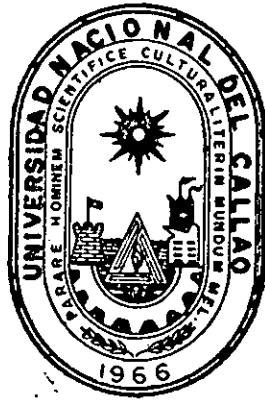


M
T/620.1/M33

Universidad Nacional del Callao

Facultad de Ingeniería Mecánica - Energía



“ Cálculo y Diseño de un Equipo
Acondicionador de Aire Reversible
Compacto de 17000 BTU/H ”

T E S I S

Para optar el Título Profesional de:
INGENIERO MECANICO

923

Arturo Maza Rubina

Promoción 85 - 2

Callao — Perú
1,989

A MIS PADRES
CESAR Y CARLOTA
POR SU CONSTANTE
SACRIFICIO PARA
CON SUS HIJOS.

I N D I C E

INTRODUCCION

CAPITULO I

PRINCIPIOS TEORICOS FUNDAMENTALES

1.1 Refrigeración y acondicionamiento de aire aplicaciones	3
1.2 Procesos usados en refrigeración y en ca- lefacción	15
1.3 Ciclo de refrigeración por compresión de vapor- esquemas	21
1.3.1 Compresores	28
1.3.2 Evaporadores- tipos clasificación y funcionamiento	30
1.3.3 Condensadores enfriados por aire	33
1.3.4 Dispositivos de expansión	36
1.3.5 Entalpía potencial	39
1.4 Ciclo invertido de refrigeración o bomba de calor reversible- esquemas	41
1.4.1 Ecuaciones que rigen el intercambio de calor en el evaporador	45
1.4.2 Ecuaciones que rigen el intercambio de calor en el condensador	54
1.5 Refrigerantes: Propiedades y clasificación	63
1.6 Psicrometría.	68

CAPITULO II

DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DETERMINACION DE LA CARGA TERMICA

2.1 Descripción del sistema de acondicionamiento de aire	72
2.2 Descripción del local a acondicionarse	73
2.3 Condiciones y parámetros iniciales del proyecto	74
2.4 Cálculo y determinación de la carga térmica	76
2.4.1 Carga térmica de refrigeración en verano	76
2.4.2 Carga térmica de calefacción en invierno	102
2.5 Hoja de cálculo de la carga térmica en verano e invierno.	107

CAPITULO III

CALCULO DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION REVERSIBLE

3.1 Constantes de diseño	109
3.2 Ciclo operativo de la unidad como enfriador en estación de verano	111
3.3 Ciclo operativo de la unidad como calefactor en invierno (por inversión del ciclo de refrigeración)	112
3.4 Balance térmico del ciclo estandar de refrigeración usando el R-22 para en-	

enfriamiento y calefacción	115
3.5 Descripción de la válvula inversora de ciclo	120
3.6 Cálculo del evaporador - diseño térmico	126
3.6.1 Construcción de las curvas del evaporador	148
3.7 Cálculo del condensador- diseño térmico	153
3.7.1 Construcción de las curvas del condensador	166
3.8 Cálculo del evaporador para calefacción verificación del diseño térmico	172
3.8.1 Construcción de las curvas del evaporador para calefacción	184
3.9 Cálculo del condensador para calefacción verificación del diseño térmico	189
3.9.1 Construcción de las curvas del condensador para calefacción	199
3.10 Selección del compresor	203
3.10.1 Construcción de las curvas del compresor	206
3.11 Construcción de las curvas de la unidad de condensación.	208

CAPITULO IV

COMPORTAMIENTO DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION

REVERSIBLE

4.1 Descripción del funcionamiento de la unidad para enfriamiento	213
-------------------------------------------------------------------	-----

4.1.1	Curvas de funcionamiento del evaporador para enfriamiento	216
4.1.2	Curvas de funcionamiento del condensador para enfriamiento	226
4.1.3	Curvas de funcionamiento de la unidad de condensación para enfriamiento	238
4.2	Descripción del funcionamiento de la unidad para calefacción	244
4.2.1	Curvas de funcionamiento del evaporador para calefacción	251
4.2.2	Curvas de funcionamiento del condensador para calefacción	263
4.2.3	Curvas de funcionamiento características de la unidad de condensación para calefacción	278
4.3	Determinación de los puntos óptimos de funcionamiento para la estación de verano	288
4.4	Determinación de los puntos óptimos de funcionamiento para la estación de invierno	298
4.5	Determinación de la potencia del compresor	315
4.6	Tablas de funcionamiento de la unidad reversible	317
4.7	Determinación de la longitud del tubo capilar	333
4.8	Aplicaciones del equipo en el Perú.	346

CAPITULO V

SELECCION DEL EQUIPO AUXILIAR DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION REVERSIBLE

5.1 Diagrama de la instalación	348
5.2 Tipo de termostato usado en la unidad	350
5.3 Selección e instalación de la válvula inversora de ciclo	352
5.4 Cálculo y selección de las tuberías de refrigerante	356
5.5 Determinación de la carga de refrigerante	365
5.6 Cálculo del ventilador que impulsa el aire a través del evaporador	372
5.7 Cálculo del ventilador que impulsa el aire a través del condensador	388
5.8 Selección del equipo motriz	397
5.9 Funciones del filtro y acumulador	399
5.10 Cuadro de presentación de la unidad	402
5.11 Descripción del sistema eléctrico del equipo.	403

CAPITULO VI

OPERACION Y MANTENIMIENTO DEL EQUIPO ACONDICIONADOR REVERSIBLE

6.1 Mantenimiento de la unidad reversible	404
6.2 Función de los componentes	414
6.3 Instrumentos de medida y prueba	416
6.4 Sistemas de control - funciones básicas	418
6.5 Desmontaje de la unidad	422

6.6 Limpieza del equipo	425
6.7 Recomendaciones de seguridad.	428

CAPITULO VII

- Conclusiones	430
- Bibliografía	435
- Planos	-

APENDICE

- Tablas	437
- Gráficos	440

INTRODUCCION

El presente trabajo, es el resultado de haber realizado una investigación referente a la posibilidad de la aplicación de tecnología propia en la construcción de los equipos tipo ventana para el acondicionamiento del aire. Básicamente lo que queremos mostrar es, como podemos fabricar estos equipos mecánicos aplicando principios termodinámicos para el cálculo de los componentes más importantes dentro del sistema, y observando mediante el desmontaje de estas unidades como funcionan sus partes; y mediante un análisis comparativo tomando como modelo estos equipos tratar de construir con tecnología propia estas unidades compactas para acondicionamiento de aire, que en su totalidad son importados.

Además lo que pretendemos con este trabajo es comprobar el funcionamiento aceptable en un rango determinado de temperatura y humedad del equipo de refrigeración cuando funciona reversiblemente mediante, la aplicación de un componente fundamental como es la válvula inversora de ciclo de 4 vías; que hace que el equipo, siguiendo el ciclo básico de compresión de vapor normalmente usado para enfriamiento, nos proporcione la capacidad suficiente requerida para la calefacción en invierno; este principio de funcionamiento es el denominado CALEFACCION TERMODINAMICA o sistema de la bomba de calor. Esquemáticamente con este sistema se pone en práctica los principios de la termodinámica para produ-

cir calor aprovechable con fines de calefacción, empleando al efecto un gas de propiedades termodinámicas como el R-22.

Normalmente en la actualidad en el mercado nacional contamos con equipos compactos, que en su gran mayoría solamente son para enfriamiento; lo que a nosotros nos interesa es comprobar que aplicando el mismo principio de funcionamiento de estas unidades compactas para enfriamiento y adaptando el componente fundamental como es la válvula de inversión, la unidad nos proporcione también la capacidad de calefacción requerida en invierno.

El método de trabajo lo podemos definir en 4 fases:

1. En primer lugar existiendo la necesidad de obtener condiciones confortables en la oficina elegida, con la finalidad de mejorar el rendimiento del personal; debido a que tanto en verano como en invierno las condiciones ambientales en las que se trabaja no son las más aceptables debido, al excesivo calor producido por el aumento de temperatura en verano y la sensación de frío intenso en invierno, hemos visto por conveniente instalar un sistema acondicionador de aire que va a tener la particularidad de funcionar simultáneamente tanto como enfriador y como calefactor según sea la estación.

2. El local a ser acondicionado es una oficina de consultoría, en este analizamos las cargas térmicas que intervienen en verano e invierno; mediante cálculos necesarios con lo cual elaboramos las hojas de cálculo de las cargas térmicas.

3. Adoptamos de acuerdo a lo anterior la capacidad de en-

friamiento y de calefacción que viene a ser 17000 Btu/hr; con esta capacidad calculamos todos los componentes de la unidad reversible y seleccionamos el equipo auxiliar.

4. Finalmente verificamos el funcionamiento del equipo mediante la elaboración de curvas y tablas, donde se muestran los alcances de capacidad de acuerdo a las temperaturas con las que contamos en cada estación.

Existe cierto tipo de limitación del equipo en cuanto a que al considerar al aire como fuente de calor, su temperatura no es constante por tanto la cantidad de calor que puede extraerse de el no solo varia sino que es menor cuando la necesidad es mayor; en lugares en donde se tienen temperaturas demasiadamente bajas el calor absorbido del aire por el refrigerante y transferido al aire interior no es suficiente para mantener las temperaturas internas que se requieren; siendo por lo tanto aplicable a lugares donde se tengan temperaturas adecuadas en verano e invierno, de tal manera que las capacidades requeridas en ambas estaciones tengan aproximadamente el mismo valor.

Dentro de estas aplicaciones, vamos a centrar nuestra atención en la categoría (5) que es donde se encuentra enmarcada nuestra aplicación particular.

Aire acondicionado:

Técnicamente el aire acondicionado es el control de factores que afectan las condiciones atmosféricas que rodean al ser humano dentro de una estructura. Y esos factores lo constituyen la temperatura, humedad, polvo, olores, etc.,- en cambio la refrigeración es básicamente un proceso mediante el cual solo el calor se elimina dentro de una estructura. Por consiguiente podemos afirmar que si bien es cierto ambos se diferencian, también tienen similitudes, porque ambos son procesos de remoción de calor aunque hay que considerar que el aire acondicionado es una operación más sofisticada. Puesto que ambos procesos dependen de la eliminación y/o transferencia de calor, es por lo tanto sumamente importante saber que es el calor, como se mide, en que forma se transfiere y que calor puede esperarse bajo determinadas condiciones.

Las aplicaciones de acondicionamiento de aire son de 2 tipos de acuerdo a sus propósitos, para producir confort o para uso industrial. Cualquier acondicionamiento de aire el cual tiene como función primordial la aplicación de aire para confort humano, se le llama acondicionamiento de aire para confort, cualquier otro tipo de acondicionamiento de aire el cual no satisfaga su fin primordial de acondi-

dicionamiento de aire para confort humano, se le llama acondicionamiento de aire industrial.

Acondicionamiento de aire para confort:

La función principal del acondicionamiento de aire, es mantener en un espacio determinado condiciones de confort o bien las necesarias para la conservación de un producto o para un proceso de fabricación. Para conseguirlo se debe instalar un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener su control todo el año, la capacidad del equipo se determina de acuerdo con las exigencias instantáneas de la máxima carga real o efectiva; el tipo de control a utilizar dependerá de las condiciones que deben -- mantenerse durante las cargas máxima y parcial. Generalmente es imposible medir las cargas reales máxima o parcial en un espacio dado, por lo que es preciso hacer un cálculo a la estima de dichas cargas.

Dentro del aspecto general del problema, la selección de un determinado sistema para aplicarlo a ciertos locales es una decisión muy crítica con la que tiene que enfrentarse el ingeniero. De esta decisión depende la satisfacción del cliente y del ocupante, así como la conveniencia o adaptación del sistema al local al que se sirve. Por lo tanto deben analizarse, seleccionarse y coordinarse muchos factores.

Las consideraciones más importantes son el aspecto económico y los deseos del que realiza la inversión.

El acondicionamiento de aire completo proporciona am-

bientes de temperatura, humedad, movimiento de aire, limpieza, ventilación y condiciones acústicas correctas. Todo lo que no sea eso no puede considerarse como un acondicionamiento de aire completo. Por esto el sistema de que se trate debe identificarse con la función a realizar, lo mismo si se trata de calefacción, refrigeración, control de la humedad o acondicionamiento de aire completo. Debe existir una completa adaptación entre el sistema y el local de forma que todo se produzca con normalidad, tanto al neutralizar las ganancias de calor como al compensar sus pérdidas.

Para realizar con éxito el acondicionamiento de un espacio determinado; el ingeniero proyectista debe considerar primeramente una definición correcta del problema. Debe tener la capacidad de predecir el funcionamiento del sistema que esta proyectando, debe ser capaz de seleccionar que tipo de sistema debe usarse; dados las condiciones externas y la carga interna, el sistema debe integrarse dentro del local al cual se sirve. El sistema debe satisfacer la carga instantánea máxima y debe ser capaz de trabajar en condiciones de carga parcial.

Las diferentes aplicaciones del aire acondicionado para el confort humano pueden dividirse en dos grandes grupos, en relación a la actividad que van a desarrollar sus ocupantes.

-Ocupantes que realizan una misma actividad

Puede tratarse de diferentes grupos de personas que van

a desarrollar una misma actividad de trabajo, descanso o diversión. La característica fundamental es que va a existir una sola zona de control ambiental.

- Ocupantes que realizan diversas actividades

Nos referimos a un grupo de personas que van a realizar distintas actividades, puede tratarse de un edificio de varios pisos cuyos ocupantes realizan funciones diversas. La característica principal de estas instalaciones es la multiplicidad de zonas que van a ser servidas por un sistema de acondicionamiento de aire simple o múltiple, de preferencia del tipo de central.

Espacio para el equipo y sistema:

El equipo de acondicionamiento de aire y los elementos auxiliares necesitan espacio para su instalación. Es por esta razón que se está investigando para ver la forma de reducir el volumen del equipo, de los elementos auxiliares y de sus costos, pero con la particularidad de producir la misma capacidad frigorífica y de calefacción con una menor inversión.

- Unidades autónomas

Estas necesidades de espacio pueden ser lo suficientemente pequeños como para resolver el problema por medio de un acondicionador de ventana o de una unidad autónoma que puede establecerse en el interior del propio espacio que se adiciona. Es decir lo que se ha hecho es conseguir una cen-

tral de pequeña capacidad. Estas unidades autónomas contienen todos los elementos necesarios del sistema, - reunidos en un mueble independiente.

- Centrales

Si se quiere instalar un sistema grande a base de una unidad central habra la necesidad de ocupar un amplio espacio para la maquinaria, los medios refrigerantes y calefactores necesita espacio para ser transmitidos y distribuidos en los lugares de acondicionamiento. También existen unidades terminales ubicadas en las zonas acondicionadas, en los que se produce la transmisión al espacio de los efectos de enfriamiento y de calefacción.

- Bases del proyecto

Al hacer el análisis del proyecto debemos apreciar y definir correctamente las condiciones del local o espacio acondicionado; es decir debemos definir el problema y valorar las características del local, las condiciones climáticas, así como las ganancias y pérdidas de calor interno, la valoración de la carga máxima, el comportamiento de la mencionada carga en condiciones parciales, y la capacidad térmica de la estructura del local; estos serán los elementos básicos para poder elegir el sistema de acondicionamiento adecuado.

Condiciones ambientales:

En un sistema de acondicionamiento de aire para el bie-

nestar humano, el requisito fundamental es el control de la temperatura, quedando relegado al segundo lugar el control de la humedad. Todos los sistemas poseen una suficiente facilidad para poder realizar la regulación de la temperatura en lo que respecta a la humedad, el cuerpo humano tiene una amplia capacidad de tolerancia.

Sistemas:

A continuación vamos a presentar aquí los elementos fundamentales que afectan a la gran variedad de sistemas utilizables.

El objeto de un sistema de acondicionamiento de aire es proporcionar un ambiente confortable al ocupante o a los ocupantes de un determinado local pudiendo ser este un local residencial, público, médico, fabril o de oficinas. También puede ser para un número de ocupantes transitorio como en un centro comercial, un restaurant etc., entendiéndose por ambiente confortable el resultado de un control simultáneo de humedad, temperatura, limpieza y distribución de aire en los alrededores de los ocupantes incluyendo también un nivel acústico adecuado. Los medios decisivos para conseguir el ambiente confortable son:

El aire y las superficies que rodean al ocupante, tanto el uno como los otros reciben el calor producido por el metabolismo del ocupante fig. 1.1. El aire circula alrededor del ocupante y de las superficies. También podemos afirmar que el ocupante intercambia calor radiante con dichas superficies.

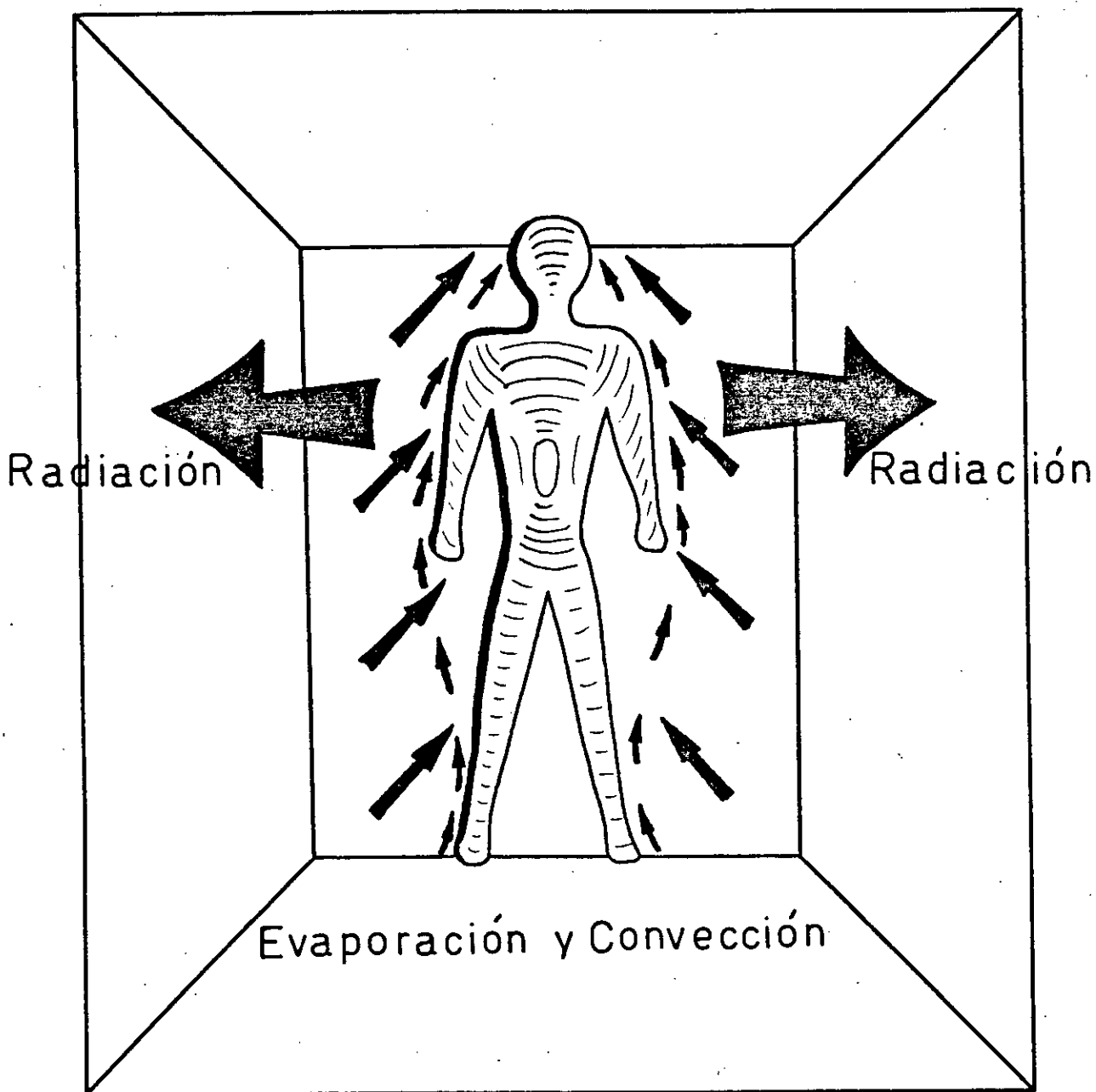


Fig. 1.1 Disipación del calor

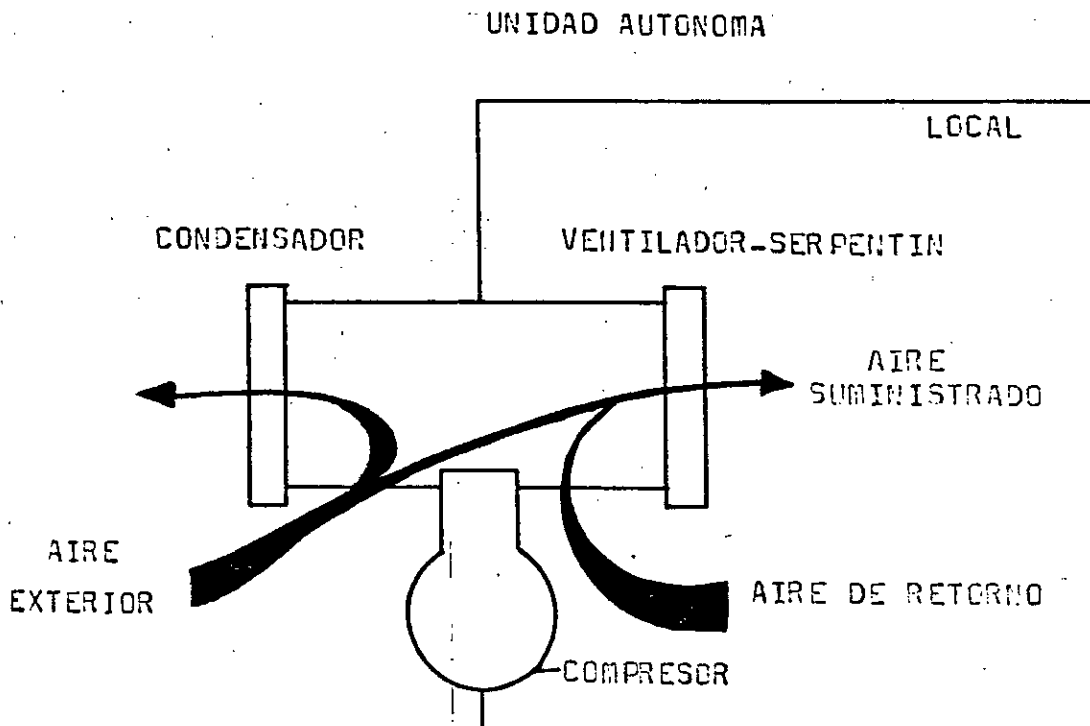


Fig 1.1.1 Expansión directa

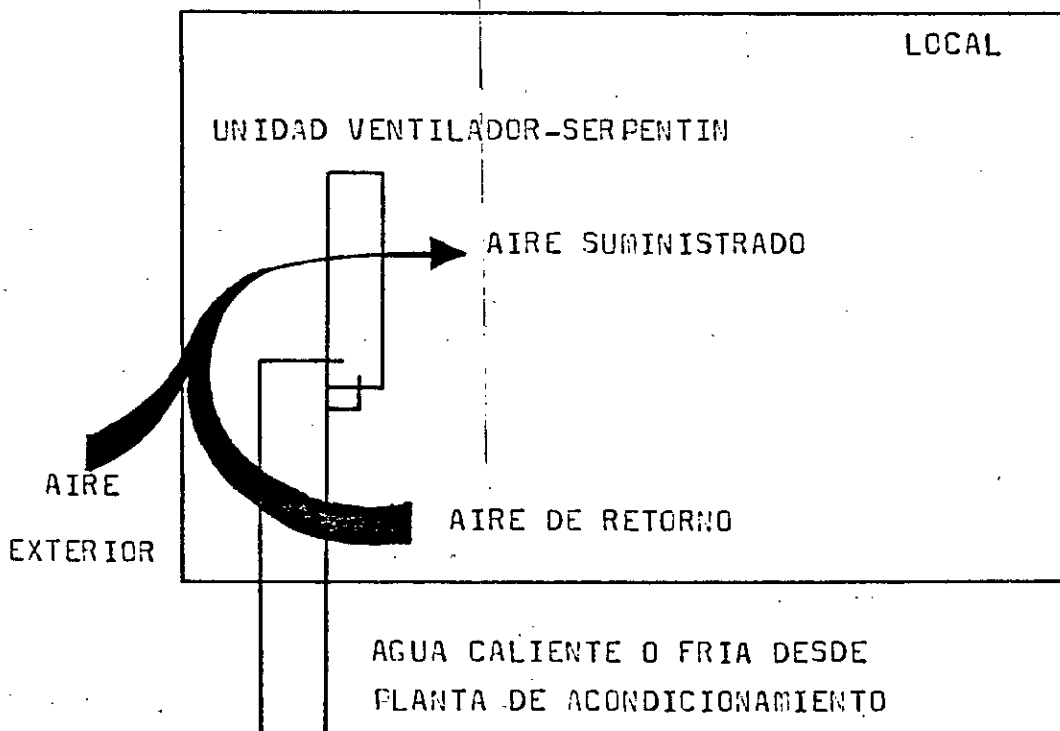


Fig. 1.1.2 Sistema todo agua

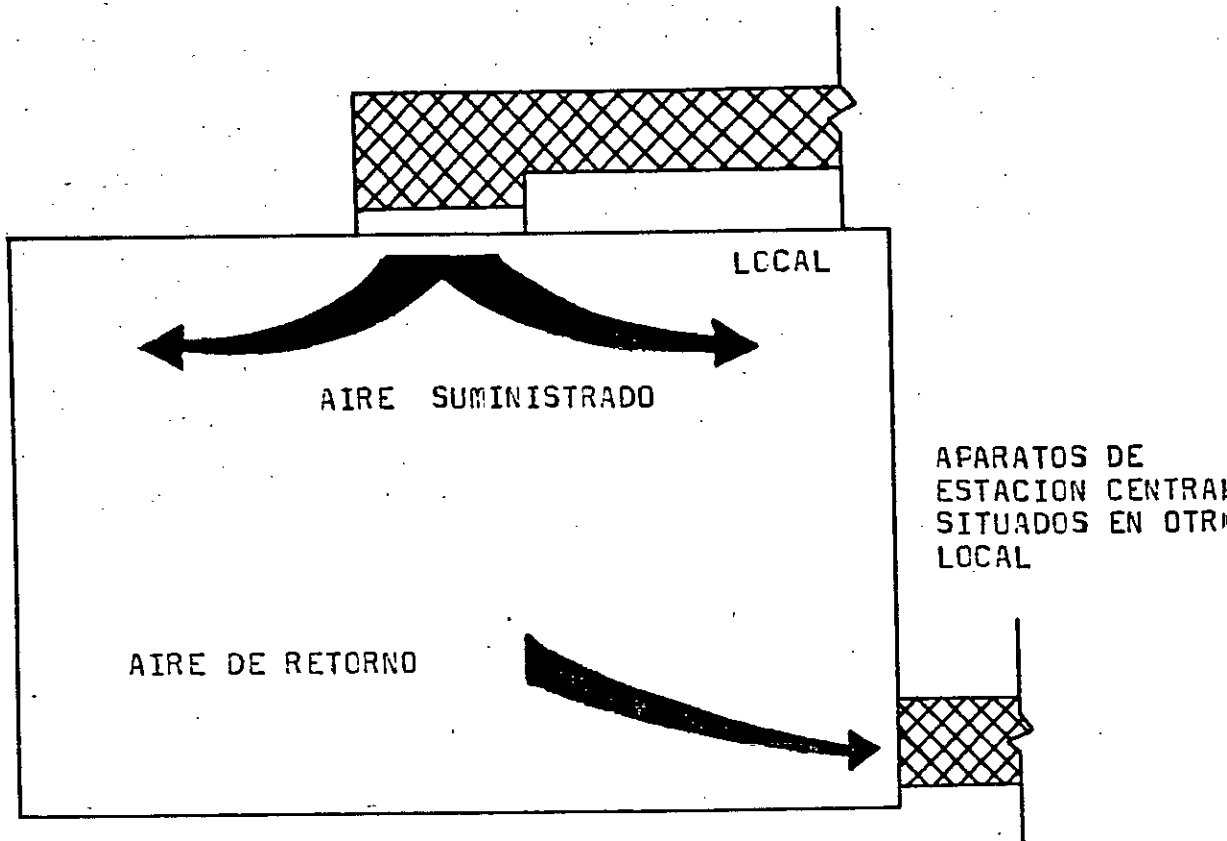


Fig. 1.1.3 Sistema todo aire

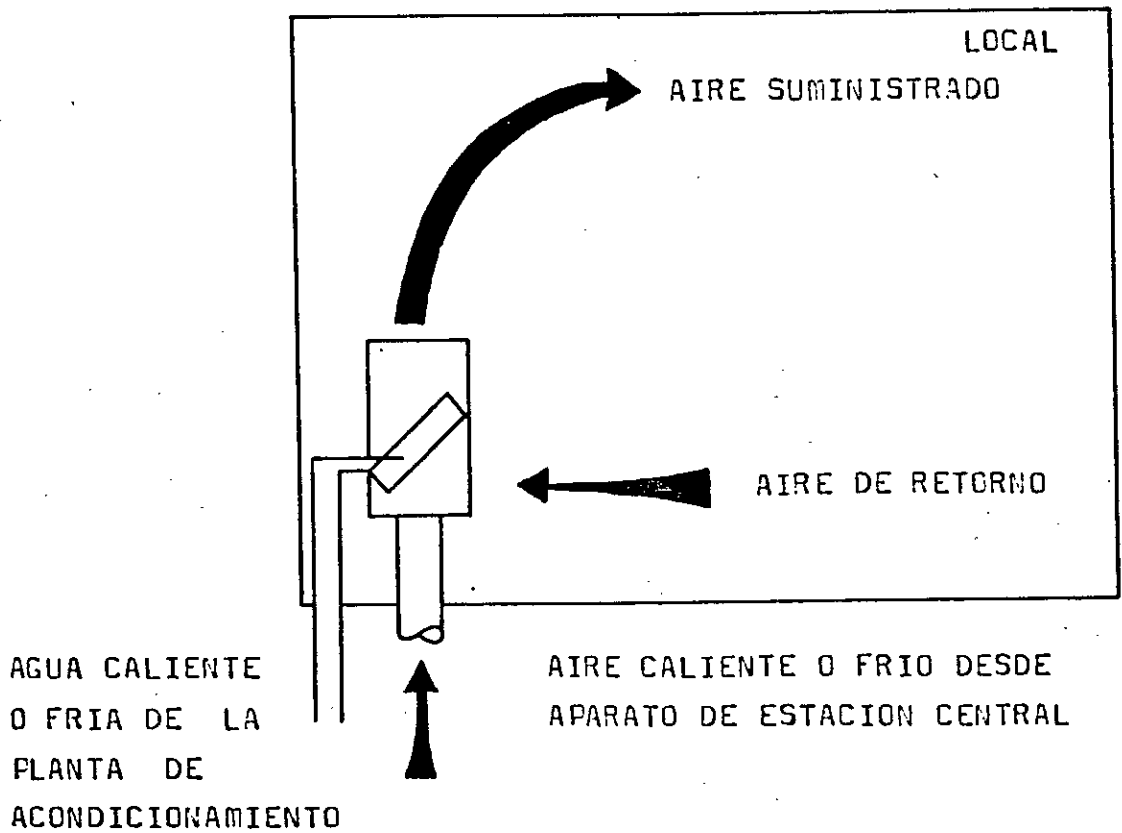


Fig. 1.1.4 Sistema agua agua

También podemos decir que el ocupante intercambia calor radiante con dichas superficies; el aire se pone en movimiento dentro de un determinado espacio, bien térmicamente o por movimiento forzado.

Tipos de sistemas:

Los sistemas de acondicionamiento de aire se dividen en cuatro tipos básicos que se diferencian en la forma de obtener el enfriamiento o calefacción del espacio que se acondiciona. Los tipos básicos son:

- Expansión directa
- Sistemas todo-agua
- Sistemas todo aire
- Sistemas aire-agua
- Bomba de calor

Una unidad autónoma situada en el espacio acondicionado o próxima a él con todos los elementos necesarios para producir el enfriamiento del aire, es un sistema refrigerante directo o de expansión directa fig.1.1.1. La calefacción puede estar incluida en la unidad o separada.

El medio enfriador (que puede ser agua fría o salmuera, en vez de refrigerante directo) puede suministrarse desde una fuente alejada y se hace circular por los serpentines de una unidad terminal. En invierno el medio de calefacción es agua caliente. Un sistema de este tipo recibe el nombre de sistema todo-agua fig. 1.1.2.

Cuando la unidad de tratamiento de aire esta alejada del

espacio que se acondiciona y montada en forma de central, - lo único que llega al espacio acondicionado es el aire que circula por un sistema de conductos y que sirve lo mismo para refrigerar que para calefacción; este tipo de sistema recibe el nombre de sistema todo-aire fig. 1.1.3.

Cuando el sistema esta constituido de forma que la planta de refrigeración y la unidad de tratamiento de aire estan separadas del espacio que se acondiciona, el enfriamiento o calefacción se ve afectado en una parte infima por el aire impulsado y la mayor parte de la carga gravita sobre unas unidades de inducción o radiador por los que circula agua fría o caliente; recibe el nombre de sistema agua-agua-fig. 1.1.4.

