción la compresión ocurre en un lado del pistón por cada revolución del cigüeñal, mientras que en el de doble acción la compresión ocurre por ambos lados del pistón, es decir por cada revolución del cigüeñal la compresión ocurre dos veces. La figura 2.5 muestra las principales partes de los compresores recíprocantes. Como se observa, el principio de un compresor recíprocante, es la articulación entre un cigüeñal, una biela y un pistón, dando por resultado un movimiento alternativo, el cual se encarga de la compresión del gas (refrigerante) dentro de una cámara de compresión donde se encuentran alojadas dos válvulas, una encargada de la succión del gas y la otra de la descarga.

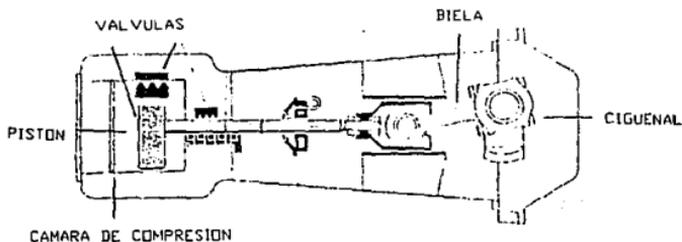


FIGURA 2.5 COMPRESOR RECIPROCANTE.

Existen distintos tipos de refrigerantes empleados en este tipo de compresores como el R12, R22, R500, R502 y el amoníaco. Pero el compresor recíprocante no puede ser empleado por aspectos económicos si se utiliza un refrigerante de baja presión, pues se requeriría de un desplazamiento volumétrico más largo. Es por eso que los compresores recíprocantes son seleccionados de acuerdo a su tamaño, en pequeñas unidades domésticas, y grandes unidades en instalaciones industriales.

2.5.1 CAPACIDAD DEL COMPRESOR RECÍPROCANTE

La capacidad de un compresor recíprocante al transportar el refrigerante depende del desplazamiento volumétrico y de la eficiencia volumétrica, siendo esta la relación de cantidad de vapor transportado en pies cúbicos por minuto a la presión y temperatura de succión al desplazamiento del pistón por minuto.

La eficiencia volumétrica es del orden del 76% al 90%. Se recomienda un valor del 86% para cálculos aproximados.

Para una máquina de acción sencilla, el desplazamiento volumétrico vale:

$$D.V. = C \frac{\pi d^2 S N}{4 \times 1,728} N_v$$

Donde :

D.V. = Desplazamiento volumétrico (pies cúbicos / minuto).

C= Número de cilindros.

d= Diámetro del cilindro (pulgadas)

s= Carrera del cilindro (pulgadas)

N= Revolución [r.p.m.]

Nv= Eficiencia volumétrica.

1728= Factor de conversión de pulgadas cúbicas a
pies cúbicos

La forma general del trabajo requerido para una compresión
adiabática es:

$$W_t = \frac{144k}{778(K-1)} P_c V_c \left[\frac{P_d^{(K-1)/K}}{P_c} - 1 \right]$$

Donde:

k=Cp/Cv

Pc= Presión inicial (lb/plg²)

Vc= Volumen inicial en pies cúbicos

Pd= Presión final (lb/plg²)

144= Factor de conversión de pulgadas cuadradas a
pies cuadrados.

778= Constante de Joule o equivalente mecánico
del calor en [pies-lb/Btu].

Por otro lado se tiene que:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(K-1)/k}$$

Por lo tanto, la potencia en H.P. se puede calcular por medio de la siguiente ecuación:

$$HP = \frac{144}{33,000} \times \frac{K}{K-1} \left[(P_c V_c) \frac{(P_d)^{(K-1)/K}}{P_c} - 1 \right]$$

Donde:

144= Factor de conversión de pulgadas cuadradas
a pies cuadrados.

33,000= Factor de conversión para H.P
[pies·lb/H.P.· min]

2.5.2 COMPRESORES RECIPROCANTES SIN ESPACIO MUERTO.

Los compresores reciprocantes cuentan con un espacio entre las válvulas y el punto de descarga llamado espacio muerto. Donde se encuentran las válvulas de succión y de descarga. En el siguiente análisis se considera que no existe espacio muerto y que es de simple acción. En la figura 2.6 se muestra el diagrama P-V para dicho compresor.

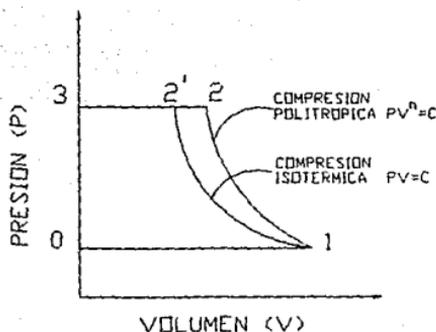


FIGURA 2.6 DIAGRAMA P-V

En el diagrama P-V del ciclo. De 0 a 1, se produce la entrada de gas a presión constante hasta que el pistón llega al punto muerto inferior en el estado uno; el gas es comprimido politrópicamente de 1 a 2 hasta que la presión es igual a la del gas en la tubería de descarga, la válvula de escape se abre y el gas es descargado a presión constante del estado 2 al estado 3. Como no queda nada de gas dentro del pistón, la presión es indefinida. Tan pronto retrocede el pistón una distancia infinitesimal, la válvula de succión se abre y el gas vuelve a entrar de 0 a 1. Se observa que hay una diferencia entre el trabajo necesario para comprimir el gas de 1 a 2, y el trabajo total del ciclo. La línea de 1 a

2' ilustra el proceso de compresión isotérmica. Para calcular el trabajo del ciclo de compresión tenemos que:

$$W_{\text{ciclo}} = \frac{n}{n-1} (P_1 V_1 - P_2 V_2) \dots\dots(1)$$

Donde:

n es una constante que depende del proceso, para este caso n = K , cumpliendo que n > 1.

Esta ecuación puede reordenarse a fin de eliminar a V2 y tener una expresión de trabajo en términos de P1, V1 y P2.

Puesto que el proceso de 1 a 2 es politrópico.

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right) = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{-1/n}$$

y

$$\frac{P_2 V_2}{P_1 V_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} \dots\dots(2)$$

Al sustituir la ecuación 2 en la ecuación 1, tenemos que:

$$W_{\text{ciclo}} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(n-1)/n} \right]$$

Esta ecuación es válida para calcular el trabajo en el compresor sin espacio muerto. Y el trabajo del ciclo para el caso isotérmico es:

$$W_{\text{ciclo}} = -P_1 V_1 \ln \left(\frac{P_2}{P_1} \right)$$

2.5.3 COMPRESORES RECIPROCANTES CON ESPACIO MUERTO

En este tipo de compresor, el pistón no se desplaza hasta tocar la parte superior del cilindro, por lo cual, queda cierto espacio libre alrededor de las válvulas, que es conocido como volumen de espacio muerto y generalmente se expresa como una fracción o porcentaje del volumen de desplazamiento total, tal fracción recibe el nombre de coeficiente del espacio muerto " c " y se define como :

$c = \text{volumen de espacio muerto} / \text{volumen de desplazamiento.}$

$$c = \frac{V_3}{V_d}$$

Donde:

(c) varía generalmente entre el 3% y el 10%.

En el diagrama de la figura 2.7 se señalan los puntos V_3 y V_d correspondientes a un compresor recíprocante de simple acción, con espacio muerto.

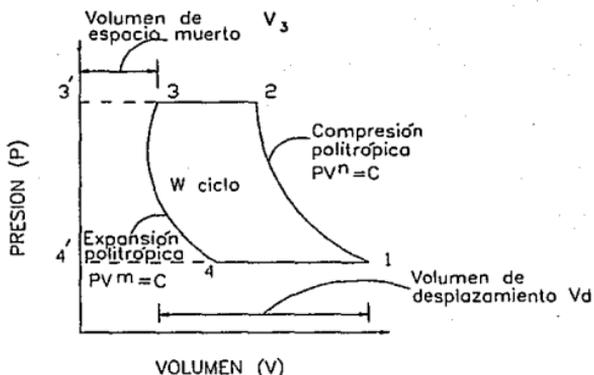


FIGURA 2.7 DIAGRAMA P-V DE UN COMPRESOR CON ESPACIO MUERTO.

En el estado 1 de la figura 2.7, el gas se comprime politrópicamente hasta el estado 2, etapa en la que la válvula de descarga se abre, y el gas es expulsado a presión constante desde 2 hasta 3, en el estado 3 el pistón se encuentra en el límite superior de su carrera, y conforme retrocede, la válvula de descarga se cierra y el gas atrapado se expande hasta alcanzar el estado 4, en donde la presión del cilindro es lo suficientemente baja para admitir nuevamente gas a través de la válvula de succión hasta llegar al estado 1 y completar así el ciclo.

Para calcular el trabajo realizado por el ciclo observamos que el área(1234) es igual a dicho trabajo, es decir:

$$\text{Area}(1234) = \text{Area}(123'4') - \text{Area}(433'4').$$

donde es posible calcular las áreas (123'4') y (433'4') como si fuesen trabajos cíclicos correspondientes a un compresor sin espacio muerto.

El trabajo del ciclo es:

$$W_{ciclo} = \frac{n}{n-1} P_1 V_1 \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} \right] - \frac{m}{m-1} P_4 V_4 \left[1 - \left(\frac{P_3}{P_4} \right)^{(m-1)/m} \right]$$

Donde:

m = es una constante que depende del proceso.

Para este caso $P_3=P_2$ y $P_4=P_1$. Como el trabajo de expansión es pequeño comparado con el de compresión, el error que implica establecer que $m=n$, también es muy pequeño, con tales supuestos y las igualdades de la presión se obtiene:

$$W_{ciclo} = \frac{n}{n-1} P_1 (V_1 - V_4) \left[1 - \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/n} \right]$$

Dicha ecuación representa el trabajo cíclico que corresponde a un compresor con espacio muerto. Como se observa en la figura 2.7, cuanto más pequeño sea el volumen de espacio muerto, tanto mayor será el volumen de gas que puede entrar al compresor.

El volumen de gas aspirado durante la carrera es función del desplazamiento volumétrico del pistón. El termino eficiencia volumétrica se utiliza para describir el grado de efectividad con que el gas es tomado por un compresor.

La eficiencia volumétrica ideal es la razón entre el volumen del gas aspirado y la máxima cantidad de gas que podría ser admitida, es decir el volumen de desplazamiento.

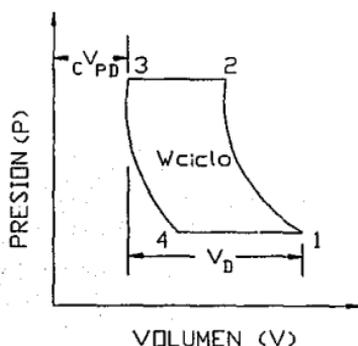


FIGURA 2.8 DIAGRAMA P-V ILUSTRANDO EXPANSION Y COMPRESION.

De la figura 2.8 se observa que la eficiencia volumétrica ideal se puede expresar como:

$$N_{v,ideal} = \frac{\text{volumen aspirado}}{\text{volumen desplazado}} = \frac{V1 - V4}{Vd}$$

Al observar la ecuación anterior la eficiencia volumétrica disminuye conforme se incrementa el espacio muerto así como la presión de descarga.

En un compresor real no se producen los procesos ideales. La presión antes de entrar al compresor debe de ser mayor que la presión en el interior del cilindro, pues de lo contrario el gas no pasaría hacia el interior del mismo. Hay efectos friccionantes en las válvulas, irreversibilidad del flujo dentro del cilindro y las paredes del cilindro se calientan, como se puede observar en la figura 2.9.

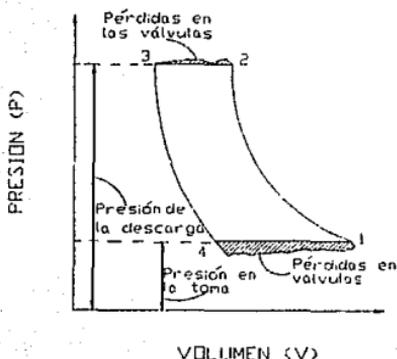


FIGURA 2.9 DIAGRAMA P-V PERDIDAS EN LAS VALVULAS.

Estos efectos reducen el volumen efectivo que puede tomar el gas al aspirar, por tanto, queda la eficiencia en términos de:

$$N_{v, \text{real}} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right) \left(\frac{T_0}{T_1} \right) N_{v, \text{ideal}}$$

Donde:

Donde:

T1 y P1: Son la presión y la temp. en el estado 1.

T0 y P0: Son la presión y la temp. del gas en la toma.

2.5.4 EFICIENCIA DEL COMPRESOR RECIPROCANTE.

La eficiencia interna de un compresor reciprocante, indica la aproximación del proceso real de la compresión respecto del proceso ideal y se define como:

$$N_{cm} = \text{Trabajo teórico} / \text{trabajo indicado}$$

Si el trabajo teórico se basa en una compresión isentrópica, entonces la eficiencia considerada recibe el nombre de eficiencia de compresión isoentrópica (o adiabática).

Si el proceso teórico es isotérmico, se denomina eficiencia de compresión isotérmica. El trabajo indicado es el que se efectúa realmente sobre el gas, tal trabajo difiere algo del suministrado por el motor, pues existen pérdidas mecánicas que disminuyen la cantidad de trabajo indicado por el motor. Para tener en cuenta dichas pérdidas todo compresor presenta una eficiencia mecánica que se define como sigue:

$$N_m = (\text{Trabajo indicado}) / (\text{Trabajo del motor}).$$

donde el trabajo del motor es el que recibe un compresor de su fuente de potencia. Para obtener la eficiencia total del compresor se multiplican las dos eficiencias anteriores obteniendo lo siguiente:

$$\eta_c = \eta_{cn} \cdot \eta_{nm} = (\text{Trabajo teórico}) / (\text{Trabajo del motor}).$$

Hay que hacer notar que la eficiencia del compresor indica que tan eficientemente utiliza el compresor la energía suministrada.

2.6 COMPRESORES ROTATORIOS.

Dentro de los compresores rotatorios más representativos, se tienen: lóbulos, paletas rotatorias, tornillo y los SCROLL.

2.6.1 COMPRESORES DE LOBULOS.

En los compresores de lóbulo, se emplea un rodillo de acero, al cual se le transmite movimiento por un cigüeñal, describiendo un movimiento rotatorio, este rodillo al moverse de esta forma atrapa y comprime las substancias en una pequeña cámara como se muestra en la figura 2.10, la cámara de compresión se encuentra dentro de una cámara refrigerada por aceite. La entrada y descarga se encuentran localizadas en las paredes del cilindro, estando diseñadas simétricamente una de la otra respecto al plato horizontal.

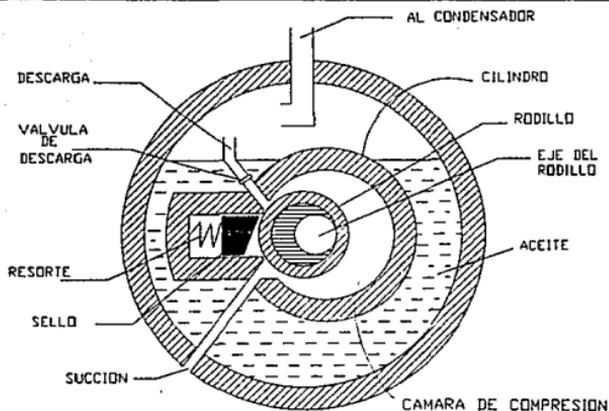


FIGURA 2.10 COMPRESOR DE LOBULOS

La descarga se considera continua, excepto cuando el rodillo se encuentra en la parte donde cubre la entrada o la salida del gas.

Este tipo de compresor contiene una válvula de salida, la cual permite salir el gas a una presión mayor de la que entra, llamada válvula de contra flujo .

Dentro de la cámara de compresión el rodillo junto con la carcaza forman una película de aceite, que sirve de sello entre el área de alta y baja presión.

2.6.2 COMPRESORES DE PALETAS DESLIZANTES.

Este tipo de compresores emplea una serie de paletas, las cuales se pueden deslizar sobre un eje ranurado, el cual gira sobre su propio eje, estando excéntricamente colocado con

respecto a la cámara de compresión, como se ilustra en la figura 2.11.

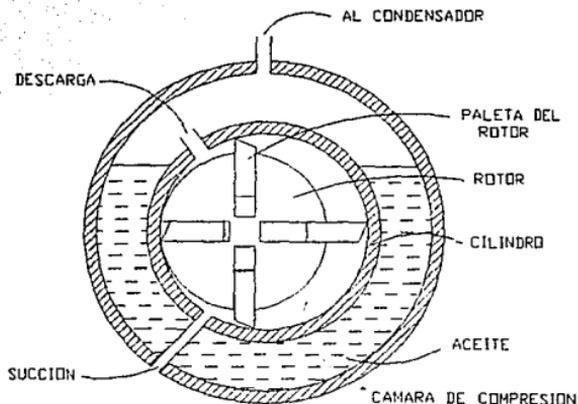


FIGURA 2.11 COMPRESOR DE PALETAS DESLIZANTES.

En la figura 2.11 se muestra un compresor de este tipo con cuatro paletas las cuales son accionadas por la fuerza centrífuga cuando se mueve el eje, la compresión se efectúa al deslizarse las paletas sobre la superficie del cilindro y al ir disminuyendo el volumen contenido en la sección de compresión hasta llegar al área de descarga, mediante un accionamiento de válvulas de contra flujo deja salir el gas comprimido.

Dentro de este tipo de compresor existen dos puntos llamados de máximo y mínimo volumen, los cuales se encuentran en un mismo plano pero en puntos opuestos, la cámara de compresión se encuentra enfriada por una área de refrigeración mediante aceite.

La succión de vapor entra al compresor por medio de la creación de un pequeño vacío y es atrapado dentro de las cavidades que van formando las paletas. Este tipo de compresor tiene una relación máxima de compresión de 7:1.

Aunque los compresores rotatorios son máquinas de desplazamiento positivo debido a su movimiento rotatorio y en forma de pulsaciones, tiende a proporcionar pérdidas fundamentalmente del tipo mecánicas y pulsaciones asociadas al compresor recíprocante, como es el caso de contraflujo, sellos, etc..

La eficiencia volumétrica es relativamente alta del orden del 65% y 80% dependiendo del diseño individual y de su condición de operación.

Los compresores de paletas han sido empleados con refrigerantes R12 y R114 en refrigeración doméstica y en compresores hasta de 5 [Hp] en los sistemas de aire acondicionado.

Los compresores de paletas son usados con refrigerantes R12, R22 y amoníaco. Con temperaturas del orden de -50 °C a -87 °C en operación de sistemas de refrigeración frigorífica para alimentos.

2.6.3 COMPRESORES TIPO TORNILLO.

Este tipo de compresores se encuentra dentro de los compresores de desplazamiento positivo, esta formado por dos rotores ranurados helicoidalmente, uno es el rotor conductor

el rotor gira el gas es desplazado a través de la entrada para llenar el espacio entre dos lóbulos.

Como el rotor continua rotando, el gas trasladado pasa más allá del puerto de succión y es sellado en los espacios de los interlóbulos.

El gas entonces atrapado en los espacios de los interlóbulos se desplaza en forma axial y radial, es comprimido por la reducción directa del volumen. La compresión se efectúa cuando los lóbulos se engranan en la cámara de compresión, donde progresivamente se reduce el espacio ocupado por el gas, y este proceso continua hasta que el espacio de los interlóbulos se comunica con el puerto de descarga en el cilindro y el gas comprimido sale a través de este puerto de salida.

La razón del volumen interno " V_i " de un compresor de tornillo esta definida por la razón del volumen de las ranuras de los lóbulos al empezar el proceso de compresión en relación al volumen de descarga de las mismas ranuras de los lóbulos. En la figura 2.12 se muestra un compresor tipo tornillo con sus principales partes.

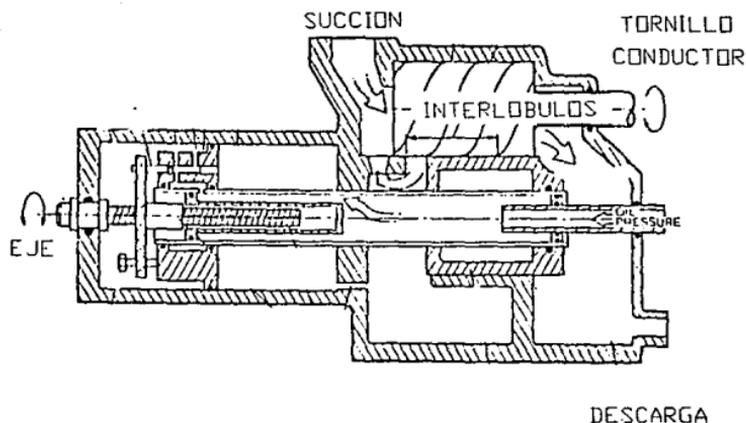


FIGURA 2.12 COMPRESOR DE TORNILLO.

En vista de que el puerto de succión debe de estar localizado para permitir la máxima cantidad de succión al ser atrapado en los lóbulos, la variación de volumen del compresor es determinada por la localización del puerto de descarga.

La presión en la compresión de vapor en la operación del puerto de descarga, depende solamente de la presión de succión en el compresor y la variación de volumen del mismo.

Asumiendo una compresión isoentrópica, tenemos :

$$P_d = P_s \times V_i^k$$

Donde:

P_d = Presión absoluta de descarga

P_s = Presión absoluta de succión

V_i = Variación de volumen del compresor

k = Relación de calores específicos (C_p/C_v)
del refrigerante.

Una vez que la presión del sistema ha sido determinada, la variación del volumen en el compresor puede ser encontrada por:

$$V_i = C P^{(1/k)}$$

Donde:

C es la variación de presión del sistema.

Los compresores de tipo tornillo tienen relaciones de compresión hasta de 25:1, son utilizados para todo tipo de refrigerantes, tienen además alta eficiencia en todos los rangos de compresión debido a su versatilidad, durabilidad y rentabilidad.

Este tipo de compresores tiene su uso en aire acondicionado y refrigeración en capacidades o rangos que van de las 50 toneladas de refrigeración en adelante.

2.6.4 COMPRESOR TIPO SCROLL.

El compresor tipo scroll es del tipo rotatorio, clasificado dentro de los compresores de desplazamiento positivo, el cual encuentra su uso en los sistemas de aire acondicionado residencial, así como para los sistemas de aire acondicionado en la industria automotriz.

Los industriales americanos piensan que este tipo de compresor es un fuerte candidato para remplazar completamente al compresor recíprocante en el mercado mundial de los sistemas de aire acondicionado y refrigeración.

Este tipo de compresor tiene una gran versatilidad de diseño, el cual permite su uso en cualquier aplicación para compresores. Son compresores que se encuentran sellados dentro de una cámara en la cual se aloja en un extremo de dicha cámara el motor eléctrico que puede ser de jaula de ardilla, monofásicos, trifásicos, etc., el eje del motor se conecta a un mecanismo que acciona al compresor scroll, la unidad de compresión esta constituida por dos espirales enrolladas (scroll), en la cual cada uno de estos dos enrollamientos esta sujeto a una base o plato, una de ellas

permanece fija y la otra desarrolla un movimiento orbital. Cuando estas dos espirales permanecen juntas al ir desarrollando la espiral móvil el movimiento orbital forma una bolsa de gas con la espiral fija. La succión del gas entra al compresor por la periferia de la unidad scroll o de la espiral y es comprimida progresivamente en un incremento de pequeñas bolsas de gas, moviéndose de la periferia de la espiral hasta llegar a la descarga que se encuentra en el centro de la espiral.

No existen válvulas de succión o descarga durante el proceso de compresión, el flujo de gas a través de la compresión es continuo y todas las bolsas de gas son llenadas en varias de las fases de compresión.

El resultado es un fluido uniforme a través de la compresión, este gas tiene escasas pulsaciones y pérdidas de flujo en muy bajos niveles, ésto , combinado con el menor ruido producido, debido a la no existencia de válvulas y teniendo un perfecto balanceo ocasiona que tenga bajos niveles de vibración.

La figura 2.13 muestra un compresor scroll.