Y dentro de esta gama de sistemas de acondicionamiento de aire, existe uno en el cual vamos a centrar nuestra atención por ser este el sistema que vamos a emplear en el desarrollo de este trabajo y consiste fundamentalmente en la adaptación del sistema de refrigeración para la generación de calor y que viene a constituir una bomba de calor, este sistema lo podemos ver en la fig. 1.1.5.

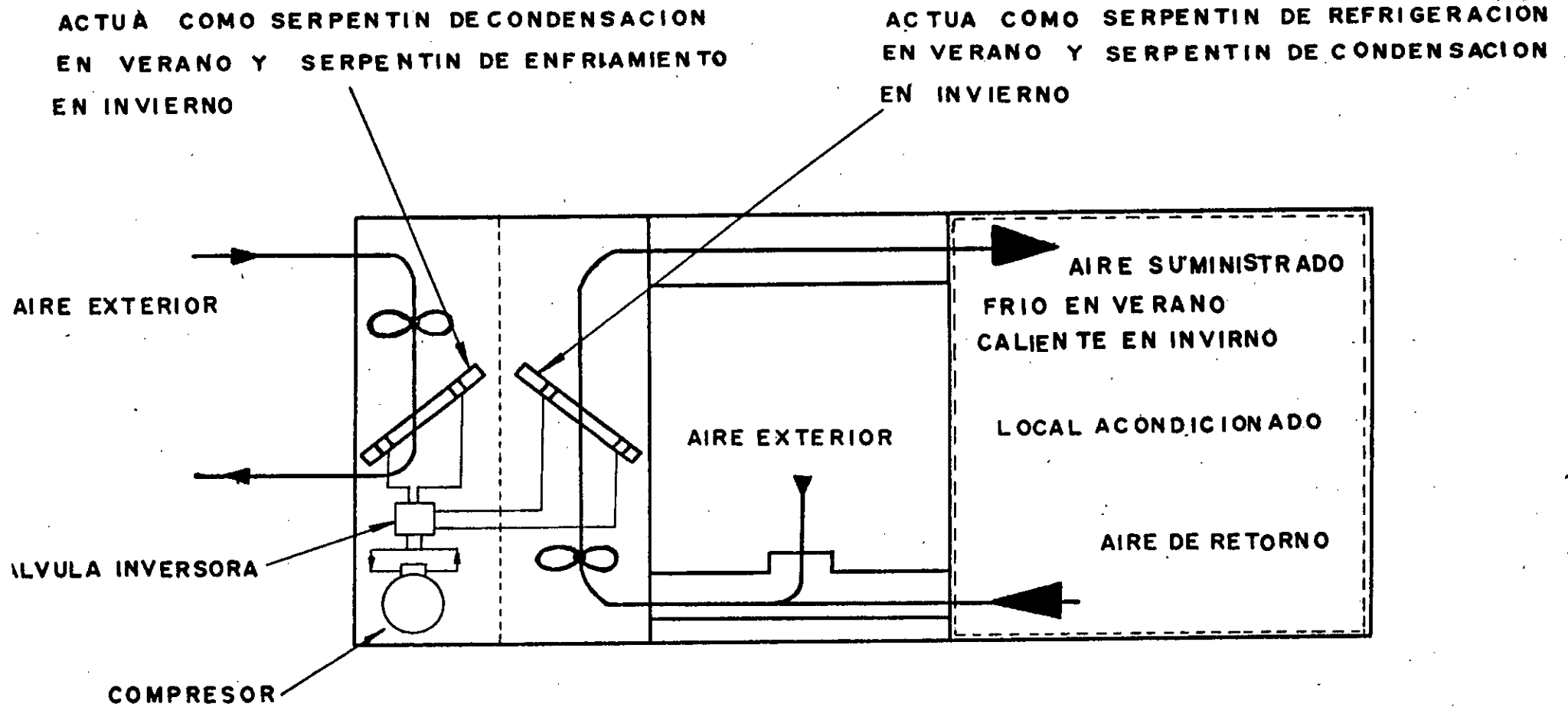


Fig. 1.15 Bomba de Calor

1.2 PROCESOS USADOS EN REFRIGERACION Y CALEFACCION

A continuación vamos a mostrar algunos procesos fundamentales usados en refrigeración y calefacción. Pero antes tenemos que definir algunos conceptos que son importantes.

Calor y frío

El calor como se sabe es una forma de energía que se radia de un cuerpo a otro, la principal fuente de calor es el sol también el calor se produce por otros medios; combustión, fricción, electricidad, reacciones químicas y por compresión de aire o vapor. Se puede considerar al calor como un movimiento molecular, es decir cuanto más energético es el movimiento mayor es el calor que proporciona el cuerpo, al desprenderse este calor disminuye el movimiento molecular y no aparece solo en el caso de que se haya llegado al cero absoluto ($- 273^{\circ}\text{C}$) en donde el movimiento molecular desaparece, por lo tanto podemos afirmar que todo cuerpo que se halle por encima de esta temperatura posee teóricamente calor.

En lo que se refiere al frío, representa simplemente ausencia de calor el frío no puede desprenderse ni radiarse; es importante hacer esta observación la sensación de frío que se nota al poner la mano sobre un trozo de hielo no significa que se está desprendiendo frío del hielo, sino que desaparece el calor de la mano al dirigirse hacia aquel.

Por consiguiente la refrigeración debe considerarse como

un proceso de extracción de calor.

Transmisión de calor

El calor siempre pasa del cuerpo más caliente al cuerpo más frío a través de todo objeto, no existiendo materia que intercepte totalmente esta transmisión.

Existen elementos que cumplen unicamente la función de retardar el paso del calor y estos se denominan materiales aislantes; dentro de la transferencia de calor existen tres métodos de transmisión y son:

1. Radiación.- Es la transmisión de calor a través de sustancias intermedias pero sin que estas calienten. Por ejemplo el calor transmitido por los rayos solares no calienta el aire por el cual esta atravezando, sino que ejerce su acción sobre los objetos que encuentra en su camino los cuales absorven el calor.

2. Convección.- Esta forma de transmisión se realiza por mediación de un agente líquido o vapor, los agentes más comunes en la transmisión de calor por convección son las corrientes de aire.

3. Conducción.- Este tipo de transmisión de calor se realiza a través de un cuerpo sólido llamado conductor. Pudiendo distinguirse dentro de estos conductores los metales que son buenos conductores del calor y los denominados aislantes que son malos conductores del calor.

Calor sensible y calor latente

La energía térmica transferida a, o proveniente de una

sustancia puede provocar un cambio en la fase de la sustancia así como también un cambio en su temperatura. La energía térmica se divide en dos categorías, dependiendo de si la sustancia absorba o ceda energía térmica. A la energía térmica que cause o produzca un cambio en la temperatura de la sustancia se le llama calor sensible, mientras que a la energía térmica que cause o produzca un cambio en la fase de la sustancia se le llama calor latente.

Unidad de medida:

La unidad de medida para el calor es la caloría que representa el calor necesario para aumentar en un grado centígrado la cantidad de un litro de agua. Esta unidad puede ser de dos tipos, la pequeña denominada gramo-caloría o simplemente caloría; y la mayor denominada kilo-caloría, la equivalencia de la kilo-caloría es de 3968 B.T.U (British, Thermal, Units) que representa la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura en un grado Fahrenheit una libra de agua.

En refrigeración se emplea generalmente como unidad de medida la frigoría que es la inversa de lo anterior es decir la cantidad de calor que se debe extraer a un litro de agua para bajar su temperatura en un grado centígrado.

La frigoría es simplemente una kilo-caloría y se emplea para expresar la carga de refrigeración, así pues una planta con una capacidad de 10000 frigorías por hora es capaz de extraer 10000 kilo-calorías ó 39680 Btu por hora.

También existe otro término para denotar a la capacidad

de refrigeración y se le denomina la tonelada de refrigeración, que no es otra cosa que la cantidad de calor absorbida para la fusión de una tonelada de hielo sólido en 24 horas.

Luego de haber definido los conceptos fundamentales en los que se basa la refrigeración, a continuación pasamos a ver algunos procesos usados en este sistema.

1. Elevación de la temperatura de un refrigerante
2. Cambio de fase
3. Expansión de un líquido
4. Expansión de un gas perfecto

En los procesos 1 y 2 la baja temperatura se logra ya en el refrigerante y el proceso consiste únicamente, en una transferencia de calor desde el producto que se va a enfriar, en cuanto a los demás procesos, estos producen la baja temperatura por sí mismos.

1. Elevación de la temperatura de un refrigerante

Uno de los medios más comunes para poder enfriar un producto o un determinado ambiente, es ponerlo en contacto con una sustancia fría llamada refrigerante. Por ejemplo las personas y los objetos que se encuentran en el interior de un local se refrigeran, al introducir dentro del local aire a baja temperatura. También es posible usar sustancias sólidas como refrigerantes.

2. Cambio de fase:

En la práctica de la refrigeración se le da aplica-

ción al hecho de que el refrigerante necesita calor para pasar de sólido a líquido, de líquido a vapor o de sólido a vapor.

El cambio de fase líquida a vapor se llama "vaporización" y el calor absorbido por el refrigerante en este cambio de fase se llama "calor latente de vaporización". Cabe resaltar aquí, que este es uno de los procesos de refrigeración más usado debido básicamente a que tiene lugar en el conocido proceso de compresión de vapor. Controlando la presión a la que se realiza la vaporización se regula la temperatura del proceso.

3. Expansión de un líquido:

La expansión de un líquido origina el descenso de su temperatura, es ligero este descenso si la sustancia permanece en estado líquido durante la expansión y es apreciable si la expansión se realiza en la zona de mezcla líquido-vapor por consiguiente podemos afirmar, que en una expansión cuando la sustancia permanece en estado líquido, el descenso de temperatura carece de importancia práctica, en cambio cuando la expansión se realiza dentro de la región de las mezclas, la reducción de temperatura puede ser apreciable.

4. Expansión de un gas perfecto:

Es posible una reducción de temperatura cuando un gas perfecto se expande en régimen permanente. El descenso de temperatura puede ser despreciable o pronunciado, según la forma en que se realiza la expansión. La expansión en régimen permanente realizando trabajo proporciona un notable descenso de temperatura. Este proceso de refrigeración es el fundamento del funcionamiento del ciclo de refrigeración por aire, usado frecuentemente en aviación.



1.3 CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR, c

El ciclo de compresión de vapor es el ciclo de refrigeración más importante desde el punto de vista comercial. En la fig. 1.3 se muestra un sistema típico de un sistema simple de compresión de vapor. Las partes principales del sistema son:

- (1) Un evaporador cuya función es proporcionar una superficie para transferencia de calor a través del cual puede pasar calor del espacio o producto refrigerado hacia el refrigerante vaporizante;
- (2) un tubo de succión, en el cual se transporta el vapor de baja presión desde el evaporador hasta la entrada en la succión del compresor;
- (3) un compresor de vapor, cuya función es eliminar el vapor del evaporador, elevar la temperatura y presión del vapor hasta un punto tal que el vapor pueda ser condensado a través de un medio condensante normalmente disponible;
- (4) un condensador , cuyo proposito es proporcionar una superficie de transferencia de calor a través de la cual pasará calor del vapor refrigerante caliente hacia el medio condensante,
- (5) un tubo de descarga el cual entrega el vapor de presión alta y temperatura alta desde la descarga del compresor hasta el condensador,
- (6) un dispositivo de expansión, cuya función es medir la cantidad necesaria de refrigerante usada en el

Fig.1.3.0

Con.

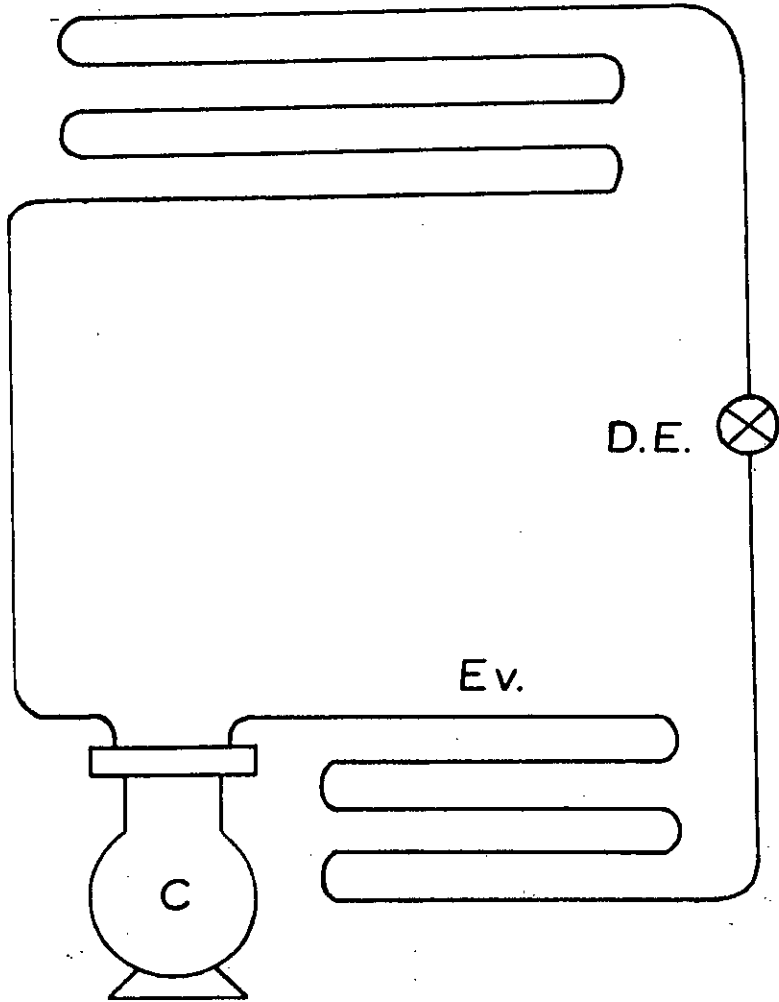


Fig.1.3.1

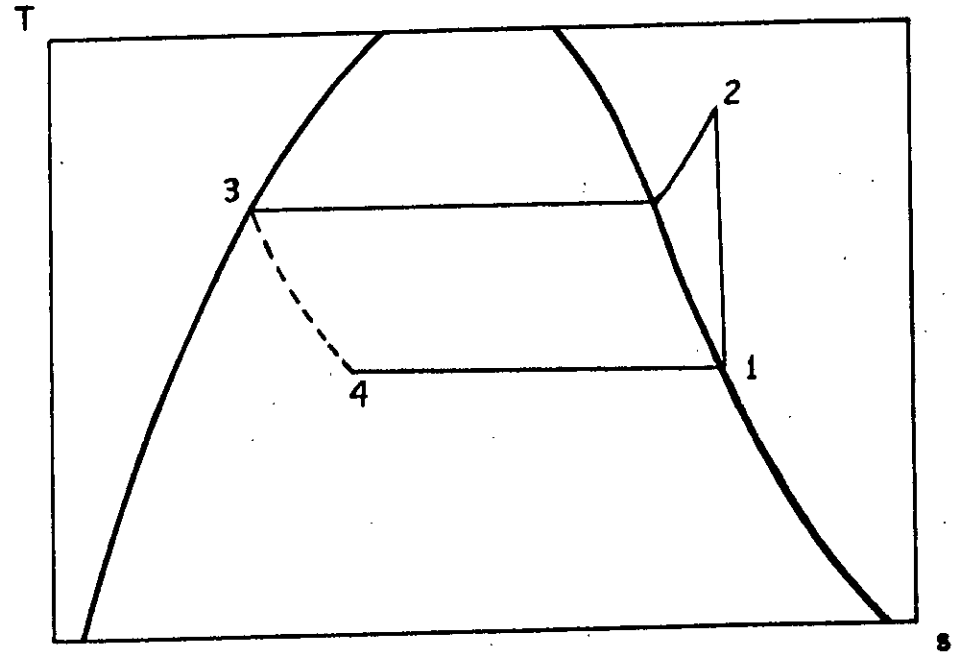


Figura 1.3.0. Diagrama de flujo de un sistema simple de compresión de vapor

Figura 1.3.1. Ciclo estandar de compresión de vapor En el diagrama T-s.

evaporador y reducir la presión del líquido que llega al evaporador de tal modo que la vaporización del líquido en el evaporador se realiza a la temperatura deseada.

Ciclo de refrigeración saturado simple:

Este ciclo de refrigeración es un ciclo teórico en el que se supone que el vapor refrigerante que sale del evaporador y entra al compresor es vapor saturado a la temperatura y presión vaporizante y el líquido refrigerante que sale del condensador y llega al dispositivo de expansión es un líquido saturado a la temperatura y presión del condensante. En este ciclo, los procesos fundamentales son la base para entender e identificar con facilidad el ciclo de refrigeración real de compresión de vapor. Además, utilizando como estándar el ciclo saturado simple puede compararse con el ciclo real y podrá obtenerse fácilmente la eficiencia relativa del ciclo de refrigeración real para varias condiciones de operación.

Ciclo estándar de compresión de vapor:

Este ciclo se muestra en la fig. 1.3.1 los procesos que comprenden este ciclo de compresión de vapor son los siguientes:

1-2 Compresión adiabática y reversible desde vapor saturado hasta la presión del condensador.

- 2-3 Cesión reversible de calor a presión constante en la zona de recalentamiento y posterior condensación.
- 3-4 Expansión irreversible a entalpía constante desde líquido saturado hasta la presión del evaporador.
- 4-1 Adición reversible de calor a presión constante durante la evaporación del vapor saturado.

En los procesos de refrigeración uno de los gráficos más usados es el diagrama presión-entelplía, en donde se representa las propiedades de un refrigerante. La representación del ciclo estandar de compresión de vapor en el diagrama p-h se muestra en la fig. 1.3.2 y en la fig. 1.3.3 se muestra - el diagrama de la instalación.

Unidad de capacidad de refrigeración:

La unidad de capacidad de refrigeración es la tonelada de refrigeración;

$$1 \text{ ton} = 3024 \text{ kcal/h} = 12000 \text{ Btu/h}$$

Coefficiente de funcionamiento:

Las magnitudes principales de este ciclo se pueden determinar con la ayuda del diagrama p-h. Estas cantidades son:

El trabajo de compresión, el calor cedido, el efecto refrigerante, el coeficiente de funcionamiento, el caudal en volumen por ton y la potencia por ton.

El trabajo de compresión en kcal/kg de refrigerante es igual a, $(h_1 - h_2)$ esta relación se ha deducido de la ecuación de la energía en flujo permanente.

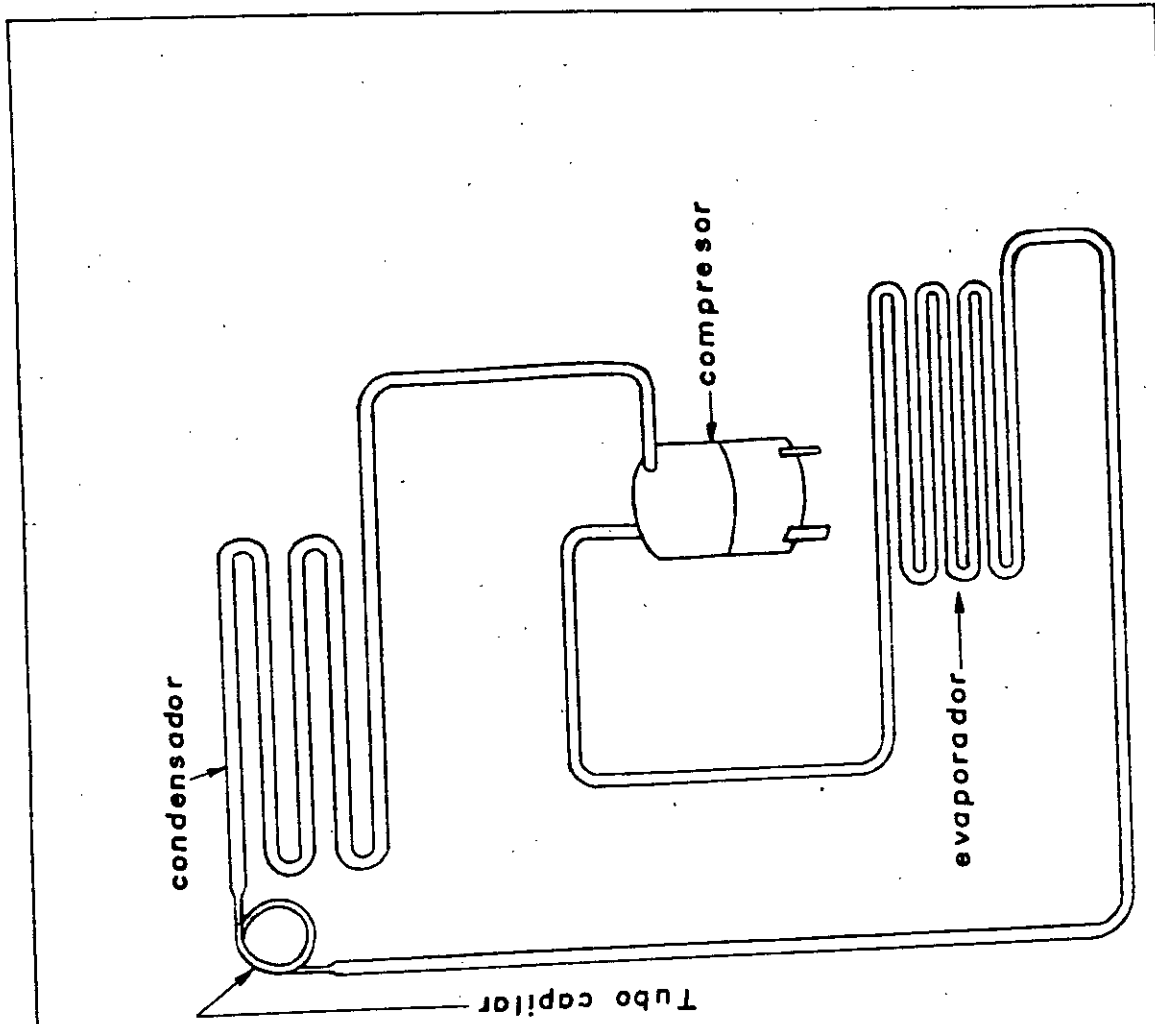
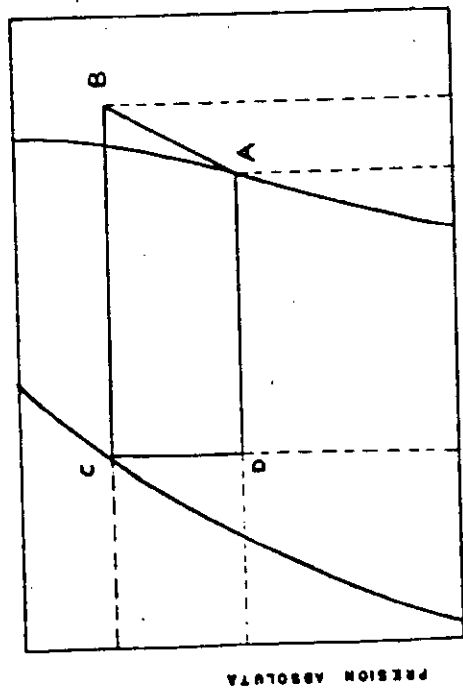


Fig. I.3.3 Diagrama de la instalación.

Fig. I.3.2 Ciclo estandar de compresion de vapor.

$$(h_1 + q) = h_2 + w \quad \text{en donde } q=0 \quad \text{entonces}$$

$$w = h_1 - h_2$$

El proceso 1-2 representa la acción del compresor en la tubería a cierta distancia del compresor, en donde el flujo se habrá regularizado y tenderá a hacerse permanente. El cálculo del trabajo de compresión es importante porque su costo puede ser uno de los mayores costos de funcionamiento del sistema.

El calor cedido en kcal/kg es el calor que sale del refrigerante y es igual a $(h_3 - h_2)$. El valor del calor cedido se necesita para el cálculo de las dimensiones del condensador y del caudal necesario de líquido refrigerante en el condensador. El efecto refrigerante en kcal/kg es el calor puesto en juego en el proceso 4-1, es decir $h_1 - h_4$ y cuyo cálculo es necesario porque precisamente este proceso es el fin ó único efecto útil de todo el sistema.

El coeficiente de funcionamiento se determina de la relación entre el efecto refrigerante y el trabajo de compresión.

$$\text{Coeficiente de funcionamiento} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Ciclo real de compresión de vapor:

El ciclo real de compresión de vapor, no es exactamente igual al ciclo estandar sino que en la práctica se hacen algunas modificaciones que son inevitables.

Las diferencias fundamentales entre el ciclo real y el es

tandar estan en las caídas de presión en el condensador y en el evaporador. Ya que el ciclo estandar supone que no hay caída de presión en el condensador ni en el evaporador pero en el ciclo real sí existe una caída de presión a causa de la fricción, el resultado de esta caída de presión a causa de la fricción es, que el proceso de compresión entre 1 y 2 requiere más trabajo que el ciclo estandar. El subenfriamiento del líquido en el condensador es un hecho normal con el objeto de tener la seguridad de que un 100% de líquido entre en la válvula ó dispositivo de expansión. El recalentamiento del vapor ocurre normalmente en el evaporador y esta recomendado como precaución contra las gotitas de líquido que podrían introducirse en el compresor. Otra de las diferencias fundamentales del ciclo real respecto al ciclo estandar es que la compresión no es isoentrópica y hay una pérdida de rendimiento debido a la fricción y a las restantes pérdidas.

1.3.1 COMPRESORES:

El componente principal de las maquinas alternativas de refrigeración utilizadas en los sistemas de acondicionamiento de aire, es el compresor alternativo que es un dispositivo de desplazamiento positivo en que se emplea el ciclo de compresión de vapor; el compresor constituye una parte vital de un sistema de refrigeración tanto desde - el punto de vista económico, como desde el punto de vista técnico. Su misión fundamental es extraer vapor desde el interior del evaporador y luego comprimirlo en el interior del condensador; donde el refrigerante en estado gaseoso o de vapor pierde su calor entregandolo al aire que circula alrededor de dicho dispositivo.

En los sistemas de acondicionamiento de aire que se basan fundamentalmente en los procesos de refrigeración el compresor alternativo es el componente principal, el mismo que es aplicado con refrigerantes que poseen características de bajos volúmenes específicos y presión relativamente alta.

En los equipos compactos de acondicionamiento de aire se emplea el motocompresor hermético (sellados), los que son parados en fábrica.

Compresor hermético:

La característica de este compresor es que tiene un motor eléctrico y un compresor incorporados dentro de una envolvente o carcasa, el motor y el compresor utilizan un eje y cojinetes comunes. El motor esta generalmente refrige-

rado por la aspiración de gas que pasa por los devanados, pero en algunos casos no hay inconveniente alguno en que es té refrigerado por agua. Estos compresores no dan lugar a problemas de montaje del motor, alineación de acoplamiento ni tampoco de lubricación del motor y fugas de refrigerante en el prensaestopas del eje. Los límites de funcionamiento del compresor dependen del refrigerante empleado y de la potencia del motor.

Exteriormente este compresor se presenta como una envol vente de acero formado por dos partes soldadas electricamente una con la otra, cuya forma se asemeja a la de un cilindro o una esfera. De este envoltorio salen dos tubos cui dadosamente sellados; en la parte inferior son soldadas 3 o 4 patas de fijación y en la parte exterior del envoltorio se colocan los bornes de conexión eléctrico del motor del compresor.

1.3.2 EVAPORADORES: TIPOS CLASIFICACION Y FUNCIONAMIENTO

Un evaporador de un sistema de refrigeración es un intercambiador de calor en el que el calor pasa desde la sustancia que se va a enfriar hasta el refrigerante en ebullición. El fin de un sistema de refrigeración en acondicionamiento, es absorber calor del aire y esta absorción se realiza en el evaporador.

Tipos de evaporadores:

Los evaporadores pueden clasificarse de diferentes formas. Pueden ser de "circulación forzada" ó de "circulación natural" dependiendo de que un ventilador ó una bomba obligue al fluido que se va a enfriar, a moverse hacia las superficies de transferencia de calor o que el fluido circule naturalmente debido a las diferencias de densidad entre el fluido caliente y el frío; otra forma de clasificar los evaporadores es considerando si el refrigerante hierve dentro o fuera del tubo.

Algunos evaporadores mantienen el refrigerante dentro de los tubos y el fluido que va a ser enfriado pasa por el exterior de dichos tubos. Otros mantienen el refrigerante en una envuelta e inmersos en el líquido refrigerante van los tubos que conducen al fluido que se va a enfriar.

- Evaporadores de circulación natural

Usado en las cámaras de almacenamiento en frío, la ventaja de estos es su bajo coeficiente de transmisión de calor y obliga a una superficie mayor que la del evapora-

dor de circulación forzada, mayor volumen interno y mayor carga de refrigerante.

- Enfriador de líquido

Para enfriar un líquido debe usarse un evaporador de tipo de envuelta, el refrigerante puede estar contenido en la envuelta y circular el líquido por los tubos ó el refrigerante puede evaporarse en los tubos circulando el líquido por la envoltura.

- Evaporador de expansión directa

En realidad este evaporador no es un tipo diferente de evaporador, sino que es un evaporador seco de circulación natural o forzada. Se le denomina así debido a que el refrigerante enfria el aire directamente sin tener que enfriar primero el agua en un enfriador de líquido y hacer circular a continuación el agua por el serpentín donde se enfria el aire. Este tipo de evaporador se usa para el acondicionamiento del aire, cuando el evaporador esté próximo al compresor, cuando el evaporador de enfriamiento del aire dista del compresor es preferible enfriar agua y llevarla a un serpentín de enfriamiento del aire; porque de ese modo hay menos posibilidades de fugas de refrigerante. En este tipo de evaporadores, el aire sopla por el exterior de los tubos que generalmente tienen aletas.

Porque se tienen aletas, los serpentines aletados tienen más área superficial por unidad de longitud y ancho que

los evaporadores de superficie primordial y por lo mismo pueden construirse en forma más compacta. Por lo general, un serpentín aletado ocupa menos espacio que cualquier otro evaporador, sea de tubo descubierto o de superficie de placa, esto para igualdad de capacidad. Lo anterior proporciona un ahorro considerable de espacio lo que hace que los serpentines aletados sean idealmente apropiados para usarse con ventiladores en unidades de convección forzada.

Capacidad del evaporador:

La capacidad del evaporador, es la razón por la cual pasa calor a través de las paredes del evaporador proveniente del espacio refrigerado a la vaporización del líquido interior y generalmente se expresa en Btu/h. Un evaporador seleccionado para cualquier aplicación específica deberá tener suficiente capacidad de transferencia de calor para permitir la vaporización del refrigerante, para absorber calor con la rapidéz necesaria, para producir el enfriamiento requerido cuando esta trabajando a las condiciones de diseño.

El calor llega al evaporador por los tres métodos conocidos de transferencia de calor, en las aplicaciones con enfriamiento de aire, casi todo el calor que llega al evaporador es por corrientes de convección puestas en el espacio refrigerado ya sea por la acción de un ventilador o por circulación debida a la gravedad, resultante por la diferencia de temperatura entre el evaporador y el espacio refrigerado.

1.3.3 CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE

En principio tenemos que explicar cual es la función que realiza el condensador. El condensador transmite al medio ambiente (en este caso aire), el calor de los vapores de descarga del compresor.

La cantidad de calor que se debe evacuar procede de:

- a) El calor sensible de los vapores sobrecalentados
- b) El calor latente de licuefacción
- c) El calor sensible del líquido hasta una temperatura lo más próxima a la del medio refrigerante.

Para diseñar un condensador enfriado por aire es necesario considerar

1. La superficie de intercambio compuesta de:
 - a) La superficie interna del serpentín o superficie primaria.
 - b) La superficie de las aletas o superficie secundaria, el número de aletas viene limitado por la necesidad de dejar entre ellas un espacio suficiente para que el aire lo atraviece a la mayor velocidad posible.

Es necesario e indispensable el contacto íntimo entre las superficies primarias y secundaria y esto se consigue por engaste.

2. La naturaleza del metal con que estan fabricadas las superficies primarias y secundarias del condensador. En general se usa tubo de cobre para la superficie

primaria y hoja de aluminio para la secundaria.

Para utilizaciones especiales se emplean tubos de cobre y aletas de latón o de cobre, estos materiales se usan especialmente por su buena conductibilidad térmica.

3. El coeficiente global de transmisión de calor del condensador depende de la velocidad del aire sobre el condensador, la circulación del aire se obtiene bien sea por un ventilador independiente (grupo motocompresores herméticos y herméticos accesibles) ó por unas aspas colocadas en el extremo del eje del motor.

Las aspas pueden aspirar el aire del condensador lanzándolo sobre el motor ó viceversa. La primera solución tiene la ventaja de que permite un mejor enfriamiento del motor propulsor, este sistema es el único utilizado en los grupos motocompresores herméticos y hermético accesibles. Ello implica una canalización para el aire. En el montaje de las aspas en sentido propulsor no es necesario la canalización, pues solo se aspira aire en el sentido radial quedando disminuida la cantidad de aire. El rendimiento del condensador depende de

- La construcción del mismo (forma, dimensiones, número de elementos, diámetro del tubo, número y forma de las aletas y separación de las mismas; contacto con el tubo y metales empleados)
- Temperatura ambiente
- La ventilación (perfil de las aspas, paso diámetro, velocidad y orientación respecto a la superficie a ven-

tilar)

- El estado de limpieza del condensador
- Las condiciones de funcionamiento del equipo de refrigeración, la superficie del condensador debe calcularse teniendo en cuenta la potencia frigorífica de la máquina y teniendo en cuenta también las condiciones de utilización.

En este tipo de condensadores el calor es cedido al medio ambiente que en este caso lo constituye el aire, corriente-mente un condensador enfriado por aire consta de un serpen-tín con aletas; sobre el que se sopla aire para que el re-frigerante se condense dentro de los tubos. En la práctica todas las unidades de refrigeración de potencia menor que un caballo de vapor, usan condensadores enfriados por aire.

Generalmente un sistema de refrigeración que usa un con-densador enfriado por aire, funciona con una temperatura de condensación ligeramente superior a la de un sistema que u-se condensador enfriado por agua con torre de enfriamiento.

Para poder elegir convenientemente el tamaño del conden-sador; debemos saber la cantidad de calor que el condensa -dor puede eliminar. La cantidad de calor eliminada en el con-densador por ton de refrigeración en el evaporador, no tie-ne un valor fijo puesto que es una función de las temperatu-ras de evaporación y de condensación. En el condensador de-be eliminarse tanto el calor absorbido en el evaporador co-mo el calor de compresión añadido por el compresor.

1.3.4 DISPOSITIVO DE EXPANSION:

Es otro de los elementos principales del sistema de compresión de vapor, que sigue en importancia luego del compresor y del condensador. La función que cumple el dispositivo de expansión es doble es decir; debe reducir la presión del líquido refrigerante y debe regular el paso de refrigerante al evaporador.

Los dos dispositivos de expansión más usados son el tubo capilar y la válvula de expansión termostática, en nuestra unidad acondicionadora vamos a usar el tubo capilar.

Tubos capilares

El tubo capilar es el más simple de los dispositivos de expansión que controlan el flujo de refrigerante, consiste en una tubería de longitud fija, de diámetro pequeño instalada entre el condensador y el evaporador, generalmente se coloca por el lado de la tubería de líquido, la función que realiza el tubo es la de restringir o medir el flujo del líquido del condensador al evaporador y también mantiene la diferencia de presión de operación entre estas dos unidades.

En la mayoría de los casos un tubo capilar es un tubo cuyas dimensiones están comprendidas entre los siguientes valores:

Longitud del tubo	0.5 - 5 m
Diámetro interior	0.6 - 2.3 mm

En el tubo capilar entra el líquido refrigerante y al pa-

sar a través de el pierde presión a causa de la fricción y de la aceleración del refrigerante transformandose una parte en vapor.

Es importante que el compresor y el tubo capilar lleguen a unas condiciones de admisión y escape que permitan al compresor aspirar del evaporador el mismo caudal de refrigerante que el tubo capilar alimenta al evaporador.

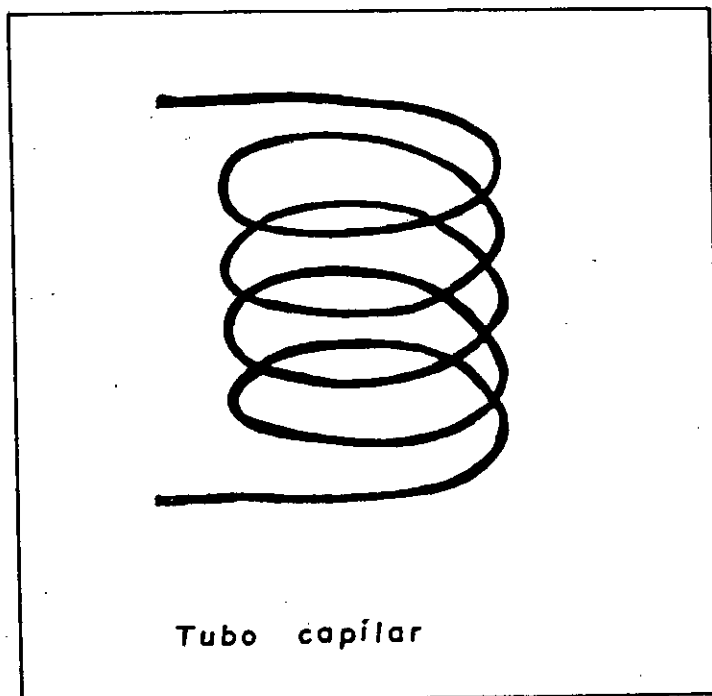
Debido a que en el sistema el tubo y el compresor estan conectados en serie, es evidente que la capacidad de flujo del tubo debe ser necesariamente igual a la capacidad de bombeo del compresor cuando éste último este funcionando.

Si el sistema funciona con un buen grado de eficiencia y esta equilibrado de acuerdo a las condiciones de operación de diseño, la longitud y diámetro interior del tubo deben ser tales que la capacidad de flujo del tubo a las presiones de diseño vaporizante y condensante es exactamente igual a la capacidad del compresor a estas mismas condiciones.

Para un sistema que use tubo capilar, operará a su máxima eficiencia sólo para ciertas condiciones de operación fijadas. Sin embargo debemos indicar que el tubo capilar es hasta cierto punto autocompensante y si esta debidamente diseñado y convenientemente aplicado, dará un servicio satisfactorio para un rango razonable de condiciones de operación.

Además de su construcción sencilla y bajo costo, el tubo capilar tiene la ventaja adicional de permitir ciertas simplificaciones en el sistema refrigerante, con lo cual se puede

den reducir los costos de fabricación. Debido al equilibrio de presiones a través del tubo capilar en los lados de alta y baja presión durante el ciclo de parada, el compresor arranca en condición de descarga. Esto permite usar para el compresor un motor de bajo par de arranque; lo que significa un motor más barato. Además la carga refrigerante crítica necesaria en el tubo capilar es muy pequeña, con lo cual se elimina la necesidad de instalar un tanque receptor. Consecuentemente todos estos conceptos representan un ahorro sustancial en el costo del sistema. Debido a estos son usados con frecuencia en unidades tipo paquete, y sobretodo en paquetes de acondicionamiento de aire (sistemas hermeticamente cerrados).



1.3.5 ENTALPIA POTENCIAL

A la fuerza que hace pasar el calor del aire no saturado a una superficie mojada, se le conoce como "entalpía potencial", considerando entalpías viene a ser la diferencia entre la entalpía del aire no saturado y la entalpía del aire saturado a la temperatura de la superficie mojada.

Numerosas transmisiones de energía en la refrigeración y el acondicionamiento de aire se realizan entre el aire no saturado y una superficie mojada; tal es el caso de los serpentines refrigerantes, que es motivo de nuestro estudio y cuyo funcionamiento se podrá predecir aplicando la entalpía potencial.

La expresión de la entalpía del aire saturado a la temperatura de la superficie mojada es

$$h_s = c_p t_s + w_s (h_f + h_{fg})$$

la entalpía del aire no saturado (h) es

$$h = c_p t + w \left[h_f + h_{fg} + c_{ps} (t - t_s) \right]$$

Para que esta ecuación sea exactamente correcta, t_s debe ser la temperatura del punto de rocío. Sin embargo afortunadamente, la temperatura usada para t_s y a la cual h_f y

h_{fg} se han evaluado, no tiene un efecto predominante sobre el término interior del corchete.

Por tanto se puede convenir en evaluar las propiedades a la temperatura de la superficie mojada. La diferencia de entalpías se halla restando las ecuaciones anteriores así:

$$h - h_s = c_p t - c_p t_s + w c_{ps} (t - t_s) + h_{fg} (w - w_s) + h_f (w - w_s)$$

1.4 CICLO INVERTIDO DE REFRIGERACION- BOMBA DE CALOR

El término bomba de calor se aplica a menudo a lo que comúnmente se conoce como ciclo inverso de calefacción y refrigeración, es decir ambos significan la misma cosa; un sistema en el cual el equipo de refrigeración se usa de modo tal que se toma calor de una fuente de calor y se entrega al espacio acondicionado cuando se necesita el servicio de calefacción; o se elimina el calor del espacio acondicionado y se descarga cuando se requiere refrigeración.

En términos más sencillos, una bomba de calor puede funcionar invirtiendo la secuencia del proceso refrigerante para calentar un determinado recinto en lugar de enfriarlo.

Si bien es cierto la construcción de un evaporador facilita la extracción del aire circundante, también permite aplicar el calor al aire circundante. De forma similar la facultad de un condensador para transferir calor puede emplearse tanto para absorber como para difundir calor; el sistema que vamos a usar en esta unidad de acondicionamiento, es el sistema aire-aire ya que el aire a pesar de que su temperatura puede llegar a descender hasta los 45°C bajo cero, en este aire aún existe alguna cantidad de calor. Es decir el "aire frío" posee calor.

Existe poca diferencia entre un ciclo normal de refrigeración y un ciclo inverso. El equipo es prácticamente el mismo, utilizando ambos procesos un compresor, condensador, evaporador, dispositivo de expansión etc., la principal di-

ferencia entre una unidad convencional de aire acondicionado y una bomba de calor consiste en la válvula inversora de ciclo de cuatro vías. Puesto que el compresor es un dispositivo que trabaja en un solo sentido, debe emplearse algún medio para cambiar la dirección del flujo de refrigerante durante los ciclos de calefacción o refrigeración. El método más apropiado, desde los puntos de vista técnico y económico, es la válvula inversora automática.

En el ciclo de calefacción de una bomba simple de calor aire-aire el refrigerante circula de manera que el serpentín interno funciona como condensador fig.1.4 y provee calor al aire interno. El serpentín externo opera como evaporador y extrae calor del aire externo, como el aire externo contiene calor por debajo de la más baja temperatura a la cual puede funcionar el refrigerante, es posible utilizarlo como fuente de calor en el rango de las temperaturas invernales que se encuentran normalmente.

Durante el ciclo de refrigeración se invierte la circulación de refrigerante por medio de la válvula inversora de cuatro vías. Así pues, el serpentín interno actúa como evaporador, absorbiendo calor del aire interno, que luego se entrega al aire externo mediante el serpentín exterior, que ahora actúa como condensador, fig. 1.4.1.

Sintetizando, la inversión automática del circuito de refrigeración permite captar y concentrar las calorías del exterior para trasladarlos al interior, puede decirse que se trata del sistema más económico de calefacción.

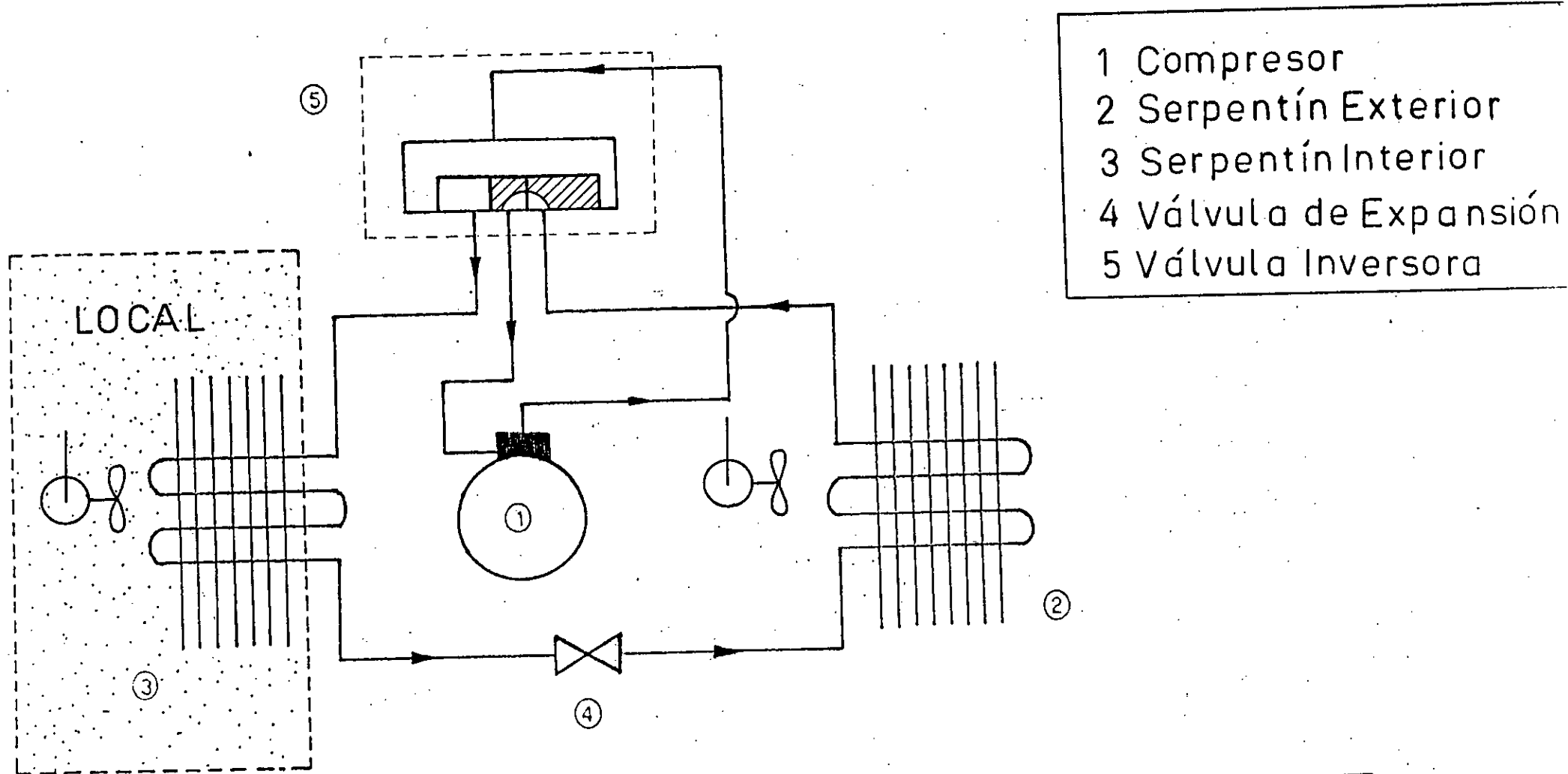


Fig. 1.4 Ciclo de Calefacción de una bomba simple de calor aire-aire

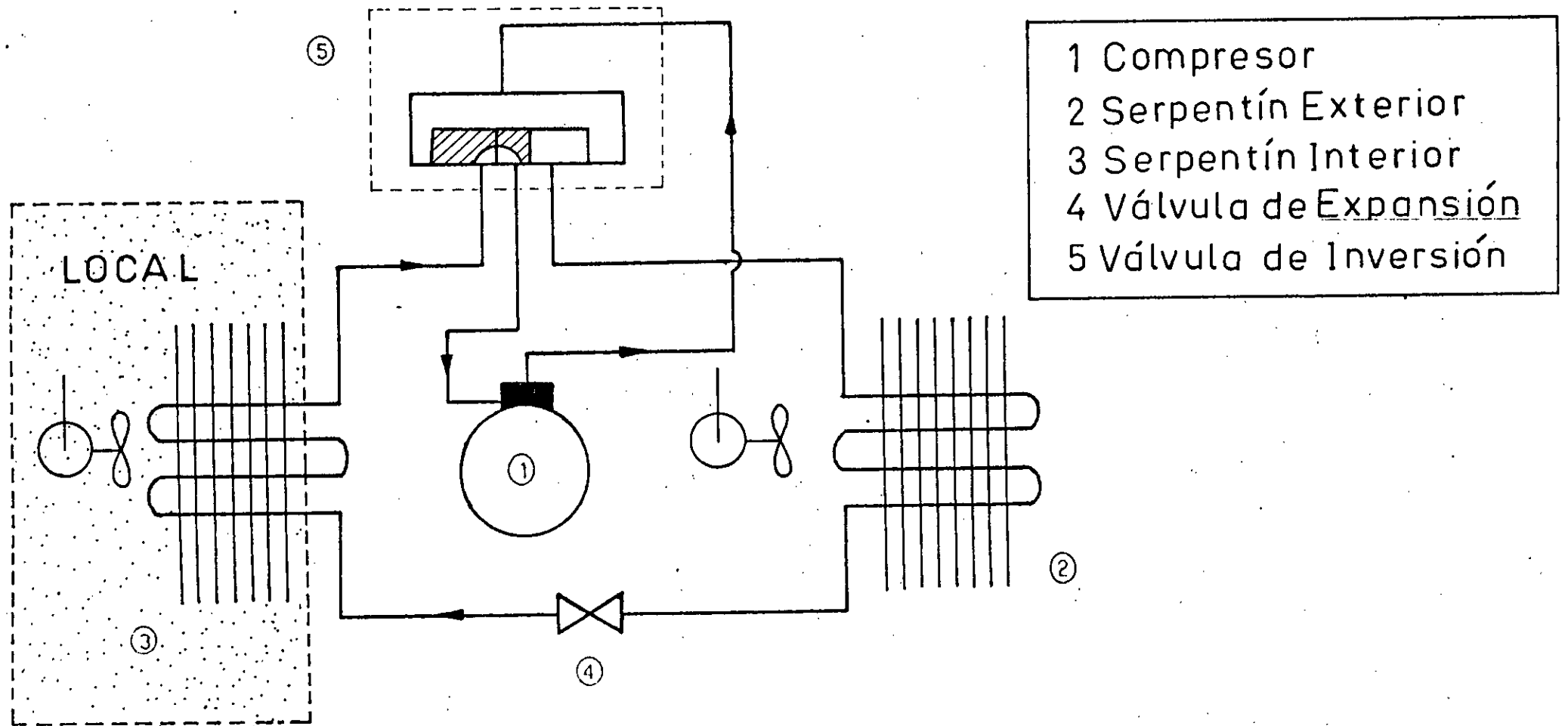


Fig. 1.4.1 Ciclo de Refrigeración de una bomba simple de calor aire-aire

1.4.1 ECUACIONES QUE RIGEN EL INTERCAMBIO DE CALOR EN EL EVAPORADOR:

Transferencia de calor en el evaporador

La cantidad de calor transmitido en el evaporador es el resultado de la suma del calor sensible (dQ_s) transmitido y del calor latente (dQ_l) transmitido.

$$dQ_s = \bar{h} (t - t_s) dA$$

donde

\bar{h} = Coeficiente pelicular de transferencia

$t - t_s$ = Diferencia de temperaturas entre el aire no saturado y la superficie mojada (t_s)

dA = Area.

Calor latente transmitido

$$dQ_l = h_{fg} dW$$

donde

h_{fg} = Entalpía de evaporación, se evalúa a la temperatura de la superficie mojada ya que el vapor de agua debe enfriarse a esta temperatura antes de condensarse.

dW = Es el peso del agua condensada

toda la humedad condensada debe pasar a través de la película de aire por difusión así:

$$dW = k' (p - p_s) dA$$

donde

k' = Es la constante de difusión por hora por pie² por psi de diferencia de presión de vapor, entre el aire y la superficie mojada.

$p - p_s$ = Es la diferencia de presiones de vapor entre el aire no saturado y la superficie mojada, y como (W) es proporcional a la presión de vapor de agua " p " si la presión barométrica es cte., podemos reemplazar

$$k' (p - p_s) \quad \text{por} \quad k (W - W_s)$$

Ahora la ecuación de la transferencia de calor latente puede escribirse como

$$dQ_1 = k (W - W_s) h_{fg} dA$$

según LEWIS

$$k = \frac{\bar{h}}{c_p + W c_{ps}}$$

$$dQ_1 = \frac{\bar{h}}{c_p + W c_{ps}} (W - W_s) h_{fg} dA$$

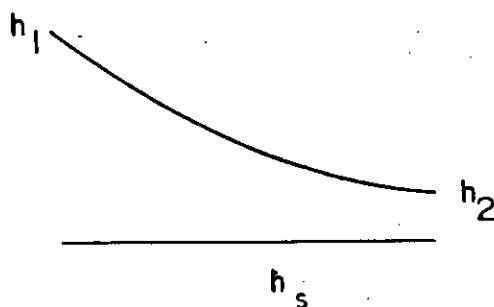
El calor transferido es igual a

absolutas. El error es normalmente menor que el 5% en la mayoría de los trabajos de acondicionamiento de aire y refrigeración y la ventaja de usar entalpías justifica este error.

Otra simplificación de la ecuación del calor transferido, consiste en reemplazar $(c_p + Wc_{ps})$ por 0.245 el valor de c_p es 0.24 Btu/lb°F y Wc_{ps} es aproximadamente 0.005 en Btu/lb°F, en los trabajos de refrigeración y aire acondicionado son aceptables estos valores.

La ecuación fundamental será

$$dQ_t = \frac{\bar{h}}{0.245} (h - h_s) dA$$



haciendo un balance de calor total en el lado del aire tenemos,

$$dQ_t = \dot{m} dh = \frac{\bar{h}}{0.245} (h - h_s) dA$$

ordenando

$$\frac{dh}{h - h_s} = \frac{\bar{h}}{\dot{m} (0.245)} dA$$

Integrando entre 1 y 2 tenemos

$$\ln \left(\frac{h_1 - h_s}{h_2 - h_s} \right) = \frac{\bar{h} \cdot A}{\dot{m} (0.245)}$$

para este tipo de arreglos

$$A = A_{tv} \cdot A_{fr} \cdot L \quad A_{tv} = \alpha$$

$$\frac{h_1 - h_s}{h_2 - h_s} = \exp \left(\frac{\bar{h}_c A_{fr} \alpha L}{\dot{m} \times 0.245} \right)$$

despejando h_2 obtenemos

$$h_2 = h_s + \frac{h_1 - h_s}{\exp \left(\frac{h_c \cdot \alpha \cdot A_{fr} \cdot L}{0.245 \dot{m}} \right)}$$

esta ecuación lo podemos escribir así

$$h_2 = h_s + \frac{h_1 - h_s}{\exp \left(\frac{h_c \cdot \alpha \cdot L}{0.245 \dot{m} / A_{fr}} \right)}$$

como $G = \dot{m} / A_{fr}$ y $A_{tf} = \alpha L$

$$h_2 = h_s + \frac{h_1 - h_s}{\exp\left(\frac{\bar{h}_c A_{tf}}{0.245 G}\right)}$$

donde

h_s = Entalpia del aire a la temperatura de la superficie

h_i = Entalpia del aire en cualquier punto de su recorrido

$i = 1,2$ Entrada y salida del aire

\dot{m} = Flujo másico de aire

A = Area de transferencia

G = Velocidad másica

A_{tv} = Relación área de transferencia a volumen

A_{tf} = Relación área de transferencia a área frontal

L = Espesor de la matriz.

Finalmente el balance de calor total se puede escribir como

$$Q_t = \dot{m} (h_1 - h_2) = \frac{\bar{h}}{0.245} \times \frac{h_1 - h_2}{\ln\left(\frac{h_1 - h_s}{h_2 - h_s}\right)} \cdot A$$

$$Q_t = \frac{\bar{h}}{0.245} \cdot \frac{h_1 - h_2}{\ln\left(\frac{h_1 - h_s}{h_2 - h_s}\right)} \cdot A$$

Efectividad del intercambiador (\mathcal{E})

La ecuación fundamental que rige el comportamiento de un flujo en contracorriente en un intercambiador de calor es : (en función de la efectividad del cambiador)

$$\mathcal{E} = \frac{1 - e^{-N_{tu}(1 - C_{\min}/C_{\max})}}{1 - (C_{\min}/C_{\max}) e^{-N_{tu}(1 - C_{\min}/C_{\max})}}$$

donde $N_{tu} = A U/C_{\min}$

Según la definición dada en el libro de FRANK KREITH, para un evaporador o para un condensador, $C_{\min}/C_{\max} = 0$, porque si un fluido permanece a temperatura constante a lo largo del intercambiador, su calor específico efectivo y por ende su tasa de capacidad son por definición igual al infinito. Lo cual reemplazando en la ecuación fundamental, hace que esta se reduzca a la siguiente expresión.

$$\mathcal{E} = \frac{1 - e^{-N_{tu}(1 - 0)}}{1 - 0}$$

$$\mathcal{E} = 1 - e^{-A U/C_{\min}}$$

$$1 - \xi = e^{-A U / C_{\min}}$$

Aplicando logaritmo natural

$$\ln(1 - \xi) = - \frac{A U}{C_{\min}}$$

$$\ln\left(\frac{1}{1 - \xi}\right) = \frac{A U}{C_{\min}}$$

$$\ln\left(\frac{1}{1 - \xi}\right) = \frac{U \cdot A_{tv} \cdot V}{\dot{m} c_{pc}}$$

donde $A_{tv} = \alpha$ es la relación del área de transferencia a volumen de la matriz, la cual es constante y propia de cada matriz.

También $V = A_{fR} \cdot L$

$$\ln\left(\frac{1}{1 - \xi}\right) = \frac{U A_{tv} A_{fR} L}{\dot{m} c_{pc}}$$

donde A_{fR} es el área frontal y L es el espesor de la matriz. Además el coeficiente de película en el lado del aire por ser este el que controla la transferencia, $U = \bar{h}$.

Además como \bar{h} es proporcional a G^n

$$U \propto G^n$$

y también

$$G = \dot{m}_c / A_{fr}$$

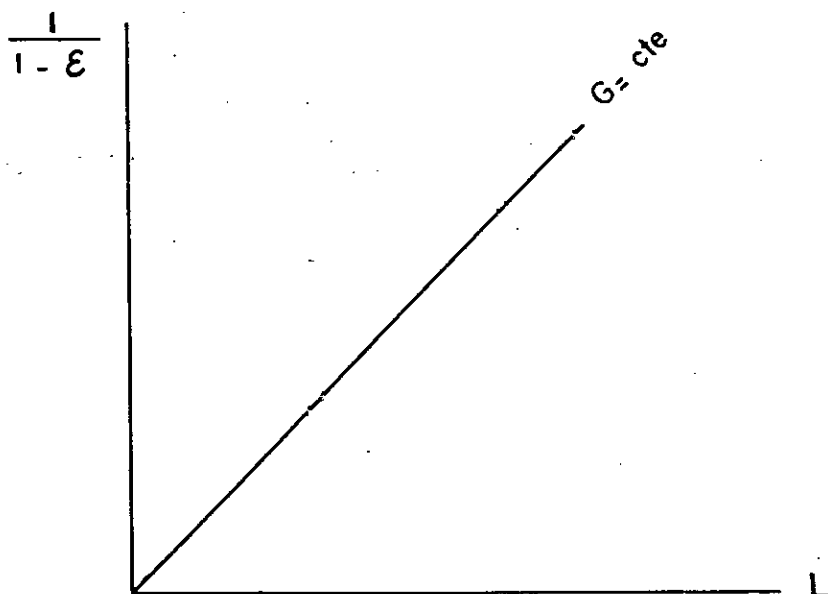
El calor específico es casi constante, lo mismo que la relación del área de transferencia a volumen (A_{tv}).

La ecuación se reduce a

$$\ln \frac{1}{1 - \varepsilon} = \frac{K}{G^{1-n}} \cdot L$$

Esta ecuación la podemos representar en un papel semilogarítmico y obtendremos la tendencia de esta curva, para un flujo másico (G) constante.

En la misma ecuación observamos que para $L = 0$, se tendrá que el valor de $1/(1 - \varepsilon)$ debe ser igual a la unidad lo que demuestra que las rectas del flujo másico (G) constante parten del origen.



1.4.2 ECUACIONES QUE RIGEN EL INTERCAMBIO DE CALOR EN EL CONDENSADOR

Transferencia de calor en el condensador

En el condensador consideramos solamente la transferencia de calor sensible, ya que no hay transferencia de masa.

También debemos tener presente para cálculos posteriores que el aire es el fluido que controla la transferencia de calor tanto en el evaporador como en el condensador es por esta razón que el coeficiente pelicular se determina en el lado del aire y se asume que éste es el coeficiente global de transferencia.

Haciendo un balance térmico en el lado del aire tenemos

$$U A_t \bar{\Delta T} = \dot{m} c_p \Delta T_{\text{aire}}$$

$$U A_t \bar{\Delta T} = G A_{fr} c_p \Delta T_{\text{aire}}$$

$$U A_t / A_{fr} \bar{\Delta T} = G c_p \Delta T_{\text{aire}}$$

$$\bar{h} A_t / A_{fr} \bar{\Delta T} = G c_p \Delta T_{\text{aire}}$$

donde

$$A_t / A_{fr} = A_{tf} \quad \text{y} \quad \bar{\Delta T} = \frac{t_2 - t_1}{\ln \left(\frac{T_c - t_1}{T_c - t_2} \right)}$$

A_{tf} = Area de transferencia frontal

$\bar{\Delta T}$ = Media logarítmica de la diferencia de tem.

reemplazando el valor de ΔT_{log} obtenemos

$$G c_p (t_2 - t_1) = \bar{h}_c A_{tf} \frac{t_2 - t_1}{\ln \left(\frac{T_c - t_1}{T_c - t_2} \right)}$$

$$t_2 = T_c - \frac{T_c - t_1}{\exp \left(\frac{\bar{h}_c A_{tf}}{G c_p} \right)}$$

La ecuación que vamos a utilizar para verificar el dimensionamiento del condensador es la que representa el calor transmitido en el condensador, y esta es

$$\dot{Q}_c = \bar{h}_c A_t \frac{(t_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_c - t_1}{T_c - t_2} \right)}$$

y como

$$A_t = \alpha L_d A_{fr}$$

$$\dot{Q}_c = \frac{\bar{h}_c \alpha L_d A_{fr} (t_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_c - t_1}{T_c - t_2} \right)}$$

Efectividad del intercambiador

Al igual que en el caso del evaporador, la ecuación fundamental que rige el comportamiento de un flujo en contracorrente en un intercambiador de calor es: (en función de la efectividad del cambiador)

$$\varepsilon = \frac{1 - e^{-N_{tu}(1 - C_{\min}/C_{\max})}}{1 - (C_{\min}/C_{\max}) e^{-N_{tu}(1 - C_{\min}/C_{\max})}}$$

donde $N_{tu} = A U / C_{\min}$

Según el texto de F. KREITH, para un condensador la relación fundamental $C_{\min}/C_{\max} = 0$ (razón de las capacidades caleríficas por hora). Este valor lo reemplazamos en la ecuación principal y obtenemos,

$$\varepsilon = 1 - e^{-U A_t / C_{\min}}$$

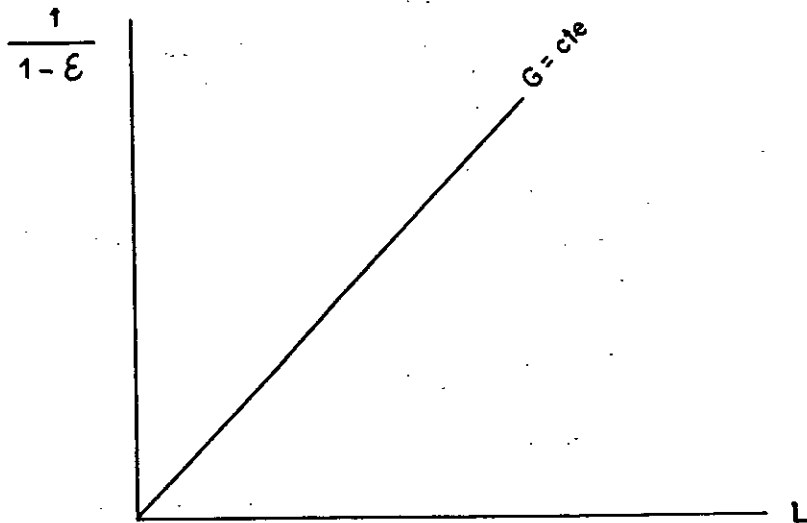
$$1 - \varepsilon = e^{-U A_t / C_{\min}}$$

$$\ln(1/1 - \varepsilon) = U A_t / C_{\min}$$

teniendo en cuenta las mismas consideraciones que para el evaporador se obtiene:

$$\ln \frac{1}{1 - \epsilon} = \frac{K}{G^{1-n}} \cdot L$$

lo cual en un papel semilogarítmico se representa de la siguiente forma, (para un flujo másico constante $G = \text{cte}$).



Otras relaciones básicas en el serpentín:

Además de las ecuaciones mostradas anteriormente; vamos a deducir otras relaciones que nos van a servir para realizar el cálculo del serpentín del evaporador y condensador respectivamente; para su posterior verificación. Estas ecuaciones son de gran importancia en el desarrollo del proyecto.

a) Relación entre la velocidad másica (G) con el espesor del serpentín(L).

Tal como podemos observar en las curvas características de

la matriz empleada en la cual se representa J_h vs Re para tubos con aletas continuas y en estas curvas deducimos la ecuación que las rige, que viene a ser de la forma siguiente

$$J_h = C Re^{-n}$$

siendo

$$J_h = St Pr^{2/3}$$

donde

J_h = Número de Colburn

St = Número de Stanton

Pr = Número de Prandtl

Re = Número de Reynolds

además

$$St = \bar{h}/G c_p$$

$$Pr = (c_p/k) u$$

$$Re = G 4r_H / u$$

reemplazando valores literales tenemos

$$\frac{\bar{h}}{G c_p} \left(\frac{c_p u}{k} \right)^{2/3} = C 1 \left(\frac{G D}{u} \right)^{-n}$$

en esta ecuación debemos tener presente que, C , n y 1 son constantes propias de cada matriz.

Considerando que las condiciones del aire se mantienen casi constantes la ecuación anterior se reduce a;

$$\bar{h} = C G^{1-n}$$

realizando un balance de calor

$$u A_t / A_f \bar{\Delta T} = G c_p \Delta T_{\text{aire}}$$

$$u (A_t / V) \cdot L \bar{\Delta T} = G c_p \Delta T_{\text{aire}}$$

como

$$u = \bar{h} \quad \text{y} \quad A_t = A_{to}$$

$$\bar{h} (A_{to} / V) \cdot L \bar{\Delta T} = G c_p \Delta T_{\text{aire}}$$

$$C G^{1-n} (A_t / V) \cdot L \bar{\Delta T} = G c_p \Delta t_{\text{aire}}$$

$$L = \frac{c_p \Delta t_{\text{aire}} \cdot G \cdot G^{n-1}}{C (A_t / V) \cdot \bar{\Delta T}}$$

agrupando los términos constantes se obtiene

$$L = C_2 G^n$$

esta relación se cumple para una efectividad (\mathcal{E}) cte., como, como para nuestro diseño usaremos las curvas características de la matriz 8.0-3/8 T, que responden a la relación;

$$\text{St Pr}^{2/3} = 0.2025 \text{ Re}^{-0.4251}$$

de donde obtenemos por comparación el valor de $n = 0.4251$

reemplazando el valor de n tenemos,

$$L = C_2 G^{0.4251}$$

de esta expresión deducimos la relación fundamental, que vamos a emplear en cálculo del serpentín.

$$\frac{L_1}{L_2} = \left(\frac{G_1}{G_2} \right)^{0.4251} \quad (I)$$

b) Relación entre la caída de presión, velocidad másica y espesor del serpentín:

Vamos a encontrar una expresión que nos relacione estos tres parámetros, siendo

Δ_p = La caída de presión a través del arreglo

G = La velocidad másica

L = La dimensión del arreglo en la dirección del flujo de aire (espesor de la matriz).