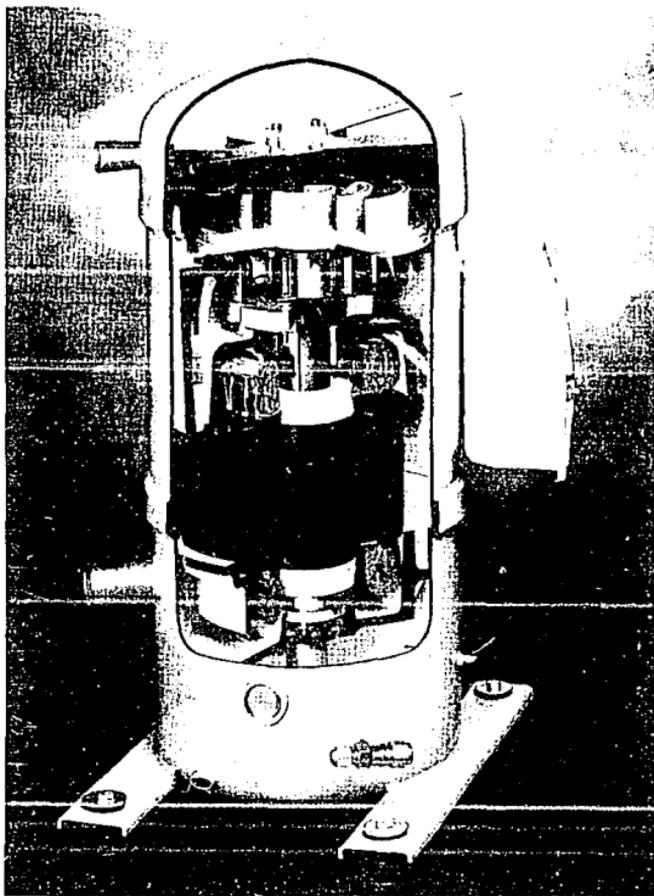


FIGURA 2.13 COMPRESOR SCROLL.

Al igual que los compresores de tornillo el compresor scroll es una máquina que trabaja a razón de volumen constante y opera al máximo de su eficiencia solamente cuando la razón de

presión del sistema es la misma que la razón de presión interna del compresor.

La razón de compresión interna depende del número de enrollamientos de la espiral y de la localización de la descarga.

La eficiencia de la energía del compresor scroll es relativamente alta, siendo del 10%-15% más alta que la de los compresores recíprocos.

En suma, la reducción de pérdidas de flujo turbulento por un flujo uniforme en el compresor, la eliminación de las válvulas y sus pérdidas, al igual que la separación de la succión y la localización de la descarga reducen substancialmente la transferencia de calor.

La eficiencia volumétrica del compresor es más grande debido a que no hay el factor de reexpansión del volumen.

Para asegurar una alta eficiencia es necesario controlar el escape interno, efectivamente los escapes pueden ocurrir en los huecos o vacíos de las paredes de las espirales y entre los extremos de dichas espirales, las fugas son controladas a través de un adecuado maquinado o por mecanismos eslabonados que sostienen la espiral orbital sobre la fija.

CAPITULO III

CALCULO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON COMPRESOR RECIPROCANTE

Actualmente, la gran mayoría de sistemas de Aire Acondicionado instalados en México, que se encuentran funcionando, con capacidades hasta (960,000 [Btu/hr]) 281,348.25[Watts], operan con compresores recíprocos; sin embargo con las nuevas tecnologías de diseño de compresores, los principales fabricantes están introduciendo al mercado equipos más eficientes, más confiables, menos ruidosos y con menor consumo de energía, como es el caso del COMPRESOR SCROLL, que actualmente se fabrica con capacidades de hasta (60,000 [Btu/hr]) 17,584.26[watts] , pero por medio de un arreglo de compresores se pueden obtener capacidades equivalentes a los recíprocos. Es por ello que, para poder hacer el análisis comparativo de nuestro estudio, se realizará el diseño del acondicionamiento de un local, del cual vamos a calcular su carga térmica y una vez obtenida la necesidad de enfriamiento requerida , se analizarán dos opciones; la primera utilizando equipo con compresor recíproco y la segunda con compresor scroll.

En este capítulo haremos el cálculo de carga térmica del local propuesto, el cual servirá tanto para el análisis del sistema con compresor recíproco como para el sistema con compresor scroll.

Dicho cálculo se realiza cuando se presentan las condiciones más desfavorables, lo cual ocurre durante el verano, alrededor de las 15:00 hrs.

El análisis del sistema con compresor scroll se realizará en el capítulo 4.

3.1 SISTEMA PROPUESTO PARA EL CALCULO.

Proponemos hacer el cálculo del sistema de aire acondicionado para un restaurante ubicado en la Ciudad de México. A continuación se muestra el plano de localización en la figura 3.1, así como la planta de dicho restaurante en la figura 3.2 indicando el área por acondicionar.

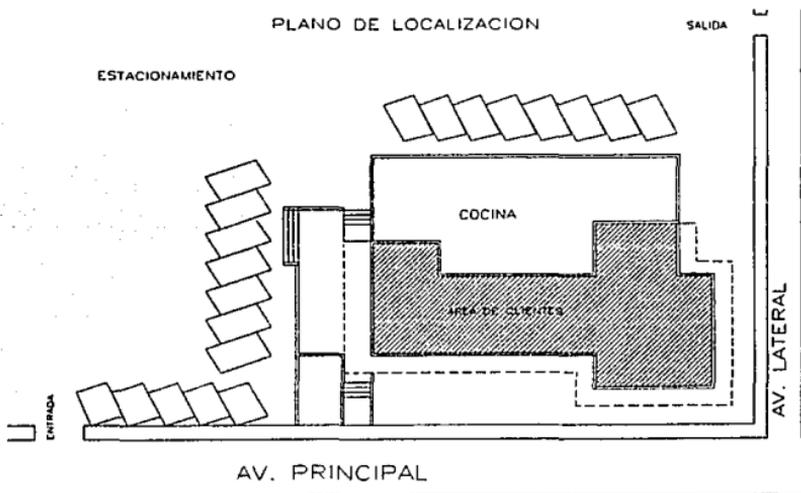


FIGURA 3.1 LOCALIZACION DEL RESTAURANTE.

Los detalles de construcción son los siguientes:

Ventanas: Vidrio plano sellado.

Paredes: Estructura con ladrillo de (4 [pulg]).
0.1016 [m] forro exterior y terminado interior.

Altura mínima de techo (pegada a muros exteriores):

(11.48[pies])3.5[m].

Puertas: Vidrio

Techo: Cubierta inclinada de concreto pesado de (4[pulg.])
0.1016[m].

Piso: Loza de concreto con aislamiento.

Otros detalles de diseño.

Iluminación(incandescente): Lámparas con un consumo total
de 12046 [watts].

El dato de iluminación se obtuvo de los planos IE-I e IE-II
(ver apéndice B).

Equipos: 5 parrillas cafeteras.

Cantidad de ocupantes: 270 personas realizando las siguientes
actividades.

220 personas sentadas (comiendo)

25 personas paradas (área pago y recepción)

25 personas caminando intermitentemente(empleados y transeúntes).

Condiciones interiores de diseño(en verano para carga de enfriamiento): Temperatura (72 °F)22.22 °C B.S. y 50% de humedad relativa.

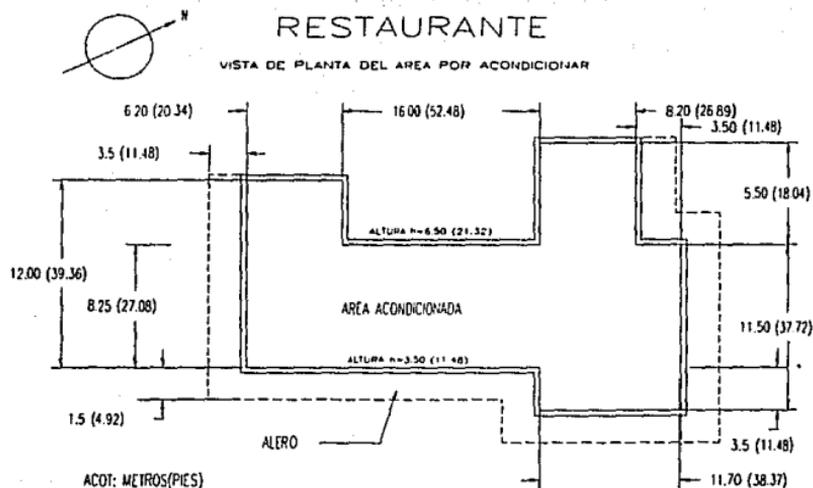


FIGURA 3.2 AREA POR ACONDICIONAR.

3.2 CALCULO DE LA CARGA TERMICA.

El desarrollo del cálculo que se lleva a continuación esta numerado y el resultado se condensará en el formato correspondiente, de acuerdo a la numeración. (Ver memoria de cálculo, sección 3.3)

3.2.1 CONDICIONES DE DISEÑO.

Exterior: (92°F) 33.33 °C Bulbo seco, (75°F) 23.88 °C Bulbo húmedo, Latitud 20

3.2.2 GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A TRAVES DE LOS VIDRIOS.

Para realizar este cálculo, es necesario considerar los aleros de la construcción del local por acondicionar, ya que estos pueden proporcionar sombra sobre los muros o vidrios, por lo cual deben calcularse las áreas sombreadas, indicadas en la figura 3.3, bajo el siguiente procedimiento:

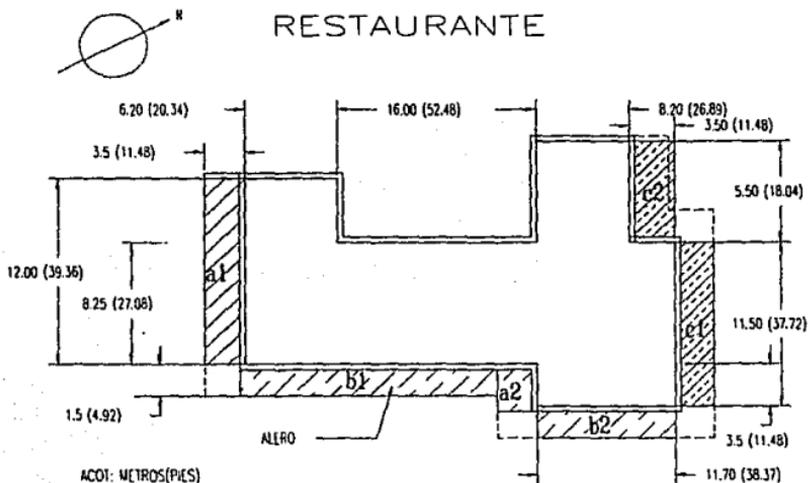


FIGURA 3.3 ALEROS

Se calcula la distancia vertical sombreada de la siguiente manera.

$$Dv = La \times Fs$$

Donde:

Dv = Distancia vertical.

La = Longitud del alero.

Fs = Factor de sombra.

La distancia vertical resultante es la altura del área sombreada, medida del alero hacia abajo, por lo tanto si esta distancia vertical resulta mayor que la altura del vidrio o muro, entonces éste se encuentra totalmente sombreado.

- a) Para el cálculo del área sombreada debido a los aleros:
- a.1) Alero mirando hacia el sur: (11.48[pies])3.5[m] de la tabla A-3 (ver apéndice A), el factor para latitud 24 a las 3.00 p.m. es 4.35.

De acuerdo con el procedimiento de cálculo de área sombreada, la distancia vertical del área sombreada es:

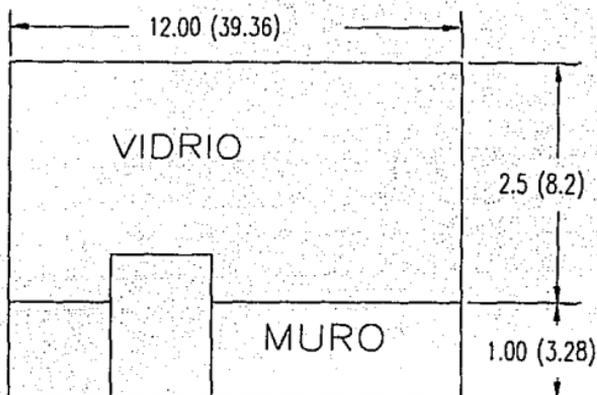
$$Dv = 11.48 \text{ pies} \times 4.35 = 49.94[\text{pies}] \quad 15.22[\text{m}]$$

lo cual indica que en el momento determinado para el cálculo de la carga térmica, este muro que da hacia el sur, se encuentra totalmente sombreado.

Por lo tanto se calcula, tomando toda la ventana sombreada.

Como se observa en la figura 3.4, el área es:

$$\text{Area} = 39.36 \times 8.2 = 322.75[\text{pies}^2] (30 \text{ m}^2).$$



ACOT: METROS(PIES)

FIGURA 3.4 VISTA FRONTAL DE LA ENTRADA PRINCIPAL
(VISTA AL SUR)

De la tabla A-1 (ver apéndice A), con latitud 24, a las 3 p.m. mirando hacia el sur, tenemos un factor de $48[\text{Btu}/(\text{hr} \times \text{pies}^2)] (151.32[\text{Watts}/\text{m}^2])$.

De la tabla A-2 (ver apéndice A), para vidrio plano de $0.063[\text{m}] (1/4[\text{pulg}])$ sin sombra, tenemos un factor de ganancia de calor de 0.95 .

Una vez obtenidos los datos se puede calcular la ganancia de calor a través del vidrio (Q), de la siguiente forma:

$Q = \text{Area} \times \text{Ganancia de calor por radiación} \times \text{Factor de ganancia de calor.}$

Sustituyendo los valores de las tablas tenemos:

$$Q = 322.75 \text{ [pie}^2\text{]} \times 48 \text{ [(Btu/hr)/pie}^2\text{]} \times 0.95$$

$$Q = 14,717.4 \text{ [Btu/hr]} \text{ (4,313.24 [Watts])}$$

a.2) Alero mirando hacia el sur: (4.92 [pies])1.5 [m].

El cálculo de la distancia vertical se realiza de manera similar al punto anterior, es decir:

$$\begin{aligned} \text{Distancia vertical sombreada} &= 4.92 \times 4.35 \\ &= 21.40 \text{ [pies]} \text{ (6.52 [m])} \end{aligned}$$

por lo cual esta cubierta totalmente.

El área sombreada, descontando 1 metro (3.28 pies) de altura del muro es:

$$\begin{aligned} \text{Area sombreada} &= 11.48 \text{ [pie]} \times (11.48 - 3.28) \text{ [pie]} \\ &= 11.48 \times 8.2 \\ &= 94.14 \text{ [pie}^2\text{]} \text{ (8.74 [m}^2\text{])} \end{aligned}$$

Utilizando los mismos factores que en el inciso anterior:

$$Q = 94.14 \times 48 \times 0.95 = 4,292.78 \text{ [Btu/hr]} \text{ (1258.08 [Watts])}$$

b1 y b2) Ventanas hacia el oriente:

Alero: 4.92 [pies] (1.5 [m]).

Distancia sombreada: debido a la hora del día (3:00 p.m.) todo el vidrio se encuentra sombreado, como puede observarse en la tabla A-3 (Apéndice A).

Debido a la longitud de los aleros y la hora que se considera para los cálculos (3:00 p.m.), todos los vidrios en cualquier dirección se encuentran totalmente sombreados. Como se observa en la figura 3.5.

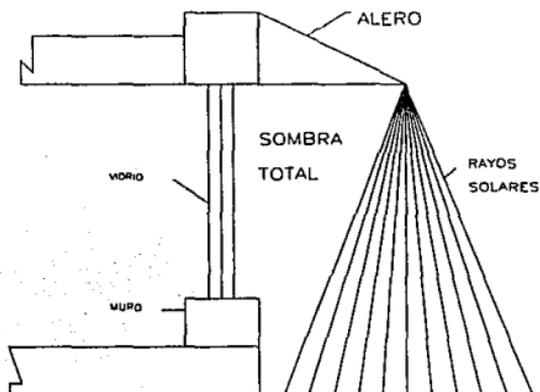


FIGURA 3.3

FIGURA 3.5 VISTA LATERAL DE LOS ALEROS.

Debido a ésto, es posible sumar el área de los vidrios, como si fuera uno solo. De la figura 3.3 para b_1 y b_2 , tenemos que:

$$\begin{aligned}
 \text{Area sombreada} &= (72.81 + 38.37) \times (11.48 - 3.28) \\
 &= (111.18 \times 8.2) \\
 &= 911.7 \text{ [pie}^2\text{]} \text{ (84.78 [m}^2\text{])}
 \end{aligned}$$

Ahora para calcular la ganancia de calor por radiación, a través de los vidrios que miran al oriente, utilizamos nuevamente la siguiente expresión:

$$Q = \text{Area} \times \text{Ganancia de calor por radiación} \times \text{Factor de ganancia de calor.}$$

$$Q = 911.76 \times 48 \times 0.95 \text{ [pie}^2\text{]} \text{ [(Btu/hr)/pie}^2\text{]}$$

$$Q = 41,576.26 \text{ [Btu/hr]} \text{ (12,184.80 [Watts])}$$

c) Vidrios al Norte:

Los vidrios al norte, siempre se consideran sombreados por lo cual podemos calcular la ganancia de calor del mismo modo que en los incisos anteriores, sumando el área total de vidrios que miran al norte.

De la figura 3.3, se obtiene que:

$$\text{Area vidrios} = \text{Area total} - \text{Area muro}$$

$$\text{Area vidrios} = (37.72 + 18.04) \times (11.48 - 3.28)$$

$$\text{Area vidrios} = 55.76 \times 8.2 = 457.23 \text{ [pies}^2\text{]} \text{ (42.47 [m}^2\text{])}$$

La ganancia de calor por radiación es:

$$Q = A \times \text{Btu/hr/pie}^2 \times \text{factor de ganancia}$$

$$Q = 457.23 \times 48 \times 0.95 = 20,849.69 \text{ [Btu/hr]} \text{ (6,110.44 [Watts])}$$

3.2.3 GANANCIA POR TRANSMISION.

La ganancia por transmisión debe calcularse a través de: ventanas, paredes exteriores, muros interiores, techo y piso.

a) Ventanas

Area total de vidrios (Figura 3.3):

$$A = (39.36 + 72.82 + 11.48 + 38.38 + 37.72 + 11.48 + 18.04) \times 8.2$$

$$A = 229.28 \times 8.2 = 1880.10 \text{ [pies}^2\text{]} (174.66 \text{ [m}^2\text{]}).$$

De la tabla A-4 se determina que el valor de U es de 1.06

Por lo tanto, para calcular la ganancia por transmisión, tenemos:

$$Q_v = A \times U \times \Delta t$$

$$Q_v = 1,880.10 \times 1.06 \times (92 - 72) \text{ [pie}^2\text{]} \text{ [(Btu/hr)/pie}^2\text{ } ^\circ\text{F]} \text{ [}^\circ\text{F]}]$$

$$Q_v = 39,858.12 \text{ [Btu/hr]} (11,681.26 \text{ [Watts]}).$$

b) Paredes exteriores.

Los muros al Norte y Este se encuentran sombreados.

De la tabla A-6 (ver apéndice A), $U = 0.24$

Area de muros al Norte y Este:

$$A = (18.04 + 37.72 + 38.38 + 72.82) \times (3.2)$$

$$A = 166.96 \times 3.2 = 547.63 \text{ [pies}^2\text{]} (50.87 \text{ [m}^2\text{]}).$$

$$Q_p = A \times u \times \Delta t$$

$$Q_p = 547.63 \times 0.24 \times 20$$

$$Q_p = 2628.62 \text{ [Btu/hr]} (770.37 \text{ [Watts]})$$

Los muros al Sur, también se encuentran sombreados, debido al alero de 3.5 m, por lo cual se calcula igual que lo anterior.

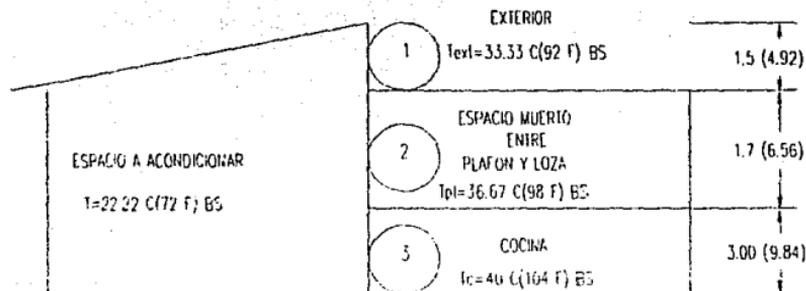
$$A = 39.36 \times 3.28 = 129.10 \text{ [pie}^2\text{]} (12.00 \text{ [m}^2\text{)})$$

$$Q_p = 129.10 \times 0.24 \times 20$$

$$Q_p = 619.68 \text{ [Btu/hr]} (181.61 \text{ [Watts]})$$

c) Para muros interiores

El muro interior que se tiene en el área por acondicionar, tiene colindancia con la cocina, con el exterior y con el espacio muerto entre plafón de cocina y loza; ésto lo podemos observar en la siguiente vista lateral:



ACOT. METROS (PIES)

FIGURA 3.6 VISTA LATRERAL DEL LOCAL POR ACONDICIONAR

En la figura 3.6 se establecen 3 zonas de colindancia con diferentes temperaturas, por lo cual hay que realizar el cálculo por separado; pero debemos conocer también el croquis

de vista frontal para establecer las dimensiones; el cual se muestra en la figura 3.7.

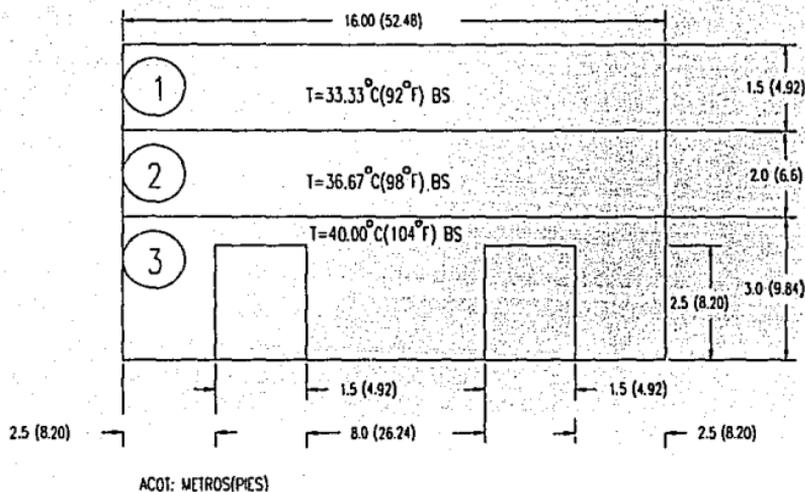


FIGURA 3.7 VISTA FRONTAL DEL LOCAL POR ACONDICIONAR

Tomando en cuenta los croquis anteriores, podemos llevar a cabo los cálculos de ganancia de calor por transmisión a través de los muros interiores.

$$1) Q_1 = A \times U \times \Delta t$$

$$Q_1 = (52.48 \times 4.92) \times (0.29) \times (92-72)$$

$$Q_1 = 1239.36 \text{ [Btu/hr]} (363.22 \text{ [Watts]})$$

$$2) Q_2 = A \times U \times \Delta t$$

$$Q_2 = (52.48 \times 6.66) \times (0.24) \times (98-72)$$

$$Q_2 = 2148.24 \text{ [Btu/hr]} (629.58 \text{ [Watts]})$$

$$3) Q_3 = A \times U \times \Delta t$$

$$Q_3 = (52.48 \times 9.84) - 2 (4.92 \times 8.20) \times 0.24 \times (104-72)$$

$$Q_3 = 3,346.33 \text{ [Btu/hr]} (980.71 \text{ [Watts]})$$

Para los muros laterales que colindan con la cocina tomamos en cuenta lo siguiente:

$$Q_1 = (12.30 + 18.04) \times 4.92 \times 0.24 \times (92-72)$$

$$Q_1 = 716.50 \text{ [Btu/hr]} (209.98 \text{ [Watts]})$$

$$Q_2 = (12.30 + 18.04) \times 6.56 \times 0.24 \times (98-72)$$

$$Q_2 = 1241.95 \text{ [Btu/hr]} (363.97 \text{ [Watts]})$$

$$Q_3 = (12.30 + 18.04) \times 9.84 \times 0.24 (104-72)$$

$$Q_3 = 2,292.80 \text{ [Btu/hr]} (671.95 \text{ [Watts]})$$

d) Para Techo.