Para hallar la caída de presión a través de un arreglo de tubos aleteados, se usa la siguiente relación.

$$\Delta_p = \frac{f L (G/3600)^2}{2 g \rho r_H}$$

donde "f" es el factor de fricción, " ρ " es la densidad y r_H es el radio hidráulico.

En las curvas características de la matriz 8.0 - 3/8 T mostradas en la fig. (3.5 a), la curva de "f" vs Re es de la forma:

$$f = C Re^{-m}$$

$$f = C \left(\frac{G \cdot 4r_H}{u} \right)^{-m}$$

reemplazando obtenemos

$$\Delta_p = \frac{C (G D/u)^{-m} \cdot L \cdot (G/3600)^2}{2 g r_H \rho}$$

agrupando términos constantes, dentro de los cuales están considerados las propiedades del aire en una constante única obtenemos;

$$\Delta_p = C_3 L G^{2-m}$$

Para la matriz considerada, la relación que existe entre el factor de fricción y el número de Reynolds es el siguiente:

$$f = 0.1212 Re^{-0.2067}$$

por comparación $m = 0.2067$ y reemplazando será

$$\Delta_p = C_3 \cdot L \cdot G^{1.7933}$$

de esta ecuación vamos a obtener lo siguiente:

$$\frac{\Delta p}{L G^{1.7933}} = C_3$$

$$\frac{\Delta p_1}{L_1 G_1^{1.7933}} = \frac{\Delta p_2}{L_2 G_2^{1.7933}}$$

$$G_2 = G_1 \left(\frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{\Delta p_2}{\Delta p_1} \right)^{1/1.7933}$$

(II)

1.5 REFRIGERANTES PROPIEDADES- CLASIFICACION

Las características de los refrigerantes son importantes en lo que respecta al proyecto del sistema, aplicación y funcionamiento; podemos decir que el refrigerante se selecciona después de haber hecho un análisis de las características necesarias y de adoptar estos requisitos a las propiedades específicas a los refrigerantes disponibles.

Tal como se menciona anteriormente, un sistema de refrigeración constituido por evaporador, compresor, dispositivo de expansión y condensador es un sistema mecánico cuya función es producir el cambio de estado del fluido refrigerante absorbiendo calor en el evaporador y expulsándolo en el condensador. La transferencia la realiza el fluido refrigerante .

El estudio de las características físicas de los fluidos refrigerantes nos ayudará a comprender mejor la refrigeración para acondicionamiento.

Un fluido refrigerante considerado perfecto deberá tener las siguientes características.

1. Inflamabilidad y toxicidad

Esto es referente a la seguridad en el uso de un determinado refrigerante. Es importante tener presente que los refrigerantes que dentro de su estructura poseen los elementos cloro y fluor se caracterizan por ser menos peligrosos y menos tóxicos respectivamente.

2. Miscibilidad de un refrigerante

Es importante la miscibilidad con el aceite del compresor porque repercute favorablemente en el retorno del aceite desde el evaporador hasta el carter del compresor, esto en lo que respecta a maquinas alternativas, en cambio las unidades centrífugas tienen circuitos separados de aceite y de refrigerante.

Algunos refrigerantes son bastante miscibles con el aceite del compresor.

3. La potencia frigorífica

Esta potencia teórica de la gran mayoría de los refrigerantes, en los niveles de temperatura de acondicionamiento del aire es aproximadamente la misma.

4. Velocidad de fuga

Esta velocidad del gas refrigerante aumenta de una manera directamente proporcional a la presión e inversamente proporcional al peso molecular.

El peso molecular está relacionado directamente con el volumen específico del vapor; cuanto mayor es el peso molecular, mayor es el peso específico.

5. Detección de fugas

La detección debe ser sencilla y eficaz por razones de mantenimiento, costo y seguridad. Usando una llama o antorcha de haluro, hace posible detectar y localizar minúsculas fugas de refrigerantes halogenados.

6. Densidad del vapor

La densidad del vapor del refrigerante afecta a la capacidad del compresor y al dimensionamiento del tubo. Si tenemos una alta densidad de vapor acompañada de un calor latente de vaporización relativamente elevado expresado en ($m^3/\text{frigoria}$), es conveniente en un refrigerante un caudal reducido y esto hace necesario la adopción de un equipo de tipo compacto y un diámetro de tubo menor.

Un equipo de refrigeración provisto de compresor de pistón requiere un refrigerante cuya densidad de vapor sea relativamente alta para obtener un buen funcionamiento.

Los (m^3/frig) aumentan en el orden que se muestra en la fig. 1.5.

Clasificación:

La norma 34 de la ASRE, clasifica los refrigerantes en varios grupos. Los más importantes de estos grupos son los hidrocarburos halogenados, mezclas azeotrópicas, hidrocarburos, compuestos inorgánicos, y sustancias orgánicas no saturadas. El grupo que nos interesa es el de los hidrocarburos halogenados cuyos volúmenes de aspiración se muestra en la fig. 1.5.

Dentro de los refrigerantes halogenados, vamos a centrar nuestra atención en el R-22 (Monoclorodifluorometano), por ser este el refrigerante que actualmente tiene mayor aceptación en los sistemas acondicionadores de aire tipo paquete

debido a las limitaciones de espacio, resulta una gran ventaja el valor relativamente pequeño del desplazamiento del compresor. El R-22 no es tóxico y necesita una pequeña potencia por ton.

El (R-22), también conocido como FREON 22, se usa generalmente en compresores recíprocos, es químicamente estable casi sin olor, no es irritable y casi no presenta efectos nocivos, no es inflamable y no es explosivo.

Las características del R-22 se muestran en la tabla 1.5.

Tabla 1.5

R - 22	MONOCLORODIFLUOROMETANO
Fórmula química.....	CHCl_2
Peso molecular.....	86.5
Punto de ebullición ($^{\circ}\text{F}$) a 14.7 lb/plg ²	- 41.4
Punto de congelación ($^{\circ}\text{F}$) a 14.7 lb/plg ²	-256
Temperatura crítica ($^{\circ}\text{F}$).....	205
Presión crítica (lb/plg ²).....	716
Flamabilidad.....	Ning.
Olor.....	Etereo
Tipo de compresor a usarse.....	Recip.
Gama de temperatura en el evaporador.....	-125 a 50.

REF.		Va (m ³ /frig)	Formula
R-22		0.0011	CHClF ₂
R-500		0.0015	-
R-12		0.0017	CCl ₂ F ₂
R-114		0.0051	C ₂ Cl ₂ F ₄
R-11		0.0091	CCl ₃ F
R-113		0.0223	C ₂ Cl ₃ F ₃

Nota: Temperatura del evaporador 4.4°C
 Temperatura del condensador 40.6°C

Fig. 1.5 Volumen de aspiración de los refrigerantes.

1.6 PSICROMETRIA

La psicrometría es la ciencia que trata de las propiedades termodinámicas del aire húmedo y del efecto de la humedad atmosférica sobre los materiales y lo que es más importante sobre el confort humano. Es la base para buscar un método adecuado que nos permita controlar luego las propiedades térmicas del aire húmedo.

Humedad absoluta:

Al vapor de agua en el aire se le llama humedad, la humedad absoluta del aire para cualquier condición dada, es la masa de vapor de agua por unidad de volumen de aire a dicha condición, como tal esto es propiamente la expresión de la densidad del vapor, la humedad absoluta o densidad de vapor, por lo general se expresa en libras por pie cúbico.

Humedad relativa:

Es la relación entre la presión parcial real ejercida por el vapor de agua en cualquier volumen de aire y la presión parcial que ejercería el vapor de agua si el vapor de agua contenido en el aire estuviera saturado a la temperatura del aire y esta expresada en porcentajes.

Calor sensible del aire:

Para cualquier temperatura del BS, el calor sensible del aire, es considerado como entalpía del aire seco a dicha temperatura.

Calor latente del aire:

Para fines prácticos, el único calor latente contenido en el aire es el calor latente del vapor de agua en el mismo. Por lo tanto, la cantidad de calor latente en una cantidad dada de aire dependerá de la masa de vapor de agua contenida en el aire y del calor latente de vaporización del agua correspondiente a la temperatura de saturación del vapor de agua.

Entalpía del aire:

El aire tiene calor sensible y calor latente. El calor total del aire a cualquier condición es la suma del calor sensible y el calor latente contenidos en el mismo, también es importante tener presente que:

- El calor sensible del aire es una función de la temperatura del BS.
- El calor latente del aire es una función de la temperatura del PR.
- El calor total del aire es una función de la temperatura del BH.

Como una medida práctica, es conveniente suponer que el calor sensible del aire es la entalpía del aire seco y que el calor latente del aire es la entalpía del vapor de agua, la suma de los dos calores es el calor total a la entalpía del aire.

En casi todos los procesos de aire acondicionado sólo son importantes los cambios de entalpía.

Calor total y temperatura de (BH):

Como se ha mencionado anteriormente el calor sensible del aire (la entalpía del aire seco) es una función de la temperatura de BS del aire y que el calor latente del aire (la entalpía del vapor de agua mezclado con el aire seco) es una función de la temperatura del PR. Debido a que para una combinación cualquiera de temperaturas de BS y PR, la temperatura del BH del aire puede tener solo un valor, se deduce que la temperatura del BH es un índice del calor total del aire (entalpía del aire).

Carta Psicrométrica:

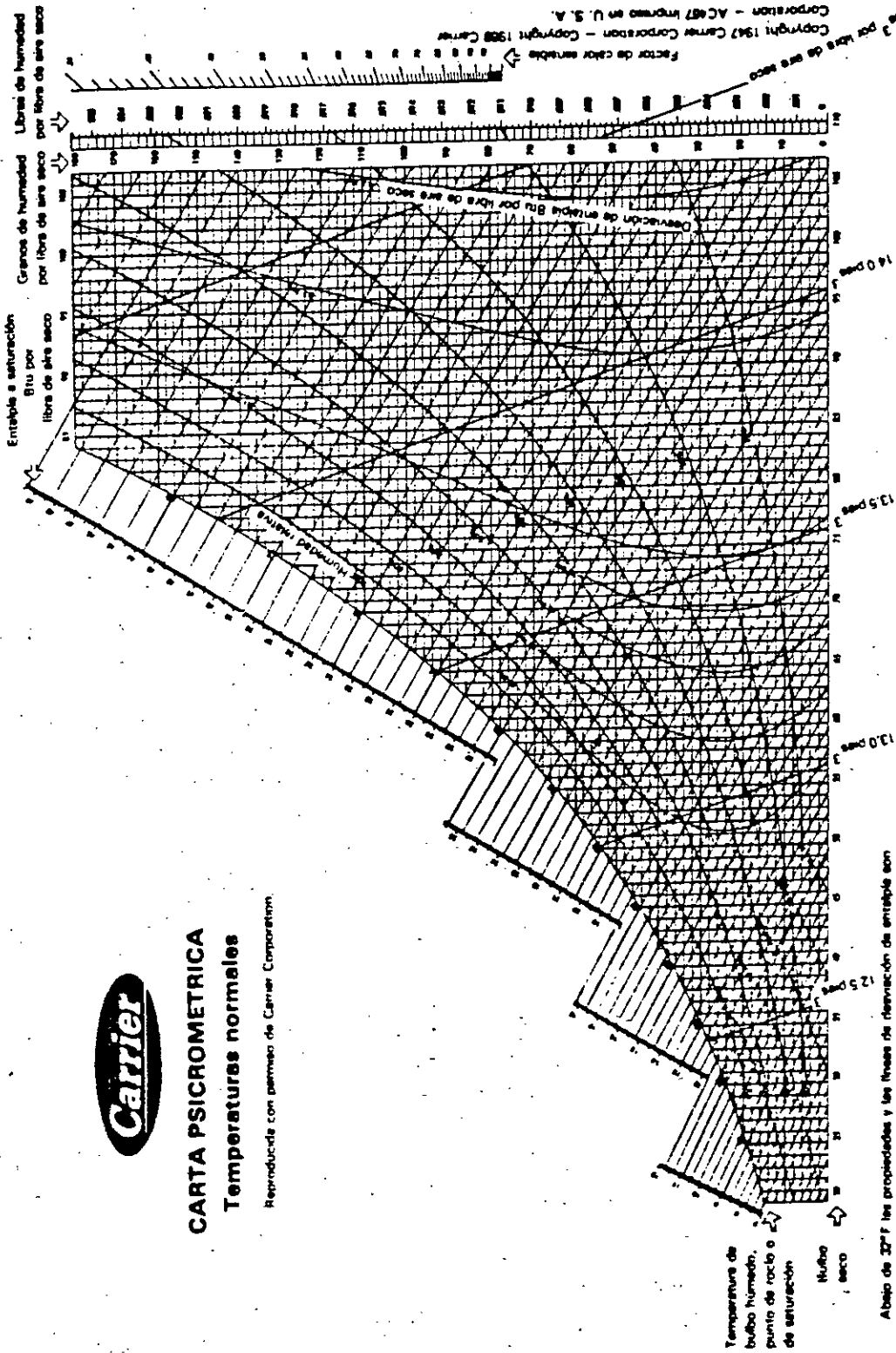
La carta psicrométrica es un esquema que representa las propiedades psicrométricas del aire. El empleo de estas gráficas permite el análisis de datos psicrométricos y procesos facilitándose la solución de muchos problemas prácticos relacionados con aire, que de otra manera requeriría de soluciones matemáticas tediosas, con estas cartas se simplifican los cálculos y en ellos se pueden ilustrar procesos basados en las propiedades del aire y vapor de agua a una determinada presión barométrica (presión total).

En la fig. 1.6 esta mostrado el esquema de la carta, en este esquema se muestra la construcción general de la carta psicrométrica y las relaciones entre algunas de las propiedades fundamentales del aire.



CARTA PSICROMETRICA Temperaturas normales

Reproducida con permiso de Carrier Corporation.



Aunque de 32°F las propiedades y las líneas de saturación de entalpia son para agua

Fig. 5-4

Fig 1.6 Carta Psicrométrica (Temperaturas Normales)

Copyright 1947 Carrier Corporation - Copyright 1958 Carrier Corporation - AC487 Impreso en U.S.A.

2.- DESCRIPCION DEL SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE Y DETERMINACION DE LA CARGA TERMICA

2.1 DESCRIPCION DEL SISTEMA

El acondicionamiento del aire consiste en el dominio de las condiciones ambientales atmosféricas en el interior de un determinado espacio cerrado, siendo las más importantes, la temperatura y la humedad entre otros.

Hemos visto por conveniente, que para el acondicionamiento del local, es necesario usar un equipo unitario denominado también equipo compacto; y que usa el sistema de expansión directa, este tipo de unidades estan destinados a proveer las funciones de desplazamiento y limpieza del aire, refrigeración, y deshumectación, cuando funcionan en verano y al funcionar como bomba de calor, nos proporciona las funciones de calefacción y humectación.

Este tipo de unidades incluye serpentines de expansión directa, tanto en el evaporador como en el condensador, una unidad de compresión, además de ventiladores, aparatos auxiliares, tuberías y algunas conexiones internas.

Básicamente , lo que tratamos de lograr mediante el uso de este equipo de refrigeración reversible para el acondicionamiento de esta oficina es, el confort de las personas que trabajan en ella.

De las condiciones óptimas de temperatura, humedad y velocidad del aire dependen fundamentalmente, el rendimiento del trabajador; las condiciones interiores de confort cuando se estan desarrollando actividades ligeras, pueden es-

tablecerse a 24°C , y de 40 a 60% de humedad relativa y velocidades del aire de 0.1 a 1.5 m/seg, debemos tener presente siempre; que las condiciones ambientales que influyen en el rendimiento del trabajador, dependen del efecto combinado de la temperatura, humedad, y la velocidad del aire.

2.2 DESCRIPCION DEL LOCAL A ACONDICIONARSE

El local a acondicionarse es una oficina de asesoramiento y consultoría.

Del juego de planos disponibles, podemos extraer los datos que son necesarios, para el cálculo de la carga térmica.

El local tiene las siguientes dimensiones, 7.60 m. de largo y 4 m de ancho; esta ubicado en la segunda planta, tiene 2 puertas de madera, una de 0.90 x 2.10 m, y otra de 1.0 x 2.10 m; colindante con el patio y la terraza tenemos, una mampara corrediza de 3.60 x 2.40 m; las paredes exteriores (las que colindan con viviendas adyacentes)son de ladrillo hueco, al igual que las paredes interiores, el techo es aligerado y de ladrillo hueco y alveolado. En resumen podemos mostrar los datos más importantes del local en la siguiente relación:

- Temperatura exterior en verano	83°F
- Humedad relativa verano	87%
- Temperatura exterior en invierno	56°F
- Humedad relativa invierno	85%
- Temperatura de bulbo seco interior	76°F
- Humedad relativa	60%
- Variación de la temperatura	

- Variación de la temperatura exterior (V)
en 24 horas 48°F
- Variación de la temperatura exterior (I)
en 24 horas 39°F
- Interrupción del servicio clase II 9 h
- Número de Trabajadores 3
- Altura del local 2.40 m
- Piso de hormigón de arena y grava 15 cm
- Techo aligerado y de ladrillo hueco
- Velocidad del viento 12km/h
- Ubicación 20°L.N
- Nº de horas de funcionamiento 16 h
- Ganancia de calor debido al
alumbrado 30 W/m²
- Clase de servicio II (para hallar D)
- Oficina instalada en la segunda planta
- Ventanas con marco metálico y cortinas de tela
- Puertas de madera (fibras de madera comprimida)
de 0.5 cm de espesor con 3.5 cm de espesor total.

2.3 CONDICIONES Y PARAMETROS INICIALES DEL PROYECTO

Condiciones exteriores del proyecto

Las condiciones exteriores del aire ambiental, se determinan a base de datos estadísticos que proporcionan - los centros meteorológicos de las ciudades, en el caso de la ciudad de Lima los datos nos proporcionará el SENAMHI.

Del SENAMHI, se han obtenido los valores promedios de las temperaturas, y de la humedad relativa del aire; así

también, obtenemos datos sobre la dirección del viento y su velocidad.

Para la determinación de las condiciones ambientales se han considerado, para la estación de verano los meses de , diciembre a abril inclusive; y de la misma forma para la estación invernal se han considerado los meses de julio a noviembre.

Estación de verano: Diciembre a abril

$$TBS = 83^{\circ}F$$

$$\phi = 87\%$$

$$W = 0.0212$$

$$T_r = 78^{\circ}F \text{ (correspondiente a } 83^{\circ}F \text{ y } 87\%)$$

$$T_d = 48^{\circ}F$$

Estación de invierno: Julio a noviembre

$$TBS = 56^{\circ}F$$

$$\phi = 85\%$$

$$W = 0.0089$$

$$T_r = 54^{\circ}F \text{ (correspondiente a } 56^{\circ}F \text{ y } 95\%)$$

$$T_d = 39^{\circ}F$$

Donde:

TBS : Temperatura de bulbo seco

ϕ : Humedad relativa

W : Humedad absoluta (en libra de agua/libra de aire)

T_r : Temperatura de rocío

T_d : Variación diaria de la temperatura.

Condiciones interiores del proyecto

Como se dijo anteriormente, para satisfacer las

condiciones de confort, del personal que trabaja en la oficina, la temperatura de bulbo seco lo podemos establecer en 76°F y la humedad relativa en 60%, tanto para verano como para invierno; en resumen las condiciones interiores interiores para verano e invierno serán:

$$T_s = 76^\circ\text{F}$$

$$\phi = 60\%$$

$$W = 0.0112 \text{ lib agua/lib aire}$$

Estas serían las condiciones óptimas en la que se debe encontrar la oficina acondicionada, y bajo estas condiciones se realizará el cálculo de las cargas térmicas tanto para verano como para invierno; (Estas condiciones se obtuvieron de diferentes fuentes de información especializadas que recomiendan los valores de, temperatura y humedad relativa para acondicionamiento) tales como la ASHRAE, A.V.C. (American, Viscose, Corporation), LUWA, SULZER, CARRIER etc.

2.4 CALCULO Y DETERMINACION DE LA CARGA TERMICA

2.4.1 Determinación de la carga térmica en verano

En esta estación, el equipo funcionará como enfriador. Para la determinación, de la carga vamos a utilizar el método analítico; según este método para poder hallar la carga térmica del ambiente a acondicionar debemos considerar lo siguiente:

En verano $T_{if} < T_{ex}$

La carga térmica o carga de calor del local a acondicionar nos va a servir, para determinar la capacidad del equipo en verano.

T_{if} = 76°F (Temperatura interior del local)

T_{ex} = 83°F (Temperatura exterior)

Además sera necesario determinar:

Los coeficientes globales de transferencia de calor (U):

Pared Exterior Sur (PES):

Aplicamos la siguiente fórmula.

$$\frac{1}{U} = \sum R_i$$

donde R_i, son las resistencias térmicas

. Resistencia del aire exterior con viento a 12 km

$$R = 0.052 \text{ (}^\circ\text{Cm}^2\text{h/kcal)}$$

. Resistencia del enlucido de cemento e = 0.025m.

$$R = 0.025 \times 1.6 = 0.04^\circ\text{C m}^2 \text{ h/kcal}$$

. Resistencia del ladrillo hueco con 2 alveolos y con un espesor e = 0.2m.

$$\text{De tablas } R = 0.379 \text{ }^\circ\text{C m}^2 \text{ h/kcal}$$

. Resistencia del enlucido interior e = 0.025m.

$$R = 0.025 \times 1.6 = 0.04 \text{ }^\circ\text{C m}^2 \text{ h/kcal}$$

. Resistencia del aire interior (aire quieto)

$$R = 0.140 \text{ }^\circ\text{C m}^2 \text{ h/kcal}$$

$$U \text{ PES} = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3 + R_4 + R_5}$$

$$U \text{ PES} = \frac{1}{0.052 + 0.04 + 0.379 + 0.04 + 0.140}$$

$$U \text{ PES} = 1.54 \text{ kcal/}^\circ\text{C m}^2 \text{ h}$$

Pared Exterior Oeste (PEO):

- Resistencia del aire exterior viento a 12 km/h.

Los valores de R estan expresados en ($^{\circ}\text{C m}^2 \text{ h/kcal}$)

$$R = 0.052$$

- Resistencia del enlucido de cemento $e = 0.025\text{m}$.

$$R = 0.025 \times 1.6 = 0.04$$

- Resistencia del ladrillo hueco $e = 0.1\text{m}$.

$$R = 0.228$$

- Resistencia del enlucido interior $e = 0.025\text{m}$.

$$R = 0.025 \times 1.6 = 0.04$$

- Resistencia del aire interior (aire quieto)

$$R = 0.140$$

$$U_{PEO} = \frac{1}{0.052 + 0.04 + 0.228 + 0.140 + 0.04}$$

$$U_{PEO} = 2 \text{ kcal/ } ^{\circ}\text{C m}^2 \text{ h}$$

Pared Interior Este (PIE):

- Resistencia del aire interior (aire quieto)

$$R = 0.140$$

- Resistencia del enlucido de cemento

$$R = 0.025 \times 1.6 = 0.04$$

- Resistencia del ladrillo hueco $e = 0.1\text{m}$

$$R = 0.228$$

- Resistencia del enlucido posterior

$$R = 0.025 \times 1.6 = 0.04$$

- Resistencia del aire quieto posterior

$$R = 0.140$$

$$U = \frac{1}{0.140 + 0.04 + 0.228 + 0.04 + 0.140}$$

$$U \text{ PIE} = 1.70 \text{ kcal/}^\circ\text{C m}^2 \text{ h}$$

Pared Interior Norte (PIN):

- . Resistencia del aire posterior (aire quieto)

$$R = 0.140$$

- . Resistencia del enlucido de cemento

$$R = 0.025 \times 1.6 = 0.04$$

- . Resistencia del ladrillo hueco $e = 0.2\text{m}$

$$R = 0.379$$

- . Resistencia del enlucido interior

$$R = 0.025 \times 1.6 = 0.04$$

- . Resistencia del aire interior (aire quieto)

$$R = 0.140$$

$$U = \frac{1}{0.140 + 0.04 + 0.379 + 0.04 + 0.140}$$

$$U \text{ PIN} = 1.35 \text{ kcal/}^\circ\text{C m}^2 \text{ h}$$

Techo Aligerado:

- . Resistencia del aire superior (convección); viento a 12 km/h, posición horizontal y flujo de calor descendente. $R = 0.052$

- . Resistencia del enlucido de cemento $e = 0.05\text{m}$

$$R = 0.015 \times 1.6 = 0.08$$

- . Resistencia del ladrillo hueco (2 alveolos)

$$R = 0.312$$

- . Resistencia del enlucido inferior de cemento

$$R = 0.015 \times 1.6 = 0.024$$

Resistencia del aire interior quieto, posición de la pared horizontal y flujo de calor descendente.

$$R = 0.190$$

$$U = \frac{1}{0.052 + 0.08 + 0.312 + 0.024 + 0.190}$$

$$UTA = 1.53 \text{ kcal/}^\circ\text{C m}^2 \text{ h}$$

Vidrios:

- . Resistencia del aire exterior (convección viento a, 12 km/h) $R = 0.052 \text{ }^\circ\text{C m}^2 \text{ h/kcal}$

- . Resistencia del vidrio (despreciable)

$$R = 0$$

- . Resistencia del aire interior (aire quieto)

$$R = 0.140$$

$$U \text{ Vid} = \frac{1}{0.052 + 0.140} = 5.2 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Mampara Interior Norte (MIN):

- . Resistencia del aire posterior (convección) viento a, 12 km/h. $R = 0.052$

- . Resistencia del vidrio despreciable

$$R = 0$$

- . Resistencia del aire interior (aire quieto)

$$R = 0.140$$

$$U = \frac{1}{0.052 + 0.140}$$

$$U \text{ MIN} = 5.20 \text{ kcal/h m}^2 \text{ }^\circ\text{C}$$

Piso:

- . Resistencia del aire interior a ras del piso (aire en

reposo) $R = 0.140$

. Resistencia de la loza de asfalto

$$R = 0.020 \times 2.6 = 0.052$$

. Resistencia del ladrillo hueco 2 alveolos

$$R = 0.312$$

. Resistencia del enlucido de cemento $e = 0.015m$

$$R = 0.015 \times 1.6 = 0.024$$

. Resistencia del aire interior a ras del techo de la primera planta

$$R = 0.140$$

$$U = \frac{1}{0.140 + 0.052 + 0.312 + 0.024 + 0.140}$$

$$U P = 1.50 \text{ kcal/}^\circ\text{C m}^2 \text{ h}$$

Determinación de los pesos de paredes techo y piso por m^2 de pared :

Peso de la Pared Exterior Sur (P PES)

$$P \text{ PES} = \gamma_{\text{lad}} \times e_{\text{lad}} + \gamma_{\text{enl}} \times e_{\text{enl}}$$

donde

$$\gamma_{\text{lad}} = 720 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{\text{enl}} = 1856 \text{ kg/m}^3$$

$$P \text{ PES} = 720 \times 0.20 + 1856 \times 0.050$$

$$P \text{ PES} = 236.8 \text{ kg/m}^2$$

Peso de la Pared Interior Norte (P PIN)

$$P \text{ PIN} = 236.8 \text{ kg/m}^2$$

Peso de la Pared Exterior Oeste (P PEO):

$$P \text{ PEO} = \gamma_{\text{lad}} \times e_{\text{lad}} + \gamma_{\text{enl}} (2 e_{\text{enl}})$$

$$P \text{ PEO} = 800 \times 0.10 + 1856 (2 \times 0.025)$$

$$P_{PEO} = 172.8 \text{ kg/m}^2$$

Peso de la Pared Interior Este (PIE):

$$P_{PIE} = 172.8 \text{ kg/m}^2$$

Peso del Techo posición horizontal:

$$\gamma_{\text{lad husco}} (2 \text{ alveolos}) = 800 \text{ kg/m}^3$$

$$\gamma_{\text{enlucido}} = 1856 \text{ kg/m}^3$$

$$P_T = \gamma_{\text{lad}} \cdot h \cdot e_{\text{lad}} + \gamma_{\text{enl}} \cdot e_{\text{enl}}$$

$$= 800 \times 0.15 + 1856(0.05 + 0.015)$$

$$P.T = 240.64 \text{ kg/m}^2$$

Peso del suelo:

$$P_P = e_{\text{loza}} \times \gamma_{\text{loza}} + e_{\text{lad}} \times \gamma_{\text{lad}} + e_{\text{enl}} \times \gamma_{\text{enl}}$$

$$P_P = 0.020 \times 1920 + 0.15 \times 800 + 0.015 \times 1856$$

$$P_P = 186.2 \text{ kg/m}^2$$

Determinación de los pesos por m² de área de piso:

Pared Exterior Sur (PES):

La relación que emplearemos será la siguiente.

$$W = \frac{A. \text{ PARED}}{A. \text{ PISO}} \times P$$

donde

A. PARED: Area de las paredes sin considerar las
las ventanas

W: Peso por m² de piso

P : Peso de la pared

A.PISO : Area del piso

$$W_{\text{PES}} = \left[\frac{2.4 \times 7.8 - 2(2.1 \times 1.85)}{4.0 \times 7.8} \right] \times 554$$

$$W_{\text{PES}} = 194.5 \text{ kg/m}^2$$

Pared Interior Norte (PIN):

$$W_{PIN} = \frac{4.00 \times 2.4 - 1.0 \times 2.1}{4.00 \times 7.80} \times 554.24$$

$$W_{PIN} = 133.23 \text{ kg/m}^2$$

Pared Exterior Oeste (PEO):

$$W_{PEO} = \frac{4.00 \times 2.4 - 2.1 \times 1.85}{4.00 \times 7.80} \times 343.68$$

$$W_{PEO} = 62.95 \text{ kg/m}^2$$

Pared Interior Este (PIE):

$$W_{PIE} = \frac{4.00 \times 2.4 - 0.90 \times 2.1}{4.00 \times 7.80} \times 343.68$$

$$W_{PIE} = 84.93 \text{ kg/m}^2$$

Techo aligerado horizontal (T.A):

$$W_{TA} = \frac{4.00 \times 7.8}{4.00 \times 7.8} \times 186.2$$

$$W_{TA} = 186.2 \text{ kg/m}^2$$

Piso (horizontal):

$$W_P = 186.2 \text{ kg/m}^2$$

Para determinar el factor de almacenamiento de la oficina, que tiene 2 muros al exterior podemos emplear la siguiente relación.

$$\text{PESO (kg/m}^2) = \frac{\text{Peso muros } 1/2 \text{ (P.Tab,suelo,tec)}}{\text{Superficie del suelo}}$$

El peso que vamos a determinar, es por m^2 de piso y debemos tener presente también que; todo el sistema interviene en el almacenamiento.

$$\text{PESO} = 194.5 + 62.95 + 1/2(133.23 + 84.93 + 186.2 + 240.64)$$

$$\text{PESO} = 580 \text{ kg/m}^2$$

Este peso nos va a servir para determinar, las aportaciones solares a través del vidrio de las ventanas y del vidrio de la mampera.

En la siguiente tabla mostraremos en forma resumida valores de U, y el peso por m^2 de pared.

DESIGNACION	ORIENTACION POSICION	(U) kcal/h $\text{m}^2\text{°C}$	PESO kg/ m^2 de prd
Pared Exterior	Sur	1.54	236.8
Pared Exterior	Oeste	2.00	172.8
Pared Interior	Norte	1.35	236.8
Pared Interior	Este	1.70	172.8
Mampara Interior	Norte	5.20	-
Ventanas	Vert.	5.20	-
Techo Aligerado	Horiz.	1.53	240.6
Piso	Horiz.	1.50	186.2

Determinación del mes y día de cálculo:

Para determinar el mes y día de cálculo, es necesario analizar cuando las cargas radiantes alcanzan en forma simultánea un valor máximo, las superficies sometidas a radiación en este caso son, la pared orientada al oeste, la pared orientada al sur, el techo y la mampera con una ubicación de 20° latitud norte del local; para esto vamos a utilizar la tabla correspondiente en donde tenemos las máximas aportaciones solares a través del cristal sencillo en kcal/h m^2 de superficie acristalada, para esta tabla en-

tramos con la orientación de la pared respectiva y latitud norte 20°, y obtenemos los siguientes valores mostrados en las tablas (A) y (B).

(A)

FECHA ORIEN.	ENERO	FEBRERO	MARZO
OESTE	442	447	442
SUR	38	70	176
MAM.NORTE	51	29	27
TECHO	680	669	631
TOTAL	1211	1215	1276

(B)

FECHA ORIEN.	20 FEB.	21 ENE.	22 DIC.
OESTE	398	347	328
SUR	301	382	404
MAM.NORTE	24	21	21
TECHO	564	488	461
TOTAL	1287	1238	1214

Analizando ambas tablas, vemos que el más conveniente es el total que se muestra en la tabla (B) en el mes de febrero, por tener la mayor carga. Podemos concluir que el día de cálculo es el 20 de febrero por ser este día el de mayor intensidad radiante para las 4 superficies consideradas.

Elección de la hora de cálculo:

Observamos de la tabla anterior, que la máxima intensidad radiante a través de la mampara orientada al norte es pequeña comparada con las demás, por esa razón para encontrar la hora de cálculo en la cual la carga sea máxima, debemos considerar la orientación Oeste, la orientación Sur y el techo en posición horizontal.

Las cargas radiantes que consideraremos para efectos de nuestro cálculo son:

- a) El calor radiante a través de las ventanas de orientación Oeste.
- b) La transmisión de calor a través de la pared soleada orientada al Oeste.
- c) El calor radiante a través de las ventanas de orientación Sur.
- d) La transmisión de calor a través de la pared soleada orientada al Sur.
- e) La transmisión de calor a través del techo soleado.

a) Para el flujo de calor radiante a través de las ventanas de orientación Oeste, con elementos de sombra interiores y con un funcionamiento de 16 horas diarias, y temperatura interior constante según la tabla N° 9, la carga real de refrigeración alcanza su valor máximo a las 17 horas. Y con un PESO de 580 kg/m^2 de suelo, se tiene los siguientes valores.

750 y más	0.65	} a las 17 hr.
580	-	
500	0.68	

b) Para la pared soleada orientada al Oeste, de la tabla N°19 y con el valor de P PEO = 172.8 \approx 180 kg/m² el flujo de calor alcanzara su valor máximo a las 18 horas de la tabla tomamos los valores más altos.

100	26.7	a las 18 hr.
180	-	
300	22.2	

c) Para el flujo de calor radiante a través de las ventanas de orientación Sur, con elementos de sombra interiores, y 16 horas de funcionamiento tabla N°9 la carga real de refrigeración alcanza su valor máximo a las 12 hr.

750 y más	0.73	a las 12 hr.
580	-	
500	0.76	

d) Para la pared soleada orientada al Sur, de la tabla N°19 y con P PES = 236.8 = 240 kg/m² de piso, el flujo de calor alcanzara su valor máximo a las 15 horas.

100	15.6	a las 15 hr.
240	-	
300	13.9	

e) Transmisión de calor a través del techo soleado, de la tabla N° 20 con el peso del techo hallado anteriormente, de 240.6 = 245 kg/m² de piso tenemos.

200	22.8	a las 18 hr.
245	-	
300	21.7	

El flujo de calor alcanzará su valor máximo a las 18 horas del día, (tomar de la tabla los valores más altos).

Por consiguiente, el flujo máximo de calor debe encontrarse entre las 12 y 19 horas.

A continuación efectuaremos el cálculo de la carga térmica para estas horas.

Calor radiante a través de las ventanas de orientación

Oeste:

La fórmula es la siguiente

$$C.R = MAS \times SA \times f \text{ div} \times f \text{ alm}$$

donde

C.R : Calor radiante

MAS : Máxima aportación solar

SA : Superficie acristalada

f div : Factores diversos

f alm : Factor de almacenamiento

En este caso tenemos:

Máxima aportación solar : 398 kcal/h m²

Superficie acristalada : 3.89 m²

Factor por marco metálico : 1.17

Factor de limpieza con 10% de nubosidad : 0.90

Factor por altitud 0.7% por 300 m :

$$\left(1 - \frac{0.7}{100} \times \frac{120}{300} \right) = 1.0028$$

Factor por punto de rocío:

$$f \text{ P.R} = 1 - 0.05 \times 6.1/4 = 0.923$$

Por lo tanto la carga radiante será:

$$C.R = 398 \times 3.89 \times f \text{ div} \times f \text{ alm}$$

siendo

$$f \text{ div} = 1.17 \times 0.90 \times 1.0028 \times 0.923 \times 0.56$$

y 0.56 : factor por cortina interior

$$f \text{ div} = 0.5458$$

$$C.R = 845 \times f \text{ alm} \quad \text{en kcal/h}$$

A continuación vamos a determinar los valores del factor de almacenamiento $f \text{ alm}$, para las distintas horas halladas es decir, de 12 a 19 horas con PESO = 580 kg/m^2 .

De la tabla N° 9 obtenemos:

	<u>HCRA</u>	<u>f alm</u>
	12	0.160
	13	0.236
	14	0.360
DESTE	15	0.533
750	16	0.650
580	17	0.670
500	18	0.584
	19	0.234

De esta tabla observamos que el factor de almacenamiento, es mayor entre las 16 y 17 horas; para el análisis del calor radiante debemos considerar en este caso todas las horas, los valores del factor de almacenamiento los obtenemos por interpolación.

Ahora si estamos en condiciones de determinar el calor radiante para las distintas horas, para lo cual contamos

con la expresión:

$$C.R = 845 \times f \text{ alm}$$

Y también contamos con la tabla anterior, con los cuales obtenemos los valores de C.R, las que mostramos en la siguiente tabla.

<u>HORAS</u>	<u>C.R</u>
12	135.20
13	199.42
14	304.20
15	450.38
16	550.00
17	566.15
18	493.48
19	197.73

Flujo de calor a través de la pared soleada orientada al Oeste.

En este caso el flujo de calor esta dado por:

$$q = U A \Delta T_e$$

donde

$$T_e = a + \Delta T_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

desarrollando tenemos

$$T_e = a + \Delta T_{es} \left(1 - b \frac{R_s}{R_m} \right) + b \frac{R_s}{R_m} \Delta T_{em}$$

$$T_e = a + x_1 \Delta T_{es} + x_2 \Delta T_{em}$$

El valor máximo de la carga radiante en la pared Oeste es 398 kcal/h m² de superficie acristalada por consiguiente.

$$R_s = 398 \times f \text{ lim} \times f \text{ alt} \times f \text{ p.r}$$

$$R_s = 398 \times 0.90 \times 1.0028 \times 0.923$$

$$R_s = 331.54 \text{ kcal/h m}^2$$

R_m : Es la máxima insolación en el mes de julio a 40° latitud Norte, en el mes de julio y orientación Oeste.

$$R_m = 444 \text{ kcal/h m}^2$$

Y además siendo el color de la superficie exterior de la pared claro, tenemos que:

b = 0.78 (para paredes de color medio), por lo tanto

$$x_2 = b \frac{R_s}{R_m} = 0.78 \times \frac{331.54}{444}$$

$$x_2 = 0.582$$

$$y \ x_1 = \left(1 - b \frac{R_s}{R_m} \right) = 1 - x_2 = 1 - 0.582 = 0.418$$

De la tabla 19 para 175 kg/m², los valores de las diferencias de temperaturas equivalentes son.

HORA	ΔT_{em}	ΔT_{es}
12	2.69	1.37
13	6.34	3.39
14	9.00	4.67
15	15.1	5.83
16	19.27	6.93
17	22.71	6.78
18	25.01	6.70
19	20.36	5.95

Para determinar el valor se (a), debemos considerar la temperatura exterior a las 15 horas $T_e = 28^\circ\text{C}$, y sabiendo que la temperatura interior es, $T_i = 24^\circ\text{C}$ la diferencia será;

$$(T_{ext} - T_{int}) = (28 - 24) = 4^{\circ}\text{C}$$

Y con una variación de temperatura exterior en 24 horas de 9°C tenemos, $a = -3.2$.

Ahora podremos determinar los valores de (ΔT_e) , para las horas consideradas (desde las 12 hasta las 19 horas); para lo cual emplearemos la relación:

$$\Delta T_e = a + x_1 \Delta T_{es} + x_2 \Delta T_{em}$$

con esta fórmula hallamos los valores de ΔT_e , reemplazando los valores de las variables ya calculadas; de la misma forma reemplazamos valores en la fórmula de q , y obtenemos la siguiente tabla.

HORAS	T_e	q
12	0.94	10.75
13	1.90	21.73
14	4.00	45.76
15	8.02	91.75
16	10.91	124.81
17	12.85	147.00
18	14.15	161.87
19	11.14	127.45

Calor radiante a través de las ventanas de la orientación Sur:

Para determinar los valores del C.R., vamos a seguir el mismo procedimiento empleado para calcular los valores de C.R., a través de las ventanas de orientación Oeste.

En este caso, la máxima aportación solar según la tabla B para las ventanas de la orientación sur es, 301 kcal/h m^2 ; la superficie acristalada es $2.10 \times 1.85 \times 2 = 7.77 \text{ m}^2$. Y a hora podemos hallar el C.R para las diferentes horas.

$$\text{C.R} = 301 \times 7.77 \times f \text{ div} \times f \text{ alm}$$

en donde, el factor de sombra por cortina interior es 0.5 ó 0.56, (para cortina de color claro tabla 16 cristal sencillo) y los factores diversos son:

$$f \text{ div} = 1.17 \times 0.90 \times 1.0028 \times 0.923 \times 0.56 = 0.546$$

la relación anterior se reduce a

$$\text{C.R} = 301 \times 7.77 \times 0.546 \times f \text{ alm} = 1277 \times f \text{ alm}$$

A continuación vamos a determinar, el valor de $f \text{ alm}$ para las diferentes horas halladas, de las 12 a las 19 horas para lo cual contamos con $\text{PESO} = 580 \text{ kg/m}^2$; y la tabla N° 9.

HORA	$f \text{ alm}$	C.R
12	0.750	957.75
13	0.712	909.22
14	0.674	860.70
15	0.590	753.43
16	0.440	561.88
17	0.253	323.08
18	0.220	280.94
19	0.183	233.70

Flujo de calor de la pared soleada orientada al Sur:

En este caso el flujo de calor esta dado por la expresion

$$q = U A \Delta T_e$$

en donde

$$\Delta T_e = a + \Delta T_{es} + b \frac{R_s}{R_m} (\Delta T_{em} - \Delta T_{es})$$

$$\Delta T_e = a + x_1 \Delta T_{es} + x_2 \Delta T_{em}$$

El valor máximo de la carga radiante, en la pared orientada al Sur es 301 kcal/h m² de superficie acristalada asi.

$$R_s = 301 \times f_{lim} \times f_{alt} \times f_{p.r}$$

$$R_s = 301 \times 0.90 \times 1.0028 \times 0.923 = 250.74$$

R_m : Es la máxima insolación en el mes de julio a 40° latitud norte, en el mes de julio la orientación de la pared es hacia el sur, de la tabla N°6 tenemos.

$$R_m = 187 \text{ kcal/h m}^2$$

además siendo el color de la superficie exterior de la pared un color claro, tenemos que b = 0.78 (paredes de color medio) por lo tanto, x₂ = 1.046 y x₁ = - 0.046, de la tabla 19 para un peso de la pared de 240 kg/m², los valores de las diferencias equivalentes de temperaturas son los que a continuación se muestran, tabla siguiente.

El valor de (a), lo hallamos considerando la temperatura exterior a las 15 horas de T_e = 28°C, y sabiendo que la temperatura interior es T_i = 24°C, la diferencia de estas temperaturas es T_e - T_i = 28 - 24 = 4°C; y con una variación de temperatura exterior en 24 horas de 9°C, tenemos

el valor de $a = - 3.2$. Ahora podremos determinar los valores de ΔT_e , para las horas consideradas, para lo cual emplearemos la ecuación $\Delta T_e = a + x_1 \Delta T_{es} + x_2 \Delta T_{em}$, y luego con estos valores hallamos los de; $q = UA \Delta T_e$ los cuales se muestran en la tabla correspondiente.

HORA	ΔT_{em}	ΔT_{es}
12	8.5	0.66
13	12.27	2.51
14	14.32	3.96
15	14.41	5.09
16	14.40	6.19
17	12.29	6.43
18	10.44	6.70
19	7.82	6.34

Para determinar los valores de q , contamos con los datos siguientes; $U = 1.54 \text{ kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$, $A = 10.95 \text{ m}^2$ y ΔT_e .

HORA	ΔT_e	q
12	5.66	95.44
13	9.52	160.53
14	11.60	195.61
15	11.64	196.28
16	11.57	195.10
17	9.36	157.83
18	7.41	124.95
19	4.68	78.91

Transmisión de calor a través del techo soleado:

Al igual que el caso anterior, vamos a emplear las relaciones correspondientes para determinar los valores de q. El valor máximo de la carga radiante en el techo es; 564 expresado en kcal/h m², y este valor se alcanza en el mes de febrero día 20, por consiguiente:

$$R_s = 564 \times f_{lim} \times f_{alt} \times f_{p.r}$$
$$= 564 \times 0.90 \times 1.0028 \times 0.923$$

$$R_s = 470 \text{ kcal/h m}^2$$

$$R_m = 631 \text{ kcal/h m}^2 \cdot (\text{máxima insolación})$$

$$b = 0.78 \text{ (color medio de la parte externa del techo)}$$

$$x_2 = 0.78 \times 470/631 = 0.58$$

$$x_1 = 1 - 0.58 = 0.42$$

$\Delta T_{em}, \Delta T_{es}$ lo determinamos de tablas considerando el peso del techo de, 245.0 kg/m².

Los valores de las diferencias equivalentes de temperaturas, se muestran en el siguiente cuadro.

HORA	ΔT_{em}	ΔT_{es}
12	8.9	0.605
13	12.53	2.035
14	15.33	3.410
15	17.80	4.510
16	20.33	5.66
17	21.70	6.21

HORA	ΔT_{em}	ΔT_{es}
18	22.30	6.16
19	21.43	5.83

Ahora, determinamos los valores de ΔT_e para lo cual emplearemos; $\Delta T_e = a + x_1 \Delta T_{es} + x_2 \Delta T_{em}$ y luego los tabulamos, de la misma forma en dicha tabla mostramos los valores de q , que lo hallamos empleando, $q = UA \Delta T_e$ siendo $U = 1.53$, $A = 31.2$, en $\text{kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ y en m^2 respectivamente.

HORA	ΔT_e	q
12	2.21	105.48
13	4.92	234.83
14	7.12	339.83
15	9.01	430.04
16	10.96	523.12
17	11.99	572.28
18	12.32	588.03
19	11.67	557.00

Con todas las tablas obtenidas hasta el momento, para la determinación de las cargas radiantes a través de ventanas paredes y techo; hacemos un resumen y obtenemos una tabla global, que nos va permitir hallar la hora de cálculo. Para determinarlo, sumamos las cargas radiantes parciales en la parte derecha de la tabla, y obtenemos la carga radiante total para cada hora considerada; observamos luego cual de estas cargas simultaneas es la de mayor valor.

FLUJO DE CALOR RADIANTE EN (kcal/h)

HORA	VENT. OESTE	PARED OESTE	VENT. SUR	PARED SUR	TECHO ALIG.	TOTAL kcal/h
12	135.2	10.75	957.75	95.44	105.48	1304.62
13	199.4	21.73	909.22	160.53	234.83	1525.73
14	304.2	45.76	860.70	195.61	339.83	1746.10
15	450.38	91.75	753.43	196.28	430.04	1921.88
16	550.0	124.81	561.88	195.10	523.12	1954.91
17	566.15	147.0	323.08	157.83	572.28	1766.34
18	493.48	161.87	280.94	124.95	588.03	1649.27
19	197.73	127.45	233.70	78.91	557.00	1194.79

De esta tabla obtenemos que la hora de cálculo, debe considerarse a las 16 horas del día 20 de febrero, por tener la mayor carga simultánea.

Calor radiante a través de la mampara de orientación Norte

A las 16 horas del mes de febrero, día 20 el calor radiante es

$$C.R = MAS \times SA \times f \text{ div} \times f \text{ alm}$$

f div para vidrios, orientación sur sin cortinas

$$f \text{ div} = 1.17 \times 0.90 \times 1.0028 \times 0.923 = 0.974$$

f alm lo obtenemos de la tabla N°9 (N y sombra)

para el día 20 de febrero, a las 16 horas y conociendo el peso por m² de piso de todo el local que

es de 580 kg/m^2 , y por lo tanto encontramos el valor del factor de almacenamiento y es $f_{alm} = 0.873$ y el calor radiante será.

$$C.R = 24 \times 8.76 \times 0.974 \times 0.873$$

$$C.R = 178.76 \text{ kcal/h}$$

Calor a través de personas:

De la tabla N°48 y con TBS = 24°C , extraemos los valores de los 2 tipos de calores, siendo estos el calor latente y el calor sensible.

El calor sensible lo calculamos empleando la siguiente relación.

$$Q_{sen} = \# \text{ de pers} \times \text{calor sensible de 1 pers.}$$

$$Q_{sen} = 3 \times 61 = 183 \text{ kcal/h}$$

El calor latente lo calculamos empleando la siguiente ecuación.

$$Q_{lat} = \# \text{ de pers} \times \text{calor latente de 1 pers.}$$

$$Q_{lat} = 3 \times 52 = 156 \text{ kcal/h}$$

Carga a través del alumbrado:

En este caso, la iluminación del local consideramos que es de 20 W/m^2 , la superficie iluminada es 31.2 m^2 por lo tanto; $Q_{al} = 20 \text{ W/m}^2 \times 31.2 \text{ m}^2 = 624 \text{ W}$ además sabemos que un Watt = 0.86 kcal/h , entonces $Q_{al} = 624 \times 0.86 = 536.64 \text{ kcal/h}$ a este valor tenemos que multiplicarlo por el factor f según sea el caso, si es foco $f = 1$ y si es fluorescente $f = 1.25$; en esta oficina la iluminación que tenemos es me

diante focos.

$$Q_{al} = 536.64 \times f = 536.64 \text{ kcal/h}$$

Carga debido al aire externo:

Producto de la necesidad de traer aire atmosférico, de las condiciones exteriores (T_e, W_e) a las condiciones del local (T_s, W_s). Sea \dot{m}_e el flujo de masa de aire exterior, en kg/h las cargas térmicas serán.

Calor sensible

$$Q_s = \dot{m}_e \times 0.245 (T_e - T_s)$$

0.245 = Cte : Calor específico del aire húmedo a 21°C de TBS y 50% de humedad relativa, en kcal/kg aire seco °C.

Además, $\dot{m}_e = \rho \dot{V}$ donde $\rho = 1.18 \text{ kg/m}^3$

$$\dot{m}_e = 1.18 \text{ kg/m}^3 \times 17 \text{ m}^3/\text{h-pers}$$

$$\dot{m}_e = 20.06 \text{ kg/h-pers}$$

el valor del caudal de aire exterior, en $\text{m}^3/\text{h-pers}$ (\dot{V}) ; lo obtenemos de la tabla N° 45 reemplazando valores en la ecuación principal tendremos.

$$Q_s = 20.06 \text{ kg/h-pers} \times 0.245 \text{ kcal/kg aire} \times 4^\circ\text{C}$$

$$Q_s = 19.65 \text{ kcal/h-pers}$$

como en el local normalmente hay 3 personas

$$Q_{st} = 3 \times 19.65 = 58.95 \text{ kcal/h}$$

Calor latente

$$Q_{lt} = \dot{m}_e (W_{ext} - W_{int}) \times h_{fg}$$

h_{fg} es la entalpía del vapor a la temperatura interior $T_i = 24^\circ\text{C}$.

W_e : a 28°C y 87%

$W_e = 0.0211$ kg de H_2O / kg aire seco

$h_e = 23.9$ kcal/ kg aire seco

$W_i = 0.01125$ kg de H_2O / kg aire seco

$h_i = 14.8$ kcal/ kg aire seco

de las tablas termodinámicas de vapor saturado a la temperatura de 24°C , tenemos el valor de h_{fg} , por interpolación

$h_{fg} = 2444.67$ kJ/ kg vapor

reemplazando valores tenemos:

$$Q_{lt} = 20.06 \times (0.0211 - 0.01125) \times h_{fg}$$

$$Q_{lt} = 483.04 \text{ kJ/ h-pers} = 115.2 \text{ kcal/h-per}$$

como en el local hay 3 personas, el calor latente total es

$$Q_{lt} = 3 \times 115.2 \text{ kcal/h} = 345.60 \text{ kcal/h.}$$

Con todos los calculos realizados, podemos elaborar la hoja de cálculo de la carga térmica en verenc, la cual mostramos a continuación.

2.4.2 Determinación de la carga térmica en invierno

En esta estación, el equipo funcionará como calefactor. Para poder calcular la carga térmica del local a acondicionarse, debemos considerar lo siguiente:

En invierno $T_{if} > T_{ext}$.

la carga térmica a calcularse, nos va a servir para determinar la capacidad del equipo en invierno.

Pérdidas de calor por transmisión:

Para esto usaremos la siguiente expresión,

$$Q_t = U A (T_s - T_{ex})$$

donde

Q_t : Pérdida de calor

U : Coeficiente global de transmisión de calor
en (BTU/h pie² °F)

T_s : Temperatura interior del ambiente (°F)

T_{ex} : Temperatura exterior (°F)

A : Area considerada del elemento (pie²)

El coeficiente global de transferencia de calor se determina empleando la siguiente fórmula

$$\frac{1}{U} = \sum R_i$$

donde R_i , son las resistencias térmicas correspondientes

Pérdidas suplementarias:

Las pérdidas suplementarias tienen en consideración, - las paredes exteriores frías, interrupción de la calefacción,

sí como la orientación, por lo tanto considerando todos estos factores; la demanda de calor por infiltración esta dada por:

$$QT = Qt (1 + Z_d + Z_h)$$

donde

QT : Calor por transmisión

Z_d : Suplemento por interrupción de la calefacción y por paredes exteriores frías, se obtiene de tablas.

Para poder calcular el suplemento Z_d, se determina primeramente el factor D,

$$D = \frac{Qt}{A_{tot} (T_s - T_e)}$$

A_{tot} : Area total del local, incluido el piso y el techo.

Perdidas por infiltración:

Para nuestro Proyecto y tratandose de un local en segunda-planta, vamos a considerar estas pérdidas, cuyos valores se muestran en la hoja de cálculo de la carga térmica en invierno.

La fórmula general a usarse, para determinar el QT (calor de transmisión) será

$$QT = U A (T_s - T_{ex}) (1 + Z_d + Z_h)$$

Empleando las relaciones anteriores, vamos a determinar la carga térmica de calefacción, para lo cual contamos con la siguiente tabla de datos; (tabla N° 2).

DESIG.	U	A	Ts	Tex
P.EX (S)	1.54	10.95	24	13
P.EX (O)	2.00	5.71	24	13
P.IN (E)	1.70	7.71	24	13
P.IN (N)	1.35	7.50	24	15
VENT (O)	5.20	3.89	24	13
VENT (S)	5.20	7.77	24	13
MAMP (N)	5.20	6.76	24	13
PUER (E)	2.07	1.89	24	13
PUER (N)	2.07	2.10	24	15
TECHO	1.53	31.20	24	13
PISO	1.50	31.20	24	15

En esta tabla, U (kcal/h m²°C), A (m²), Ts (°C), Tex(°C) y con estos datos, elaboramos otra en donde se muestra los valores del calor por transmisión; (tabla N°2.1).

La carga térmica interna (Sensible Interna) es

$$Q_t = \sum Q_i = 2742.87 \text{ kcal/h}$$

Ahora vamos a determinar las pérdidas suplementarias, para lo cual previamente debemos obtener el valor del factor D; siendo A tot = 114.7 m², Ts = 24°C, y Te = 13°C; reemplazando estos valores en la fórmula del factor (D) obtenemos

$$D = 2742.87 / 114.7 (24 - 13) = 0.89$$

Y como la clase de servicio es del tipo II, según la tabla N°(A-2); y la interrupción del servicio de 9 a 12 horas , entonces $Z_d = 15\%$, y el factor de orientación $Z_h = 5\%$ con estos valores hallamos el factor, $(1 + Z_d + Z_h) = 1.2$ y finalmente

$$QT = Qt. (1 + Z_d + Z_h)$$

$$QT = 2742.87 \times 1.2 = 3291.45 \text{ kcal/h}$$

$$QT = 13067 \text{ BTU/h}$$

Tabla (2.1)

DESIG.	Ts - Tex	Qi
P.EXT (S)	11	185.50
P.EXT (O)	11	125.62
P.INT (E)	11	144.18
P.INT (N)	9	91.12
VENT (O)	11	222.50
VENT (S)	11	444.44
MAMP (N)	11	501.07
PUER (E)	11	43.03
PUER (N)	9	39.12
TECHO	11	525.09
PISO	9	421.20

Luego de haber hecho los cálculos respectivos, para de terminar la carga térmica en invierno, ahora estamos en capacidad de confeccionar la denominada; hoja de cálculo de la carga térmica en invierno, mediante el cual establece-

mos, la potencia de calefacción.

Al final de la Hoja de cálculo de la carga térmica, hemos considerado las pérdidas por infiltración, y su valor calculado es

$$Q_{inf} = (0.018) q (t_i - t_e)$$

$$Q_{inf} = 0.018 \times 4672 \times 19.8 = 1665 \text{ Btu/h}$$

El equipo será calculado para una carga térmica determinada, de acuerdo a la Hoja de cálculo.

HOJA DE CALCULO DE LA CARGA TERMICA EN VERANO

SIMB	ORIE	SUP	U	T T Eq	Rs	F	F	CAL SENS.	CAL LAT.
		m ²	Kcal hr-m ²	°C	Kcal hr-m ²			Kcal hr	Kcal hr
P EXT	C	5.71	2.88	18.91				124.68	
P EXT	S	10.95	1.54	11.57				195.18	
P INT	E	7.71	1.78	4				52.42	
P INT	N	7.58	1.35	6				68.75	
VENT	C	3.89	5.28	4				88.91	
VENT	S	7.77	5.28	4				161.62	
MAMP	N	8.76	5.28	4				182.28	
PUER	E	1.89	2.87	4				15.65	
PUER	N	2.18	2.87	6				26.88	
TECHO	H	31.2	1.53	18.96				523.19	
PISO	H	31.2	1.58	4				187.28	
RADIACION SOLAR A TRAVES DE LAS VENTANAS									
VENT	O	3.89			398	0.545	0.658	549.46	
VENT	S	7.77			381	0.546	0.44	561.86	
MAMP	N	8.76			24	0.974	0.873	178.76	
		PERSONAS	3	a	61	y	52	183.88	156
		ILUMINACION	28	W/M ²				536.64	
		AIRE EXTERIOR						58.95	345.6
								3,678.4	581.6
								581.6	
		POTENCIA DEL ENFRIADOR						4,188	
		UNIDAD DE	EL EQUIPO SERA CALCULADO PARA 17888 BTU / hr					16,595	

3.- METODO GENERAL DE CALCULO DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION O BOMBA DE CALOR REVERSIBLE

3.1 CONSTANTES DE DISEÑO

En el capítulo anterior, hemos determinado las cargas térmicas tanto para verano, como para invierno siendo estas las que se muestran a continuación.

CAPACIDAD EN VERANO: Que en este caso sería, la carga de refrigeración es decir 17,000 Btu/h.

CAPACIDAD EN INVIERNO: que vendría a ser en este caso - la carga de calefacción, es decir 17,000 Btu/h.

También conocemos las condiciones generales del Proyecto que son

A.- CONDICIONES EXTERIORES EN VERANO

TBS : Temperatura de bulbo seco, del aire a la entrada del condensador; 83°F

TBH : Temperatura de bulbo húmedo del aire exterior; 72°F

ϕ : Humedad relativa; 87%

Tc : Temperatura de condensación; 110°F

ΔT_c : Diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de entrada de aire, al serpentín exterior que en verano funciona como condensador; 27°F

TBSe: Temperatura de bulbo seco del aire, a la entrada del serpentín interior; que funciona como evaporador en verano; 76°F

T_{ev} : Temperatura de evaporación; 53°F

ΔT_{ev} : Diferencia entre la temperatura de entrada del aire al serpentín interior, (que en este caso funciona como evaporador) y la temperatura de evaporación su valor es; 23°F

B.- CONDICIONES EXTERIORES EN INVIERNO

TBS : Temperatura de bulbo seco del aire ambiente a la entrada del serpentín exterior, en invierno que por inversión en el ciclo de refrigeración, funcionará como evaporador en invierno; 56°F

TBH : Temperatura de bulbo húmedo; 54°F
: Humedad relativa 85%

T_{ev} : Temperatura de evaporación; 46°F

ΔT_{ev} : Diferencia entre la temperatura del aire, a la entrada del serpentín exterior que en invierno funciona, como evaporador y la temperatura de evaporación su valor es; 10°F

TBS_c : Temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del serpentín interior, que en este caso funciona como condensador su valor es; 76°F

T_{con} : Temperatura de condensación; 112°F

ΔT_{con} : Diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura del aire, a la entrada del serpentín interior, que

en este caso esta funcionando como condensador.

C.- CONDICIONES INTERIORES DEL PROYECTO PARA VERANO E INVIERNO

TBSi : Temperatura de bulbo seco interior en el local; 76°F

ϕ_i : Humedad relativa; 60%

w : 0.0112 kg H₂O/kg aire a (76°F y 60%).

Estas condiciones interiores, son las requeridas y las que se van a obtener satisfactoriamente, mediante el empleo de la Unidad a proyectarse; reiteramos que estas condiciones son, tanto para la refrigeración como para la calefacción del local a acondicionarse.

3.2 CICLO OPERATIVO DE LA UNIDAD EN VERANO

A continuación mostraremos el ciclo operativo, de la unidad como enfriador en la estación de verano, para lo cual nos valemos del diagrama característico; p-h.

En dicho diagrama tenemos, los siguientes procesos que conforman el ciclo de refrigeración.

- 1-2 Compresión
- 2-3 Condensación (en el serpentín exterior)
- 3-4 Expansión
- 4-1 Evaporación (en el serpentín interior)
- Ⓐ Es el ambiente acondicionado

3.3 CICLO OPERATIVO DE LA UNIDAD EN INVIERNO

A continuación mostraremos el ciclo operativo de la unidad como calefactor en la estación de invierno, para lo cual nos valemos del diagrama característico p-h.

En dicho diagrama tenemos los siguientes procesos que conforman, el ciclo de una bomba de calor.

1-2 Compresión

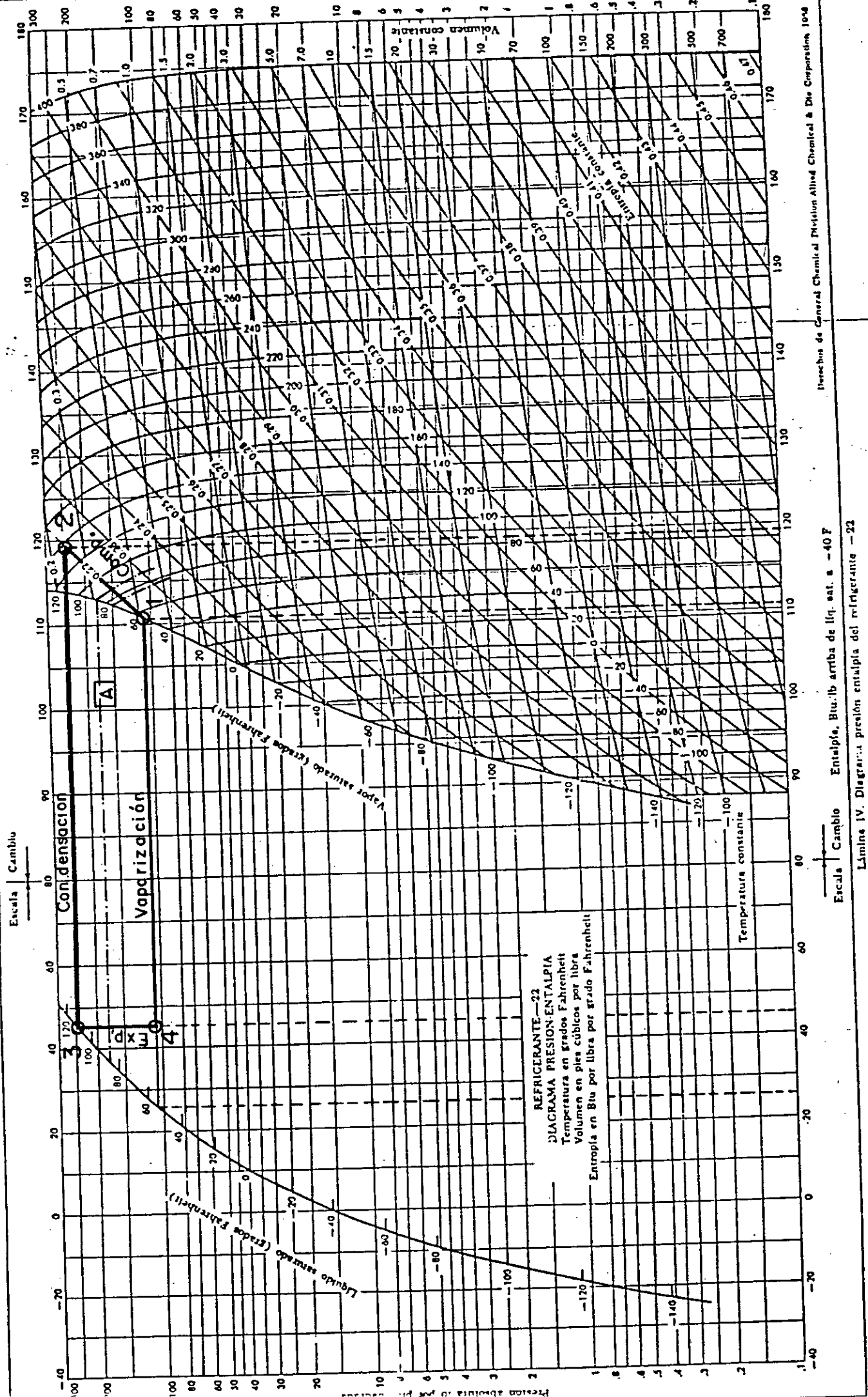
2-3 Condensación (en el serpentín interior)

3-4 Expansión

4-1 Evaporación- en el serpentín exterior

(A) Ambiente acondicionado.