El techo presenta un ángulo de inclinación, como se muestra en el esquema de la figura 3.8

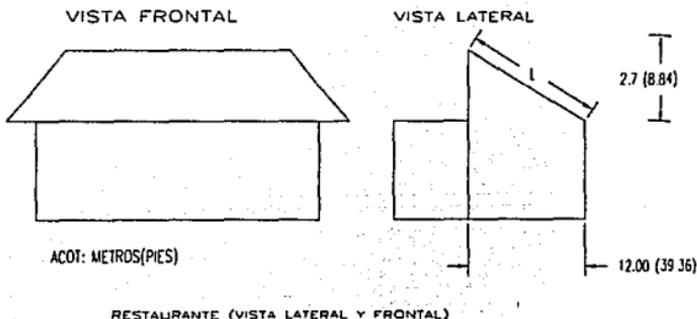


FIGURA 3.8 VISTA LATERAL Y FRONTAL DEL RESTAURANTE

Con este dato, podemos calcular el área total del techo, despreciando la inclinación en las secciones pequeñas:

$$\begin{aligned} \text{Area del techo (At)} &= (20.34 \times 12.30) + (72.82 \times 40.57) \\ &+ (38.38 \times 40.57) + (26.89 \times 18.04) \end{aligned}$$

$$\text{At} = 5,246.67[\text{pies}^2](487.41 [\text{m}^2])$$

De la tabla A-6(ver apéndice A), se obtiene el valor de U tomando en cuenta las características del techo que se tiene, el cual resulta ser 0.30.

Para la diferencia de temperatura, se obtiene el dato de la tabla A-8(ver apéndice A), la cual nos da la referencia de temperatura equivalente y dado que la diferencia de temperaturas interior y exterior para nuestro caso es de 20°F (6.66 °C), se toma el dato directo de tabla, que es 36°F (2.22 °C), tratándose de techo claro.

Con los datos anteriores podemos calcular la ganancia de calor a través del techo que resulta ser:

$$Q_{\text{techo}} = \text{Area del techo} \times U_{\text{techo}} \times \Delta t$$

$$Q_t = A_t \times U_t \times \Delta t$$

$$Q_t = 5,246.67 \times 0.30 \times 36$$

$$Q_t = 56,664.04 [\text{Btu/hr}](16,606.59 [\text{Watts}])$$

e) Para Piso:

Para nuestro caso, no hay ganancia de calor a través del piso, ya que se trata de una losa de concreto que esta a nivel del suelo.

3.2.4 GANANCIA INTERNA DE CALOR.

a) Por personas: los ocupantes del área por acondicionar y las actividades que se encuentran desarrollando, se mencionan en la tabla I. Los datos de ganancia de calor fueron obtenidos de la Tabla A-9 (Apéndice A).

Cant. de Personas	Tipo de Actividad	Ganancia de calor por persona		
		Qs	Q1	Qt
		[Btu/Hr]		
220	Personas sentadas (comiendo)	245	155	400
25	Personas paradas (espera)	250	250	500
25	Personas caminando intermitentemente	275	275	550

TABLA I

Multiplicando la cantidad de calor generada por persona, por el número de personas, obtenemos los datos mostrados en la tabla II.

Cant. de Personas	Qs	Ql	Qt
220	53,900	34,100	88,000
25	6,250	6,250	12,500
25	6,875	6,875	13,750
270	67,025	47,225	114,250

TABLA II

b) Alumbrado y Equipo

De acuerdo al plano IE-I (ver apéndice B) de instalación eléctrica de alumbrado, el total de carga que se tiene en el área por acondicionar es el mostrado en la tabla III.

Circuito	Watts Conectados	Carga Térmica [Btu/Hr.]
A-9	1,096	3,742.84
A-10	1,100	3,756.5
A-12	1,100	3,756.5
A-13	1,100	3,756.5
A-14	1,000	3,415.0
A-15	1,200	4,098.0
A-16	900	3,073.5
A-17	1,200	4,098.0

A-18	700	2,390.5
A-19	1,200	4,098.0
AE-9	1,450	4,951.75
Total	12,046	41,137.09

Nota: Unicamente se consideran estos circuitos, porque son los que alimentan la iluminación del espacio por acondicionar.

TABLA III

3.2.5 INFILTRACION Y VENTILACION.

a) Debido a la infiltración de aire al local acondicionado, a través de puertas y/o ventanas, se tiene una ganancia de calor que debe de ser considerada en el incremento de la carga térmica, lo cual se calcula de la siguiente manera:

$$I = H \cdot L \cdot W \cdot (Ac/60) \text{ [pie}^3\text{/min]}$$

Donde :

I = Infiltración

H = altura del local (Valor promedio)

L = longitud del local

W = anchura del local

Ac = cambios de aire por hora

para nuestro caso:

$$H = 16.4 \text{ [pies]} (5 \text{ [m]})$$

$$A = LW = (20.34 \times 12.30) + (72.82 \times 27.06) + (38.38 \times 37.72) \\ + (26.89 \times 18.04)$$

$$A = 250.18 + 1,970.51 + 1,447.69 + 485.10$$

$$A = 4,153.48[\text{pie}^2](385.85 [\text{m}^2])$$

Ac = 1.20 Este dato se obtuvo de la tabla A-12 ver apéndice A

De ahí que:

$$I = 16.4 \times 4,153.48 \times (1.20 / 60)$$
$$= 1,362.34[\text{pie}^3/\text{min}](38.55 [\text{m}^3/\text{min}])$$

También se debe obtener la infiltración por puertas, mediante la siguiente expresión.

$I_p = N^{\circ}$ de puertas x volumen de aire por minuto por puerta.

El dato del volumen de aire por minuto, lo podemos obtener de la tabla A-12a, para lo cual necesitamos conocer la diferencia de temperatura entre ambos lados de la puerta y el tráfico de personas que circulan por ella cada hora.

El tráfico de personas (TR) de acuerdo a la frecuencia de clientela, es de 220 personas por hora y la diferencia de temperatura (DT) es de 20°F; ya que la exterior es de 92°F, mientras que la interior es de 72°F. Con estos datos y basandonos en la tabla A-12a, obtenemos los pie^3/min que son 160.

Ahora determinaremos la infiltración por puertas con la expresión anteriormente señalada dando por resultado lo siguiente:

$$I_p = 1\text{pta} \times 160 \text{ pie}^3/\text{min}/\text{pta}$$

$$I_p = 160 [\text{pie}^3/\text{min}](4.62 [\text{m}^3/\text{min}])$$

Finalmente se obtiene la infiltración total (It), de la siguiente expresión:

$$It = I + Ip = 1,362.34 + 160 = 1,522.34$$

$$It = 1,522.34[\text{pie}^3/\text{min}](43.08 [\text{m}^3/\text{min}])$$

b) Ventilación:

De la tabla A-13(ver apéndice A), obtenemos los requisitos de ventilación para el comedor de un restaurante que es: 10 $[\text{pies}^3/\text{min}]$ x persona.

Los cálculos de ventilación son los siguientes:

$$\text{Vent. total} = 10 \text{ pie}^3/\text{min} \times \text{persona} \times 270 \text{ personas.}$$

$$= 2,700[\text{pie}^3/\text{min}](76.41 [\text{m}^3/\text{min}])$$

Para los cálculos de la carga térmica, debe tomarse el dato que haya resultado mayor entre la ventilación y la infiltración por lo que se toman los 2700 pie^3/min .

Con ésto calculamos tanto la carga sensible como la carga latente, de la siguiente forma:

$$\text{Carga sensible} = \text{Vent. total} \times \text{Dif. de temp.} \times 1.1$$

$$= 2,700 \times 20 \times 1.1$$

$$= 59,400[\text{Btu/hr}](17,408.2 [\text{Watts}])$$

$$\text{Carga latente} = \text{Vent. total} / (100 \times \text{Btu/hr}^*)$$

* Este dato se obtiene de la tabla A-16(ver apéndice A), con los datos de las condiciones de aire exterior que son 92°F BS y 75°F BH

de ahí que:

$$\text{Calor latente} = 2,700 / (100 \times 1,859)$$

$$= 50,193[\text{Btu/hr}](14710.11 [\text{Watts}])$$

3.2.6 CARGA SENSIBLE PARCIAL.

Esta se calcula sumando todas las cargas sensibles, hasta este punto. El total de cargas sensibles se muestra en la tabla IV.

Concepto de ganancia de calor. Sección	Inciso	Carga sensible [Btu/hr]
3.2.2 Por radiación solar a través de vidrios	a.1	14,717.40
	a.2	4,292.78
	b.1 y b.2	41,575.26
	c	20,849.69
3.2.3 Por transmisión	a	39,858.12
	b	2,628.62
	b	619.68
	c	1,239.36
	c	2,148.24
	c	3,336.33
	c	716.50
	c	1,241.95
	c	2,292.80
	d	56,664.04
3.2.4 Ganancia de calor interna	a	67,025.00
	b	41,137.09
3.2.5 Por ventilación	a	59,400.00
Carga sensible total	Σ	359,753.86

TABLA IV

3.2.7 GANANCIA DE CALOR EN DUCTOS.

La ganancia de calor en ductos, es la debida a la transmisión de calor, del medio exterior que rodea al ducto hacia el aire frío que circula dentro. Para la obtención de la misma, es necesario conocer la longitud aproximada de ductos de inyección, a través de todo su recorrido (ducto principal y ramales), por lo cual es necesario realizar la suma de todos los tramos de ductería. Basándonos en el plano IE-III (Apéndice B) que indica la distribución de ductos de inyección y las dimensiones del local por acondicionar, podemos obtener la longitud aproximada de ductería considerando además un tiro de 4m de altura, la cual resulta ser de 164.05 [pies](50 [m]) aproximadamente.

Con este dato y la carga sensible total, podemos obtener el porcentaje de incremento de calor por ductos, de la tabla A-17(ver apéndice A), ya que las condiciones de esa tabla son similares a las nuestras; es decir: temperatura del aire alrededor de ductos (92°F)33.33°C, temperatura del área (72°F)22.22°C. Además considerando la tendencia de las curvas, para cargas sensibles parciales mayores a (300,000 [Btu/hr]) 87,921.33 [Watts] obtenemos lo siguiente:

La carga sensible parcial (Csp) se incrementa en un 2.5% .

3.2.8 CARGAS TOTALES.

De acuerdo al inciso anterior, la carga sensible total (Cst), resulta ser, la carga sensible parcial x el porcentaje de incremento

$$Cst = Csp \times 1.025 = 359,750.86 \times 1.025$$

$$Cst = 368,744.63 [\text{Btu/hr}] (108,068.39 [\text{Watts}])$$

La carga latente total, es el resultado de la suma de las cargas latentes parciales que son las debidas a ocupantes, más la debida a la ventilación, por lo tanto:

$$\text{Carga latente total} = 47,225 [\text{Btu/hr}] + 50,193 [\text{Btu/hr}]$$

$$\text{Carga latente total} = 97,418 [\text{Btu/hr}] (28,550.40 [\text{Watts}])$$

3.2.9 CARGA TOTAL DE ENFRIAMIENTO.

Con todo lo anterior, es posible calcular la carga total mediante la siguiente relación:

$$\text{Carga total} = \text{Carga sensible} + \text{carga latente}$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$= 368,744.63 + 97,418.00$$

$$\text{Carga total} = 466,162.63 [\text{Btu/hr}] (136,618.80 [\text{Watts}])$$

Habiendo obtenido la carga total de enfriamiento, y sabiendo que la tonelada de refrigeración equivale a 12,000 [Btu/hr]

(3,516.85 [Watts]) podemos obtener la capacidad de enfriamiento requerida que es:

Capacidad requerida = $466,162.63 / 12,000 = 38.85$ [Ton. de Ref].

3.3 MEMORIA DE CALCULO.

1. Condiciones de Diseño: (Hora: 3.00 p.m.) (Latitud 20)

a) T BS interior: 72 °F HR = 50%

b) T BS exterior: 92 °F T BH = 75°F

T BS ext - T BS int = 92 - 72 = 20°F (Diferencia)

2. En la tabla V se resume la ganancia de calor por radiación solar a través de vidrios.

Dirección	Pie2	Factor Solar	Factor del Vidrio o Sombra	Carga Enfriam. [BTU/hr] Sensible
SUR	322.75	48	0.95	14,717.40
SUR	94.14	48	0.95	4,292.78
ORIENTE	911.76	48	0.95	41,576.26
NORTE	457.23	48	0.95	20,849.69

TABLA V

3. En la tabla VI se resume la ganancia por transmisión.

Dirección	Pie²	Factor	Dif Temp de B. S. [°F]	Carga enfriam. Sensible [Btu/hr]
Vidrio	1,880.10	1.06	20	39,858.12
Paredes N y E	547.63	0.24	20	2,628.62
S	129.10	0.24	20	619.68
Muros	258.20	0.24	20	1,239.36
Interiores	344.27	0.24	26	2,148.24
	435.72	0.24	32	3,346.33
	149.27	0.24	20	716.50
	199.03	0.24	26	1,241.95
	298.55	0.24	32	2,292.80
Techo	5,246.67	0.30	36	56,664.04
Piso	-	-	-	-

TABLA VI

4. La ganancia de calor interna, se muestra a continuación :

a) Ocupantes.	Cantidad	Qs	Ql	Qt
	270	67,025	47,225	114,250

b) Alumbrado y Equipo.

Luces incandescentes	Watts	Factor	Q	Sensi. [Btu/hr]
	12046	3.415		41137.09

5. Infiltración o ventilación.

Carga sensible = Vent. total x Dif. temp. x Factor

$2,700 \text{ pie}^3/\text{min} \times \text{Dif. temp BS (20)} \times 1.1 =$

$59,400 [\text{BTU7hr}] (\text{sens.})$

Calor latente = Vent. total / (100 x [Btu/hr])

$2,700 \text{ pie}^3/\text{min} / 100 \times 1859 [\text{Btu/hr}] = 50,193 (\text{latente})$

6. Carga sensible parcial: 359,753.86 [Btu/hr]

7. Ganancia de calor en ductos:

Carga sensible parcial X % de incremento

$359,750.86 \times 1.025 = 368,744.63 [\text{Btu/hr}]$

8. Carga sensible total: 368,744.63 [Btu/hr]

Carga latente total: 97,418.00 [Btu/hr]

9. Carga total de enfriamiento:

Cargo Sens. Tot. + Carga Lat. Tot = $368,744.63 + 97,418.00$

$\text{Ct} = 466,162.63 [\text{Btu/hr}] = 38.85 [\text{Ton. Ref.}]$

3.4. SELECCION DEL COMPRESOR.

En los incisos anteriores se calculó la capacidad de enfriamiento que requiere el sistema propuesto, después de haber realizado el análisis de la carga térmica. Con este dato de capacidad, podemos seleccionar el compresor necesario.

Sabemos que en los sistemas de aire acondicionado, los componentes del sistema de refrigeración, se agrupan en dos equipos:

Compresor } Unidad Condensadora de Aire (UCA)
Condensador }

Válvula de expansión } Unidad Manejadora de Aire (UMA)
Evaporador }

Debido a lo anterior, la selección del compresor, va implícita al seleccionar la condensadora ya que los fabricantes proporcionan los datos de sus condensadoras incluyendo la capacidad del compresor. Para seleccionar la condensadora adecuada al sistema, nos basamos en el manual de equipo CARRIER, (ver apéndice C), datos comerciales C-1, en donde aparece la línea de condensadoras de la serie 38, la cual maneja varios rangos de capacidades de acuerdo a los siguientes modelos:

Modelo 38BA:	98,000 A 108,000	[Btu/hr]
Modelo 38AD:	129,000 A 371,000	[Btu/hr]
Modelo 38AE:	480,000 A 713,000	[Btu/hr]
Modelo 38AB:	946,000	[Btu/hr]

Pudiera seleccionarse una condensadora del modelo 38AE ya que su capacidad mínima es de (480,000[Btu/hr]) 140,674.13[Watts] y el requerimiento de nuestro sistema es de (466,162.63[Btu/hr]) 136,618.79 [Watts] que es lo más aproximado de acuerdo a los rangos especificados anteriormente; sin embargo, esto significaría que tendríamos una sola condensadora para cubrir la capacidad total del sistema, lo cual representaría algunos problemas para el usuario como son:

- Si el compresor se llega a dañar, el restaurante se queda totalmente sin sistema de aire acondicionado.

- Debido a que se tiene un solo equipo, el compresor va a estar trabajando durante periodos de tiempo muy prolongados para poder proporcionar permanentemente la capacidad de enfriamiento necesaria, lo

cual representa un consumo de energía mayor y por lo tanto mayores gastos de operación.

Es por ello que es preferible instalar 2 condensadoras, cada una con la mitad de la capacidad total requerida por el sistema, ya que con esto se evitan en gran parte los problemas anteriores.

La capacidad de cada condensadora debe ser:

$$\text{Cap. cond.} = \text{Cap total del sist.} / 2 = 466,162.63 / 2$$

$$\text{Cap. cond} = (233,081.32[\text{Btu/hr}]) = 68,309.39[\text{Watts}]$$

Con este dato, nos ubicamos dentro del rango de condensadoras modelo 38AD y de ellas, la que corresponde a la capacidad requerida es la 38AD024 ya que tiene una capacidad de (240,000 [Btu/hr]) 70,337.06[Watts], que es lo adecuado a nuestras necesidades. Dicha condensadora este equipada con un compresor modelo 06ED de 4 cilindros que tiene una capacidad precisamente de (240,000 [Btu/hr]) 70,337.06[Watts].

Por lo tanto, como resultado del análisis anterior, requerimos de 2 condensadoras CARRIER modelo 38AD024 con una capacidad total de (480,000[Btu/hr]) 140,674.13[Watts] para satisfacer las necesidades de acondicionamiento del restaurante. En la tabla C-2 del apéndice C se anexan datos básicos y dimensiones de dicha condensadora.

3.5 OPERACION DEL SISTEMA.

Al proponer la utilización de 2 condensadoras, el arreglo del equipo para el sistema propuesto es como se muestra en la figura 3.8. Dicho sistema se instala con un termostato en el ducto de retorno por medio del cual se controla la temperatura en el local acondicionado, coordinando el arranque de los compresores de acuerdo a la necesidad.

SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON 2 CONDENSADORAS

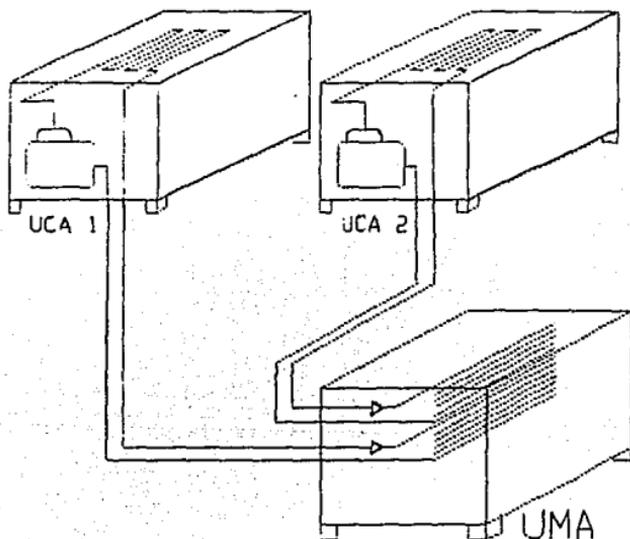


FIGURA 3.9 SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON DOS
CONDENSADORAS

3.5.1 TIEMPOS DE OPERACION.

Para poder completar el análisis, necesitamos conocer el tiempo que trabajan cada uno de los compresores durante un periodo determinado, que para nuestro estudio será de un mes. En el cuadro de las Tablas VIIA y VIIB, se muestra la utilización de compresores durante un periodo de una semana y con esos datos, podemos calcular el tiempo que trabajan durante un mes para poder conocer el consumo de energía.

3.5.2 CONSUMO DE ENERGIA.

Un punto fundamental de la operación del sistema es determinar el consumo de amperaje de los compresores, el cual se calcula a continuación:

El compresor tiene una capacidad de 240,000[Btu/hr], utilizando las siguientes equivalencias.

$$1[\text{HP}] = 745.7[\text{Watts}] = 2,545[\text{Btu/hr}]$$

tenemos que:

$$240,000[\text{Btu/hr}] = 70,321.41[\text{Watts}] = 94.30[\text{H.P.}]$$

Sabemos además, que la potencia trifásica se calcula de la siguiente forma:

$$P_{3\phi} = 3(\sqrt{3}) VL IL$$

Donde:

$P_{3\phi}$ - Potencia trifásica

VL - Voltaje de línea (alimentación a la carga)

IL - Corriente de línea

$$IL = P3\phi / 3 / (\sqrt{3}) VL = 70,321.41 / [3(\sqrt{3}) \times (220)] = 61.52 [A].$$

lo cual significa que el compresor consume 61.52[Amp]. cuando se encuentre trabajando a plena carga y proporcionando su capacidad total. Este amperaje puede variar durante el trabajo del equipo ya que los compresores cuentan con un control de capacidad automático con lo cual puede aumentar o disminuir la capacidad del compresor, de acuerdo a la carga, por lo que, si varían los[Btu/hr], varia el amperaje; sin embargo, para efectos de cálculo consideramos el consumo de amperaje total a plena carga.

CUADRO DE UTILIZACION DE COMPRESORES

(tablas VIIA y VIIB)

Días	Horario de trabajo del restaurante	Cantidad de compresores trabajando	Capacidad requerida de refrigeración
Viernes	[Horas]	[Unidades]	[Ton.de Ref.]
	0 - 1	1	10
	1 - 2	1	10
	2 - 3	-	0
	3 - 4	-	0
	4 - 5	-	0

6 - 7	-	0
7 - 8	1	12
8 - 9	1	15
9 - 10	1	20
10 - 11	2	26
11 - 12	2	30
12 - 13	2	34
13 - 14	2	36
14 - 15	2	38
15 - 16	2	35
16 - 17	2	30
17 - 18	2	30
18 - 19	2	28
19 - 20	2	25
20 - 21	2	25
21 - 22	1	20
22 - 23	1	18
23 - 24	1	15
Cantidad de		
horas de trabajo	(por día)	30
de los comp.	(de L. a V.)	150

TABLA VIIA

Días Sábado y Domingo	Horario de trabajo del restaurante [Horas]	Cantidad de compresores trabajando [Unidades]	Capacidad requerida de refrigeración [Ton.de Ref.]
	0 - 1	1	10
	1 - 2	1	10
	2 - 3	1	10
	3 - 4	1	7
	4 - 5	1	7
	5 - 6	1	7
	6 - 7	1	7
	7 - 8	1	12
	8 - 9	1	15
	9 - 10	1	20
	10 - 11	2	24
	11 - 12	2	26
	12 - 13	2	30
	13 - 14	2	33
	14 - 15	2	35
	15 - 16	2	35
	16 - 17	2	35
	17 - 18	2	32
	18 - 19	2	30

19 - 20	2	26
20 - 21	2	25
21 - 22	2	24
22 - 23	2	22
23 - 24	1	20
Cantidad de horas de trabajo de los comp.		
	(por día)	37
	(de S. y D.)	74

Nota: Datos obtenidos en forma práctica, tomando en cuenta las variaciones de operación del restaurante a lo largo del día.

TABLA VIIB

3.6 ANALISIS DE COSTOS.

En ésta selección, analizaremos los costos que representa la utilización de los compresores recíprocos en el sistema de aire acondicionado.

3.6.1 COSTOS INICIALES.

Los costos iniciales de implementación del sistema, incluyen fundamentalmente el costo del equipo y el costo de instalación, por lo tanto nos enfocaremos a estos dos puntos.

El costo del equipo es el siguiente:

La condensadora CARRIER mod. 38AD024 tiene un costo de \$12,780 dólares, que al tipo de cambio de N\$3.28 por un dólar, tendremos el equivalente a N\$41,918 y está equipada

con un compresor mod. 06ED con un costo de \$2,955.56 dólares; es decir N\$9,694.23. Debido a que el sistema requiere de dos condensadoras y una manejadora para la inyección de aire, requerimos también del costo de dicha manejadora que es de N\$30,523 con éstos datos determinamos el costo total del equipo, es decir:

Costo total del equipo = 2 x costo de condensadora + costo de la manejadora.

Costo total del equipo = 2 x N\$41,918 + N\$30,523

Costo total del equipo = N\$114,359

El costo de instalación, que proporciona un proveedor del ramo, es de N\$2,526.70. Con los datos anteriores, podemos obtener el costo inicial total que representa la utilización de este tipo de equipo para nuestro sistema propuesto, que es el siguiente:

Costo inicial = costo de equipo + costo de instalación.