En los siguientes esquemas fig (2.1) y fig (2.2), se muestran los ciclos operativos de la unidad reversible.

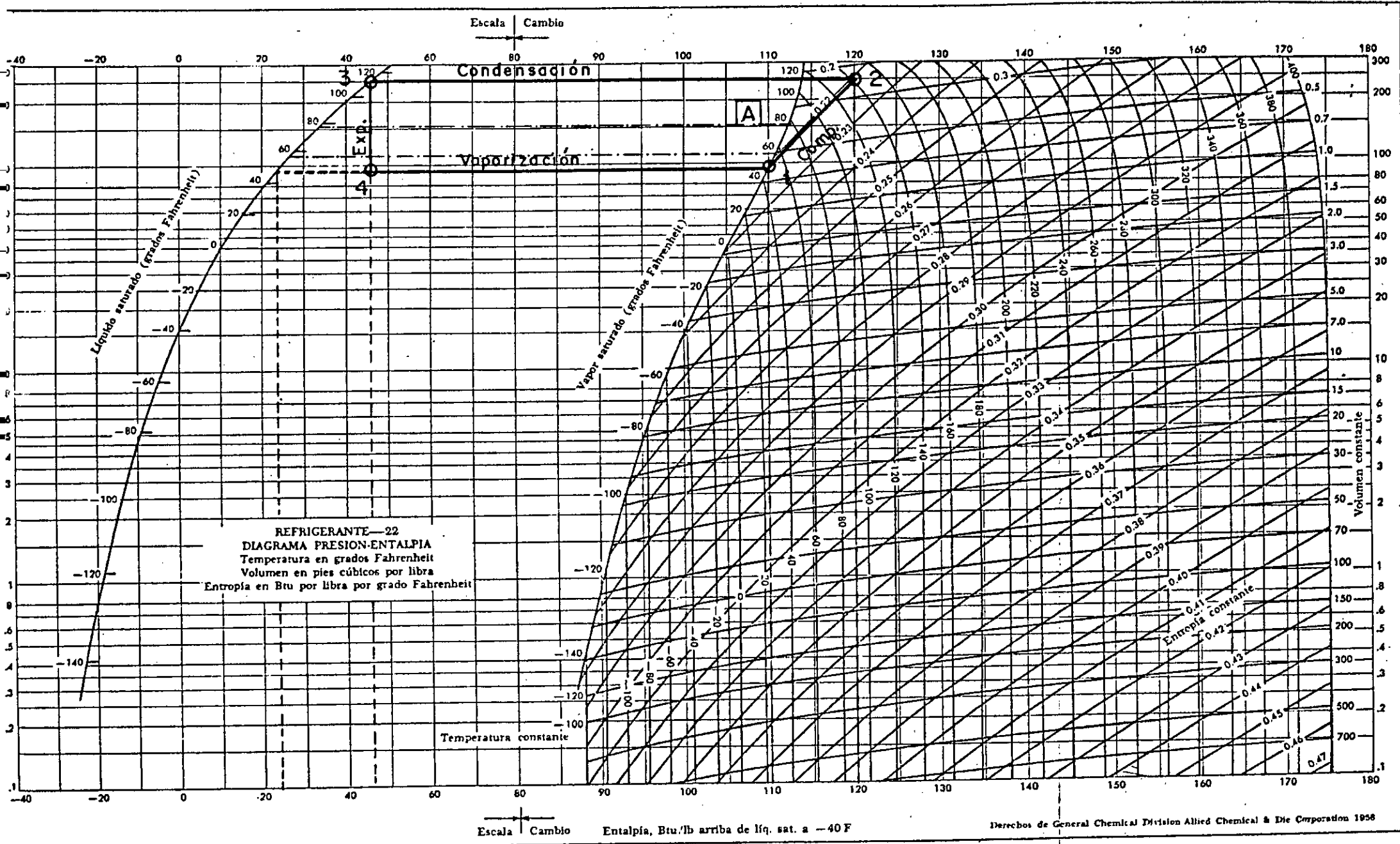


Dirección de General Chemical Motion Allied Chemical & Die Corporation 1944

Entalpía, Btu. lb arriba de liq. sat. a -40 F

Lámina IV. Diagrama presión entalpía del refrigerante -22

Fig. 2.1



REFRIGERANTE—22
 DIAGRAMA PRESION-ENTALPIA
 Temperatura en grados Fahrenheit
 Volumen en pies cúbicos por libra
 Entropía en Btu por libra por grado Fahrenheit

Lámina IV. Diagrama presión entalpía del refrigerante -22

Fig. 2.2

3.4 BALANCE TERMICO DEL CICLO ESTANDAR

El balance térmico lo vamos a realizar, usando el refrigerante (R-22) ó (Monoclorodifluorometano), tanto para el enfriamiento como para la calefacción del local.

Para poder realizar el balance térmico del ciclo estandar en ambos casos es decir, en verano como en invierno tenemos que determinar en primer término, la tendencia del ciclo ideal de refrigeración y calefacción, sin considerar las caídas de presión, el subenfriamiento y el sobrecalentamiento a la entrada de la válvula de expansión y a la entrada del compresor alternativo, que tienen lugar en el ciclo real de refrigeración. Este análisis del ciclo saturado simple es fundamental ya que los procesos que en él se producen, son base para entender e identificar con facilidad el ciclo de refrigeración real de compresión del vapor refrigerante.

a) Balance del ciclo de enfriamiento:

Para realizar el balance térmico del ciclo, en el caso de refrigeración; nos basamos en el diagrama p-h mostrado en la fig (2.1) y en las tablas termodinámicas características del R-22. Los valores obtenidos se muestran - a continuación.

$$\begin{aligned} P_2 = P_3 / T=110^\circ\text{F} &= 2434 \text{ lb/plg}^2 \\ P_1 = P_4 / T=53^\circ\text{F} &= 104.5 \text{ lb/plg}^2 \\ h_3 = h_f / T=110^\circ\text{F} &= 44.35 \text{ Btu/lb} = h_4 \\ h_1 = h_g / T=53^\circ\text{F} &= 110.22 \text{ Btu/lb} \end{aligned}$$

$$s_1 = s_g / T = 53^\circ\text{F} = 0.2196 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

Con el valor determinado de s_1 , nos remitimos al diagrama p-h y siguiendo la curva $s = \text{cte}$ donde $s_1 = s_2 = 0.2196$, obtenemos el punto 2 y en este punto el valor de h_2 será ; $h_2 = 118.8 \text{ Btu/lb}$. El calor absorbido por el ciclo de refrigeración es igual a

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_1 - h_4)$$

donde

\dot{m} es el flujo de refrigerante, y además contamos con los siguientes datos que nos van a servir para determinar, el valor de \dot{m}

$$\dot{Q} = 17000 \text{ Btu/h}$$

$$h_1 = 110.22 \text{ Btu/lb}$$

$$h_4 = 44.35 \text{ Btu/lb}$$

-Reemplazando valores en la ecuación correspondiente tenemos, el valor del flujo de refrigerante.

$$\dot{m} = \frac{17000}{(110.22 - 44.35)}$$

$$\dot{m} = 258 \text{ lb/h}$$

La potencia teórica de accionamiento para el compresor es,

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_c = 258 (118.8 - 110.22) = 2,213.6 \text{ Btu/h}$$

$$\dot{W}_c = 0.859 \text{ HP}$$

El coeficiente de funcionamiento del ciclo estandar será;

$$\text{COP teor} = (h_1 - h_4) / (h_2 - h_1)$$

$$\text{COP teor} = (110.22 - 44.35) / (118.8 - 110.22)$$

$$\text{COP teor} = 7.68$$

Podemos considerar este sistema de refrigeración de gran rendimiento, ya que tenemos una potencia por ton, baja; y un COP alto. Es importante tener presente que en los acondicionadores de aire compactos, (tipo paquete) es recomendable usar el R-22, debido basicamente a las limitaciones de espacio que se tiene en estas unidades, por lo que resulta una gran ventaja el valor relativamente pequeño del compresor.

b) Balance del ciclo de calefacción

Para realizar el balance térmico del ciclo, en el caso de refrigeración, hemos usado el diagrama p-h del refrigerante 22; ese mismo diagrama nos va a servir para determinar los estados por los que atravieza, el ciclo de calefacción y sus valores correspondientes, en la fig (2.2) tenemos las condiciones en las que se calculará este ciclo

$$P_2 = P_3 \quad / \quad T=112^\circ\text{F} \quad = 249.9 \text{ lb/plg}^2$$

$$P_1 = P_4 \quad / \quad T=46^\circ\text{F} \quad = 92.88 \text{ lb/plg}^2$$

$$h_3 = h_f \quad / \quad T=112^\circ\text{F} \quad = 45.04 \text{ Btu/lb} = h_4$$

$$h_1 = h_g / T=46^\circ\text{F} = 109.63 \text{ Btu/lb}$$

$$s_1 = s_g / T=46^\circ\text{F} = 0.2208 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

Además $s_1 = s_2 = \text{Cte}$, en el diagrama p-h del R-22 y siguiendo la curva $s = 0.2208$, obtenemos el punto 2 y ahí de terminamos $h_2 = 120.6 \text{ Btu/lb}$.

El calor de calefacción cedido por el ciclo será

$$\dot{Q} = \dot{m} (h_2 - h_3)$$

donde

\dot{Q} es la capacidad de calefacción, \dot{m} es el flujo de refrigerante.

$$\dot{Q} = 17000 \text{ Btu/h}$$

$$h_2 = 120.6 \text{ Btu/lb}$$

$$h_3 = 45.04 \text{ Btu/lb}$$

Reemplazando valores en la ecuación correspondiente tenemos, el valor del flujo de refrigerante.

$$\dot{m} = \frac{17000}{120.6 - 45.04}$$

$$\dot{m} = 225 \text{ lb/h}$$

La potencia teórica de accionamiento para el compresor es,

$$\dot{W}_c = \dot{m} (h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_c = 225 (120.6 - 109.63) = 2468.25 \text{ Btu/h}$$

$$\dot{W}_c = 2468.25 \times 0.000392 = 0.967 \text{ HP}$$

El coeficiente de calefacción, ó el factor de funcionamiento de este ciclo es:

$$\epsilon_{\text{cal}} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}_c} = \frac{(h_2 - h_3)}{(h_2 - h_1)}$$

$$\epsilon_{\text{cal}} = \frac{120.6 - 45.04}{120.6 - 109.63}$$

$$\epsilon_{\text{cal}} = 6.88$$

Los posibles errores que se cometen al determinar las entalpías, mediante el uso de las tablas termodinámicas, y los diagramas (presión-entalpía) alteran de alguna manera, el resultado del balance térmico.

3.5 DESCRIPCION DE LA VALVULA INVERSORA DE CICLO

También se le denomina, válvula inversora de 4 vías de funcionamiento. Como se menciono anteriormente el principio de funcionamiento de una bomba de calor, es mediante el ciclo inverso de refrigeración. Es decir con esta unidad lo que tratamos es de aprovechar el calor del medio ambiente para poder vaporizar el refrigerante en el serpentín exterior que funciona como evaporador, y de esa manera lograr la calefacción aprovechando el calor que se disipa en el serpentín interior, que funciona como condensador.

Estas condiciones de funcionamiento se logran, invirtiendo el ciclo normal de refrigeración a través del empleo de una válvula inversora de 4 vías. Podemos afirmar que existe muy poca diferencia entre ambos ciclos, ya que el equipo utilizado es el mismo diferenciandose solamente, en el empleo de la válvula inversora. Como quiera que el compresor es un dispositivo, que tiene la particularidad de funcionar en un solo sentido debe emplearse algún medio para cambiar la dirección del flujo de refrigerante durante los ciclos de refrigeración o calefacción; la válvula inversora es desde el punto de vista técnico y económico el más apropiado.

En una bomba de calor (aire-aire) durante el ciclo calefactor, el refrigerante circula en el serpentín exterior que se encuentra a las condiciones del medio ambiente, el aire que esta a las condiciones externas es posible usarlo como una fuente de calor en el rango normal de temperatu-

ras invernales.

El serpentín exterior opera como evaporador, y extrae calor del aire externo; y en el serpentín interior se proporciona calor al aire interior del local, y trabaja como condensador.

Durante el ciclo de refrigeración como dijimos anteriormente, invertimos la circulación del refrigerante mediante el empleo de la válvula inversora así pues, el refrigerante ahora circulará por el serpentín interior que funciona como evaporador; absorberá el calor del aire interior del local que se quiere acondicionar; y el serpentín exterior funcionará como condensador y el calor se disipará en el aire exterior.

En las figuras que se muestran a continuación, fig. 3.3ª y fig. 3.4ª, podemos observar la diferencia entre las fases de refrigeración y de calefacción del sistema acondicionador. La válvula inversora de ciclo esta activada, por una bobina excitada eléctricamente; el impulso eléctrico para la bobina lo suministra el termostato de la habitación el cual, invierte automáticamente el sentido de circulación del refrigerante cuando, la temperatura local baja hasta un valor predeterminado.

En la fig. 3.4ª, esta representada una válvula inversora instalada en el sistema de bombeo de calor con ciclo de enfriamiento. Esta puede montarse en cualquier posición, una válvula solenoide piloto de 3 vías dirige la presión que actúa desde la descarga del compresor y de las líneas de succión en la parte superior del pistón principal.

Según la fig. (3.3b), el gas de descarga circula a través de la lumbrera (d) hasta la lumbrera (1) de la válvula inversora principal, haciendo que el serpentín inferior opere como evaporador. El gas de succión circula desde el serpentín exterior (en este caso el condensador), hacia el compresor a través de las lumbreras (2) y (s) de la válvula. Esto es directamente opuesto al ciclo de calentamiento.

La válvula piloto controla la acción de la válvula principal. En la posición que se muestra, para el ciclo de enfriamiento; la bobina solenoide esta energizada. La lumbrera (a) se halla cerrada y la (b) abierta, para retorno. En la inversión de la válvula el vástago esta bajo, cerrando la lumbrera (e) y abriendo la (c); entonces la lumbrera(e) se encuentra expuesta a la presión de succión, mientras q' la (c) es bloqueada por acción del vástago en la válvula piloto.

La pérdida controlada del gas de descarga, a alta presión alrededor del vástago de la válvula inversora, crece en ambos extremos del vástago; pero puesto que hay succión en el área de la lumbrera (e), la fuerza del gas de descarga queda equilibrada manteniendo al vástago en la posición inferior.

Para cambiar el ciclo de calentamiento, se desenergiza el solenoide de la válvula piloto, como se indica en el ciclo de calentamiento de la fig. 3.4b, permitiendo que caiga el vástago. La acción es suave e instantánea y la presión desequilibrada mantiene al vástago inversor en la po-

sición superior, hasta que el solenoide se vuelva a energizar.

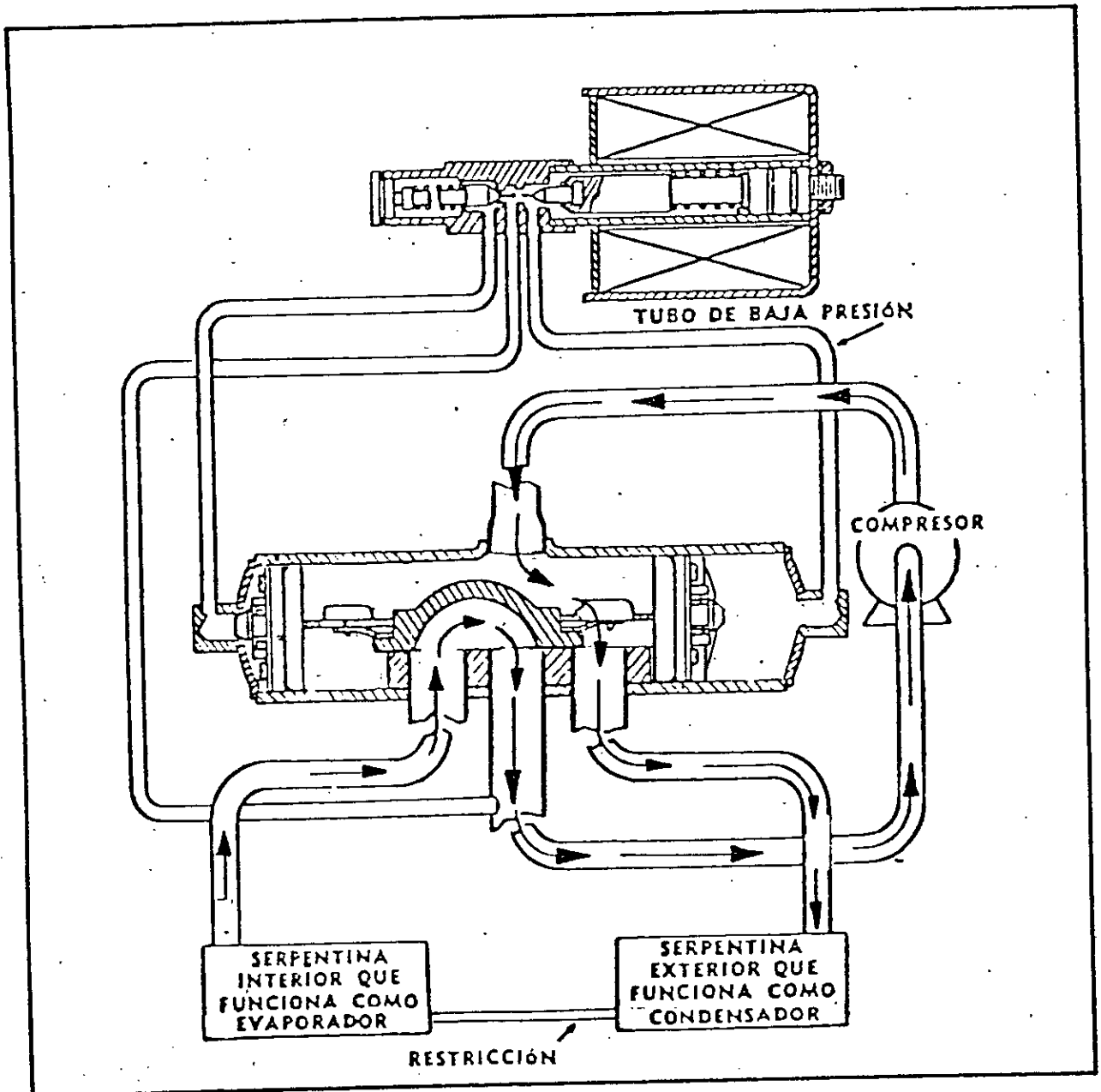


Fig. 3.3a Esquema de funcionamiento del acondicionador reversible para enfriamiento.

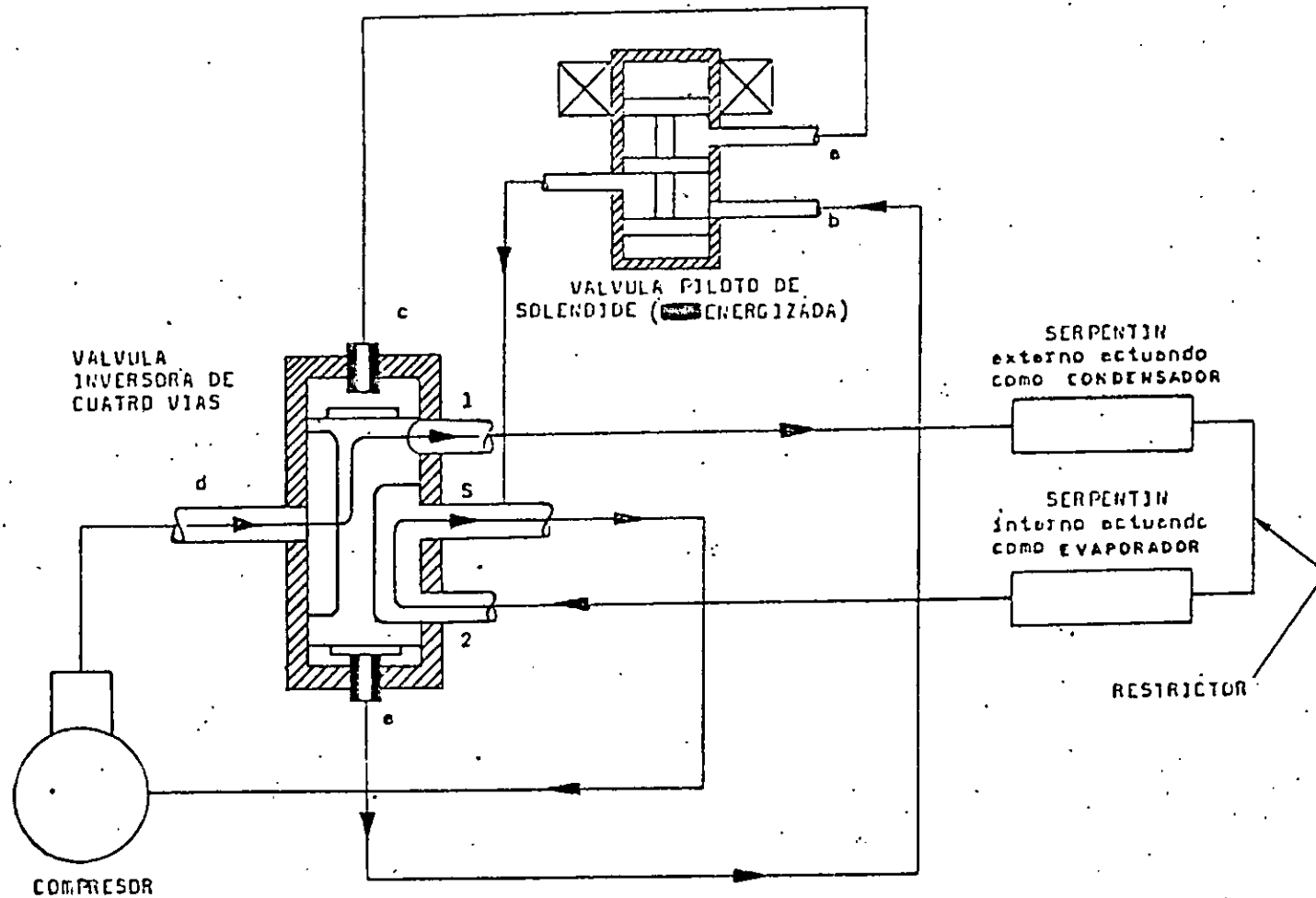


Fig. 3.3 b Ciclo de Refrigeración

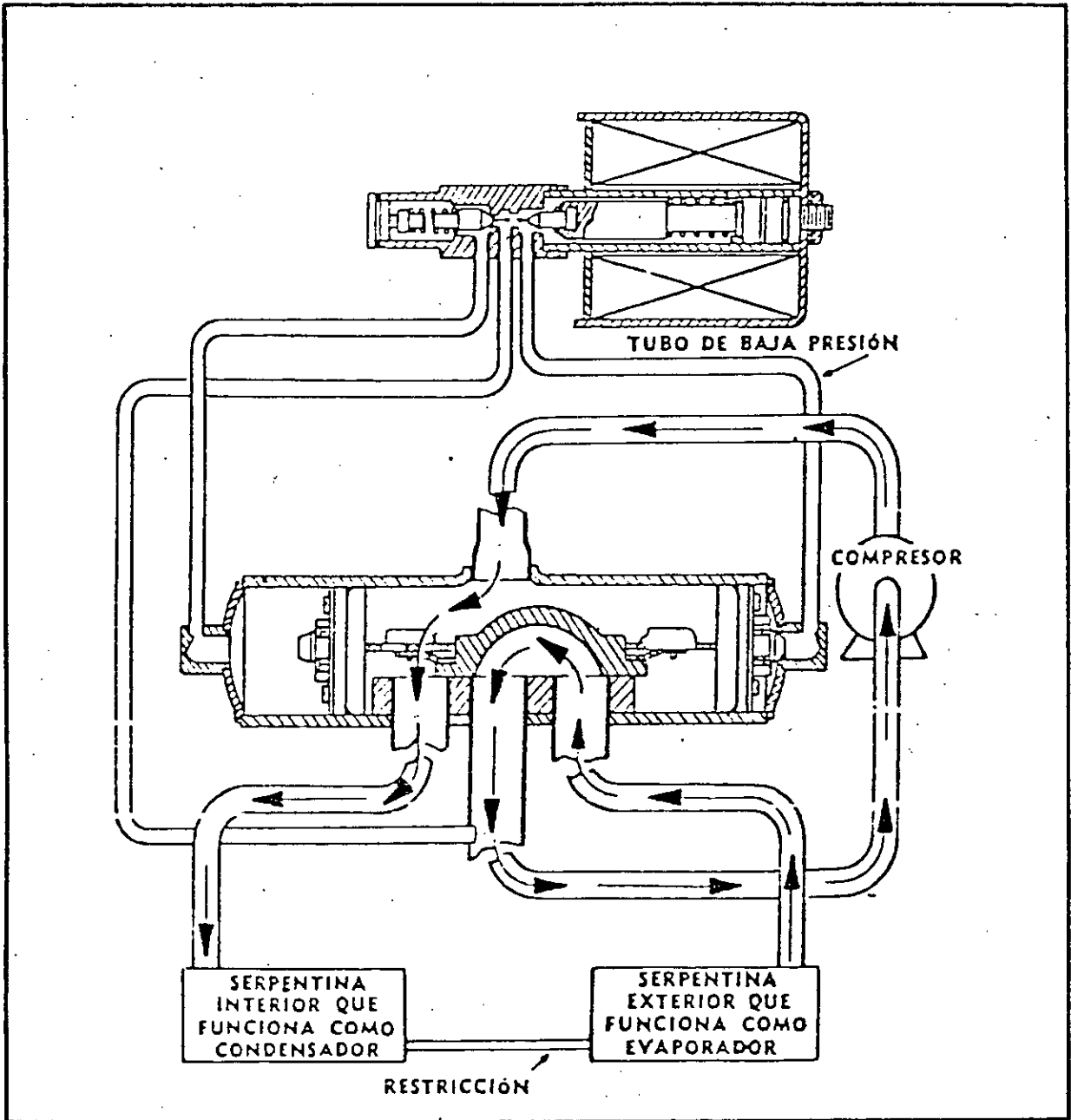


Fig. 3.4a Esquema de funcionamiento del acondicionador reversible para calefacción.

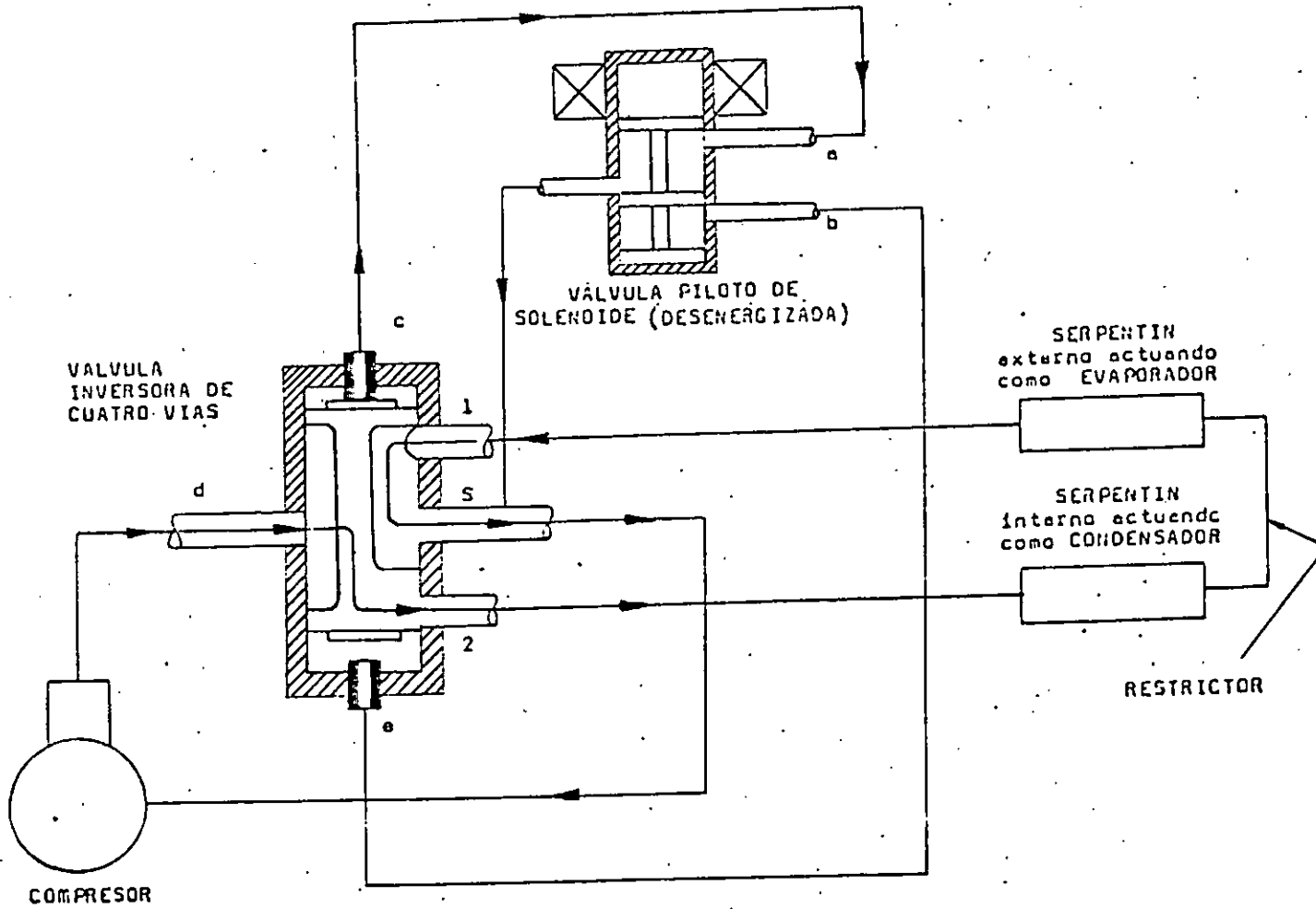


Fig. 3.4 b Ciclo de Calefacción

3.6 CALCULO DEL EVAPORADOR - DISEÑO TERMICO

PARA ENFRIAMIENTO:

Para la unidad funcionando como enfriador, el evaporador constituye el serpentín interior y absorbe el calor del aire interior que se va acondicionar, para el diseño tenemos las siguientes condiciones fijadas anteriormente.

Condiciones de entrada del aire al evaporador a la temperatura de proyecto del local,

$$TBS = 76 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$TBH = 66 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\phi = 60\%$$

$$Tev = Ts = 53 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

Adoptaremos en principio una matriz cuyas características geométricas son las siguientes:

Diámetro Interior del tubo : 0.402 plg

Alcance de las aletas (η_A) : 12 aletas/plg

Paso Longitudinal (l) : 0.866 plg

Paso Transversal (t) : 1 plg

Espesor de las aletas (e) : 0.013 plg

Material del tubo : Cobre

Material de las aletas : Aluminio

Determinación del radio hidráulico:

Para calcular el radio hidráulico usamos la relación,

$$r_h = \frac{A_c L}{A_T}$$

donde r_h es el radio hidráulico

A_c : Sección recta de paso mínima ó área mínima de la corriente libre

L : Longitud total del intercambiador de calor en la dirección del flujo

A_T : Area total de transferencia calorífica del intercambiador.

La fórmula que se deduce para hallar el radio hidráulico es la que a continuación se muestra,

$$r_h = \frac{(t - \phi e) 1_o \times (1 - e n_A)}{(t 1_o - \frac{\pi \phi e^2}{4}) 2 n_A + \pi \phi e (1 - e n_A)}$$

$$= \frac{(1-0.402) \times 0.866 \times (1-0.013 \times 12)}{(1 \times 0.866 - \pi 0.402^2 / 4) 2 \times 12 + \pi (0.402) (1-0.013 \times 12)}$$

$$r_h = \frac{0.4370}{18.803} = 0.02324 \text{ plg}$$

$$4 r_h = 7.7467 \times 10^{-3} \text{ pies}$$

Determinación de la relación (α):

Siendo α , la relación característica para este tipo de matrices entre el área de transferencia de calor a volumen total.

$$= \frac{A_T}{A_{fT} L} \quad : \text{ en } (\text{pie}^2/\text{pie}^3)$$

A_{fT} : Area frontal de transferencia

$$\alpha = \frac{(t l_o - \pi \phi e^2/4) 2 n_A + \pi \phi e (1 - e n_A) \times \bar{u}}{t l_o \bar{u}}$$

\bar{u} : Longitud unitaria su valor es 1

$$\frac{(1 \times 0.866 - \pi 0.402^2/4) 2 \times 12 + \pi \times 0.402 (1 - 0.013 \times 12)}{1 \times 0.866 \times 1}$$

$$\alpha = 21.71 \text{ plg}^2/\text{plg}^3 = 261 \text{ pie}^2/\text{pie}^3$$

A continuación fijaremos una condición de funcionamiento , de la matriz característica; para lo cual nos proponemos a sumir un número de Reynolds igual a 4000, con este número adimensional nos remitimos al gráfico N°3.5, en donde tenemos las curvas de la matriz 8.0 - 3/8 T, y obtenemos los siguientes parámetros.

$$\text{Número de Colburn } J_h = (h/G c_p) (c_p u/k)^{2/3}$$

$$J_h = 0.006$$

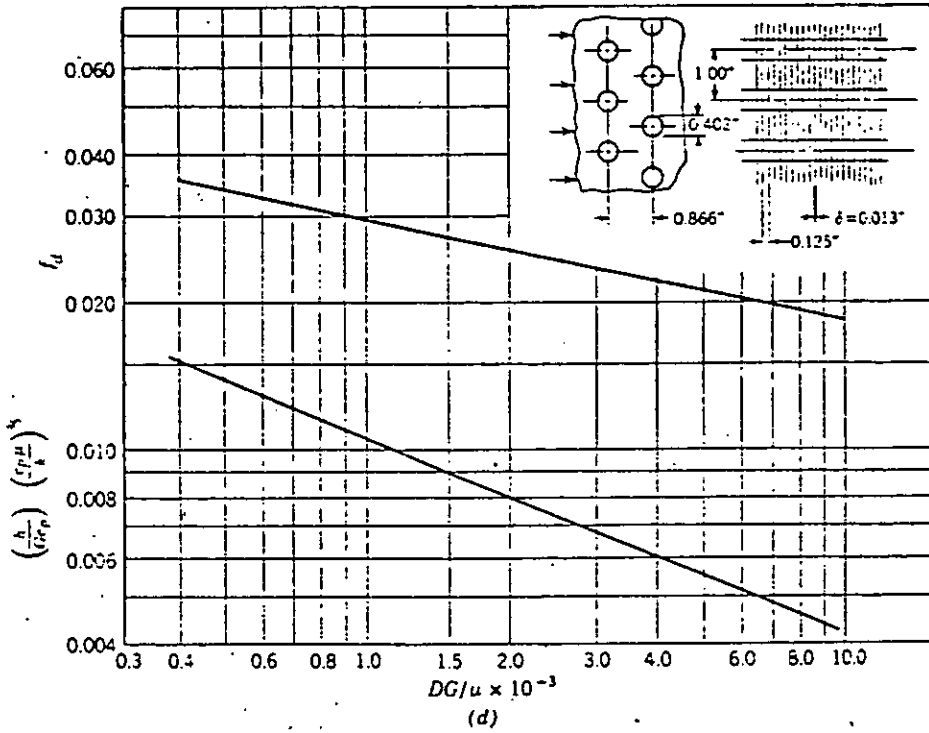


Fig. 3.5 a

329

SURFACE 8.0-3/8T

Tube OD.	0.402 in.
Fin pitch	8.0/in.
Fin thickness	0.013 in.
Fin area/total area	0.839
Air passage equivalent diameter	0.01192 ft
Free flow area/frontal A.	0.534
Heat-transfer area/total volume	179 ft ² /ft ³

El factor de fricción $f_d = 0.0225$

Determinación de la velocidad masica G:

Para determinar el valor de G usamos la relac.

$$G = \frac{Re \cdot u}{4 r_h}$$

G : Velocidad másica

r_h : Radio hidráulico

u : Viscosidad absoluta del aire lo obtenemos de tablas con TBS = 76°F.

Re : Es el Número de Reynolds asumido
el valor de u extraido de tablas es,

$$u = 1.2426 \times 10^{-5} \text{ lb/pie-seg}$$

$$u = 0.04473 \text{ lb/pie-h}$$

Reemplazando valores en la fórmula anterior obtenemos, el valor de la velocidad másica G.

$$G = \frac{4000 \times 0.04473}{7.7467 \times 10^{-3}} = 23096 \text{ lb/h-pie}^2$$

Determinación del coeficiente de película h :

Para hallar h, nos basamos en la ecuación de J_h

$$J_h = \left(\frac{c_p \cdot u^{2/3}}{k} \right) \times \frac{h}{G c_p}$$

$$J_h = 0.006$$

$$P_r = c_p u / k \quad \text{Número de Prandtl}$$

$$J_h = (h / G c_p) \times (P_r)^{2/3}$$

$$h = J_h \times G c_p \times P_r^{-2/3}$$

Reemplazando valores obtenemos

$$h = 0.006 \times 23096 \times 0.24 \times 0.72^{-2/3}$$

$$h = 41.40 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Corrección del coeficiente pelicular:

Para realizar la corrección de h debemos tener presente que la eficiencia de la aleta con una buena aproximación es,

$$n_f = \frac{\tanh (m L_A)}{m L_A}$$

n_f = eficiencia de la aleta y

$$m = (2 h / K_e)^{1/2}$$

K, es la conductividad térmica del aluminio, 118 Btu/h pie² °F

c_p del aire, 0.24 Btu/lb °F (calor es-

pecífico del aire)

$$P_r = 0.72$$

e, es el espesor de la aleta y su valor es 1.0833×10^{-3} pies

L_A , longitud de la aleta desde la raíz hasta el centro

$$L_A = \left(\frac{t - \phi e}{2} \right) = \left(\frac{1 - 0.402}{2} \right)$$

$$L_A = \frac{0.299 \text{ plg} \times 1 \text{ pie}}{12 \text{ plg}} = 0.024917 \text{ pies}$$

Reemplazando valores, en la fórmula que nos permite hallar (m) obtenemos,

$$m = \sqrt{\left(\frac{2 \times 41.40}{118 \times e} \right)}$$

$$m = \left[\frac{2 \times 41.40}{118 \times 1.0833 \times 10^{-3}} \right]^{1/2}$$

$$m = 25.45$$

$$m L_A = 25.45 \times 0.024917 = 0.6341$$

$$n_f = \frac{\tanh (0.6341)}{0.6341}$$

$$n_f = 0.8845$$

$$\bar{h}_c = \bar{h} n_o$$

donde

h_c = coeficiente pelicular corregido

h = coeficiente pelicular inicial

n_o = eficiencia total

además

$$n_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - n_f)$$

A_f = área o superficie aleteada

A = área total

Superficie aleteada

$$A_f = (t l_o - \pi \phi e^2 / 4) \times 2 n_A + 2e n_A (t + l_o)$$

$$A_f = (1 \times 0.866 - \frac{\pi \times 0.402^2}{4}) 2 \times 12 + 2 \times 0.013 \times 12 (1 + 0.866)$$

$$A_f = 16.32 \text{ plg}^2 / \text{plg}$$

Superficie sin aletas

$$A_g = \pi \phi e (1 - e n_A)$$

$$A_g = \pi \times 0.402 (1 - 0.013 \times 12)$$

$$A_g = 1.06590 \text{ plg}^2 / \text{plg}$$

de la fórmula anterior tenemos

$$n_o = \frac{A - A_f (1 - n_f)}{A}$$

También sabemos que el coeficiente de película sufrirá una corrección por efecto de las aletas de acuerdo a, la relación $\bar{h} = \bar{h} n_o$.

$$n_o = \frac{A_g + A_f n_f}{A_f + A_g} ; A = A_f + A_g$$

$$n_o = \frac{1.06590 + 18.32 (0.8845)}{18.32 + 1.06590}$$

$$n_o = 0.89$$

El coeficiente pelicular corregido será

$$\bar{h}_c = \bar{h} n_o = 41.40 \times 0.89 = 36.85$$

$$h_c = 36.85 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

A continuación adoptaremos un modelo básico de comparación usando la matriz correspondiente.

En primer lugar consideramos el espesor de la matriz, $L = 4$ plg obteniendo de esta manera la relación fundamental (σ), que representa la relación del área de transferencia A , al área frontal A_{fr} es decir,

$$\sigma = A_{tf} = \frac{A}{A_{fr}} = \alpha L$$

$$A_{tf} = 261 \text{ pie}^2 / \text{pie}^3 \times 4/12 \text{ pie}$$

$$A_{tf} = 87$$

El valor de A_{tf} , nos va a servir para calcular h_2

Determinación de h_2 :

Para calcular la entalpía del aire a la salida del modelo propuesto (h_2), contamos con la siguiente ecuación deducida en 1.4.1.

$$h_2 = h_s + \frac{h_1 - h_s}{\exp\left(\frac{\bar{h}_c A_{tf}}{0.245 G}\right)}$$

para poder aplicar esta ecuación debemos conocer los valores de h_1 y h_s respectivamente,

h_1 , con TBH = 66°F de la carta psicrométrica obtenemos $h_1 = 17.23 \text{ kcal/kg} = 31.0 \text{ Btu/lb}$

h_s , con TBS = 53°F; $h_s = 22.27 \text{ Btu/lb}$.

Reemplazando valores tenemos

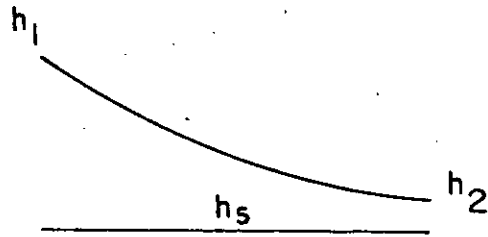
$$h_2 = 22.27 + \frac{h_1 - h_s}{\exp\left(\frac{36.85 \times 87}{0.245 \times 23096}\right)}$$

$$h_2 = 22.27 + \frac{31 - 22.27}{\exp\left(\frac{36.85 \times 87}{0.245 \times 23096}\right)}$$

$$h_2 = 27.224 \text{ Btu/lb}$$

Seguidamente se calcula la efectividad del intercambiador, tomado como modelo.

El esquema de distribución de entalpías del evaporador es



$$\epsilon_s = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_s}$$

$$\epsilon_s = \frac{31.0 - 27.224}{31.0 - 22.270} = 0.4325$$

También necesitamos conocer la caída de presión que se produce en el intercambiador, que constituye el serpentín interior (evaporador modelo) en este caso la caída de presión que vamos a determinar es del modelo adoptado como básico; para lo cual nos remitimos a la ecuación siguiente - para este tipo de arreglos,

$$\Delta p = \frac{f L (G/3600)^2}{2 g r_H \rho}$$

donde

f = es el factor de fricción para $Re = 4000$ y que se obtiene de las curvas características de la matriz adoptada;

L = es el espesor de la matriz asumido;

G = es la velocidad másica;

g = es la aceleración de la gravedad;

ρ = es la densidad del aire;

r_H = es el radio hidráulico;
en la ecuación respectiva reemplazamos los valores correspondientes, y son

$$\begin{aligned} f &= 0.0225; \text{ con } R_e = 4000 \\ L &= 4 \text{ plg} \\ G &= 23096 \text{ lb/h pie}^2 \\ g &= 32.2 \text{ pie/s}^2 \\ \rho &= 0.076 \text{ lb/pie}^3; \text{ con TBH} = 66^\circ\text{F} \\ r_H &= 0.02324 \text{ plg} \end{aligned}$$

la caída de presión es

$$\Delta p = \frac{0.0225 \times 4 \left(\frac{23096}{3600} \right)^2}{2 \times 32.2 \times 0.076 \times 0.02324}$$

$$\Delta p = 32.57 \text{ lb/pie}^2$$

A continuación mostraremos las ecuaciones anteriormente determinadas y que van a ser las que vamos a utilizar, para calcular los parámetros fundamentales primero y posteriormente para hallar las dimensiones básicas del evaporador, aplicado en el punto de diseño.

Estas ecuaciones son

a)

$$G_d = G_m \left[\left(\frac{L_m}{L_d} \right) \times \left(\frac{\Delta p_d}{\Delta p_m} \right)^{1/1.7933} \right]$$

b)

$$L'_d = \left(\frac{G_d}{G_m} \right)^{0.4251} \times L_m$$

siendo las condiciones que vamos a usar para el dimensionamiento del evaporador las siguientes,

$$\Delta p_d = 0.5 \text{ lb/pie}^2$$

$$L_d = \# \text{ de filas} \times l_o = 4 \times 0.866 = 3.464''$$

$$G_m = 23096 \text{ lb/h pie}^2$$

$$L_m = 4 \text{ plg}$$

$$\Delta p_m = 32.57 \text{ lb/pie}^2$$

$$G_d = 23096 \left(\frac{4}{3.464} \times \frac{0.5}{32.57} \right)^{1/1.7933}$$

$$G_d = 2437.36 \text{ lb/h pie}^2$$

también

$$L_d' = 4 \left(2437.36/23096 \right)^{0.4251}$$

$$L_d' = 1.537 \text{ plg}$$

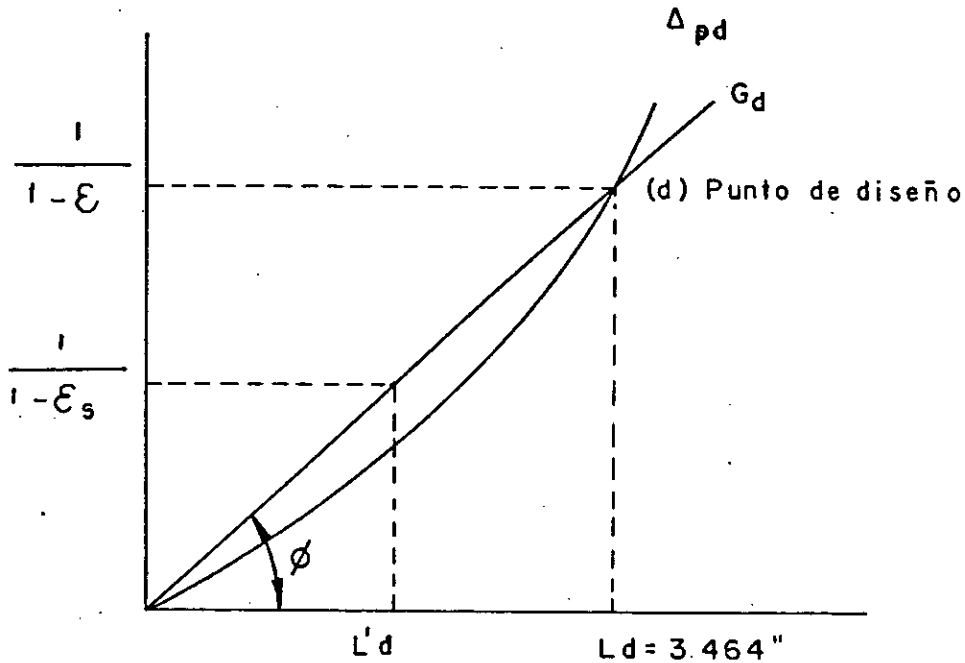
además mostraremos la ecuación que nos va permitir determinar la efectividad del intercambiador, que en este caso, es el serpentín interior o evaporador; en el punto de diseño,

$$\ln \left(\frac{1}{1 - \epsilon} \right) = \frac{K}{G^{1-n}} \times L$$

$$\ln \left(\frac{1}{1 - \epsilon} \right) = K G^{-0.5749} L$$

ecuación que lo podemos representar en un papel semilogarítmico

La tendencia de las 2 curvas, Δp_d y $G = cte$ es la que se muestra en la fig. 3.5b,



de acuerdo a este diagrama, la pendiente de la recta que representa a G_d será;

$$K = \operatorname{tg} \phi = \frac{\ln \left(\frac{1}{1 - \varepsilon_s} \right)}{L_d}$$

$$K = \frac{\ln (1 / 1 - 0.4325)}{1.537} = 0.3685$$

tal como podemos apreciar en el diagrama anterior, en el punto de diseño; las curvas que representan a Δp_d y a G_d se intersectan y por consiguiente la efectividad en dicho punto lo determinamos mediante;

$$K' = \frac{\ln \left(\frac{1}{1 - \mathcal{E}} \right)}{L_d}$$

$$\mathcal{E} = 1 - \frac{1}{\exp (K' L_d)}$$

$$\mathcal{E} = 1 - \frac{1}{\exp (0.3685 \times 3.464)} = 0.72$$

también de una ecuación anterior

$$\mathcal{E} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_s} = \frac{\Delta h}{h_1 - h_s}$$

$$\Delta h = (h_1 - h_2) = \mathcal{E} (h_1 - h_s)$$

$$\Delta h = 0.72 (31.0 - 22.27) = 6.286 \text{ Btu/lb}$$

ahora podemos determinar el flujo másico del aire requerido (\dot{m}_a); de la ecuación

$$\dot{Q} = \dot{m}_a \Delta h$$

donde $\Delta h = 6.286 \text{ Btu/lb}$, $\dot{Q} = 17000 \text{ Btu/h}$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}}{\Delta h} = \frac{17000}{6.286}$$

$$\dot{m}_a = 2704.42 \text{ lb/h}$$

El caudal de aire requerido será

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho} = \frac{2704.42}{0.076} \times \frac{1}{60}$$

$$\dot{V}_a = 593 \text{ CFM}$$

El área frontal del evaporador A_{fr} ; será

$$A_{fr} = \frac{\dot{m}_a}{G_d} = \frac{2704.42}{2437.36}$$

$$A_{fr} = 1.1096 \text{ pie}^2 = 159.78 \text{ plg}$$

$$A_{fr} = 160 \text{ plg}$$

Determinación de la temperatura (T_2):

Para hallar la temperatura de salida del aire en el evaporador T_2 ; en primer lugar calculamos el número de Reynolds para la condición de diseño

$$R_e = \frac{G_d \times 4r_H}{u}$$

$$R_e = \frac{2437.36 \times 7.7467 \times 10^{-3}}{0.04473}$$

$$R_e = 422.12$$

ahora determinamos el número de Colburn, para lo cual usamos la expresión siguiente; que se cumple para una efectividad (\mathcal{E}) constante, usando la matriz característica cuya especificación es 8.0- 3/8 T

$$J_h = 0.202471 \times 422.12^{0.4251}$$

$$J_h = 0.0155$$

El coeficiente pelicular viene dado por

$$\bar{h} = J_h G_d c_p P_r^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 0.0155 \times 2437.36 \times 0.24 \times 0.72^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 11.287 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

podemos afirmar que este coeficiente pelicular es fundamental, ya que es el encargado de controlar la transferencia de calor en el serpentín interior; (evaporador).

Corrección del coeficiente de película:

$$m L = \left(\frac{2 \bar{h}}{K e} \right)^{1/2} \times L$$

$$m L = \left(\frac{2 \times 11.287}{118 \times 0.013/12} \right)^{1/2} \times \frac{0.299}{12}$$

$$m L = 0.3311$$

$$n_f = \frac{\tanh(m L)}{m L} = \frac{\tanh(0.3311)}{0.3311}$$

$$n_f = 0.965$$

La eficiencia total es

$$n_T = \frac{A_f n_f + A_g}{A_f + A_g} = \frac{18.32 \times 0.965 + 1.06590}{18.32 + 1.06590}$$

$$n_T = 0.967$$

El coeficiente pelicular corregido, será

$$\bar{h}_c = n_T \bar{h} = 0.967 \times 11.287$$

$$\bar{h}_c = 10.914 \text{ Btu/h pie}^2\text{°F}$$

para determinar finalmente el valor de T_2 , hacemos el balance de calor sensible en el lado del aire, así

$$G c_p (T_1 - T_2) = \bar{h}_c \alpha L \frac{(T_1 - T_2)}{\ln \left(\frac{T_1 - T_e}{T_2 - T_e} \right)}$$

$$\ln \left(\frac{T_1 - T_2}{T_2 - T_e} \right) = \frac{\bar{h}_c \alpha L}{G c_p}$$

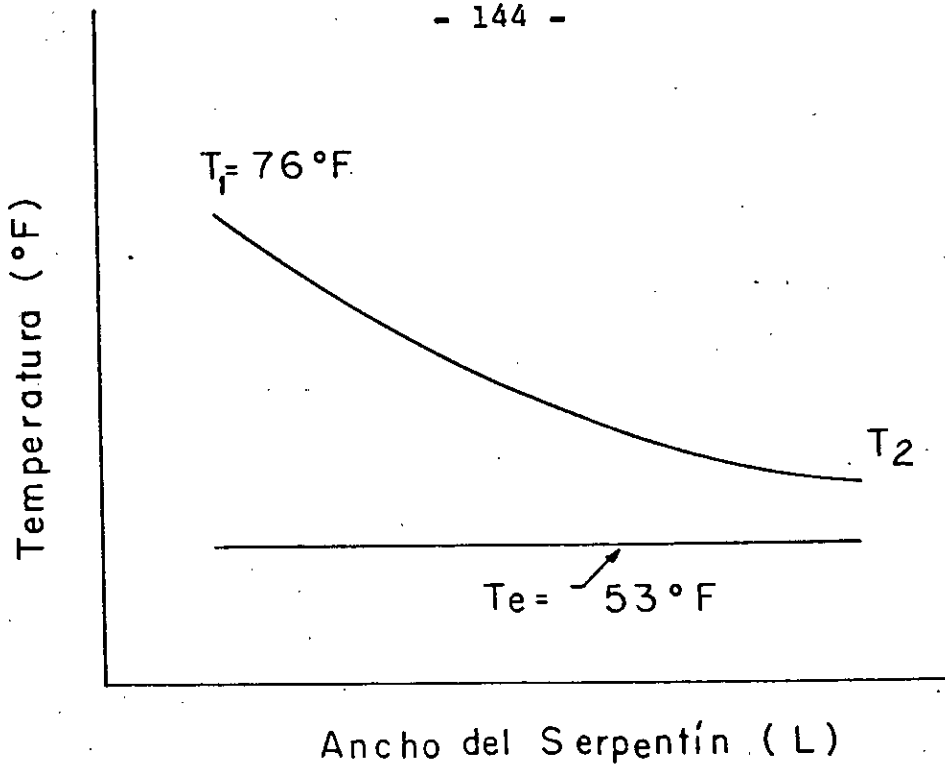
$$T_2 = T_e + \frac{(T_1 - T_e)}{\exp \left(\frac{\bar{h}_c \alpha L}{G c_p} \right)}$$

reemplazando valores tenemos

$$T_2 = 53 + \frac{76 - 53}{\exp \left(\frac{10.914 \times 261 \times 3.464 / 12}{2437.36 \times 0.24} \right)}$$

$$T_2 = 58.64\text{°F}$$

en el esquema siguiente se muestra la distribución de temperatura en el evaporador, con sus valores correspondientes



Determinación de \bar{V} :

Velocidad del aire a la entrada del evaporador

$$\bar{V} = \frac{G}{\rho} = \frac{2437.36 \text{ lb/h pie}^2}{0.0760 \text{ lb/pie}^3}$$

$$\bar{V} = \frac{2437.36 \times 0.3048}{0.076 \times 3600}$$

$$\bar{V} = 2.715 \text{ m/s}$$

A continuación efectuaremos la verificación del dimensionamiento del evaporador, para lo cual nos valdremos; del gráfico que nos muestra (f_d, J_h vs R_e) de la matriz 8-3/8T

a) Número de Reynolds

$$R_e = \frac{G \cdot 4r_H}{u} = 422$$

al gráfico entramos con $(D G/u) \times 10^{-3}$

$$R_e \times 10^{-3} = 0.402$$

bajo esta condición del gráfico, obtenemos

b) Número de Colburn

$$J_h = 0.0155$$

c) El coeficiente pelicular

$$\bar{h} = J_h G_d c_p Pr^{-2/3}$$

$$h = 11.287 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

d) Eficiencia total por superficie aleteada

$$n_T = 0.967$$

e) El coeficiente pelicular corregido

$$\bar{h}_c = n_T \bar{h} = 0.967 \times 11.287$$

$$h_c = 10.914 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

f) Entalpía del aire a la salida del evaporador

$$h_2 = \frac{h_1 - h_s}{\exp\left(\frac{h_c \alpha A_{fr} L_d}{0.245 \dot{m}}\right)} + h_s$$
$$= \frac{31.0 - 22.27}{\exp\left(\frac{10.914 \times 261 \times 1.1096 \times 3.464}{0.245 \times 2704.42 \times 12}\right)} + 22.27$$

$$h_2 = 24.472 \text{ Btu/lb}$$

g) El calor total transmitido

$$Q_T = \alpha L_d \times A_{fr} \times \frac{h_c}{0.245} \times \bar{\Delta H}$$

donde

$$\Delta H = \frac{(h_1 - h_2)}{\ln(h_1 - h_s / h_2 - h_s)}$$

reemplazando valores tenemos

$$Q_T = \frac{261 \times 3.464 \times 1.1096 \times 10.914 (31 - 24.47)}{0.245 \times \ln\left(\frac{31 - 22.27}{24.47 - 22.27}\right)}$$

$$Q_T = 17643.64 \text{ Btu/h}$$

h) El calor sensible transmitido

$$Q_s = h_c \propto L_d A_{fr} \times \frac{T_{BS} - T_2}{\left(\frac{T_{BS} - T_s}{T_2 - T_s}\right)}$$

$$Q_s = 10.914 \times 261 \times 3.464 \times 1.1096 \times \frac{(76 - 58.64)}{\ln\left(\frac{76 - 53}{58.64 - 53}\right)}$$

$$Q_s = 11268.67 \text{ Btu/h}$$

ahora podemos determinar el factor de calor sensible RSFH

$$RSFH = \frac{Q_s}{Q_s + Q_L} = \frac{11268.67}{17643.64}$$

$$RSFH = 0.638$$

Consideramos aceptable este valor, teniendo en cuenta que los valores típicos de RSFH están comprendidos entre (0.6

y 0.8); según el texto de refrigeración y aire acondicionado de W.F. Stoecker.

A continuación fijaremos 3 condiciones de entrada de aire y de acuerdo con catálogos estas temperaturas de bulbo humedo, serán

- a) TBH = 60°F
- b) TEH = 66°F (condición de diseño)
- c) TBH = 72°F

en la relación de la CAP; conocemos m_a , ϵ , h_1 y h_s se determina a las diferentes temperaturas de evaporación.

Construiremos las curvas del evaporador con los datos expuestos y además teniendo la temperatura de bulbo humedo del aire a la entrada del evaporador igual a 60°F y las correspondientes temperaturas de evaporación, que variarán entre 30 y 70°F. Según las consideraciones expuestas, primeramente tabularemos los valores de la CAP y luego construiremos las curvas del evaporador sabiendo que en el eje de las ordenadas estará representada la capacidad, en Btu/h y en el eje de las abscisas tendremos la temperatura de evaporación en °F.

a) Del diagrama psicrométrico obtenemos el valor de h_1 para

$$\phi=60\% , \text{ con TEH} = T_1 = 60^\circ\text{F}; h_1 = 26.55 \text{ Btu/lb}$$

también del mismo diagrama y con las temperaturas de evaporación, que son temperaturas de bulbo seco; y la curva de saturación obtenemos el cuadro 3.6.1.1

Para poder construir las curvas del evaporador, consideramos las temperaturas de evaporación que están por debajo del valor de la temperatura del aire a la entrada del eva-

porador, por consiguiente en la fórmula de la capacidad obtenemos los siguientes valores mostrados en el cuadro 3.6.1.2.

b) Para $T_{BH} = T_1 = 66^\circ\text{F}$; $\phi = 60\%$ del diagrama psicrométrico obtenemos $h_1 = 31.0 \text{ Btu/lb}$, y aplicando la ecuación de la capacidad para diferentes temperaturas de evaporación tenemos el siguiente cuadro 3.6.1.3.

c) Para $T_{BH} = T_1 = 72^\circ\text{F}$, $\phi = 60\%$ del diagrama psicrométrico obtenemos $h_1 = 35.7 \text{ Btu/lb}$, y aplicando la ecuación de la capacidad para diferentes temperaturas de evaporación tenemos el cuadro 3.6.1.4.

CUADRO 3.6.1.1

T_e TBS (°F)	h (Btu/Lib)
30	10.8
35	13.23
40	15.30
45	17.64
50	20.43
55	23.49
60	26.55
65	30.06
70	34.02
75	38.34

CUADRO 3.6.1.2

TBH = 60 °F			
h_1 (Btu/Lib)	T_e	h_s (Btu/Lib)	Cap (Btu/h)
26.55	30	10.8	30663.4
	35	13.23	25932.4
	40	15.30	21902.4
	45	17.64	17346.7
	50	20.43	11915.0
	55	23.49	5957.4

CUADRO 3.6.1.3

TBH = 66 °F			
h_1 (Btu/Lib)	Te	h_s (Btu/Lib)	Cap (Btu/h)
31.00	35	13.23	34596
	40	15.30	30566
	45	17.64	26010
	50	20.43	20579
	55	23.49	14621
	60	26.55	8664
	65	30.06	1830

CUADRO 3.6.1.4

TBH = 72 °F			
h_1 (Btu/Lib)	Te	h_s (Btu/Lib)	Cap (Btu/h)
35.70	40	15.30	39716
	45	17.64	35161
	50	20.43	29729
	55	23.49	23771
	60	26.55	17814
	65	30.06	10980
	70	34.02	3271

3.7 CALCULO DEL CONDENSADOR - DISEÑO TERMICO

PARA ENFRIAMIENTO:

Para la unidad funcionando como enfriador, el condensador constituye el serpentín exterior y el calor se disipará en el aire exterior, para diseñar el condensador de la unidad reversible; al igual que en el caso del evaporador tenemos que usar una matriz, esta matriz tiene las mismas características que la usada anteriormente y esta es la 6.0 - 3/8 T.

Las condiciones fijadas son las siguientes:

Entrada del aire al condensador

$$TBS = 83^{\circ}F$$

$$TBH = 72^{\circ}F$$

$$\phi = 87\%$$

$$Tcon = 110^{\circ}F$$

para este tipo de unidades compactas, la diferencia entre las temperaturas de condensación y la temperatura de entrada del aire esta comprendida entre 18 y 36 °F, para nuestro diseño adoptaremos 25°F, con lo que tendríamos la temperatura de condensación $Tc = 83 + 27 = 110^{\circ}F$.