Costo inicial = N\$114,359 + N\$2,526.70

Costo inicial = N\$116,885.7

3.6.2 COSTOS DE OPERACION (CONSUMO DE ENERGIA).

Los costos de operación son los que van implícitos con el uso del equipo; es decir, lo que nos cuesta utilizarlo y van ligados directamente con el consumo de energía que tiene el

equipo durante un periodo de tiempo, que para el objeto de nuestro análisis será de un mes.

Para poder calcular el consumo de energía y el costo de operación, haremos referencia a los datos obtenidos en la sección 3.4 de éste capítulo. Sabemos entonces que el compresor mod. 06ED requiere de 70.32 [kW] de energía para proporcionarnos los 240,000 [Btu/hr] de enfriamiento, lo cual representa un consumo de corriente de 61.52 [Amp/línea].

Consideremos también que el suministro de energía eléctrica por parte de la compañía suministradora, es en alta tensión para lo cual nos establece un costo de N\$0.2 por cada kWh consumido.

La utilización del equipo durante un mes, podemos obtenerla haciendo referencia a las tablas VIIA y VIIB, de la siguiente forma:

$$\text{Horas trabajadas a la semana} = 150 + (37 \times 2) = 224$$

$$\text{Horas trabajadas al mes} = 4 \times 224 = 896$$

Con éstos datos podemos determinar el consumo de energía al mes que es:

$$\text{kWh al mes} = \sqrt{3} V I \times \text{hrs trabajadas al mes} / 1000$$

$$\text{kWh al mes} = \sqrt{3} \times 220 \times 61.52 \times 896 / 1000$$

$$\text{kWh al mes} = 21,003.65$$

Finalmente el costo por consumo de energía se determina de la siguiente forma:

$$\text{Costo de operación} = \text{kWh al mes} \times \$/\text{kWh}$$

Costo de operación = 21,003.65 kWh x 0.2 N\$/kWh

Costo de operación = N\$ 4200.73

Lo cual quiere decir que el restaurante gasta la cantidad de N\$ 4,200.73 al mes por la utilización del equipo de aire acondicionado.

3.6.3 COSTOS DE MANTENIMIENTO.

En el empleo de compresores del tipo semihermético, se requiere de un cambio de aceite semestral, y dado que el costo de éste servicio tanto en refacciones como en mano de obra resulta muy bajo, se despreciará para nuestro análisis. Sin embargo es importante mencionar los servicios correctivos para éste tipo de equipos, por su alto costo, llegando a representar hasta un 110% del costo del equipo nuevo. Considerando el caso de que se queme un compresor, además de la reparación del mismo, habrá de tenerse en cuenta el costo de lavado del sistema y la recarga del gas refrigerante, debido a la contaminación total de dicho sistema.

Como dato informativo, el compresor recíprocante, marca CARRIER, modelo 06ED con el cual viene equipada la condensadora 38AD024, tiene un costo de \$2,955.56 dolares es decir, N\$9,694.23 aproximadamente.

CAPITULO I V

PROPUESTA DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO CON COMPRESOR TIPO SCROLL

Durante los pasados 30 años, los compresores de pistón han sido los caballos de batalla en el mercado del aire acondicionado residencial. Los compresores de pistón han ofrecido buenos niveles de eficiencia y debido a su diseño han resultado muy seguros para aplicaciones de aire acondicionado.

En suma, los parámetros de diseño y operación de los compresores de pistón están bien desarrollados y su tecnología no presenta problemas particulares de manufactura.

La industria requiere enfocarse a sistemas con nuevas tecnologías. La competencia, los altos costos de energía y el incremento de normas están obligando a los fabricantes a desarrollar sistemas cada vez más eficientes.

Es por esto, que se requiere de compresores con mayor eficiencia para reducir costos con respecto al compresor de pistón. Al mismo tiempo los consumidores están comenzando a demandar sistemas para aire acondicionado con mejores características en cuanto a comodidad. Los fabricantes japoneses, obligados, por su gran interés en los sistemas silenciosos, han desarrollado sistemas de tipo residencial con niveles de ruido que son nominalmente menores respecto a los modelos norteamericanos equivalentes.

En el futuro las demandas del mercado impulsarán a la industria para incluir en sus líneas de productos, sistemas

regulables(de velocidad variable, dos velocidades, etc), con el fin de mejorar los niveles de comodidad y eficiencia.

Estas demandas conducirán a la industria del aire acondicionado más allá de la tecnología de pistón, llevándola a utilizar compresores fabricados con tecnologías más avanzadas.

Es por ello que se propone una tecnología de vanguardia que es la del compresor scroll, la cual ofrece muchas de las características requeridas para cubrir las necesidades de sistemas de aire acondicionado.

Los 7 fabricantes de mayor importancia en el mundo de los compresores para aire acondicionado, se interesan en la tecnología del compresor scroll. Después de una década en el campo de la investigación, desarrollo y pruebas, la empresa norteamericana " Copeland " empezó a fabricar el nuevo compresor scroll en el año de 1987. Siendo ésta la primera vez que se fabricó este tipo de compresor en los Estados Unidos de Norteamérica, con procesos de manufactura asistida por computadora.

4.1 FUNCIONAMIENTO DEL COMPRESOR SCROLL.

El compresor scroll esta diseñado fundamentalmente por dos espirales las cuales se acoplan conjuntamente una frente a la otra, esto puede ser observado en la figura 4.1, así como las partes principales de dicho compresor.

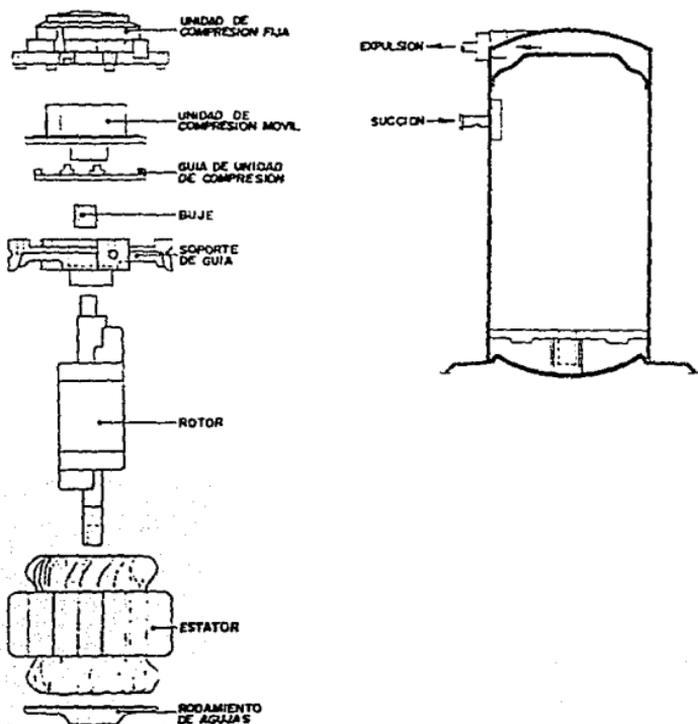


FIGURA 4.1 PARTES DE UN COMPRESOR SCROLL.

Durante el ciclo de compresión una espiral permanece fija y la otra mediante un mecanismo, se mueve de forma orbital.

Genera una serie de bolsas de gas en forma continua, las cuales, son desplazadas hacia el centro de éstas, siendo comprimidas paulatinamente conforme van llegando al centro de las espirales.

Cuando las bolsas alcanzan el centro de las espirales, el gas que se encuentra a alta presión, es descargado fuera de la cámara de compresión, la cual se encuentra al centro.

Durante cada vuelta orbital, diferentes bolsas de gas son comprimidas simultáneamente, resultando un proceso de succión y de descarga continuo.

4.1.1 FLUJO DE GAS EN LA CAMARA DE COMPRESION DEL COMPRESOR SCROLL.

I) La compresión en el compresor scroll es realizada por la interacción de la espiral orbital móvil y la espiral estacionaria. El gas entra por la abertura exterior de una de las órbitas espirales. (Fig. 4.2)



FIGURA 4.2

II) El conducto de admisión del gas es sellado, mientras



FIGURA 4.3

que el gas es trasladado hacia dentro de la espiral. (Fig. 4.3)

III) Mientras la espiral continúa el movimiento orbital el gas se va comprimiendo con pequeños incrementos de presión y de igual manera se va trasladando hacia el centro del compresor en pequeños bolsos de gas. (Fig.4.4)

IV) En el momento en que el gas llega al centro del compresor éste ha adquirido la presión de descarga. (Fig.4.5)

V) En éste punto durante la operación de compresión, las 6 bolsos de gas están en varias etapas de compresión, al mismo tiempo resultando prácticamente continua la succión y la descarga. (Fig. 4.6)



FIGURA 4.4



FIGURA 4.5



FIGURA 4.6

4.1.2 ACOPLAMIENTO RADIAL Y AXIAL.

Una de las principales características del compresor scroll es su acoplamiento tanto radial como axial. El acoplamiento se refiere al método con el cual los dos componentes scroll interactúan para proporcionar simultáneamente alta eficiencia y durabilidad.

El diseño de los compresores scroll proporcionan las siguientes ventajas de funcionamiento:

- > Se minimizan las fugas de gas y se maximiza la eficiencia en su funcionamiento, a través del contacto continuo de las espirales mantenidas por el acoplamiento radial.
- > Mejora la durabilidad por medio del acoplamiento radial, que permite a los componentes scroll separarse cuando se presenta líquido refrigerante ó impurezas.
- > Asegura una mejora en la eficiencia a través del acoplamiento axial, lo cual mantiene a las partes y la base en contacto continuo, sin el uso de sellos.
- > El acoplamiento radial y axial de los compresores scroll proporciona una mayor

tolerancia a los líquidos.

MEJORAMIENTO DEL ARRANQUE

Debido al diseño del compresor scroll, los componentes internos de compresión siempre inician descargando, aunque la presión del sistema no este balanceada.

4.1.3 EFICIENCIA EN LA ENERGIA.

Los compresores scroll son por lo menos 10% más eficientes desde el punto de vista energético respecto a los compresores reciprocantes, esto ofrece una solución en costo más efectivo en el desarrollo de los sistemas unitarios residenciales.

Esta mejora en la eficiencia de energía es el resultado de las siguientes ventajas en el diseño de los compresores scroll:

> A diferencia de los compresores reciprocantes el proceso de succión y de descarga, físicamente se encuentran separados, esto reduce la transferencia de calor evitando una disminución de la eficiencia.

> El proceso de compresión y descarga en el compresor scroll es suave y casi continuo.

> Mientras el compresor de pistón requiere de válvulas de succión y descarga, el diseño scroll no requiere de válvulas dinámicas.

4.2 INSTALACION Y OPERACION.

Los compresores scroll normalmente se caracterizan por su bajo ruido y bajos niveles de vibración.

Durante la fase de puesta en marcha algunos componentes del compresor scroll pueden emitir bajos niveles de pulsación. Este sonido puede evidenciarse en la unidad de salida.

Una falla de interrupción de la potencia(menos de 1/2 seg.), puede causar una simple fase de retroceso en el compresor. Esto se manifiesta como altas descargas de presión de gas que se expande en retroceso a través del compresor scroll, cuando existe una interrupción de potencia.

Si la potencia es aplicada, el compresor scroll regresará a su movimiento orbital. El compresor puede continuar en marcha en dirección reversa por varios minutos hasta que se dispara el protector interno del compresor. Este contrasentido de rotación no dañará al compresor o al sistema, pero ocasionará un notable incremento en el ruido, que no es deseable. Cuando el protector se restablece el compresor arrancará y operará normalmente.

Las breves interrupciones de potencia pueden ser resultado de sobrecargas en la línea por tormentas eléctricas y/o fallas en los controles, tales como contactores, termostatos, etc.

Para evitar estas rotaciones en reversa debidas a pequeñas interrupciones de potencia se sugiere un ciclo de retraso, el cual pueda censar pequeñas interrupciones de potencia y poner fuera al compresor por un lapso de 5 min.

La figura 4.8 muestra la instalación eléctrica de este tipo de interruptor.

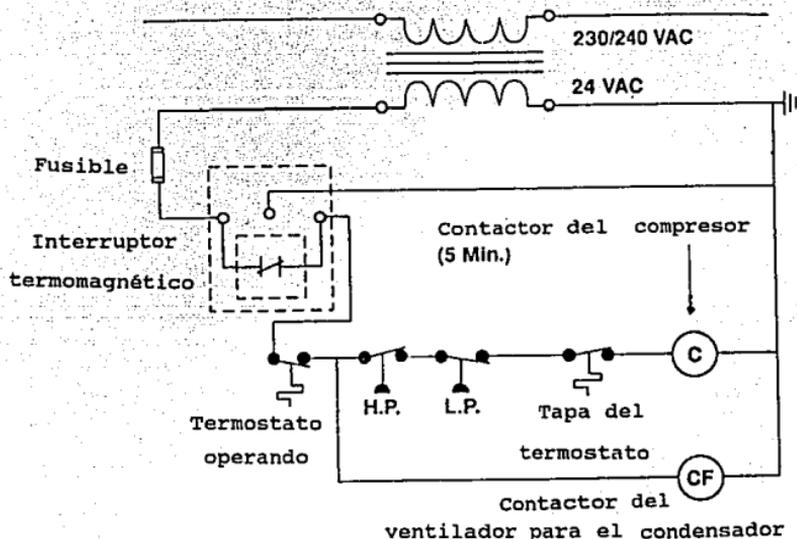


FIGURA 4.8 INSTALACION ELECTRICA DEL INTERRUPTOR

Es recomendable verificar los siguientes puntos:

1.- Asegurar que todas las conexiones eléctricas se encuentren en buenas condiciones de operación.

2.- Verificar que los contactores de operación y la cubierta del termostato del compresor estén operando apropiadamente.

3.- Montar firmemente el termostato a la entrada para prevenir vibraciones.

Al cierre de un ciclo normal, el compresor regresará por 1 o 2 seg. al equilibrio de presiones internas en el compresor.

Una breve rotación en reversa ocasionará un ruido de burbujeo, el cual es normal.

Verificar la válvula en el tubo de descarga del compresor lo cual impide el retroceso por más de 1 o 2 seg. El retroceso en el compresor al pararse no ocasionará daños en la durabilidad del compresor.

4.3 SELECCION DEL COMPRESOR.

Una vez conocido el funcionamiento de los compresores SCROLL y habiendo determinado la utilización de ellos para nuestro sistema de aire acondicionado, el siguiente paso es seleccionar los compresores adecuados.

Al igual que en la sección 3.4, para poder seleccionar el compresor que vamos a utilizar partimos de la capacidad de enfriamiento la cual fue obtenida en la sección 3.2 y es de 38.85 toneladas de refrigeración ó 466,162.63 [Btu/hr].

Por los datos obtenidos con proveedores de los compresores SCROLL actualmente se están fabricando para capacidades pequeñas de hasta 5 toneladas de refrigeración; es decir 60,000 [Btu/hr], por lo cual las unidades paquete en venta vienen equipadas con arreglos de dos ó más compresores SCROLL para poder proporcionar capacidades mayores.

Para seleccionar el paquete adecuado, nos basamos en el catálogo del fabricante de equipo para aire acondicionado marca Snyder General, cuyos equipos emplean a los compresores SCROLL , marca COPELAND.

En el catálogo del fabricante se presentan unidades paquete de la serie CUR con capacidades nominales para 7.5, 8.5, 10.1, 12.5 y 15 toneladas las cuales vienen equipadas con dos o tres compresores SCROLL, dependiendo de la capacidad. Tomando en cuenta la capacidad de enfriamiento que se obtiene con los compresores recíprocos (sección 3.4) que fue de 40 toneladas de refrigeración y proponiendo una capacidad equivalente con el arreglo de unidades con compresor SCROLL, proponemos lo siguiente: utilizar dos paquetes modelos CUR 150G con capacidad de 15 toneladas de refrigeración, el cual viene equipado con tres compresores SCROLL siendo estos de 5 toneladas cada uno; y una unidad equipada con modelo 110G con capacidad de 10.1 toneladas de refrigeración , dos compresores SCROLL de 5 toneladas. (Ver tabla C-5, apéndice C).

Sabemos que todos los compresores para aire acondicionado tienen un rango de capacidades en las que pueden trabajar, dependiendo de las condiciones interiores y exteriores del local por acondicionar. Por ello, para determinar la capacidad a la cual van a trabajar los compresores SCROLL en nuestro sistema específico, vamos a referirnos a las tabla C-8 y C-10 (apéndice C), tomando en cuenta que nuestras condiciones de diseño son las siguientes:

Temperatura exterior = 92 °F Bulbo seco.

Temperatura exterior = 75 °F Bulbo húmedo.

Temperatura interior = 72 °F Bulbo seco.

De la tabla C-8, tomamos el dato de las condiciones más cercanas a la de nuestro sistema que resulta ser de 144,000 Btu/hr para una temperatura ambiente de 90°F y 73°F B.H. y una temperatura interior de 75°F B.S. como ésta equipada con dos compresores entonces cada uno proporcionará la mitad de la capacidad que resultó de la tabla; es decir cada uno estará trabajando para proporcionar 72,000 Btu/hr.

Para obtener la capacidad de los compresores en la unidad 150G; nos referimos a la tabla C-10 (ver apéndice C) con las mismas condiciones de diseño y obtenemos que en éste caso la capacidad de la unidad será de 213,000 Btu/hr es decir cada uno de los compresores SCROLL con que está equipada, proporcionará 71,000 Btu/hr.

Como podemos observar, cada uno de los compresores SCROLL, con capacidad nominal de 5 toneladas de refrigeración (60,000 Btu/hr), nos proporcionará el promedio entre las unidades 150G y 110G; es decir 71,500 Btu/hr (5.95 ton. de refrigeración) para nuestras condiciones de diseño.

4.3.1 CONSUMO DE ENERGIA.

Para poder determinar el consumo de energía que se tiene con los compresores SCROLL, debemos conocer el total de horas de trabajo en un periodo de un mes, de acuerdo a las necesidades del local; para lo cual se generó la información de las tablas I y II.

Días	Horario de trabajo del restaurante.	Cantidad de compresores SCROLL trabajando.	Capacidad requerida de refrigeración.
Lunes			
a			
Viernes	[Horas]	[Capacidad T.R.]	[Ton. de Ref.]
		5.95	
	0-1	2	10
	1-2	2	10
	2-3	-	0
	3-4	-	0
	4-5	-	0
	5-6	-	0

6-7	-	0
7-8	2	12
8-9	3	15
9-10	4	20
10-11	5	26
11-12	5	30
12-13	6	34
13-14	6	36
14-15	7	38
15-16	6	35
16-17	5	30
17-18	5	30
18-19	5	28
19-20	5	25
20-21	5	25
21-22	4	20
22-23	3	18
23-24	3	15
Cantidad de horas de trabajo de los comp.	por día de L. a V.	83 415

TABLA I

Días	Horario de trabajo del restaurante.	Cantidad de compresores SCROLL trabajando.	Capacidad requerida de refrigeración.
Sabado y Domingo	[Horas]	[Capacidad T.R.]	[Ton. de Ref.]
		5.95	
	0-1	2	10
	1-2	2	10
	2-3	2	10
	3-4	2	7
	4-5	2	7
	5-6	2	7
	6-7	2	7
	7-8	2	12
	8-9	3	15
	9-10	4	20
	10-11	4	24
	11-12	5	26
	12-13	5	30
	13-14	6	33
	14-15	6	35
	15-16	6	35
	16-17	6	35

17-18	6	32
18-19	5	30
19-20	5	26
20-21	5	25
21-22	4	24
22-23	4	22
23-24	4	20
Cantidad de horas de trabajo por día de los comp. de S. a D.	94 188	

TABLA II

De ahí podemos obtener el total de horas trabajadas por el compresor al mes, las cuales son:

$$\text{Horas al mes} = [(83 \times 5) + (94 \times 2)] \times 4 \text{ semanas.}$$

$$\text{Horas al mes} = 2412$$

Para poder obtener el consumo de energía necesitamos determinar primero la corriente que consume cada uno de estos compresores, de la siguiente forma:

$$P_{3\phi} = 3 \cdot \sqrt{3} \cdot V_L \cdot I_L$$

De donde:

$$I_L = (P_{3\phi}) / (3 \cdot \sqrt{3} \cdot V_L)$$

Además conocemos la siguiente equivalencia:

$$1 \text{ [Watt]} = 3.41 \text{ [Btu/hr]}$$

Por lo tanto tenemos que:

$$5.95 \text{ T.R} = 71,500 \text{ [Btu/hr]} = 20,967.74 \text{ [Watts]}$$

$$P_{3\phi} = 20,967.74 \text{ [Watts]}$$

Por lo tanto:

$$IL = (P_{3\phi}) / (3 \cdot \sqrt{3} \cdot VL) = (20,967.74) / (3 \cdot \sqrt{3} \cdot 220)$$

$$IL = 18.34 \text{ [A]}$$

Con éste dato podemos obtener el consumo de energía total con la siguiente relación:

$$\text{kWh al mes} = (VL \cdot IL \cdot \sqrt{3} \cdot \text{hrs de trabajo al mes}) / (1000).$$

Sustituyendo valores tenemos:

$$\text{kWh al mes} = (IL \cdot \sqrt{3} \cdot 220 \cdot \text{hrs de trabajo al mes}) / (1000)$$

$$\text{kWh al mes} = (18.34 \cdot \sqrt{3} \cdot 220 \cdot 2412) / (1000)$$

$$\text{kWh al mes} = 16,855.71$$

Lo anterior significa que, utilizando las 3 unidades paquete propuestas, en nuestro sistema de aire acondicionado, el consumo de energía que tendremos al mes será de 16,855.71 kWh.

4.4 COSTOS.

Similarmente al estudio realizado en la sección 3.6 para el compresor recíprocante, en ésta sección analizaremos los

costos que representan la utilización del compresor tipo SCROLL en el sistema de aire acondicionado propuesto.

4.4.1 COSTO INICIAL.

Como ya se comentó, el costo inicial incluye el costo del equipo nuevo más su costo de instalación.

Los costos que se nos proporcionaron del equipo seleccionado son los siguientes:

- Unidad paquete Snyder General modelo CUR-150G con capacidad para 15 T.R. equipada con tres compresores COPELAND tipo SCROLL de 5 T.R. cada uno. N\$ 29,565.60
- Unidad paquete Snyder General modelo CUR-110G con capacidad para 10.1 T.R. equipada con dos compresores COPELAND tipo SCROLL de 5 T.R. cada uno. N\$ 21,950.00

El proveedor nos proporciona estos precios los cuales ya incluyen la instalación del equipo.

Por lo tanto el costo inicial es el siguiente:

Costo inicial = 2 x costo de unidad 150G + costo de unidad 110G

Costo inicial = (2 x 29,565.60) + 21,950

Costo inicial = N\$ 81,081.20

4.4.2 COSTO DE OPERACION (CONSUMO DE ENERGIA).

Para obtener los costos de operación de este equipo, haremos referencia a los datos obtenidos en la sección 4.3.1, en la cual obtenemos que de acuerdo con las necesidades de utilización del compresor en nuestro sistema, el consumo de energía mensual que se tiene es de 16,855.71 kWh.

Si tomamos en cuenta que nuestra acometida es en alta tensión y debido a ello, la Cía. de luz, nos cobra N\$ 0.20 por cada kWh consumido, entonces el costo de operación del equipo será el siguiente:

Costo de operación = 16,855.71 kWh x N\$ 0.20/kWh.

Costo de operación = N\$ 3,371.14 mensuales.

Lo anterior quiere decir que, utilizando compresores SCROLL en nuestro sistema de aire acondicionado, la utilización del equipo al mes nos costará N\$ 3,371.14.

4.4.3 COSTO DE MANTENIMIENTO.

Dado que los compresores SCROLL son herméticos, su costo de mantenimiento es nulo, porque cuando se daña un compresor de éste tipo, únicamente se reemplaza por uno nuevo.

Si el compresor se quemó, al igual que en el caso de los reciprocantes, es necesario "lavar" el sistema para descontaminarlo, sin embargo, como los paquetes de aire tienen circuitos de refrigeración independientes para cada compresor SCROLL, la pérdida de capacidad de enfriamiento es mínima y su reparación también.

Como dato informativo, el compresor SCROLL, marca COPELAND, con el cual viene equipada la unidad paquete CUR-150G, tiene un costo de \$970 dolares; es decir, N\$ 3,007.

CAPITULO V

ANALISIS COMPARATIVO ENTRE EL COMPRESOR RECIPROCANTE Y EL COMPRESOR SCROLL

Una vez realizado el estudio de un sistema de aire acondicionado con compresor recíprocante y habiendo propuesto un sistema similar operado con compresor scroll, en este capítulo desarrollaremos un análisis comparativo en relación con el diseño, fabricación, funcionamiento, operación y costo, entre ambos sistemas.

5.1 DISEÑO Y FABRICACION.

Cuando se compara con la tecnología del compresor de pistón, el compresor tipo scroll ofrece varias ventajas significativas, que son:

Simplicidad. Solamente 2 componentes, la espiral fija y la espiral orbital, se requieren para comprimir el gas. Estos dos componentes sustituyen aproximadamente a 15 componentes que requiere un compresor de pistón para realizar el mismo trabajo como se ve en la figura 5.1

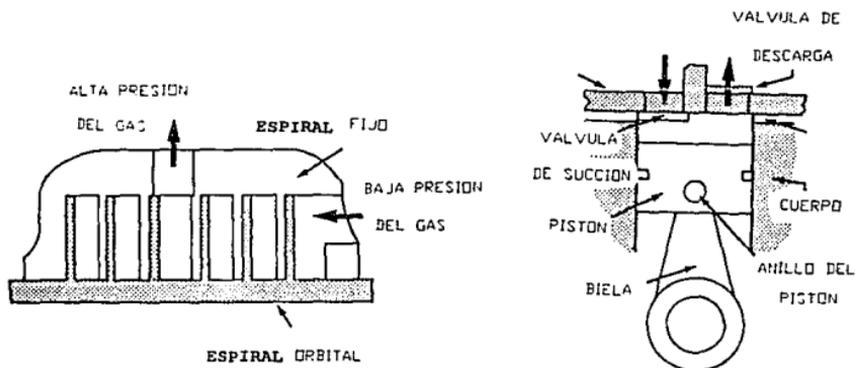


FIGURA 5.1 PARTES DE UN COMPRESOR SCROLL Y UNO RECIPROCANTE.

Durabilidad. Los compresores tipo scroll también han demostrado una mayor durabilidad. Su acoplamiento radial y axial hace que el compresor scroll tenga una mayor resistencia al líquido refrigerante y a las impurezas. Dos de las causas más comunes de fallas en un sistema con compresor recíprocante de pistón.

Bajo ruido. Los sistemas de aire acondicionado operados con compresor scroll, producen bajos niveles de ruido debido a que en su funcionamiento no hay fricción entre las partes mecánicas, ni se tienen válvulas de succión y descarga. En promedio, el compresor scroll produce hasta 5 decibeles menos de ruido que el compresor recíprocante.

Nulo mantenimiento. El mantenimiento de los compresores scroll, resulta muy bajo considerándose nulo debido a que:

- Tiene pocas partes móviles.
- Sus capacidades son pequeñas (de 1.5 a 5 toneladas de refrigeración).
- Tiene un diseño simple.

5.2 FUNCIONAMIENTO Y OPERACION DEL COMPRESOR.

Los compresores tipo scroll ofrecen un mejor funcionamiento sobre todos los sistemas de compresores convencionales, teniendo un 10% más alta la eficiencia en relación a la energía y cerca de un 100% en la eficiencia volumétrica. Como apreciamos en la figura 5.2 esta mejora en su funcionamiento

ofrece a los sistemas de aire acondicionado una mayor capacidad.

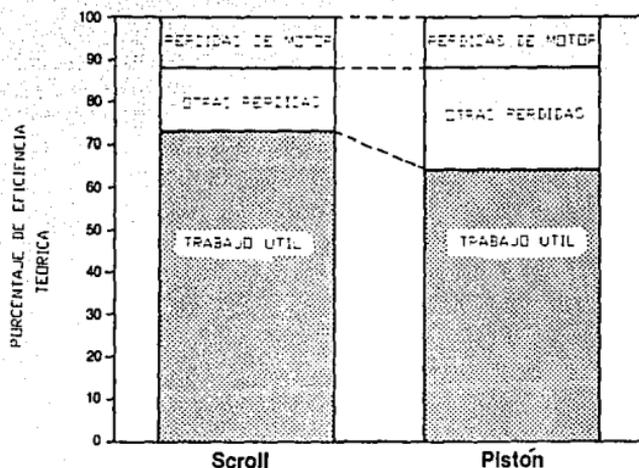


FIGURA 5.2 COMPARACION DE LA EFICIENCIA TEORICA DEL COMPRESOR DE PISTON Y EL SCROLL

En la figura 5.3, la curva de capacidad de un sistema operado con compresor scroll es comparado contra la de un sistema operado con compresor de pistones. Como se ilustra en la gráfica, los siguientes incrementos en las capacidades del scroll son claramente observables:

- El sistema scroll ha incrementado su capacidad en sistemas de aire acondicionado con altas temperaturas ambientes, resultando un mayor confort.

- El compresor scroll tiene menor capacidad en sistemas de aire acondicionado con temperaturas ambientes más baja. Esto representa una menor carga de enfriamiento, para mejorar la eficiencia.

En relación a la eficiencia, el compresor scroll ofrece 2 ventajas sobre los compresores de pistón, que son:

1.- Los procesos de succión y descarga de un compresor scroll están físicamente separadas, reduciendo la transferencia de calor entre la succión y la descarga del gas.

En un compresor de pistón, el cilindro es expuesto a ambos procesos de succión y descarga, dando como resultado una alta transferencia de calor. Esto reduce la eficiencia del compresor.

2.- El compresor scroll no requiere válvulas. Mientras que los compresores de pistón requieren ambas válvulas, de succión y descarga, el scroll no requiere de válvulas dinámicas. Esto elimina las pérdidas en válvulas.

El resultado es que el scroll es más eficiente que la tecnología de pistón.

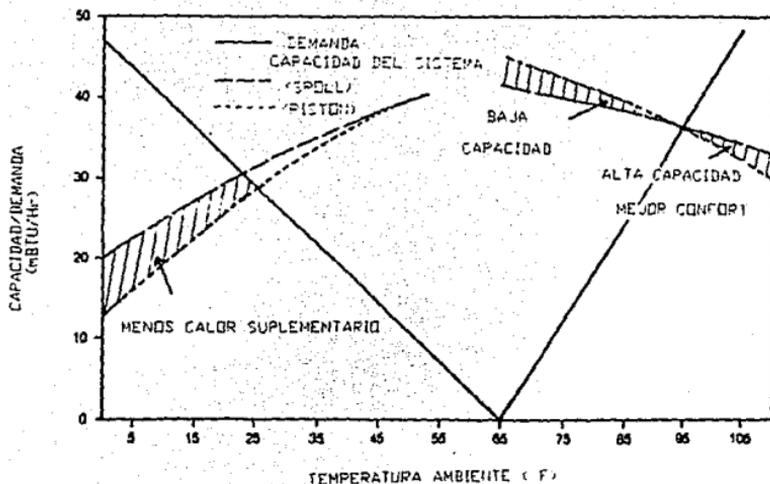


FIGURA 5.3 GRAFICA DE LA CAPACIDAD DEL SISTEMA VS LA DEMANDA RESIDENCIAL.

5.3 COSTOS.

Tanto en el capítulo 3 como en el capítulo 4 se realizó un estudio de costos que representan el uso del compresor recíprocante y similarmente el del compresor scroll; basándonos en esos resultados obtenidos, realizaremos el análisis comparativo de costos.

5.3.1 COSTOS INICIALES.

En las secciones 3.6.1 y 4.4.1, se analizaron los costos iniciales para un sistema de aire acondicionado, utilizando los dos tipos de compresores. Para ello se tomó como modelo el sistema propuesto para un restaurante y de acuerdo a la capacidad requerida, se determinaron la cantidad y modelo de equipo a utilizar.

Una vez cuantificados los costos de ambos equipos, se puede observar que el costo inicial de un sistema de aire acondicionado equipado con compresores recíprocos es de N\$ 116,885.7 y el sistema con compresores scroll, para la misma capacidad requerida tiene un costo inicial de N\$ 81,081.20, lo cual representa el 69% del costo del primer equipo. Esto quiere decir que si optamos por utilizar un sistema con compresor scroll, tendremos un ahorro en la inversión inicial ya que:

A.I. = Ahorro inicial.

A.I. = (Costo sist. recíproco. - Costo sist. scroll) / (Costo sist. recíproco.)

Donde:

A.I. = $(116,885.7 - 81,081.2) / (116,885.7)$

A.I. = $0.30 \times 100 = 30 \%$

Cabe aclarar que en los costos iniciales para ambos sistemas, no se incluyó el costo por la fabricación e instalación de ductería, ya que resulta muy similar en ambos

casos y por lo tanto no representa una variación significativa en el costo inicial.

5.3.2. COSTOS DE OPERACION (CONSUMO DE ENERGIA).

En las secciones 3.6.2 y 4.4.2 , se analizaron los costos de operación de ambos sistemas para el caso propuesto. De los resultados obtenidos, podemos observar lo siguiente:

En ambos casos el estudio se hizo considerando la utilización del equipo durante un mes para establecer el consumo de energía que se tiene en cada sistema para ese periodo de tiempo, obteniendo en el sistema reciprocante un consumo de energía al mes de 21,003.65 kWh y para el sistema scroll el consumo es de 16,855.71 kWh, lo cual representa el 80% del consumo que tiene el primer equipo. Esto quiere decir que si optamos por utilizar el sistema con compresor scroll, tendremos un ahorro en el consumo de energía ya que:

A.E. = Ahorro de energía.

A.E. = (Consumo sist. recip. - Consumo sist. scroll) /
(Consumo sistema recip.)

A.E. = $(21,003.65 - 16,855.71) / (21,003.65)$

A.E. = $0.197 \times 100 = 19.7 \%$

Obviamente éste ahorro en el consumo de energía, nos representa una disminución en los costos de operación. Considerando que el costo del kWh que nos cobra la Cía. de luz es de N\$ 0.20 por cada kWh consumido, se obtuvieron los costos de operación para ambos sistemas ; resultando que la

utilización del equipo recíprocante nos cuesta N\$ 4200.73 al mes y por el mismo sistema, la utilización del equipo scroll nos cuesta N\$ 3,371.14 mensuales, lo cual representa una disminución en los costos de operación que al igual que el ahorro de energía es del 19.7%.

5.3.3 COSTOS DE MANTENIMIENTO.

Como se comentó en las secciones 3.6.3 y 4.4.3 , el costo de mantenimiento para un compresor scroll es nulo y para el caso del compresor recíprocante es tan bajo, que resulta despreciable.

Sin embargo, es más recomendable un compresor scroll ya que como estos equipos son de capacidades pequeñas y su disposición en los paquetes es con circuito de refrigeración independientes, cuando se llega a dañar ocasiona una pérdida de capacidad muy pequeña en el sistema total, comparativamente con el compresor recíprocante que, si se daña, podría representar hasta un 50 % de pérdidas de capacidad en el sistema.

Por lo anterior, podemos establecer que el mantenimiento preventivo en ambos casos resulta igualmente nulo; sin embargo el mantenimiento correctivo puede resultar bastante costoso en el caso del sistema con compresor recíprocante , ya que si fuese necesario sustituir un compresor dañado, en el sistema recíprocante, el compresor costaría N\$ 3,007.00 , lo cual representa el 30% del costo del primer compresor.

5.3.4 CUADRO COMPARATIVO DE COSTOS.

Tomando en cuenta los resultados comparativos obtenidos en el presente capítulo, establecemos el siguiente cuadro.

TIPO DE SIST. COSTO		SIST.CON COMPRE- SOR RECIPROCANTE	SIST.CON COMPRE- SOR SCROLL	DIFERENCIA
COSTO INICIAL		N\$ 116,885.7	N\$ 81,081.20	N\$ 35,804.5 (-30 %)
CONSUMO DE ENERGIA		21,003.65 (kWh)	16,855.71 (kWh)	N\$ 4,117.94 (-19.7 %)
COSTO DE OPERACION		N\$ 4200.73	N\$ 3,371.14	N\$ 829.59 (-19.7 %)
COST. DE MANTENIMIENTO	PREVEN- TIVO	-----	-----	NULO
	CORREC- TIVO	MAYOR	MENOR	

CONCLUSIONES

Como se señaló en la introducción, el objetivo fundamental que nos impulsó a desarrollar éste trabajo de tesis, fué el de conocer las nuevas tecnologías que están utilizando los fabricantes de compresores, para poderla utilizar en los sistemas de aire acondicionado y con esto, poder colaborar con el plan nacional de ahorro de energía, ofreciendo a los múltiples usuarios de estos sistemas la información necesaria para conocer los equipos así como determinar su utilización con el fin de bajar sus costos de operación.

Para poder cumplir con las expectativas del trabajo, fue necesario recabar la información más reciente al respecto, por lo cual la solicitamos a los 7 principales fabricantes de compresores de los E.U.A. que son: Tecumseh Products Company, Carrier Corporation, Copeland Corporation, Bristol Compressors, Snyder General Corporation, Mycom Corporation y Trane.

De todos ellos, obtuvimos respuesta aunque actualmente solo " Copeland Corporation " esta fabricando fuertes cantidades de compresores scroll, ya que los demás fabricantes aún se encuentran en proceso de investigación y pruebas al respecto. " Trane " también está fabricando los compresores tipo scroll pero en menores cantidades, ya que " COPELAND " actualmente fabrica 2000 compresores mensuales específicamente para utilizarse en los equipos CARRIER.

Con toda la información obtenida, se pudo conocer la nueva tecnología del compresor scroll, sus características de diseño, fabricación, funcionamiento y operación, lo cual nos sirvió para poder establecer una comparación con la tecnología tradicional de los compresores de pistón y así poder determinar si nuestra hipótesis referente a que la utilización de los compresores scroll nos proporcionan un ahorro de energía es válida.

El resultado de nuestro estudio, lo podemos observar prácticamente en su totalidad en el análisis comparativo desarrollado en el capítulo 5, mediante el cual podemos establecer que el compresor scroll presenta muchas ventajas sobre el compresor recíprocante ya que su diseño y fabricación son más simples, el scroll es más durable, ya que tiene mayor resistencia a los líquidos y las impurezas, es más silencioso, su mantenimiento es nulo y su eficiencia es 10% mayor a la del compresor recíprocante.

En la cuestión de costos resulta más ventajoso también, ya que su costo inicial es solo del 69 % del recíprocante y su costo de operación es un 19 % menor que con el recíprocante, lo cual representa una disminución considerable en el consumo de energía.

Con éstos resultados, podemos concluir que actualmente los compresores scroll representan una opción bastante aceptable,

para utilizarse en los equipos de aire acondicionado y con ello contribuir al ahorro de energía.

Cabe mencionar que los compresores scroll, debido a que se fabrican para capacidades pequeñas de hasta 5 toneladas de refrigeración, son recomendables para utilizarse únicamente en sistemas de tipo residencial o por medio de arreglos en sistemas que requieran bajas capacidades de enfriamiento hasta 60 toneladas de refrigeración.

BIBLIOGRAFIA

- A.H.S.R.A.E, JOURNAL. SCROLL COMPRESOR BOOTH 1403, 1993
, PAG S164
- BURGESS H. JENNINGS Y LEWIS SAMUEL R., AIRE ACONDICIONADO Y
REFRIGERACION, CECSA, 1989 , PAGES 129 A 140.
- BURGHARDT, M. DAVID., INGENIERIA TERMODINAMICA , HARLA,
1985 PAGES 336 A 356.
- CARRIER., MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO.
- FAIRES, MURRING VIRGIL., TERMODINAMICA , UTEHA. 1989, PAGES
254 A 280.
- F.I.D.E. (ORGANO DE FIDEICOMISO DE APOYO AL PROGRAMA DE
AHORRO DE ENERGIA DEL SECTOR ELECTRICO), ENERGIA
REGIONAL, 1993 AÑO 2, Nº 7 , PAGES 7 A 16.
- GREENE, W. RICHARD., COMPRESORES, SELECCION, USO Y
MANTENIMIENTO.
MC GRAW HILL, 1989 , PAGES 415 A 460.
- HERNANDEZ, GORIBAR E., FUNDAMENTOS DE AIRE ACONDICIONADO Y
REFRIGERACION, LIMUSA, 1975 , 235 A 250.

-
- ROYCE, N. BRAWN., COMPRESSORS SELECTION & SIZING, GULF PUBLISHING COMPANY, 1990 , PAG 10 A 66.
 - SEVERNS,W.H., ENERGIA MEDIANTE VAPOR AIRE O GAS, REVERTE, 1985, PAGES 240 A 300.
 - WARK , KENNETH., TERMODINAMICA , MC GRAW HILL, 1985, PAGES 716 A 733.

APENDICE A

APENDICE

PREFIJOS SI

Factor de Multiplicación	Prefijo	Símbolo SI
1 000 000 000 000 = 10^{12}	Tera	T
1 000 000 000 = 10^9	giga	G
1 000 000 = 10^6	mega	M
1 000 = 10^3	Kilo	K
100 = 10^2	hecta	H
10 = 10^1	deca	da
0.1 = 10^{-1}	deci	d
0.01 = 10^{-2}	centi	c
0.001 = 10^{-3}	mili	m
0.000 001 = 10^{-6}	micro	μ
0.000 000 001 = 10^{-9}	nano	n
0.000 000 000 000 = 10^{-12}	pico	p
0.000 000 000 000 000 = 10^{-15}	Femto	f
0.000 000 000 000 000 000 = 10^{-18}	atto	a

APENDICE

Para convertir de	a	Multiplicar por
Longitud:		
Pulgada	Metro (m)	2.5×10^{-2}
Pie	Metro (m)	0.3048
Area:		
Pulgada ²	Metro ² (m ²)	6.4516×10^{-2}
Pie ²	Metro ² (m ²)	9.2903×10^{-2}
Volumen:		
Pulgada ³	Metro ³ (m ³)	1.63871×10^{-5}
Pie ³	Metro ³ (m ³)	2.83168×10^{-2}
Masa:		
Libra - masa	Kilogramo (Kg)	0.4535924
Densidad:		
Libra-masa/Pulgada ³	Kilogramo/Metro ³ (Kg/m ³)	2.76799×10^4
Libra-masa/Pie ³	Kilogramo/Metro ³ (Kg/m ³)	16.01846
Fuerza:		
Dina	Newton (N)	1.0×10^{-5}

	Libra-fuerza	Newton (N)	4.448 222
Presión:	Atmosfera	Pascal (Pa)	1.013 25x10 ⁵
	Libra-fuerza/Pulgada ²	Pascal (Pa)	6.894 757x10 ³
Energía:	Erg	Joule (J)	1.0x10 ⁻⁷
	Btu	Joule (J)	1.055 056x10 ³
	Libra-fuerza · Pie	Newton · Metro (N.M)	1.335 818
	Caloría (15°C)	Joule (J)	4.1858
Potencia:	Caballo de Potencia (HP)	Watts (W)	7.457x10 ²
	Btu/Hora	Watts (W)	0.2930711
Flujo de Calor:	Btu/Hora · Pie ²	Watts/Metro ² (W/m ²)	3.152481
	Btu/Hora · Pie ² · °F	Watts/Metro · Kelvin(W/m · K)	0.1442279
Coeficiente de Transferencia de Calor:	Btu/Hora · Pie ² · °F	Watts/Metro ² · Kelvin(W/m ² · K)	5.678 263
Temperatura:			
	Grado Celsius	Kelvin (K)	Tk=T°C+273.15
	Grado Fahrenheir	Kelvin (K)	Tk=(T°F+459.67)/1.8

TABLA A-1

GANANCIA DE CALOR POR RADIACION SOLAR A TRAVES SE VIDRIOS

Btu/hr pie²

LATITUD	24				32				40				48				56				
	9am	M/D	3pm	6pm																	
MIRANDO HACIA																					
N (PARA SOMBRA)	28	37	33	12	27	36	32	14	25	34	30	15	23	32	28	15	22	29	26	15	
NE	135	47	32	0	118	41	31	9	101	36	30	10	145	33	28	11	69	30	26	11	
E	202	71	32	0	202	70	31	9	199	68	30	10	195	65	28	11	188	61	26	11	
SE	153	83	33	0	168	107	45	9	181	131	34	10	191	151	35	11	197	167	32	11	
S	32	68	48	0	41	104	71	11	59	141	98	14	76	171	123	18	91	194	143	22	
SO	26	50	147	65	25	64	168	98	24	84	107	90	23	98	200	100	22	112	210	100	
O	26	39	171	100	25	38	168	115	24	36	165	129	23	33	161	139	21	38	154	145	
NO	26	38	153	76	25	36	82	85	24	34	65	92	23	32	50	96	21	29	39	97	
HORIZONT.	153	267	215	39	150	256	207	41	142	239	194	42	131	215	176	43	116	187	154	42	

TABLA A-2

FACTORES DE GANANCIA DE CALOR POR
RADIACION SOLAR A TRAVES DE VIDRIOS

TIPO DE VIDRIO	SIN SOMBRA	CON SOMBRA (PERSIANA VENECIANA CERRADA CORTINAS FORRADAS O CORTINAS DE ENROLLAR)
VIDRIO PLANO (1/8")	1.00	0.64
VIDRIO PLANO (1/4")	0.95	0.64
VIDRIO QUE ABSORBE CALOR O CON ALGUN CALOR (3/16")	0.72*	0.57*
VIDRIO REFLECTIVO (1/4")	0.30-0.60*	0.25-0.50*
VIDRIO CLARO CON PELICULA REFLECTIVA APLICADA POR EL LADO INTERIOR	0.25-0.45*	0.21-0.35*
VIDRIOS DOBLES		
VIDRIOS CLAROS (1/8")	0.98	0.57
VIDRIOS CLAROS (1/4")	0.83	0.57
PELICULA QUE ABSORBE CALOR EN EL EXTERIOR ; VIDRIO CLARO EN EL INTERIOR	0.56	0.39

TABLA A-3
FACTORES DE SOMBRA PARA ALEROS

LATITUD	24				32				40				48				56			
	9am	M/D	3pm	6pm																
MIRANDO HACIA EL	--	--	--	0.58	--	--	--	0.63	--	--	--	0.63	--	--	--	1.37	--	--	--	1.61
NE	1.89	--	--	--	2.17	--	--	--	2.13	--	--	--	3.93	--	--	--	3.45	--	--	--
E	1.00	--	--	--	0.97	--	--	--	0.89	--	--	--	0.83	--	--	--	0.74	--	--	--
SE	0.93	4.55	--	--	1.00	3.33	--	--	0.86	2.33	--	--	0.73	1.67	--	--	0.61	1.33	--	--
S	4.35	3.57	4.35	--	2.63	2.38	2.63	--	1.85	1.59	1.85	--	1.33	1.19	1.33	--	1.00	0.93	1.00	--
SO	--	4.55	0.93	--	--	3.33	1.00	--	--	2.33	0.86	--	--	1.67	0.73	--	--	1.33	0.61	--
O	--	--	1.00	--	--	--	0.97	--	--	--	0.89	--	--	--	0.83	--	--	--	0.74	--
NO	--	--	1.89	--	--	--	2.17	--	--	--	2.13	--	--	--	3.93	--	--	--	3.45	--

- . SE REQUIERE UNA LONGITUD EXCESIVA DE ALERO.
- EL VIDRIO QUEDA COMPLETAMENTE EN LA SOMBRA.

TABLA A-4
FACTORES DE TRANSMISION DE CALOR PARA VIDRIOS

TIPO DE VIDRIO	VALOR U*		
	VERANO		INVIERNO
	SIN SOMBRA	CON SOMBRA**	
VIDRIO SENCILLO	1.06	0.81	1.13
VIDRIO DOBLE(1/4 CON ESPACIO DE AIRE)	0.61	0.52	0.65
VENTANA CORRIENTE + VENTANA PARA TORVENTA	0.54	0.47	0.56

- * $Btu/(h)(pie^2)(F \text{ dif. de temp.})$
- ** Estos valores son validos para ventanas con persianas venecianas bien cerradas, cortinas con forro o cortinas de enrollar.

TABLA A-5
CORRECCION DE TEMPERATURAS SEGUN LA HORA DEL DIA

HORA ESTANDAR	9 am.	Mediodia	3 pm.	6 pm.
FACTOR DEL RANGO DIARIO	0.71	0.23	0	0.21

TABLA A-6
 FACTORES DE TRANSMISION DE CALOR
 (valores U)*

CONSTRUCCION	VALOR U	
	VERANO	INVIERNO
PAREDES		
Estructura con laterales de madera, forro exterior y terminado interior.		
Sin aislamiento	0.22	0.23
Con aislamiento R-7 (2"-2,3/4")	0.09	0.09
Con aislamiento R-11 (3"-3,1/2")	0.07	0.07
Estructura con ladrillo de 4" o enchapado en piedra, forro exterior y terminado int.		
Sin aislamiento	0.24	0.24
Con aislamiento R-7	0.09	0.09
Con aislamiento R-11	0.07	0.07
Marco con estucado de 1", forro exterior y terminado interior.		
Sin aislamiento	0.29	0.29
Con aislamiento R-7	0.10	0.10
Con aislamiento R-11	0.07	0.07
Mampostería		
8" de bloques de concreto, sin terminado.		
12" de bloques de concreto, sin terminado.	0.49	0.51
	0.45	0.47
Mampostería (con bloques de 8")		
Terminado interior:		
Placas forradas de asbesto-cemento (1/2") sin aislamiento	0.20	0.30
Placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez (1/2") sin aislamiento	0.20	0.30
Laminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento (1/2)	0.13	0.13
Mampostería (con bloques de 8" de material volcánico o de losas huecas de barro):		
Terminado interior:		
Placas forradas de asbesto-cemento (1/2") sin aislamiento	0.25	0.25
Placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez (1/2") sin aislamiento	0.17	0.17
Laminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento (1/2)	0.12	0.12
Mampostería (ladrillo de 4" de fachada con bloques de material volcánico de 8" o con losas de 8" huecas de barro)		
Terminado interior:		
Placas forradas de asbesto-cemento (1/2") sin aislamiento	0.22	0.22
Placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez (1/2") sin aislamiento	0.15	0.16
Laminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento (1/2)	0.12	0.12
Mampostería (losas huecas de 12" o bloques de material volcánico de 12"): terminado interior		
Terminado interior:		
Placas forradas de asbesto-cemento (1/2") sin aislamiento	0.24	0.24
Placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez (1/2") sin aislamiento	0.16	0.17
Laminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento (1/2)	0.12	0.12
Mampostería (ladrillo de 4" de fachada, ladrillo comun de 4")		
Terminado interior:		
Placas forradas de asbesto-cemento (1/2") sin aislamiento	0.28	0.28
Placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez (1/2") sin aislamiento	0.18	0.19
Laminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento (1/2)	0.13	0.13
Mampostería (8" de concreto u 8" de piedra)		
Terminado interior:		
Placas forradas de asbesto-cemento (1/2") sin aislamiento	0.33	0.34
Placas forradas de asbesto-cemento con hoja delgada de metal en el envez (1/2") sin aislamiento	0.21	0.21
Laminas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y placas de pared de asbesto-cemento (1/2)	0.14	0.14

TABLA A-6 (CONTINUACION)
FACTORES DE TRANSMISION DE CALOR
 (Valores U)*

CONSTRUCCION	VALOR U	
	VERANO	INVIERNO
Metal con terminado interior de vitrolite R-7 (3" de fibra de vidrio)	0.14	0.14
PARTICIONES		
Estructura (1/2" placas de asbesto en un lado solamente)		
Sin aislamiento	0.55	0.55
Estructura (1/2" placas de asbesto en ambos lados)		
Sin aislamiento	0.31	0.31
Con aislamiento R-11	0.08	0.08
Mamposteria (bloques de material volcánico de 4")		
Sin aislamiento, sin terminado	0.40	0.40
Sin aislamiento, un lado con placas forradas de asbesto-cemento(1/2")	0.26	0.26
Sin aislamiento, en ambos lados con placas forradas de asbesto-cemento(1/2")	0.19	0.19
Un lado con placas de aislamiento de 1" de poliestireno (R-5) y con placas de pared de asbesto-cemento(1/2")	0.13	0.13
CIELOFALSO-PISO		
Estructura (losas de asfalto para piso, 5/8" de triplex, 25/32" x subpiso de madera cielorafso terminado)		
Calor fluyendo hacia arriba	0.23	0.23
Calor fluyendo hacia abajo	0.20	0.20
Concreto (losas de asfalto para piso, cubierta de concreto de 4", espacio de aire cielorafso terminado)		
Calor fluyendo hacia arriba	0.34	0.33
Calor fluyendo hacia abajo	0.26	0.25
TECHO (techo plano, sin cielorafso terminado)		
Cubierta de acero		
Sin aislamiento	0.64	0.86
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.23	0.25
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.15	0.16
Cubierta de madera 1"		
Sin aislamiento	0.48	0.48
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.19	0.21
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.12	0.13
Cubierta de madera 2.5"		
Sin aislamiento	0.25	0.28
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.15	0.16
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.10	0.11
Cubierta de madera 4"		
Sin aislamiento	0.17	0.18
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.12	0.12
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.09	0.09
TECHO-CIELOFALSO (techo plano, cielorafso terminado)		
Cubierta de acero		
Sin aislamiento	0.33	0.40
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.17	0.19
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.12	0.13
Cubierta de madera de 1"		
Sin aislamiento	0.26	0.29
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.15	0.16
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.11	0.11
Cubierta de madera de 2.5"		
Sin aislamiento	0.18	0.20
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.12	0.12
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.09	0.10

TABLA A-6 (CONTINUACION)
 FACTORES DE TRANSMISION DE CALOR
 (Valores U)

CONSTRUCCION	VALOR U	
	VERANO	INVIERNO
Cubierta de madera de 4"		
Sin aislamiento	0.14	0.15
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.17	0.18
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.08	0.08
Cubierta de concreto liviano de 4"		
Sin aislamiento		
Cubierta de concreto liviano de 6"	0.10	0.11
Sin aislamiento		
Cubierta de concreto liviano de 8"	0.08	0.09
Sin aislamiento		
Cubierta de concreto pesado de 2"		
Sin aislamiento	0.22	0.38
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.17	0.19
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.11	0.12
Cubierta de concreto pesado de 4"		
Sin aislamiento	0.30	0.36
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.16	0.18
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.11	0.12
Cubierta de concreto pesado de 6"		
Sin aislamiento	0.28	0.33
Con aislamiento de 1"(R-2.78)	0.16	0.17
Con aislamiento de 2"(R-5.56)	0.11	0.12
TECHO-CIELOFALSO (techo inclinado con estructura de madera, cielo falso terminado con las vigas)		
Sin aislamiento	0.28	0.29
Con aislamiento R-19 (5.1/4"-6.1/2")	0.05	0.05
TECHO-ATICO-CIELOFALSO (ático con ventilación natural)		
Sin aislamiento	0.15	0.29
Con aislamiento R-19 (5.1/4"-6.1/2")	0.04	0.05
PISOS		
Losas de concreto contra el suelo:		
Sin aislamiento	0	58**
Con aislamiento de placas de poliestireno de 1", con 2 pies de profundidad o con 2 pies de ancho	0	28**
Piso sobre espacio no acondicionado sin cielo falso		
Estructura de madera:		
Sin aislamiento	0.33	0.27
Con aislamiento R-7 (2"-2.3/4")	0.09	0.06
Cubierta de concreto:		
Sin aislamiento	0.59	0.43
Con aislamiento R-7	0.19	0.09
PUERTAS		
Madera sólida:		
De 1" de espesor	0.61	0.64
De 1.1/2" de espesor	0.47	0.49
De 2" de espesor	0.42	0.43
Acero		
De 1.3/4" de espesor, con interior de fibra mineral	0.58	0.59
De 1.3/4" de espesor, con interior de poliestireno	0.46	0.47
De 1" de espesor, con interior de espuma de uretano	0.39	0.40

TABLA A-7
 DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA PARA PAREDES
 SOLEADAS Y SOBREADAS
 (F)

CONSTRUCCION DE LA PARED	HORA ESTANDAR	NE		E		SE		S		SO		O		NO		N C/5OMBRA OSC CLARO	
		OSC CLARO	OSC CLARO														
CONSTRUCCION LIVIANA	9 a.m	28	17	35	29	29	17	16	10	18	12	18	12	15	10	14	9
	Mediodía	27	17	36	22	38	23	27	17	24	15	24	15	29	14	17	12
	6 p.m	23	17	26	19	26	18	25	18	41	25	47	38	37	24	21	16
CONSTRUCCION MEDIO-LIVIANA	9 a.m	17	8	14	9	11	7	6	4	6	5	9	6	7	5	7	5
	Mediodía	25	14	34	18	27	15	11	7	9	7	9	6	9	4	10	6
	6 p.m	29	18	35	23	39	22	26	16	21	16	18	12	15	11	16	11
CONSTRUCCION MEDIO-PESADA	9 a.m	14	11	17	13	16	12	14	11	18	12	20	16	17	11	12	10
	Mediodía	17	11	21	14	19	12	13	9	15	10	16	11	14	10	11	8
	6 p.m	21	14	28	19	25	15	16	11	14	11	17	11	14	10	12	9
CONSTRUCCION PESADA	9 a.m	20	14	26	16	23	15	20	14	24	16	26	17	21	15	15	11
	Mediodía	19	13	24	15	22	14	19	13	24	15	24	16	20	14	14	11
	6 p.m	20	13	24	16	22	15	18	13	22	14	23	15	19	13	14	10
		20	14	26	16	25	16	19	13	22	14	23	15	18	13	14	11

TABLA A-8
 DIFERENCIAS DE TEMPERATURA EQUIVALENTES PARA GANANCIAS
 DE CALOR A TRAVÉS DE TECHOS PLANOS
 (F)

CONSTRUCCION DEL TECHO	HORA ESTANDAR							
	a.m.				p.m.			
	9		12		3		6	
	osc	claro	osc	claro	osc	claro	osc	claro
CONSTRUCCION LIVIANA								
Cubierta de acero con aislamiento de 1 a 2"	34	14	81	42	90	50	56	34
Estructura de madera de 1" con aislamiento de 1 a 2"	19	6	65	32	88	48	70	40
Estructura de madera de 2.5 con aislamiento de 1 a 2"	7	-1	58	17	68	35	73	40
CONSTRUCCION MEDIANA								
Estructura de madera de 4" con aislamiento de 1 a 2"	8	1	21	8	44	19	60	32
Concreto liviano de 4" (sin aislamiento)	8	1	48	17	70	36	75	41
Concreto pesado de 2" con 1 a 2" de aislamiento								
Concreto liviano de 6 a 8" (sin aislamiento)	32	62	19	41	6	16	-1	4
CONSTRUCCION PESADA								
Concreto pesado de 4" con aislamiento de 1 a 2"	11	3	21	8	39	19	53	28
Concreto pesado de 6" con aislamiento de 1 a 2"	18	9	21	9	33	15	44	22
TECHOS BAJO LA SOMBRA								
Livianos	3		11		18		17	
Medianos	2		7		15		17	
Pesados	3		5		11		15	

TABLA A-9
GANANCIA DE CALOR POR PERSONAS

GRADO DE ACTIVIDAD	APLICACION TIPICA	CALOR TOTAL Btu/h	CALOR SENSIBLE Btu/h	CALOR LATENTE Btu/h
Sentadas, descansando	Teatro/matine o salón de clases, escuela elemental	330	325	105
	Teatro/tarde	350	245	105
Sentadas, trabajo liviano	Oficina, hotel, apartamento, salón de clases, escuela sec.	400	245	155
Trabajo de oficina, moderamiento activo	Oficina, hotel, apartamento, salón de clases, universidad	450	250	200
De pie, trabajo liviano caminando lentamente	Droguería, banco	500	250	250
Trabajo sedentario	Restaurante	550	275	275
Trabajo de banco	Factoría	750	275	475
Baile moderado	Pista de baile	850	305	545
Caminando a 3 mph: trabajo moderadamente pesado	Factoría	1000	375	625
Bolos trabajo pesado	Pista de bolos Factoría	1450	580	870

TABLA A-10
GANANCIA DE CALOR POR MOTORES ELECTRICOS
(Operación Continua)
(Btu/h)

Potencia del Motor	Posición del aparato con respecto a la corriente de aire o al espacio acondicionado		
	Motor y equipo movido dentro del área	Motor fuera y equipo movido dentro	Motor dentro del área y equipo movido fuera
1/8	580	320	260
1/6	710	430	280
1/4	1000	640	360
1/3	1290	850	440
1/2	1820	1200	540
3/4	2600	1920	750
1	3220	2540	960
1.1/2	4770	3820	1400
2	6300	5100	1800
3	9450	7650	2700
5	15500	12300	4500
7.1/2	22500	19100	6600
10	30000	25500	8800
15	44500	38200	13200
20	55500	51000	17500
25	72400	63600	23000

TABLA A-12

INFILTRACION

CLASES DE AREA O DE EDIFICIO	CAMBIOS DE AIRE POR HORA			
	VERANO		INVIERNO	
	Protección ordinaria	Sellamiento impermeable	Protección ordinaria	Sellamiento impermeable
Sin ventanas o puertas exteriores	0.30	0.15	0.50	0.25
Salones de entrada	1.20 a 1.80	0.60 a 0.90	2.00 a 3.00	1.00 a 1.50
Salones de recepción	1.20	0.60	2.00	1.00
Banos	1.20	0.60	2.00	1.00
Infiltración a través de ventanas				
Pieza con 1 lado expuesto	0.60	0.30	1.00	0.50
Pieza con 2 Lados expuestos	0.90	0.45	1.50	0.75
Pieza con 3 Lados expuestos	1.20	0.60	2.00	1.00
Pieza con 4 Lados expuestos	1.20	0.60	2.00	1.00

Esta cantidad de aire se calcula del siguiente modo (valido para edificios hasta de 3 pisos)

$$(H)(L)(W)(AC) = \text{pies}^3/\text{min}$$

60

donde: H = altura de la pieza, pies
 L = longitud de la pieza, pies
 W = anchura de la pieza, pies
 AC = cambios de aire por hora

Tabla A-12.a INFILTRACION POR PUERTAS
 (pies³/min)
 Sin Vestibulos

Diferencia de temperatura ⁴ (DT) (grados F)	Tráfico de personas (TR) (Tráfico=No. de personas/h para CADA PUERTA)							
	10	20	40	60	80	100	200	400
10	4	8	16	24	32	40	80	160
20	8	16	32	48	64	80	160	320
40	16	32	64	96	128	160	320	640
60	24	48	96	144	192	240	480	960
80	32	64	128	192	256	320	640	1280
100	40	80	160	240	320	400	800	1600

TABLA A-13

REQUISITOS PARA VENTILACION ¹

Aplicación	Pies ³ /min x persona
Banco (zona de público)	7
Peluquería	7
Salón de belleza	25
Canchas de bolos	15
Coctelería, bar	30
Almacén de departamentos	
Área de público	7
Bodega	5
Droguería	
Sala de trabajo del farmacéuta	20
Área del público	7
Factoría 2 y 3	10-35
Garage-Taller	
Parquedero	1.54
Área de reparaciones 5	1.54
Hospital 3	
Pieza sencilla o doble	10
Guardería	10
Corredor	20
Sala de operación 6	20
Centro de preparación de aliment.	35
Hotel	
Pieza	7
Sala de una suite	10
Baño	20
Corredor	5
Salón principal	7
Salón de conferencias (pequeño)	20
Salón de conferencias (grande)	15
Baños públicos	15

Aplicación	Pies ³ /min x persona
Laboratorio	15
Oficina	
General	15
Salón de conferencias	25
Sala de espera	10
Salón de billar	20
Restaurante	
Comedor	14
Cocina	30
Cafetería, órdenes para llevar, drive-in	30
Colegio 3	
Salón de clases	10
Laboratorio	10
Tienda	10
Auditorio	5
Gimnasio	20
Biblioteca	7
Oficina	7
Baños-duchas	15
Salón de lockers 7	30
Comedor	10
Corredor	15
Dormitorios y alcobas	7
Teatro	
Recibidor	20
Auditorio	
Zona de fumadores	10
Zona de no fumadores	5
Baños	15

1 Valores mínimos usados.

2 Sistema especial para control de contaminantes puede ser requerido.

3 Los códigos locales o departamentales son generalmente el factor determinante.

4 Pies³/min por pie cuadrado del área.

5 Cuando los motores están prendidos se debe utilizar un sistema de extracción positiva de humos de escapes.

6 Se requiere frecuentemente un 100% de aire exterior para evitar los peligros de explosión que presentan los elementos de anestesia.

7 Sistemas especiales de extracción son requeridos en este caso.

TABLA A-14

ESTIMATIVOS DE CONCENTRACION DE PERSONAS

APLICACION	Pies ² por persona
Salón de asambleas, iglesia, colegio auditorio, funeraria, teatro	7
Peluquería	40
Salón de belleza	20
Cancha de boliche	(cantidad de sillas más de personas por cancha)
Salón de clases	20
Salón de conferencias	14-17
Almacén de departamentos, almacén de ventas al detall	
Sotano y primer piso	33
Otros pisos	50
Dormitorio	50
Servicio de comidas:	
Comedor	14
Cafetería, ordenes para llevar drive-in	10
Cocina	50
Laboratorio	20
Biblioteca	50
Oficina general	100
Facilidades recreacionales:	
Salón de baile	10
Salón de billar	40
Baños públicos	10
Taberna, bar, coctelería:	
Con gente parada sin mesa	7
Todos sentados, clientela promedio	10

TABLA A-16
DESHUMIDIFICACION (80 F)
 CARGA PARA DESHUMIDIFICACION DE AIRE EXTERIOR NASTA 50% HR Y 80 F DE
 TEMPERATURA INTERIOR BTU/H POR 100 PUE53/WIN.

TEMP EXT. D/S F	TEMPERATURA EXTERIOR DE BULBO HUMEDO (GRADOS F)																	
	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81
110																		
109													247					
108												358	794	1,214	1,699	2,149	2,642	
107												58	474	905	1,346	1,815	2,268	2,759
106												174	586	1,015	1,462	1,926	2,376	2,878
												266	897	1,133	1,573	2,038	2,493	2,986
185												397	813	1,244	1,689	2,154	2,649	3,182
184											73	588	924	1,355	1,800	2,270	2,725	3,219
183											189	628	1,041	1,467	1,917	2,381	2,836	3,335
182											309	726	1,152	1,578	2,028	2,493	2,952	3,446
181										15	411	847	1,263	1,689	2,144	2,600	3,060	3,562
180											126	533	958	1,379	1,805	2,255	2,725	3,180
99											242	639	1,070	1,491	1,917	2,367	2,830	3,296
98											353	750	1,181	1,602	2,028	2,483	2,948	3,412
97											63	465	852	1,297	1,718	2,139	2,594	3,064
96											179	576	973	1,488	1,936	2,351	2,718	3,168
95											398	687	1,089	1,520	1,941	2,362	2,822	3,291
94											24	482	803	1,200	1,631	2,057	2,478	2,928
93											136	518	915	1,312	1,742	2,168	2,589	3,049
92											247	629	1,026	1,423	1,850	2,280	2,701	3,165
91											358	741	1,137	1,539	1,970	2,396	2,812	3,277
90											92	469	857	1,249	1,658	2,081	2,507	2,923
89											283	581	968	1,365	1,762	2,193	2,623	3,035
88											315	692	1,079	1,476	1,873	2,304	2,735	3,151
87											44	426	883	1,195	1,588	1,979	2,420	2,846
86											155	537	915	1,307	1,699	2,101	2,531	2,962
85											261	653	1,031	1,418	1,810	2,212	2,643	3,073
84											53	373	765	1,142	1,529	1,926	2,323	2,754
83											169	484	876	1,254	1,646	2,038	2,435	2,865
82											290	598	987	1,365	1,757	2,149	2,551	2,981
81											411	702	1,099	1,481	1,868	2,268	2,662	
80											111	528	813	1,215	1,592	1,980		
79											223	644	924					
78											324	765	1,031					
77											87	450	886	1,142				
76											198	561	1,002	1,254				
75											310	673	1,118	1,360				
74											92	421	789	1,239	1,471			
73											283	532	900	1,368				
72											315	644	1,012	1,476				
71											82	426						
64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	

TABLA 20

PERDIDAS DE CALOR A TRAVES DE PISOS Y
PAREDES EN SOTANOS POR DEBAJO DE NIVEL

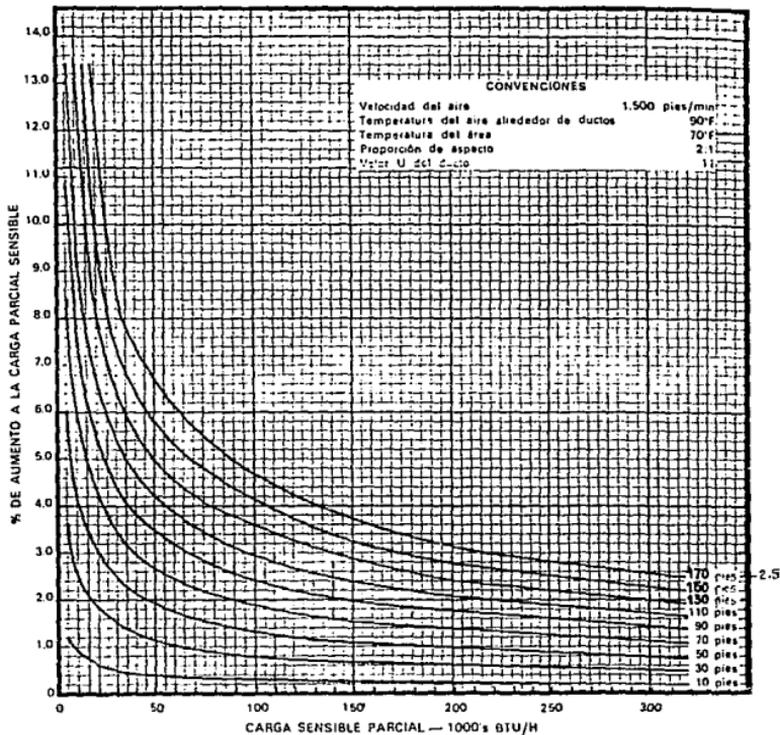
TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO DE BULBO SECO	Pérdida por piso Btu/h por pie 2	Pérdida por paredes Btu/h por pie 2
Por debajo de 0 F	3.0	6.0
De 0 a 25 F	2.0	4.0
Por encima de 25 F	1.0	2.0

TABLA 21

HUMEDAD RELATIVA INTERIOR MAXIMA (INVIERNO, % HR)

TEMPERATURA EXTERIOR DE DISEÑO DE BULBO SECO (grado F)	Temperatura interior de bulbo seco					
	60 F		72 F		75 F	
	Vidrio sencillo	Vidrio doble	Vidrio sencillo	Vidrio doble	Vidrio sencillo	Vidrio doble
-30	3	18	3	18	3	18
-20	5	23	5	22	5	21
-10	8	27	7	22	6	25
0	12	33	11	31	10	29
10	17	39	16	37	15	35
20	24	46	23	44	22	42
20	34	55	32	52	30	49

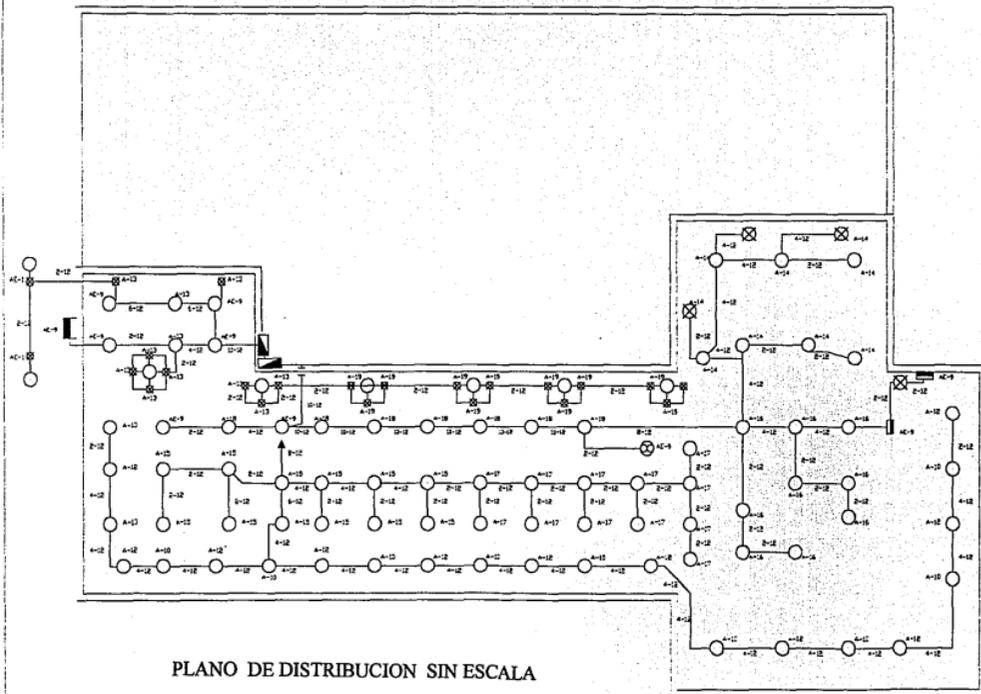
Tabla 17a
GANANCIA DE CALOR EN LOS DUCTOS



Para cuestión de estimativos, es suficiente usar la longitud total de las secciones expuestas de todos los ductos ramales principales y/o derivaciones y/o radiales.

APENDICE B

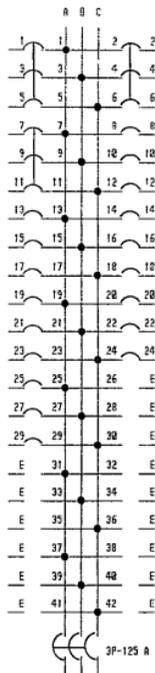
INSTALACION ELECTRICA DE RESTAURANTE



PLANO DE DISTRIBUCION SIN ESCALA

TABLERO "A" TIPO NDLP-42-4 AB, 3 FASES, 4 HILOS, 220/127 VOLTS.

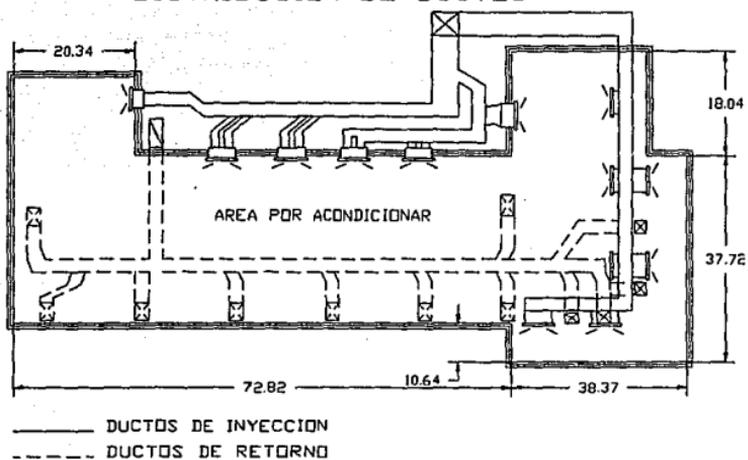
IE-II NEUTRO



CIRCUITO No.	INTERRUPTOR DEFINICION	[Icons for various components]																F A S E S			TOTAL WATTS
		A	B	C	A	B	C														
A-1																		1000			
A-3	3P- 20A																		1000		3000
A-5																				1000	
A-2																		1000			
A-4	3P- 20A			1		3													1000		3000
A-6																				1000	
A-7																		1000			
A-5	1P- 20A							5		5										1016	
A-11																					918
A-8	1P- 20A																	1000			1000
A-10	1P- 20A									11									1100		1100
A-12	1P- 20A									11											1100
A-13	1P- 20A									2		9						1100			1100
A-15	1P- 20A									12									1200		1200
A-17	1P- 20A									12										1200	1200
A-14	1P- 20A									7		3						1000			1000
A-16	1P- 15A									9									900		900
A-18	1P- 15A									7										700	700
A-19	1P- 20A											12						1200			1200
A-21	1P- 20A												3	2		4			1135		1135
A-23	1P- 20A												8	3						1700	1700
A-20	1P- 15A												3		4	3		800			800
A-22	1P- 20A												2		3	1	4		1155		1155
A-24	1P- 15A															6	2			800	800
A-25	1P- 20A																		4	4	1120
A-27	1P- 15A																			10	552
A-29	1P- 15A															4	2				572
A-26	ESPACIO																		E		E
A-28	ESPACIO																		E		E
A-30	ESPACIO																				E
A-31	ESPACIO																		E		E
A-33	ESPACIO																			E	E
A-35	ESPACIO																			E	E
A-32	ESPACIO																		E		E
A-34	ESPACIO																			E	E
A-36	ESPACIO																			E	E
A-37	ESPACIO																		E		E
A-39	ESPACIO																			E	E
A-41	ESPACIO																				E
A-38	ESPACIO																		E		E
A-42	ESPACIO																			E	E
A-42	ESPACIO																			E	E

DESBALANCED ENTRE FASES = (FASE MAYOR - FASE MENOR) X 100 / FASE MAYOR = (5,549 - 9,103) / 9,535 = 3,65 %

DISTRIBUCION DE DUCTOS

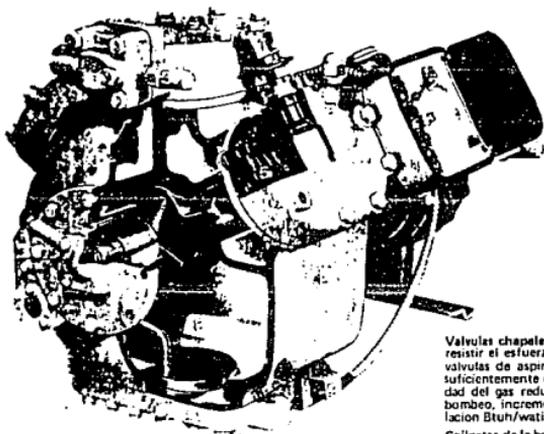


Proyecto: Distribución de ductos

Esc: 1:250 Acot: Pies

APENDICE C

EL COMPRESOR CARRIER SEMIHERMÉTICO ES EL CORAZÓN DE LAS UNIDADES CONDENSADORES DE LA SERIE 38.



- Válvula control de capacidad
- Caja de Terminales
- Válvula de servicio de descarga
- Válvula de servicio de succión
- Ensamblaje válvula de descarga
- Eje del moto-compresor
- Bomba de aceite
- Carter del aceite, filtro
- Calentador de aceite

Los compresores utilizados en las unidades condensadoras Carrier enfriados por aire son manufacturados con precisión para un rendimiento excepcional de eficiencia.

En vez de utilizar un compresor de gran tamaño desperdiciando energía, los Modelos 38AB y 38AE de alta capacidad están equipados con dos compresores. Con esto se obtiene que uno de los compresores no requerido durante los periodos de baja carga térmica, queden fuera de servicio. Estas unidades de la Serie 38 proveen enfriamiento de reserva como una medida de protección con una modificación menor en la obra; un compresor continuara operando en el caso de que el otro requiera mantenimiento o reparación.

Un quiebralínea une el motor y el compresor, por lo tanto no requiere sello, eliminando las fugas en los sellos convencionales las cuales pueden resultar costosas, como también los gastos relacionados con el realineamiento de ejes frecuentemente requeridos en los compresores abiertos, son innecesarios. El quiebralínea es pulido en ambas direcciones hasta obtener una terminación de micropulgada. Asegurando arranques confiables y evitando que las superficies de los cojinetes se rayen.

Bomba de aceite tipo paletas ofrece desplazamiento positivo de aceite y es automáticamente reversible. Distinto a las bombas de tipo engranaje, no requiere tiempo de formarse ni se trancará.

Válvula reguladora de presión de aceite mantiene presión del aceite dosificada a los cojinetes; reduciendo el desgaste de los mismos al mínimo.

Alambrada del devanado del moto-compresor clase F garantiza funcionamiento adecuado bajo temperaturas más altas de lo normal.

Aros de compresión y de aceite similar al utilizado por la industria de automóvil asegura compresión adecuada y circulación baja de aceite en el sistema manteniendo las paredes de los cilindros libre de aceite, en la misma forma que los motores de los automóviles.

Válvulas chapeletas hechas de acero sueco son diseñadas para resistir el esfuerzo prolongado de operación. Las áreas de las válvulas de aspiración y de descarga sobre los cilindros son lo suficientemente grandes para asegurar disminución de la velocidad del gas reduciendo a un mínimo las pérdidas durante el bombeo, incrementando la eficiencia total y mejorando la relación Btu/h/watios (EER).

Cojinetes de la bomba son manufacturados de aluminio vaciado, Cojinetes del motor so de acero con babbit a base de estaño.

Pistón y biela son de una composición de aluminio de alta densidad vaciado a molde, superior a los tipos convencionales de babbit. El desgaste es mucho menor estando el compresor funcionando en temperaturas altas con cargas mayores.

Circuito Time Guard protege el compresor del ciclaje rapido, ya que el compresor no puede arrancar por varios minutos después de una parada. El circuito no obstante deja funcionar los ventiladores del condensador antes de que arranque el compresor, extrayendo el calor del condensador evitando condiciones de alta presión que podría denergizar el compresor durante el arranque.

Los Modelos 38AD024-034 38AE y 38AB tienen el distintivo circuito de Time Guard de función múltiple. Esto provee aproximadamente cinco minutos de tiempo antes de arrancar el compresor, o arrancar compresores con devanados parciales, (cuando es especificado) provee un puente al presostato de baja presión y desvía el circuito del presostato de aceite al momento de arranque y denergiza al compresor en el caso de que la presión de aceite no alcanzara su presión normal de operación en 40 segundos.

Dispositivo control de capacidad es el de tipo desvío, retornando el gas de descarga al de múltiple de la succión para descargar el compresor a una capacidad parcial.

Válvula de rellevo abre para descargar gas al múltiple durante la operación y cierra para aislar el banco de cilindros del múltiple estando el control de capacidad funcionando.

Orificio para control del nivel de aceite o la válvula de retención disminuye la migración de aceite del carter del compresor durante el arranque. Dicho dispositivo alivia la presión al lado bajo y evita el bombeo de aceite a través del lado alto.

Calentador de carter eleva la temperatura de aceite durante el ciclo de parada reduciendo la migración del refrigerante que podría diluir el aceite y ayudaría para ser bombeado fuera, durante el arranque.

SERIE 38 UNIDAD CONDENSADORA CARRIER DE CONTROL REMOTO ACOPLADO CON UNA UNIDAD MANEJADORA DE AIRE CARRIER APROPIADA. TIENE LA FLEXIBILIDAD DE UN SISTEMA APLICADO SIN EL ALTO COSTO INICIAL.

TABLA C-1

Las unidades condensadoras de aire Carrier enfriado por aire proveen enfriamiento eficiente y confiable durante todo el año con gran economía. Puede ser instalado en la azotea, como también a flor de tierra. Existen cuatro modelos en 12 tamaños diferentes con capacidades desde 92,000 al 946,000 Btu/h.

Estas unidades compactas son de bajo perfil y su altura es menor de 72 pulgadas. Tanto el exterior, como los gabinetes son a prueba de intemperie, el color verde claro y su silueta estilizada mezclan fácilmente con el medio ambiente.

Todas estas unidades condensadoras trifásicas son diseñadas e identificadas especialmente para trabajar con 200, 208, 230, 460, o 575 Voltios. Son debidamente probados en la fábrica y pueden funcionar debidamente desde -10% a +15% del voltaje de diseño. Esto significa menos apagones causados por la fluctuación del voltaje.

Las unidades de la serie 38 normalmente utilizan Refrigerante 22, pero pueden ser modificados en la obra para utilizar R-502 con una temperatura de saturación de aspiración -20° F.

Los confiables (Robustos) compresores semihérméticos Carrier son de alta calidad con un rendimiento superior y digno de confianza para asegurar la más alta calidad y muchos años de funcionamiento eficiente, seguro y económico de la serie 38. Vean a continuación la lista de los dispositivos de protección Carrier que son equipos convencionales en los unidades de la Serie 38.

Control de baja presión con reposición automática para proteger al compresor contra posibles daños causados en el caso de la pérdida de refrigerante o congelamiento del evaporador.

SELECCIONE UNA UNIDAD CONDENSADORA DE LA SERIE 38 POR LAS SIGUIENTES RAZONES IMPORTANTES:

Una línea completa de...12 tamaños con capacidades nominales desde 92,000 al 946,000 Btu/h.

Modelo 38BA: 92,000 al 108,000 Btu/h
Modelo 38AD: 120,000 al 371,000 Btu/h
Modelo 38AE: 400,000 al 713,000 Btu/h
Modelo 38AB: 946,000 Btu/h

Una unidad que asegura los requerimientos de cada obra.

La instalación exterior permite que los equipos colocados en las salas de máquinas interiores se reduce a una mínima expresión.

Adaptabilidad a cambios de carga mediante el control de capacidad instalado en el compresor.

Ciclo de operación regulado de energía al compresor requerido.

Los compresores pueden suministrar enfriamiento "stand-by" efectuando una pequeña modificación en la obra.

Voltaje de control interno de 115 voltios en todas las unidades con la excepción del Modelo 38AB.

Mediante la capacidad de subenfriamiento incorporado se incrementa la capacidad del sistema hasta un 75% sin incrementar el costo de operación. También se proporciona flexibilidad de instalación manteniendo la capacidad del sistema estando la unidad condensadora ubicada por debajo del serpentín- evaporador.

Protección para arranques durante el invierno, es equipo convencional en Modelos 38AD24-034 y todos los ta-

maños 38AE, se obtiene mediante el sistema "Time Guard" que automáticamente y por un tiempo predeterminado establece un puente a través de los contactos del control de baja presión.

Serpentines especiales fabricados de materiales resistentes a corrosión y un baño protector para los mismos es disponible ordenando especialmente.

Las unidades de la Serie 38 pueden ser modificados en la obra para producir salmuera o aplicaciones de refrigeración.

El modelo 38AE provee un control superior de nivel de ruido gracias a un concepto especial de diseño avanzado del ventilador y venturi, diseños de ventiladores del condensador múltiple en forma de V y una cubierta de material eliminador de ruido colocado en las paredes del compartimiento del compresor.

Rasgos para una economía de largo plazo

Las unidades ventiladores múltiples de la serie 38 son equipados con control de presión de alta que controla el funcionamiento apropiado de los ventiladores. Los Modelos 38AD y 38AB el funcionamiento adecuado de los ventiladores es controlado por un termostato de ambiente. Las unidades 38AE con cuatro ventiladores, el control de los mismos es efectuado por un prestatista de alta presión. Las unidades 38AE con seis ventiladores, dos de los ventiladores es controlado por un control de alta presión mientras los otros dos son controlados por un termostato de ambiente.

Control de alta presión protege el compresor en el caso de surgir alta presión de condensación.

Protección para los motores incluye sensores de temperatura y amperaje para evitar fallas en caso de sobrecarga. Los motores de los ventiladores también son protegidos con fusibles de doble elemento reemplazable manualmente o con rompe-circuitos instalados por la fábrica. El modelo 38AE está equipado con un dispositivo sensor de temperatura del gas de descarga. Un sensor transistorizado empotrado en la bobina del moto-compresor en los Modelos 38AD y 38AB combinado con un termostato en la línea de descarga del gas protege la unidad contra el deterioro de la bobina del moto-compresor y descomposición del aceite.

Control de presión de aceite de reposición manual. Los Modelos 38AD024-034 y 38AD084 como también en el compresor principal del Modelo 38AE para interrumpir el circuito y desconectar los compresores en 40 segundos después del arranque si la presión del aceite no alcanza los niveles normales o la presión de aceite disminuye a un nivel peligroso durante el funcionamiento del compresor.

Relé del solenoides son parte integral del sistema de control en los Modelos 38AD024-034 y 38AB. Dicho relé controla el funcionamiento de la válvula de solenoides y proporciona control de "Single pumpout" para vencer el lado de baja presión del sistema durante los ciclos de paradas.

La válvula solenoides cierra tan pronto el compresor deje de funcionar como una medida de seguridad.

Todas las unidades son diseñadas de tal forma que pueden funcionar -10% al +15% del voltaje de diseño original.

Todas las unidades son equipadas con un sencillo y económico dispositivo para reducir la demanda de corriente durante el arranque. Los Modelos 38AE y 38AB equipados con dos compresores el arranque del segundo compresor es efectuado con un dispositivo retardador de tiempo. Los Modelos 38AD14-034 de 200/230 voltios y los 38AD-028-034 de 400 voltios, son provistos con devanados parciales.

Mínima pérdida de tiempo

Está comprobado que los compresores semihérméticos proveen un rendimiento positivo lo que asegura mínimo de tiempo perdido y costo de manutención y de reparación.

Dispositivos de protección de alta calidad integrados en los compresores y motores eliminan los problemas antes de ocurrir.

Tienen más flexibilidad para la selección de componentes... dan máxima precisión entre el equipo seleccionado y las condiciones del ambiente a condiciones deseadas, con eficiente enfriamiento de calor sensible, calor latente, enfriamiento normal para comodidad, presión estática y requerimientos de la filtración del aire.

Utilización máxima de los conceptos modernos de la conservación de energía en calefacción y enfriamiento.

Las unidades condensadoras enfriadas por aire instaladas en el exterior, economizan espacio interior y aislan el equipo del ruido producido durante el funcionamiento.

DATOS BASICOS Y DIMENSIONES

TABLA C-2

DATOS BASICOS 38AB, AD, AE

UNIDAD	38AD										38AE			38AB
	012	014	016	024	028	034	044	054	064	084	112	132	084	
PCSO OPER. (lb)	770	805	970	1750	1900	2300	2690	3120	3582	4500	5110	6110	6810	
REFRIGERANTE	R-22													
Carga Oper. (lb)	13	15	20	28.0	30.5	35.5	41.2	48	57	61	81	132.0		
COMPRESOR	Hélice hermética 87 1/2, 1750 Rpm													
Módulo ISI	06D	06D	06D	06ED	06EE	06EE	06EA	06ED	06EA	06EE	06EA	06ED	06EA	
Cilindros	6	6	6	4	6	6	4	4	6	6	6	6	6	
Acete (puntas)	6	10	10	14	19	19	14	14	19	19	19	19	19	
NO. VENTILADORES DEL CONDENSADOR	Hélice conectada directamente al motor descarga vertical													
RPM: 60-Hz	2	2	3	3	3	3	4	5	6	6	6	6	6	
PCM de aire	8,800	8,000	13,000	18,200	25,200	28,200	1080	1080	1080	1080	1080	1080	1140	
SERPENTIN COND.	Hélice conectada directamente al motor descarga vertical													
Hilera... Alarma/puls	2...15	3...16.5	3...12.4	3...12.4	3...12.4	3...12.4	3...12.4	3...17	2...17.5	3...15.5	4...12.4	4...12.4	4...12.4	
Area de cara	19.1	19.1	26.2	35.4	39.0	49.6	76.7	76.7	115	115	120.8	120.8	120.8	
Cap. de Almacenamiento	17.7	26.5	51.1	70	77	99	93.7	148.3	199	222.8	322	322	322	
DIMENSIONES (Pulg.)	Hélice hermética 87 1/2, 1750 Rpm													
Largo A	6-8%	6-8%	6-5%	13-0			11-0%		12-10%		24-2%			
Ancho B	4-4%	4-4%	4-4%	3-1%		4-10%	7-0%		7-0%		5-11%			
Alto (ver nota 2) C	1-9%	1-9%	1-9%	2-4%		3-1%	4-8%		5-8%		3-1%			
Alto de patin . . . D	1-0	1-0	1-0	1-0 or 2-0		1-6 or 2-2	0-5		0-5					
Orificios Del Int.														
Patinas Exp. J	0-2%	0-2%	0-2%	0-1%	0-1%	0-1%	7-3%		7-3%		0-2%			
Patinas Exp. K	4-2	4-2	4-2	3-8%	3-8%	4-7%	7-3%		7-3%		5-6%			
Patinas Exp. L	0-2%	0-2%	0-2%	0-0%	0-0%	0-0%	0-0%		0-0%		0-2%			
Patinas Exp. M	4-2	4-2	4-2	3-10	3-10	4-8%	4-8%		4-8%		5-6%			
Patinas Exp. N	1-7%	1-7%	1-7%	3-3%	3-3%	9-4%	9-4%		9-4%		0-1%			
Patinas Exp. O	4-10%	4-10%	6-7%						5-0%		8-2			
Patinas Exp. P											9-3%			
CONEXIONES (pulg.)	Hélice hermética 87 1/2, 1750 Rpm													
Aspiración	1 1/2	1 1/2	1 1/2				2		2		2		2	
Líquido	1/2	1/2	1/2				1/2		1/2		1/2		1/2	
Deriva Gas Caliente														
ORIFICIOS (Pulg.)	Hélice hermética 87 1/2, 1750 Rpm													
Aspiración	E	2%	2%	2%									(2) 5	
Líquido	F	1%	1%	1%	1%	1%	1%						3	
Control	G	1%	1%	1%									1%	
Fuerza	H	1%	1%	1%				3 FPT		3 FPT			(2) 3%	
Termostato	P	1%	1%	1%										

*Unidad con doble modulo

†Carga Fro. para capacidad maxima del sistema. Todas las unidades son duplicadas con carga de retención.

‡ Condensador 80% lleno con liquido R-22 al 120F para las unidades 012, 014 y 120F para todos los restantes.

** Unidad 38A084 tiene 2 con succión de aspiración.

NOTAS:

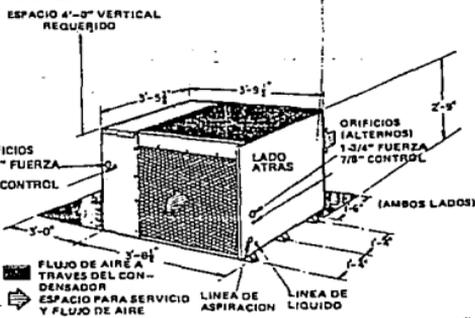
- Todas las unidades con compresores 2 unidades tienen tubería de refrigerante interconectado.
- Altura total para 38AE sin patin para las otras unidades.

DATOS BASICOS 38BA

UNIDAD	38BA	
CONDENSADOR	008	009
PESO OPER.	565	595
REFRIGERANTE	R-22	
Carga de Oper. (lb)*	14.5	16
COMPRESOR	06DAB18	06DAB24
Cilindros	4	6
Rpm (60-Hertz)	1750	1750
Acete en puntas	7	10
VENTILADORES DEL COND.	Hélice Conec. al motor Vertical	
Desc. de aire	5000	5000
Cap. fuerza motor	1075	1075
Rpm motor		
SERPENTIN-CONDENSADOR	14.3	Alarma/puls.
Area de cara	12.46	12.46
Hilera	3	3
CONEXIONES (pulg.)	Hélice Conec. al motor Vertical	
Aspiración (Med.) Sold.	1 1/2	1 1/2
Líquido (M.E.D.) Acabo.	1/2	1/2

*Carga aprox. para capacidad máxima del sistema utilizando 25 pies de tubería. Unidades son duplicadas de la fabrica con 2 lbs. de carga de retención aprox.

NOTA: Máxima distancia vertical (leer, líquido) permisible de la unidad 38BA al evaporador es 35 pies.



Planos con dimensiones certificadas son disponibles.

DATOS ELECTRICOS (CONT.)

TABLA C-3

DATOS ELECTRICOS (60 Hz)

MODELO	UNIDAD	CADA COMPRESOR				VENTILADORES		MAX AMPS FUSIBLE		
		VOLTIOS PLACA	TENSION MIL. MAX	MVA	ICF	FLA	LRA			
BA	008	200	187-229	42	135	29.1	132	3.2	50	
		230	207-264	37	127	25.4	124	3.2	45	
		460	414-528	18	64	12.7	62	3.2	25	
	009	575	518-660	14	53	10.2	50	3.2	20	
		200	180-229	54	167	39.6	164	3.2	70	
		230	207-264	48	155	34.4	153	3.2	60	
	012	460	414-528	24	79	17.2	77	1.6	30	
		575	518-660	19	65	13.8	62	3.2	25	
		200	180-229	68	198	49.3	191	3.2	80	
	014	230	207-264	62	179	44.3	172	3.2	80	
		460	414-528	31	89	27.2	86	1.6	35	
		575	518-660	24	71	17.9	69	1.0	30	
AD	016	200	180-229	66	184	63.6	256/173	3.2	100	
		230	207-264	78	166	57.2	240/160	3.2	90	
		460	414-528	39	123	28.6	120	1.6	45	
	024	575	518-660	32	99	22.9	96	1.0	35	
		200	180-229	122	216	85.8	345/202	4.5	150	
		230	207-264	103	204	71.5	300/190	4.5	125	
	028	460	414-528	50	154	32.5	149	1.9	60	
		575	518-660	41	125	28.6	120	1.6	50	
		200	180-229	175	290	123.0	471/271	6.2	200	
	034	230	207-264	154	273	108.6	410/255	6.2	175	
		460	414-528	77	137	54.4	205/128	3.0	90	
		575	518-660	62	122	43.6	164	2.4	70	
AE	044	200	180-229	175	338	123.0	506/319	6.2	200	
		230	207-264	158	318	111.4	460/300	6.2	200	
		460	414-528	81	159	57.2	220/150	3.0	90	
	054	575	518-660	63	184	45.0	176	2.4	80	
		200	180-229	259	486	174.4	85.8 506 345	(4) 8.8	300	
		230	207-264	225	424	108.6	74.3 440 300	(4) 8.2	250	
	064	460	414-528	116	214	56.5	37.9 220 150	(6) 2.1	125	
		575	518-660	93	171	45.0	30.0 176 120	(6) 1.7	100	
		200	180-229	298	646	124.4	506	(6) 8.8	350	
	AB	230	207-264	259	564	108.6	440	(6) 8.2	300	
		460	414-528	135	284	56.5	220	(6) 2.1	150	
		575	518-660	108	227	45.0	176	(6) 1.7	125	
No. 1 & 2 (c/u) No. 1, 4 & 2 (c/u) No. 1, 4 No. 2, 3, 5 & 6										
AB	084	208	187-230	246/206*	648	162	635/443	6.2	6.0	450
		230	207-264	226/190*	601	152	590/413	6.2	6.0	450
		460	414-528	189	300	76	295/206	3.0	3.0	225
		575	518-660	152	240	61	236/163	2.4	2.4	175

Amp consumido 230 voltios. Las unidades tienen transformadores de 575V a 230V y utilizan un motor de 230 voltios.

- FLA** — Amperios en plena carga.
ICF — Máximo flujo de Corriente Instantánea durante el arranque (La suma de LRA del último compresor y arranque, más el FLA para los otros motores de la unidad).
LRA — Amperios de Rotor Bloqueado valores amperios en letra bastarda y son para el primer devanado en motores de devanados parciales. La suma mayor es el total LRA. Ver nota 1.

Tension Min. Mex. — Las unidades pueden ser utilizadas en sistemas de distribución eléctrica donde el voltaje suministrado al terminal de la unidad no es por debajo o por encima del mínimo y máximo ilustrado en la tabla. El máximo permisible de fase desbalanceada entre fases es 2%.

* Las unidades 38A804 (208, 230 voltios solamente) tienen 2 conexiones para fuente de energía. Máximo diámetro del cable es 350 MCM cada uno.

NOTAS:

- El Encendido Máximo de Empuje de Corriente durante el arranque es el total del LRA del compresor de mayor capacidad en las unidades atornilladas para arrancar la línea o el LRA utilizado por el devanado No. 1 del compresor de mayor capacidad en motores de devanados parciales.
- Los compresores son suministrados de izquierda a derecha, siendo el compresor por el lado de la bomba de aceite.
- Las unidades 38AD y ventilador No. 1 está adyacente al compartimiento del compresor; los 38AB04 el No. 1 y están ubicados en dicho sitio. En unidades 38AE los ventiladores No. 1 y 2 son adyacentes al compartimiento del compresor.
- En todas las unidades, ventiladores adyacentes al compartimiento del compresor están equipados con motores de una fase con control de velocidad en las unidades de 200, 208 y 230 voltios controlables para ser utilizados con la serie 32 Motormaster® control de presión de descarga. En los ventiladores adyacentes al compresor tienen motores con velocidad controlada para ser utilizados con el Motormaster. En los 38BA y 38AD12-016 motores con control de velocidad son suministrados para el ventilador No. 1.

DATA	CUR SERIES				
	075G	085G	110G	125G	150G
GENERAL					
Nominal Cooling Capacity (Tons)	7.5	8.5	10.1	12.5	15.0
Nominal CFM	3000	3400	4000	5000	5600
Net Cooling Capacity (Tons)	7.5	8.2	10.0	12.2	14.7
Net Unit KW	9.9	10.1	12.5	16.2	20.6
Net EER	9.1	9.7	9.6	9.0	8.5
Shipping Weight (Lbs.)	935	975	1265	1345	1485
Operating Weight (Lbs.)	890	930	1210	1290	1425
Cabinet Dimensions (In.)	75 x 75 x 36	75 x 75 x 38	75 x 75 x 52	75 x 75 x 52	75 x 75 x 52
R-32 Oper. Chg. (Per Ckt.) (Lbs.)	3.5	5.0	7.5	5.0	8.0
FILTERS					
Type	THROAT-ABY				
(Operating) Area (In.)	(1) 24 x 24 x 2	(1) 24 x 25 x 2	(3) 20 x 25 x 2 (1) 16 x 25 x 2	(3) 20 x 25 x 2	(3) 20 x 25 x 2
COMPRESSOR					
Quantity	2	2	2	3	3
Type	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll	Scroll
RPM	3500	3500	3500	3500	3500
Capacity Stages (Percent)	50-100	50-100	50-100	33-67-100	33-67-100
Oil Charge Per Circuit (Oz.)	60	60	70	60	70
EVAPORATOR COIL					
Height x Width (In.)	20 x 67	20 x 67	30 x 67	30 x 67	30 x 67
Face Area (Sq. Ft.)	9.3	9.3	14.0	14.0	14.0
Rows	2	2	2	3	3
Fins Per Inch	14	14	14	14	14
Type	Face Split	Face Split	Face Split	Face Split	Face Split
Circuits	2	2	2	3	3
CONDENSER COIL					
Height x Width (In.)	32 x 71.34	32 x 71.34	48 x 71.34	48 x 71.34	48 x 71.34
Face Area (Sq. Ft.)	15.6	15.6	23.8	23.8	23.8
Rows	1	2	2	2	3
Fins Per Inch	20	20	20	20	15
Circuits	2	2	2	3	3
EVAPORATOR FAN					
Quantity	2	2	2	2	2
Type	F.C.	F.C.	F.C.	F.C.	F.C.
Diameter (In.)	11	11	12	12	12
Width (In.)	11	11	15	15	15
Number of Blades	54	54	43	43	43
Maximum RPM	1500	1500	1500	1500	1500

Continued on next page

DATA	CUR SERIES				
	075G	085G	110G	125G	150G
EVAPORATOR MOTOR					
Standard Horsepower	1.0	1.5	2.0	3.0	3.0
Optional Horsepower	1.5	2.0	3.0	5.0	5.0
RPM	1750	1750	1750	1750	1750
Type	Open	Open	Open	Open	Open
CONDENSER FANS AND MOTORS					
Quantity	2	2	2	2	4
Fan Type	Propeller	Propeller	Propeller	Propeller	Propeller
Fan Diameter (in.)	24	24	24	24	22
Motor Horsepower	1/2	1/2	1/2	1/2	1/2
RPM	1100	1100	1100	1100	1100
CFM	6600	5500	6400	6400	8000
Drive	Direct	Direct	Direct	Direct	Direct
GAS FURNACE Ⓞ					
Furnace Model No. (Nat./Prop.)	N10/P10	N14/P14	N21/P21	N24/P24	N28/P28
Nominal Input (MBH)	105	140	210	245	260
Ventor Motor Horsepower		1/16		1/16	1/16
Min. Gas Supply Press. (Nat.)		5.5		5.5	5.5
Max. Gas Supply Press. (Nat.)		10.5		10.5	10.5
Min. Gas Supply Press. (Prop.)		11		11	11
Max. Gas Supply Press. (Prop.)		13.0		13.0	13.0
ELECTRIC HEAT					
Model Number	E02	E05	E08	E11	E14
Stages	1	2	2	2	2
Nominal KW @ 240/480/600 Volt	10	20	30	40	50
I/BH	34	68	103	137	171
HOT WATER COIL					
Type	5WH	5VH	5WH	5WH	5WH
Height x Width (in.)	18 x 54	18 x 54	33 x 54	33 x 54	33 x 54
Face Area (Sq. Ft.)	6.75	6.75	12.37	12.37	12.37
Rows	2	2	2	2	2
Fins Per Inch / Fin Type	7 / C	7 / C	7 / C	7 / C	7 / C
Tube Diameter (in.)	5/8	5/8	5/8	5/8	5/8
Connection Size (in. MPT)	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5
STEAM COIL					
Type	8JA	8JA	8JA	8JA	8JA
Height x Width (in.)	18x54	18x54	33x54	33x54	33x54
Face Area (Sq. Ft.)	6.75	6.75	12.37	12.37	12.37
Rows	1	1	1	1	1
Fins Per Inch / Fin Type	7 / B	7 / B	7 / B	7 / B	7 / B
Tube Diameter (in.)	1	1	1	1	1
Connection Size (in. MPT)	2.5	2.5	2.5	2.5	2.5

F.C. = Forward Curved

Ⓞ N28/P28 furnace and E15 electric heat are not available in CUR110G.
 Ⓞ Gas furnace not available on 50 Hz units.

Cooling capacity data

TABLA C-6

CUR075G

AMB. °F	EVAP. EAT	75°F DB			80°F DB			85°F DB			90°F DB		
		KW	MBHT	MBHS									
85	61 WB	9.0	86	74	9.0	88	87	9.1	93	93	9.1	98	98
	64 WB	9.1	91	65	9.1	91	80	9.1	93	93	9.1	98	98
	67 WB	9.1	97	56	9.1	97	71	9.1	97	85	9.2	98	98
	70 WB	9.3	103	47	9.3	103	62	9.3	103	76	9.3	103	91
	73 WB	9.3	109	38	9.3	109	53	9.3	109	67	9.4	109	82
90	61 WB	9.3	84	73	9.4	86	86	9.5	91	91	9.5	97	97
	64 WB	9.5	89	64	9.5	90	79	9.5	91	91	9.5	97	97
	67 WB	9.6	95	55	9.6	95	70	9.6	95	85	9.6	97	97
	70 WB	9.6	100	46	9.6	100	61	9.6	101	76	9.6	101	90
	73 WB	9.7	106	37	9.7	106	52	9.7	106	66	9.7	106	81
95	61 WB	9.7	83	73	9.8	85	85	9.8	90	90	9.9	96	96
	64 WB	9.8	88	64	9.8	88	78	9.8	90	90	9.9	96	96
	67 WB	9.8	93	55	9.9	93	70	9.9	93	84	9.9	96	96
	70 WB	9.9	99	46	10.0	99	60	10.0	99	75	10.0	99	90
	73 WB	10.1	104	36	10.1	104	51	10.1	104	66	10.2	104	81
100	61 WB	10.1	81	72	10.2	83	83	10.2	89	89	10.3	94	94
	64 WB	10.2	86	63	10.2	86	78	10.2	89	89	10.3	94	94
	67 WB	10.3	91	54	10.3	91	69	10.3	91	83	10.3	94	94
	70 WB	10.4	97	45	10.4	97	50	10.4	97	74	10.4	97	88
	73 WB	10.6	102	36	10.7	102	50	10.7	102	65	10.7	102	80
105	61 WB	10.6	79	71	10.6	82	82	10.7	87	87	10.8	92	92
	64 WB	10.5	84	62	10.6	84	77	10.7	87	87	10.8	92	92
	67 WB	10.8	89	53	10.8	89	68	10.8	89	82	10.8	92	92
	70 WB	10.8	94	44	10.8	94	59	10.9	95	73	10.9	95	88
	73 WB	11.1	101	35	11.1	101	50	11.1	101	64	11.1	101	79

TABLA C-7

CUR085G

AMB. °F	EVAP. EAT	75°F DB			80°F DB			85°F DB			90°F DB		
		KW	MBHT	MBHS									
85	61 WB	9.0	94	82	9.0	96	95	9.1	102	102	9.2	108	108
	64 WB	9.1	99	72	9.1	100	88	9.1	102	102	9.2	108	108
	67 WB	9.2	106	62	9.2	106	78	9.2	106	94	9.2	108	107
	70 WB	9.2	112	52	9.2	112	68	9.2	112	84	9.2	112	100
	73 WB	9.3	119	41	9.3	119	58	9.3	119	74	9.3	117	90
90	61 WB	9.4	92	81	9.5	94	94	9.5	100	100	9.6	106	106
	64 WB	9.5	98	71	9.5	98	87	9.5	100	100	9.6	106	106
	67 WB	9.6	104	61	9.6	104	77	9.6	104	93	9.6	106	106
	70 WB	9.7	110	51	9.7	110	67	9.7	110	84	9.7	110	100
	73 WB	9.8	117	41	9.8	117	57	9.8	117	73	9.8	117	90
95	61 WB	9.9	90	80	9.9	92	92	10.0	99	99	10.1	105	105
	64 WB	10.0	96	70	10.0	96	86	10.0	99	99	10.1	105	105
	67 WB	10.0	102	60	10.1	102	77	10.1	102	93	10.1	105	104
	70 WB	10.1	108	50	10.1	108	66	10.1	108	83	10.1	108	99
	73 WB	10.2	114	40	10.2	114	56	10.2	114	73	10.2	114	89
100	61 WB	10.4	88	79	10.4	91	91	10.5	97	97	10.6	103	103
	64 WB	10.5	94	69	10.5	94	86	10.5	97	97	10.6	103	103
	67 WB	10.5	100	59	10.6	100	76	10.6	100	92	10.6	103	103
	70 WB	10.7	106	49	10.7	106	66	10.7	106	82	10.7	106	98
	73 WB	10.7	112	39	10.7	112	55	10.7	112	72	10.7	112	88
105	61 WB	10.9	86	78	11.0	89	89	11.1	95	95	11.1	101	101
	64 WB	11.0	92	69	11.0	92	85	11.1	95	95	11.1	101	101
	67 WB	11.1	97	59	11.1	97	75	11.1	97	91	11.1	101	101
	70 WB	11.2	103	48	11.2	103	65	11.2	103	81	11.2	104	97
	73 WB	11.3	110	38	11.3	110	55	11.3	110	71	11.3	110	87

NOTES:

- Capacities are gross and are based on 230, 460, 575/603 operation. 20% volt operation must be derated by 0.8%. Gross capacities do not include evaporator motor heat. See page 14 for 50 Hz selections.
- KW is for entire unit.
- See Table 9a for capacity correction factors at other than nominal cfm.

SHADED AREA REPRESENTS 100% SENSIBLE COOLING

- AMB = Ambient Air Temperature
- EAT = Entering Air Temperature
- DB = Evaporator Dry Bulb EAT
- WB = Evaporator Wet Bulb EAT
- KW = 1000 Watts
- MBHT = 1000 Btu/Hr. Total Cooling
- MBHS = 1000 Btu/Hr. Sensible Cooling
- CFM = Evaporator Airflow Cu Ft./Min.

TABLE C-8

CUR110G

AMB. °F	EVAP. EAT	75°F DB			80°F DB			85°F DB			90°F DB		
		KW	MBHT	MBHS									
85	61 WB	11.2	116	99	11.3	118	117	11.4	125	122	11.5	132	127
	64 WB	11.4	123	87	11.4	123	107	11.4	125	112	11.5	132	127
	67 WB	11.5	131	75	11.5	131	95	11.5	131	114	11.5	132	127
	70 WB	11.6	139	63	11.6	138	83	11.6	139	102	11.6	139	127
	73 WB	11.7	147	51	11.7	147	70	11.7	147	92	11.7	147	127
90	61 WB	11.8	114	98	11.8	116	115	11.9	123	123	12.0	130	129
	64 WB	11.9	121	86	11.9	121	106	11.9	123	123	12.0	130	129
	67 WB	12.0	129	74	12.0	128	94	12.0	129	113	12.0	130	129
	70 WB	12.1	136	62	12.1	136	82	12.1	136	101	12.1	136	129
	73 WB	12.1	144	50	12.3	144	70	12.3	144	89	12.3	144	128
95	61 WB	12.3	112	97	12.3	114	114	12.5	121	121	12.6	128	128
	64 WB	12.4	118	85	12.4	119	105	12.5	121	121	12.6	128	128
	67 WB	12.5	125	73	12.5	125	85	12.5	125	112	12.6	128	128
	70 WB	12.7	133	61	12.7	133	81	12.7	133	100	12.7	133	119
	73 WB	12.8	141	49	12.8	141	69	12.8	141	88	12.8	141	107
100	61 WB	12.9	109	96	12.9	112	112	13.0	119	119	13.2	126	126
	64 WB	13.0	116	84	13.0	116	104	13.0	119	119	13.2	126	126
	67 WB	13.1	123	72	13.1	123	92	13.1	123	107	13.2	126	126
	70 WB	13.3	130	60	13.3	130	80	13.3	130	99	13.3	131	118
	73 WB	13.4	138	48	13.4	138	68	13.4	138	87	13.4	138	106
105	61 WB	13.5	107	95	13.6	109	109	13.7	117	117	13.8	124	124
	64 WB	13.6	113	83	13.6	113	102	13.7	117	117	13.8	124	124
	67 WB	13.7	120	71	13.7	120	91	13.7	120	110	13.8	124	124
	70 WB	13.9	127	59	13.9	128	79	13.9	127	98	13.9	128	117
	73 WB	14.0	135	47	14.0	135	66	14.0	135	86	14.0	135	105

TABLE C-9

CUR125G

AMB. °F	EVAP. EAT	75°F DB			80°F DB			85°F DB			90°F DB		
		KW	MBHT	MBHS									
85	61 WB	14.5	143	127	14.6	147	147	14.7	157	157	14.9	166	166
	64 WB	14.8	152	111	14.8	152	137	14.7	156	156	14.9	166	166
	67 WB	14.8	161	95	14.8	161	121	14.8	162	147	14.9	166	166
	70 WB	14.9	171	79	15.0	171	105	15.0	171	131	15.0	171	155
	73 WB	15.1	181	63	15.1	181	89	15.1	181	115	15.1	181	141
90	61 WB	15.2	141	126	15.2	145	145	15.4	154	154	15.6	164	164
	64 WB	15.3	149	110	15.3	149	138	15.4	154	154	15.6	164	164
	67 WB	15.5	158	94	15.5	158	120	15.5	159	146	15.6	164	164
	70 WB	15.7	168	78	15.7	168	104	15.7	168	130	15.7	168	155
	73 WB	15.8	177	62	15.9	177	88	15.9	177	114	15.9	177	140
95	61 WB	15.9	137	124	16.0	142	142	16.2	152	152	16.4	161	161
	64 WB	16.1	145	109	16.1	146	134	16.2	152	152	16.4	161	161
	67 WB	16.2	154	93	16.2	155	119	16.3	156	144	16.4	161	161
	70 WB	16.4	164	77	16.4	164	103	16.4	164	129	16.4	165	154
	73 WB	16.6	173	61	16.6	173	87	16.6	173	112	16.6	173	138
100	61 WB	16.7	134	123	16.8	140	140	17.0	149	149	17.2	158	158
	64 WB	16.9	142	107	16.9	142	133	17.0	149	149	17.2	158	158
	67 WB	17.1	151	91	17.0	151	117	17.1	152	143	17.2	158	158
	70 WB	17.2	160	75	17.2	160	101	17.2	160	127	17.2	161	152
	73 WB	17.4	169	59	17.4	169	85	17.4	169	111	17.5	169	137
105	61 WB	17.6	131	121	17.6	137	137	17.8	148	148	18.0	155	155
	64 WB	17.7	139	106	17.7	139	121	17.8	148	148	18.0	155	155
	67 WB	17.9	147	90	17.9	147	116	17.9	149	141	18.0	155	155
	70 WB	18.1	156	74	18.1	156	100	18.1	156	126	18.1	157	151
	73 WB	18.3	165	58	18.3	165	84	18.3	166	110	18.3	166	138

NOTES:

- Capacities are gross and are based on 230, 450, 575/60°C operation. 208 volt operation must be derated by 0.88. Gross capacities do not include evaporator motor heat. See page 14 for 50 Hz selections.
- KW is for entire unit.
- See Table 2a for capacity correction factors at other than nominal cfm.

- AMB = Ambient Air Temperature
- EAT = Entering Air Temperature
- DB = Evaporator Air Temperature
- EAT = Evaporator Dry Bulb EAT
- WB = Evaporator Wet Bulb EAT
- KW = 1000 Watts
- MBHT = 1000 Btu/Hr. Total Cooling
- MBHS = 1000 Btu/Hr. Sensible Cooling
- CFM = Evaporator Airflow Cu Ft./Min.

SHADED AREA REPRESENTS 100% SENSIBLE COOLING

TABLE C-10

CUR150G														
AMB.	EVAP.	75°F DB				80°F DB			85°F DB			90°F DB		
*F	EAT	KW	MBHT	MBHS	KW	MBHT	MBHS	KW	MBHT	MBHS	KW	MBHT	MBHS	
85	61 WB	18.5	173	147	18.8	175	173	18.8	185	185	19.0	196	198	
	64 WB	18.7	183	129	18.7	183	158	18.8	185	184	19.0	196	196	
	67 WB	18.9	194	112	19.0	194	140	19.0	194	169	19.0	187	195	
	70 WB	18.2	205	94	19.2	205	122	19.2	205	151	19.2	205	180	
	73 WB	19.5	217	75	19.5	217	104	19.5	217	133	19.5	217	162	
90	61 WB	19.3	169	145	19.4	172	171	19.6	182	182	19.8	193	193	
	64 WB	19.5	179	128	19.5	180	156	19.6	182	182	19.8	193	193	
	67 WB	19.8	190	110	19.8	190	129	19.8	190	167	19.8	193	192	
	70 WB	20.0	201	92	20.0	201	121	20.0	201	149	20.0	201	178	
	73 WB	20.3	213	74	20.3	213	103	20.3	213	131	20.3	213	160	
95	61 WB	20.2	165	144	20.3	168	168	20.5	179	179	20.7	190	190	
	64 WB	20.4	175	126	20.4	176	155	20.5	179	179	20.7	190	190	
	67 WB	20.6	186	108	20.6	186	137	20.6	186	166	20.7	190	190	
	70 WB	20.9	197	90	20.9	197	119	20.9	197	148	20.9	197	176	
	73 WB	21.1	208	72	21.1	208	101	21.1	208	130	21.1	208	159	
100	61 WB	21.1	162	142	21.2	165	165	21.4	176	176	21.7	186	186	
	64 WB	21.3	171	125	21.3	172	153	21.4	178	176	21.7	186	186	
	67 WB	21.8	182	107	21.8	182	135	21.6	182	164	21.7	186	186	
	70 WB	21.8	192	89	21.8	192	118	21.8	192	146	21.8	192	175	
	73 WB	22.1	203	71	22.1	203	99	22.1	204	128	22.1	204	157	
105	61 WB	22.1	158	140	22.2	162	162	22.4	173	173	22.8	183	183	
	64 WB	22.3	167	123	22.3	167	151	22.4	172	172	22.8	183	183	
	67 WB	22.5	177	105	22.5	177	134	22.5	178	162	22.7	183	183	
	70 WB	22.8	188	87	22.8	188	118	22.8	188	145	22.8	188	173	
	73 WB	23.0	199	69	23.0	199	98	23.1	199	127	23.1	199	155	

NOTES:

- Capacities are gross and are based on 230, 460, 575/600 operation. 208 volt operation must be derated by 0.98. Gross capacities do not include evaporator motor heat. See notes below for 50 Hz selections.
- KW is for entire unit.
- See Table 9a for capacity correction factors at other than nominal CFM.

SHADED AREA REPRESENTS 100% SENSIBLE COOLING.

- AMB. • Ambient Air Temperature
- EAT • Entering Air Temperature
- DB • Evaporator Dry Bulb EAT
- WB • Evaporator Wet Bulb EAT
- KW • 1000 Watts
- MBHT • 1000 Btu/Hr. Total Cooling
- MBHS • 1000 Btu/Hr. Sensible Cooling
- CFM • Evaporator Airflow Cu Ft./Min.

Cooling capacity correction factors

	CFM						
	-15%	-10%	-5%	STD.	+5%	+10%	+15%
TOTAL MBH	0.971	0.985	0.991	0	1.006	1.012	1.019
SENSIBLE MBH	0.925	0.952	0.974	0	1.024	1.048	1.070
KW	0.985	0.989	0.995	0	1.004	1.008	1.011

Evaporator motor heat

HORSEPOWER	BTU/HOUR
1	3,100
1.5	4,650
2	6,200
3	9,300
5	15,500

NOTE: BTU/Hour at full load.

50 Hz Application and Selection Note #1

- Capacity:
 - At full rated CFM of Tables 4 through 8 the total and sensible capacity must be derated by a factor of 0.90 and the KW must be derated by a factor of 0.85.
 - At a derated CFM (by a factor of 0.83 x full rated CFM) the total and sensible capacity must be derated by a factor of 0.85 and the KW must be derated by a factor of 0.84.