Cálculo del radio hidráulico:

$$r_H = \frac{A_c L}{A_T} = 0.02324 \text{ plg}$$

$$r_H = 1.9367 \times 10^{-3} \text{ pies}$$

los valores de A_c , L , y A_T son los mismos del evaporador

Cálculo de la relación (α):

Para calcular la relación característica α , que es la relación entre el área total de transferencia de calor y el volumen total del intercambiador, tenemos la ecuación

$$\alpha = \frac{A_T}{A_{fr} \cdot L} = 261 \text{ pie}^2/\text{pie}^3$$

Determinación de la velocidad másica (G):

$$G = \frac{Re \cdot u}{4r_H}$$

Para hallar el valor de G, fijaremos una condición de funcionamiento de la matriz 8.0 - 3/8 - T, para el número de Reynolds asumimos $Re = 4000$ y con este valor, obtenemos en las curvas características de esta matriz los valores de J_h y f_d

$$\text{con } Re = 4000; \quad J_h = 0.006 \quad \text{y} \quad f_d = 0.0225$$

$$G = \frac{4000 \times 0.04518}{4 \times 1.9367 \times 10^{-3}}$$

$$G = 23329 \text{ lb/h pie}^2$$

Determinación de \bar{h} :

Para hallar el coeficiente de transferencia nos vamos de la siguiente fórmula

$$\bar{h} = J_h \times G \times c_p \times Pr^{-2/3}$$

reemplazando valores obtenemos

$$\bar{h} = 0.006 \times 23329 \times 0.24 \times 0.72^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 41.82 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Corrección del coeficiente pelicular:

$$n_f = \frac{\tanh (m L_A)}{m L_A}$$

$$m = \left(\frac{2 h}{K e} \right)^{1/2}$$

$$m = \left(\frac{2 \times 41.82}{118 \times 1.0833 \times 10^{-3}} \right)^{1/2}$$

$$m = 25.58$$

$$m L_A = 25.58 \times 0.024917 = 0.6373$$

$$n_f = \tanh (0.6373) / 0.6373$$

$$n_f = 0.8835$$

El coeficiente de transferencia sufrirá una corrección por efecto de las aletas de acuerdo a

$$\bar{h} = \bar{h} n_o ; n_o = \frac{A_g + A_f n_f}{A_f + A_g}$$

donde

$$A_g = 1.06590 \text{ plg}^2 / \text{plg}$$

$$A_f = 18.32 \text{ plg}^2 / \text{plg}$$

$$n_o = \frac{1.06590 + 18.32 (0.8835)}{18.32 + 1.06590}$$

$$n_o = 0.89$$

$$\bar{h}_c = \bar{h} n_o = 41.82 \times 0.89$$

$$\bar{h}_c = 37.22 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Seguidamente adoptamos un modelo básico de comparación y fijamos el espesor de la matriz $L = 4 \text{ plg.}$ Y al igual que el evaporador tenemos

$$A_{tf} = \frac{A}{A_{fr}} = \alpha L$$

$$A_{tf} = 87$$

Determinación de (t_2):

Teniendo presente que en el condensador no hay transferencia de masa, solamente consideraremos la transferencia de calor sensible; y haciendo un balance térmico en el lado del aire determinaremos una expresión que servirá para hallar la temperatura del aire a la salida del condensador

$$\bar{h}_c A_{tf} \frac{(t_2 - t_1)}{\ln \left(\frac{T_c - t_1}{T_c - t_2} \right)} = G c_p (t_2 - t_1)$$

despejando t_2

$$t_2 = T_c - \frac{T_c - t_1}{\exp \left(\frac{\bar{h}_c A_{tf}}{G c_p} \right)}$$

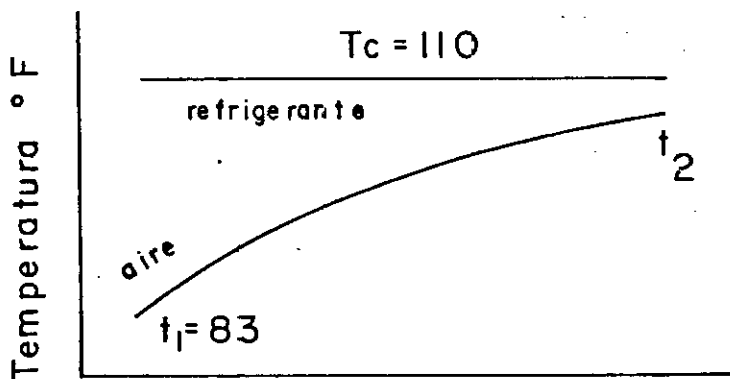
$$t_2 + \frac{T_c - t_1}{\exp\left(\frac{h_c A_{tf}}{G c_p}\right)} = T_c$$

$$t_2 = 110 - \frac{110 - 83}{\exp\left(\frac{37.22 \times 87}{23329 \times 0.24}\right)}$$

$$t_2 = 94.86^\circ\text{F}$$

Determinación de la efectividad:

Para hallar la efectividad del modelo nos valemos del diagrama de distribución de temperatura en el cual



Ancho del Serpentin

$$\epsilon_s = \frac{t_2 - t_1}{T_c - t_1}$$

$$\epsilon_s = \frac{94.86 - 83}{110 - 83}$$

$$\epsilon_s = 0.4392$$

Determinación de la caída de presión:

Para hallar la caída de presión a través del

modelo utilizamos la siguiente expresión:

$$\Delta_p = \frac{f L \left(\frac{G}{3600} \right)^2}{2 g \rho \times r_H}$$

donde

$$f = 0.0225 ; \text{ con } Re = 4000$$

$$L = 4 \text{ plg}$$

$$G = 23329 \text{ lb/h pie}^2$$

$$g = 32.2 \text{ pie/s}^2$$

$$\rho = 0.0751 \text{ lb/pie}^3; \text{ con TBH} = 72^\circ\text{F}$$

$$r_H = 0.02324 \text{ plg}$$

reemplazando valores tenemos

$$\Delta_p = \frac{0.0225 \times (23329/3600)^2}{2 \times 32.2 \times 0.0751 \times 0.02324}$$

$$\Delta_p = 33.62 \text{ lb/pie}^2$$

Las condiciones que vamos a usar para dimensionar el condensador son, las condiciones de diseño

$$\Delta_{pd} = 0.5 \text{ lb/pie}^2$$

$$L_d = 1.732 \text{ (2 filas)}$$

Y al igual que el evaporador anteriormente calculado, las ecuaciones fundamentales que vamos a usar para determinar las condiciones y las dimensiones básicas del condensador son

$$G_d = G \left(\frac{L}{L_d} \times \frac{\Delta_{pd}}{\Delta_p} \right)^{1/1.7933}$$

$$L'_d = L \left(\frac{G_d}{G} \right)^{0.4251}$$

Aplicando estas ecuaciones en el punto de diseño tendremos

$$G_d = G \left(\frac{L}{L_d} \times \frac{\Delta_{pd}}{\Delta_p} \right)^{0.55763}$$

$$G_d = \left(\frac{4}{1.732} \times \frac{0.5}{33.62} \right)^{0.55763}$$

$$G_d = 3560 \text{ lb/h pie}^2$$

también

$$L'_d = 4 \left(\frac{3560}{23329} \right)^{0.4251}$$

$$L'_d = 1.7988 \text{ plg}$$

Al igual que en el caso del evaporador hallaremos la pendiente de la recta G_d del gráfico

$$K = \frac{\ln \left(\frac{1}{1 - 0.4392} \right)}{1.7988}$$

$$K = 0.3215$$

La efectividad en el punto de diseño esta definida por

$$\mathcal{E} = 1 - \frac{1}{\exp (K L_D)}$$

$$\mathcal{E} = 1 - \frac{1}{\exp (0.3215 \times 1.732)}$$

$$\mathcal{E} = 0.427$$

Según una fórmula anteriormente expuesta donde

$$\mathcal{E} = \frac{\Delta t}{(\tau_c - t_1)}$$

$$\Delta t = \mathcal{E} (\tau_c - t_1)$$

$$\Delta t = 0.427 (110 - 83)$$

$$\Delta t = 11.53^\circ\text{F}$$

Determinación del flujo másico:

El flujo másico de aire requerido lo hallamos a partir de

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a c_p \Delta t$$

además sabemos que la relación del calor eliminado en el condensador, al calor recibido en el evaporador; se puede determinar mediante un análisis de las curvas del compresor seleccionado

$$\dot{Q}_c = r \dot{Q}_e \quad r = 1.2327$$

$$\dot{Q}_c = 1.2327 \times 17000 = 20956 \text{ Btu/h}$$

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{q}_c}{c_p \Delta t} = \frac{20956}{0.24 \times 11.530}$$

$$\dot{m}_a = 7573 \text{ lb/h}$$

El caudal de aire requerido será

$$\dot{V}_a = \frac{\dot{m}_a}{\rho} = \frac{7573}{0.0751 \times 60}$$

$$\dot{V}_a = 1681 \text{ CFM}$$

Determinación del A_{fr} :

Para hallar el área frontal del condensador tenemos la relación

$$A_{fr} = \frac{\dot{m}_a}{G_d} = \frac{7573}{3560}$$

$$A_{fr} = 2.127 \times 144 = 306.29 \text{ plg}^2$$

Determinación de t_2 :

t_2 es la temperatura de salida del aire, al pasar por el condensador

$$t_2 = t_1 + \Delta t = 83 + 11.53$$

$$t_2 = 94.53^\circ\text{F}$$

Determinación de \bar{V} :

\bar{V} es la velocidad de entrada del aire al condensador

$$\bar{V} = \frac{G_d}{\rho} = \frac{3560}{0.0751}$$

$$\bar{V} = 47403.46 \times \frac{1}{3600} \times \frac{1}{\left(\frac{1}{0.3048}\right)}$$

$$\bar{V} = 4.013 \text{ m/s}$$

A continuación efectuaremos la verificación del dimensionamiento del condensador, es decir podremos comprobar que este condensador con todas sus dimensiones calculadas cumple con las condiciones de transferencia necesarias que requiere nuestro equipo.

Para esta verificación, usaremos el gráfico característico de la matriz 8.0-3/8 T; que muestra la relación entre

$$(f_d, J_h \text{ vs } Re)$$

a) Número de Reynolds y de Colburn

$$Re = \frac{G \cdot 4r_H}{u}$$

$$Re = \frac{3560 \times 4 \times 1.9367 \times 10^{-3}}{0.04518}$$

$$Re = 610$$

al gráfico entramos con $\frac{DG}{u} \times 10^{-3}$

$$J_h = 0.013$$

b) Coeficiente pelicular \bar{h}

$$\bar{h} = J_h \times G_d \times c_p \times Pr^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 0.013 \times 3560 \times 0.24 \times 0.72^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 13.826 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

c) Corrección del coeficiente de película

$$m L = \left(\frac{\bar{h}}{2k} \right)^{1/2} \times L$$

$$m L = \left(\frac{2 \times 13.826}{118 \times 0.013/12} \right)^{1/2} \times \frac{0.299}{12}$$

$$m L = 0.3664$$

$$n = \tanh (0.3664) / 0.3664$$

$$n_f = 0.9575$$

La eficiencia total es

$$n_T = \frac{A_f n_f + A_g}{A_f + A_g}$$

$$n_T = \frac{18.32 \times 0.9575 + 1.06590}{18.32 + 1.06590}$$

$$n_T = 0.9598$$

El coeficiente de transferencia corregido es

$$\bar{h}_c = n_T \bar{h} = 0.9598 \times 13.826$$

$$\bar{h}_c = 13.27 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

d) Cálculo de la temperatura del aire a la salida del condensador (comprobación)

$$t_2 = T_c - \frac{T_c - t_1}{\exp \left(\bar{h}_c A_{tf} / G c_p \right)}$$

$$t_2 = T_c - \frac{(T_c - t_1)}{\exp\left(\frac{h_c \alpha L_d}{G c_p}\right)}$$

Reemplazando valores tenemos

$$t_2 = 110 - \frac{(110 - 83)}{\exp\left(\frac{13.27 \times 261 \times 1.732}{3560 \times 0.24 \times 12}\right)}$$

$$t_2 = 94.96^\circ\text{F}$$

e) Cálculo del calor transmitido en el condensador

$$\dot{Q} = \frac{h_c \alpha L_d \cdot A_{fr} (t_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_c - t_1}{T_c - t_2}\right)}$$

$$\dot{Q} = \frac{13.27 \times 261 \times 1.732 \times 2.127 (94.96 - 83)}{\ln\left(\frac{110 - 83}{110 - 94.96}\right)} \times 12$$

$$\dot{Q} = 21733.5 \text{ Btu/h}$$

Debemos anotar que el condensador realmente transfiere un 3.71% más, que el \dot{Q}_c hallado mediante la expresión $\dot{Q}_c = r \dot{Q}_e$; ya que realmente se debe cumplir que:

$$\dot{Q}_c = r \dot{Q}_e$$

y esto es debido basicamente al calor adicional producido por ineficiencias en el compresor y que debe ser añadido; ya que en el condensador debe eliminarse tanto el calor ab

sorvido en el evaporador, como el calor de compresión añadido por el compresor.

3.7.1 CONSTRUCCION DE LAS CURVAS DEL CONDENSADOR

PARA ENFRIAMIENTO:

A continuación mostraremos los lineamientos seguidos para la construcción de estas curvas.

- a) En primer lugar el flujo másico del aire que consideraremos será el de diseño.
- b) Hacemos variar las temperaturas de condensación de acuerdo a catálogos y estas serán 110, 120 y 130°F (ver curvas del compresor).
- c) Usaremos las coordenadas CAPACIDAD vs Temperatura de evaporación, manteniendo constante la temperatura de condensación para cada caso.
- d) Con las curvas características del compresor marca TECUMSEH, determinamos el factor "r" (relación de calores).
- e) Determinamos las curvas del condensador , para la unidad funcionando como enfriador en verano.
- f) La ecuación que vamos a usar para obtener el valor del calor disipado en el condensador será

$$\dot{Q}_c = CAP_{EVAP} \times r$$

El calor a disiparse en el condensador también puede expresarse de la siguiente manera:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a c_p \mathcal{E} (T_c - T_i)$$

El factor "r" que tomamos en cuenta, es producto de las ineficiencias del compresor que hace que el calor del condensador sea mayor que del evaporador; este factor lo determinamos de las curvas del compresor y mediante la expresión;

$$r = \frac{\dot{Q}_c}{CAP_E} = \frac{CAP_E + POT_C}{CAP_E}$$

En las ecuaciones anteriores tenemos que

\dot{Q}_c = calor disipado en el condensador en Btu/h;

CAP_E = capacidad en el evaporador, en Btu/h;

$CAP_C = POT_C$ = es la potencia consumida por el compresor, en Btu/h o en kW;

r = es la relación que hay entre, el calor disipado en el condensador y el calor absorbido en el evaporador;

\dot{m}_a = flujo másico del aire a través del condensador, en lb/h;

c_p = es el calor específico del aire en Btu/lb°F

\mathcal{E} = es la efectividad del intercambiador

T_c = es la temperatura de condensación del refrigerante, en °F;

T_i = es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador, en °F.

Como tenemos 2 ecuaciones que nos representan el calor disipado en el condensador, los igualamos y tendremos

$$CAP_E \times r = \dot{m}_a c_p \mathcal{E} (T_c - T_i)$$

de esta relación despejamos la capacidad del evaporador así

$$CAP_E = \frac{\dot{m}_a c_p \mathcal{E} (T_c - T_i)}{r}$$

Y esta será finalmente la relación que nos permitira elaborar las tablas correspondientes, con las que podremos construir las curvas del condensador. Para determinar el valor de "r" elaboramos una tabla basandonos en los valores de capacidad del evaporador y la potencia consumida en el compresor, extraidas de las curvas del compresor para diferentes temperaturas tanto para evaporación como condensación y esta tabla se muestra en el cuadro 3.7.1.

Los valores de la potencia del compresor lo obtenemos de las curvas del compresor y esta expresada en watts, por lo que es necesario multiplicar por 3.41232 para obtener los valores en Btu/h.

Con el cuadro anterior y aplicando la relación

$$r = \frac{CAP_E + POT_{COM}}{CAP_E}$$

obtenemos los valores del factor "r" los cuales estan mostrados en la tabla 3.7.1.1, es necesario recordar que los valores de "r" intermedios se obtienen por interpolación.

Para determinar las curvas del condensador, emplearemos como se dijo anteriormente; la ecuación de la capacidad del evaporador CAP_E , en esta ecuación son conocidos los valo-

TABLA 3.7.1

Te \ Tc	110		120		130	
	CAP	POT	CAP	POT	CAP	POT
°F	(Btu/h)		(Btu/h)		(Btu/h)	
30	-	-	-	-	-	-
35	12480	4184	11320	4504	10300	4695
40	14100	4300	13000	4641	11800	4893
45	16000	4388	14720	4753	13500	5064
50	18100	4470	16700	4863	15300	5221
55	20200	4536	18800	4958	17200	5371

TABLA 3.7.1.1

Factor "r"					
N°	Te \ Tc	110	120	130	...
		1	30	-	-
2	35	1.3352	1.3978	1.4558	-
3	40	1.3049	1.3570	1.4147	-
4	45	1.2743	1.3229	1.3751	-
5	50	1.2469	1.2912	1.3412	-
6	55	1.2247	1.2637	1.3123	-

TABLA 3.7.1.2

TBS = 83°F

Tc Te	110°F		120°F		130°F	
	r	CAP	r	CAP	r	CAP
°F						
35	1.3352	15692	1.3978	20541	1.4558	25053
40	1.3049	16056	1.3570	21158	1.4147	25781
45	1.2743	16442	1.3229	21704	1.3751	26523
50	1.2469	16803	1.2912	22237	1.3412	27194
55	1.2247	17108	1.2637	22721	1.3123	27792

res que a continuación se muestran

$$\dot{m}_a = 7573 \text{ lb/h}$$

$$c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$$

$$\epsilon = 0.427$$

Los valores de "r" lo determinamos de la tabla 3.7.1.1 para diferentes condiciones, ahora estamos en condiciones de elaborar la tabla que nos va servir para graficar las curvas del condensador para la condición fijada inicialmente esto es $TBS = T_1 = 83^\circ\text{F}$, que es la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador y permanecerá constante.

Las temperaturas de condensación son 110°F , 120°F y 130°F ; y las temperaturas de evaporación serán; 35°F , 40°F , 45°F , 50°F y 55°F .

Por consiguiente las curvas del condensador para dichas condiciones, podemos construirlas basándonos en la siguiente tabla 3.7.1.2.

A continuación mostraremos en forma simplificada la fórmula usada para la elaboración de la tabla

$$CAP_E = \frac{776 (T_c - T_i)}{r}$$

3.8 CALCULO DEL EVAPORADOR - DISEÑO TERMICO

PARA CALEFACCION:

En primer lugar y antes de efectuar los cálculos - debemos tener presente que en este caso, la unidad acondicionadora va a trabajar bajo condiciones invernales como una unidad calefactora; es decir el equipo trabajará reversiblemente y bajo el principio de la bomba de calor. Para realizar los cálculos consideramos una supuesta refrigeración, ahora como la unidad esta funcionando como calefactor; el condensador trabajará como evaporador y seguirá expuesto a las condiciones ambientales exteriores es por esta razón que viene a ser el serpentín exterior.

Para poder realizar los cálculos necesarios y determinar los parámetros del serpentín exterior que nos permitirá posteriormente verificar que el dimensionamiento de este serpentín es correcto, partiendo de las condiciones de invierno; tendremos presente las características principales de la matriz 8.0-3/8 T usadas en cálculos anteriores, ya que se trata del mismo serpentín variando solamente la estación y con ella las condiciones ambientales.

Por lo tanto las condiciones fijadas para la calefacción son las siguientes:

$$TBS = 56^{\circ}F$$

$$TBH = 54^{\circ}F$$

$$\phi = 85\%$$

$$Te = 46^{\circ}F$$

$$r_H = 1.9367 \times 10^{-3}$$

$$\alpha = 261 \text{ pie}^2/\text{pie}^3$$

$$Re = 4000$$

$$Jh = 0.006$$

$$fd = 0.0225$$

donde

TBS = temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador;

TBH = temperatura de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador;

ϕ = humedad relativa del medio ambiente;

Te = temperatura de evaporación;

r_H = radio hidráulico

α = relación área de transferencia a volumen total;

Re = número de Reynolds;

Jh = número de Colburn;

fd = factor de fricción; para Re = 4000.

Los demás parámetros los vamos a determinar aplicando las mismas ecuaciones usadas en el cálculo del evaporador, cuando el sistema funciona como enfriador; ya que se trata en este caso de la misma matriz que ahora será aplicada en condiciones invernales.

Velocidad másica del aire a través de la matriz (G)

$$G = \frac{Re \ u}{4r_H}$$

$$u = 1.2073 \times 10^{-5} \text{ a } 56^\circ\text{F en lb/pie-s}$$

$$G = \frac{4000 \times 0.04346}{4 \times 1.9367 \times 10^{-3}}$$

$$G = 22440 \text{ lb/ h pie}^2$$

Coefficiente pelicular de transferencia

$$\bar{h} = J_h G c_p Pr^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 0.006 \times 22440 \times 0.24 \times 0.72^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 40.225 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Corrección del coeficiente pelicular

$$\bar{h}_c = \bar{h} n_o$$

$$n_o = \frac{A_g + A_f n_f}{A_f + A_g}$$

$$n_f = \frac{\tanh(m L_A)}{m L_A}$$

$$m = \left(\frac{2 \bar{h}}{K e} \right)^{1/2}$$

$$m = \left(\frac{2 \times 40.225}{118 \times 1.08330} \right)^{1/2} = 25.087$$

$$m L_A = 25.087 \times 0.024917 = 0.625$$

$$n_f = \tanh(0.625)/0.625 = 0.8873$$

$$n_o = \frac{1.06590 + 18.32 (0.8873)}{18.32 + 1.06590}$$

$$n_o = 0.893$$

$$h_c' = 40.225 \times 0.893 = 35.92 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ }^\circ\text{F}$$

Relación entre el área de transferencia (A), al área frontal (A_{fr}),

$$A_{tf} = A/A_{fr} = \alpha L \quad L = 4 \text{ pie}$$

$$A_{tf} = 261 \times 4/12 = 87$$

Entalpía del aire a la salida del intercambiador modelo h₂

$$h_2 = h_s + \frac{(h_1 - h_s)}{\exp \left(\frac{h_c A_{tf}}{0.245 G} \right)}$$

$$h_1 = 22.5 \text{ Btu/lb, con TBH} = 54^\circ\text{F de la C.P}$$

$$h_s = 18.16 \text{ Btu/lb, con T}_e = 46^\circ\text{F de la C.P}$$

$$h_2 = 18.16 + \frac{22.5 - 18.16}{\exp \left(\frac{35.92 \times 87}{0.245 \times 22440} \right)}$$

$$h_2 = 20.62 \text{ Btu/lb}$$

Efectividad del intercambiador modelo

$$\mathcal{E}_s = (h_1 - h_2) / (h_1 - h_s)$$

$$\mathcal{E}_s = \frac{22.50 - 20.62}{22.50 - 18.16}$$

$$\mathcal{E}_s = 0.4332$$

Caída de presión en el intercambiador modelo

$$\Delta p = \frac{f L \left(\frac{G}{3600} \right)^2}{2 g \rho r_H}$$

$$\Delta p = \frac{0.0225 \times (22440/3600)^2 \times 4}{2 \times 32.2 \times 0.07776 \times 0.02324}$$

$$\Delta p = 30.047 \text{ lb/pie}^2$$

Condiciones básicas para el dimensionamiento del serpentín

$$\Delta_{pd} = 0.5 \text{ lb/pie}^2$$

$$L_d = 1.732 \text{ plg}$$

Velocidad másica de diseño y espesor del intercambiador

$$G_d = G \left(\frac{L}{L_d} \times \frac{\Delta_{pd}}{\Delta_p} \right)^{0.5576}$$

$$G_d = 3646.20 \text{ lb/h pie}^2$$

$$L'_d = L \left(\frac{G_d}{G} \right)^{0.4251}$$

$$L'_d = 1.8474 \text{ plg}$$

Efectividad del intercambiador proyectado a partir de los datos del intercambiador modelo.

A partir de la figura 3.6 obtenemos la pendiente de la recta G_d

$$K = \frac{\ln \left(\frac{1}{1 - \mathcal{E}_s} \right)}{L'_d}$$

$$K = 0.3073$$

En el punto de diseño, las curvas que representan a Δ_{pd} y a G_d se intersectan por consiguiente la efectividad en dicho punto será

$$\mathcal{E} = 1 - \frac{1}{\exp (K L'_d)}$$

$$\mathcal{E} = 0.4127$$

La variación de entalpía a través del intercambiador es

$$\Delta h = \mathcal{E} (h_1 - h_s)$$

$$\Delta h = 1.791 \text{ Btu/lb}$$

Flujo másico de aire \dot{m}_a

$$\dot{m}_a = A_{fr} \times G_d$$

$$\dot{m}_a = 2.127 \times 3646.20$$

$$\dot{m}_a = 7756 \text{ lb/h}$$

Caudal de aire requerido $\dot{V}_a = \dot{m}_a / \rho$

$$\dot{V}_a = 1662 \text{ CFM}$$

Temperatura del aire a la salida serpentín exterior T_2

$$Re = \frac{G_d \cdot 4r_H}{u}$$

$$Re = \frac{3646.20 \times 4 \times 1.936 \times 10^{-3}}{0.043463}$$

$$Re = 650$$

$$St \ Pr^{2/3} = 0.2025 \ Re^{-0.4251}$$

$$J_h = 0.012895$$

Coefficiente pelicular de transferencia

$$\bar{h} = J_h \ G_d \ c_p \ Pr^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 0.0129 \times 3646.2 \times 0.24 \times 0.72^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 14.05 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Corrección del coeficiente pelicular

$$mL = \left(\frac{2\bar{h}}{k_e} \right)^{1/2} \times L$$

$$mL = \left(\frac{2 \times 14.05}{118 \times 0.013} \right)^{1/2} \times \frac{0.299}{12}$$

$$mL = 0.37$$

$$n_f = \frac{\tanh (m L)}{m L}$$

$$n_f = \frac{\tanh (0.37)}{0.37}$$

$$n_f = 0.956$$

$$n_T = \frac{A_f n_f + A_g}{A_f + A_g}$$

$$n_T = \frac{18.32 \times 0.956 + 1.06590}{18.32 + 1.06590}$$

$$n_T = 0.958$$

$$\bar{h}_c = 0.958 \times 14.04$$

$$\bar{h}_c = 13.45 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Luego de realizar el balance térmico de calor sensible en el lado del aire, se obtiene la expresión que nos va a permitir hallar T_2

$$T_2 = T_e + \frac{(T_1 - T_e)}{\exp \left(\frac{h_c \alpha L}{G c_p} \right)}$$

$$T_2 = 46 + \frac{(56 - 46)}{\exp\left(\frac{13.45 \times 261 \times 1.732}{12 \times 3646.20 \times 0.24}\right)}$$

$$T_2 = 51.60^\circ\text{F}$$

Velocidad del aire a la entrada del evaporador

$$\bar{V} = \frac{G}{\rho} = \frac{3646.20}{0.077760} \times \frac{0.3048}{3600}$$

$$\bar{V} = 3.97 \text{ m/s}$$

Verificación del dimensionamiento del serpentín exterior.

Este serpentín constituye el evaporador del sistema de refrigeración supuesta y está expuesto a las condiciones ambientales exteriores, en este caso a las condiciones invernales. Como se trata del mismo serpentín que en la estación de verano funciona como condensador, las dimensiones básicas las hemos usado para hallar los parámetros que rigen el comportamiento de este serpentín en invierno; que ahora nos van a servir para verificar que con este dimensionamiento este serpentín cumplirá con los requerimientos de calor de nuestra unidad para el acondicionamiento.

Los datos que nos van a servir para verificar que el dimensionamiento del serpentín es correcto son:

Número de Reynolds.....Re: 650

Número de Colburn $J_h = 0.01290$

Coefficiente pelicular $\bar{h} = 14.04$

Eficiencia total por

superficie aleteada $n_T = 0.958$

Coefficiente pelicular

corregido $h_c = 13.45$

Con estos datos estamos definiendo los parámetros comunes del serpentín exterior que intervienen en la verificación; en este serpentín evaporador vamos a tener:

1. Entalpía del aire a la salida del evaporador

$$h_2 = h_s + \frac{(h_1 - h_s)}{\exp\left(\frac{\bar{h}_c A_{fr} L}{0.245 \dot{m}}\right)}$$

$$h_2 = 18.16 + \frac{22.5 - 18.16}{\exp\left(\frac{13.45 \times 261 \times 2.127 \times 1.732}{0.245 \times 7756 \times 12}\right)}$$

$$h_2 = 20.62 \text{ Btu/lb}$$

2. El calor total transmitido

$$\dot{Q}_T = \alpha L_d A_{fr} \frac{\bar{h}_c}{0.245} \times \frac{(h_1 - h_2)}{\ln\left(\frac{h_1 - h_2}{h_2 - h_s}\right)}$$

$$\dot{Q}_T = \frac{261 \times 1.732 \times 2.127 \times 13.45}{0.245} \times \Delta \bar{H}$$

$$\Delta \bar{H} = \frac{h_1 - h_2}{\ln \left(\frac{h_1 - h_s}{h_2 - h_s} \right)}$$

$$\Delta \bar{H} = \frac{22.5 - 20.62}{\ln \left(\frac{22.5 - 20.62}{20.62 - 18.16} \right)}$$

$$Q_T = 14567 \text{ Btu/h}$$

3. El calor sensible transmitido

$$\dot{Q}_s = \bar{h}_c \alpha L_d A_{fr} \frac{T_{BS} - T_2}{\ln \left(\frac{T_{BS} - t_s}{T_2 - t_s} \right)}$$

$$\dot{Q}_s = 13.45 \times 261 \times 1.732 \times \frac{(56 - 51.60)}{\ln \left(\frac{56 - 46}{51.60 - 46} \right)}$$

$$\dot{Q}_s = 8178 \text{ Btu/h}$$

Luego de haber realizado la verificación del serpentín exterior (evaporador), podemos afirmar que el dimensionamiento es correcto ya que con $Q_T = 14567 \text{ Btu/h}$ en el evaporador; en el condensador vamos a tener $Q_c = 17739 \text{ Btu/h}$ el

cual es suficiente para cubrir la carga de calefacción que
requerimos $\dot{Q}_c = 17000 \text{ Btu/h}$.

3.8.1 CONSTRUCCION DE LAS CURVAS DEL EVAPORADOR

PARA CALEFACCION:

A continuación construiremos las curvas del evaporador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno. En este caso el evaporador constituye el serpentín exterior, las curvas se construirán para las condiciones de diseño y en ellas se muestran, la capacidad en el eje de las ordenadas y las temperaturas de evaporación en el eje de las abscisas; como datos tenemos

$$\dot{m}_a = 7756 \text{ lb/h}$$

$$\dot{V}_a = 1662 \text{ pie}^3/\text{min}$$

$$C_d = 3646 \text{ lb/h pie}^2$$

$$\epsilon = 0.4127$$

La ecuación a usarse, es

$$CAP = \dot{m}_a \epsilon (h_1 - h_s)$$

donde

CAP = capacidad en el evaporador;

\dot{m}_a = flujo másico del aire a través del evaporador

ϵ = efectividad del intercambiador;

h_1 = entalpía del aire a la entrada del evaporador (es función de la temperatura exterior)

h_s = entalpía del aire a la temperatura de superficie del evaporador.

Al igual que en el caso del evaporador para el enfria-

miento del local en la estación de invierno, debemos fijar 3 condiciones de entrada del aire al evaporador, de acuerdo al rango de temperaturas establecidas para este tipo de unidades. Estas temperaturas serán de bulbo húmedo y tomarán los siguientes valores:

a) TBH = 48°F

b) TBH = 54°F

c) TBH = 60°F

En la relación anterior conocemos m_e , \mathcal{E} y h_1 los valores de h_g los determinaremos para diferentes temperaturas de evaporación, estas temperaturas variarán desde 30°F, hasta 65°F para mayor claridad y para facilitar el trabajo elaboramos la tabla 3.8.1.

a) Con TBH = 48°F y $\phi = 85\%$ de la carta psicrométrica obtenemos, $h_1 = 19.26$ Btu/lb y empleando la fórmula de la capacidad en el evaporador elaboramos la tabla 3.8.1.1.

b) Con TBH = 54°F y $\phi = 85\%$ de la carta psicrométrica obtenemos, $h_1 = 22.60$ Btu/lb y empleando la fórmula de la capacidad en el evaporador elaboramos la tabla 3.8.1.2.

c) Con TBH = 60°F y $\phi = 85\%$ de la carta psicrométrica obtenemos, $h_1 = 26.55$ Btu/lb y empleando la fórmula de la capacidad en el evaporador elaboramos la tabla 3.8.1.3.

Con las tablas 3.8.1.1, 3.8.1.2, y 3.8.1.3 podemos construir las curvas del evaporador cuando el sistema funciona en calefacción bajo el principio de la bomba de calor. El evaporador en este caso constituye el serpentín exterior y

TABLA 3.0.1

Te TBS (°F)	h (Btu/Lib)
30	10.8
35	13.23
40	15.30
45	17.64
50	20.43
55	23.49
60	26.55
65	30.06

TABLA 3.8.1.1

TBH = 48°F			
h_1 (Btu/Lib)	Te	h_s (Btu/Lib)	Cap. (Btu/h)
19.26	30	10.8	27080
	35	13.23	19301
	40	15.30	12676
	45	17.64	5185

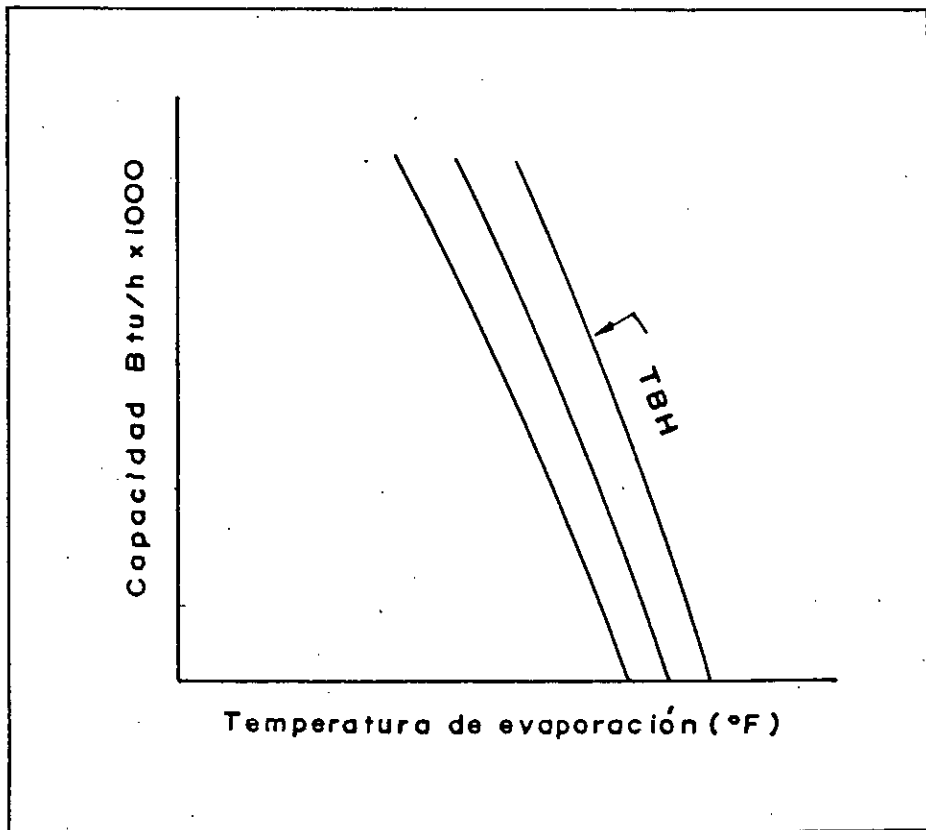
TABLA 3.8.1.2

TBH = 54°F			
h_1 (Btu/Lib)	Te	h_s (Btu/Lib)	Cap (Btu/h)
22.68	35	13.23	30249
	40	15.30	23623
	45	17.64	16133
	50	20.43	7202

TABLA 3.8.1.3

TBH = 60°F			
h_1 (Btu/Lib)	Te	h_s (Btu/Lib)	Cap (Btu/h)
26.55	40	15.30	36010
	45	17.64	28520
	50	20.43	19590
	55	23.49	9795

se encuentra a las condiciones ambientales de invierno. El diagrama nos muestra la tendencia de estas curvas, la capacidad esta en Stu/h y las temperaturas de evaporación en $^{\circ}\text{F}$. fig. 5.8.1.



3.9 CALCULO DEL CONDENSADOR - DISEÑO TERMICO PARA CALEFACCION

Para la unidad funcionando como calefactor, el evaporador calculado en enfriamiento ahora va a trabajar como condensador; y seguirá constituyendo el serpentín interior del sistema.

Como se trata del mismo dispositivo (serpentín interior) de nuestra unidad acondicionadora, las dimensiones básicas las vamos a tener en cuenta para verificar que este serpentín, bajo diferentes condiciones de transferencia de calor producto de la estación invernal nos va a proporcionar la capacidad requerida para la calefacción.

Las condiciones fijadas para la calefacción del local son las siguientes:

Entrada del aire al condensador

$$T_{BS} = 76^{\circ}\text{F}$$

$$T_{BH} = 66^{\circ}\text{F}$$

$$\phi = 60\%$$

además tenemos la temperatura de condensación $T_c = 112^{\circ}\text{F}$

Las dimensiones básicas que vamos a tener en cuenta, las extraemos del cálculo del serpentín interior para enfriamiento teniendo como base la matriz característica $8.0 - 3/8 \text{ T}$.

$$r_H = 1.9367 \times 10^{-3} \text{ pies}$$

$$\alpha = 261 \text{ pie}^2/\text{pie}^3$$

$$J_h = 0.006$$

$$f_d = 0.0225$$

$$Re = 4000$$

Cálculo de la velocidad másica (G)

$$u = 0.04473 \text{ lb/pie h a TBS} = 76^\circ\text{F}$$

$$G = \frac{Re \cdot u}{4r_H} = 23096 \text{ lb/h pie}^2$$

Cálculo del coeficiente de transferencia (\bar{h})

$$\bar{h} = J_h \times G \times c_p \times Pr^{-2/3} = 41.40 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Corrección del coeficiente pelicular (\bar{h}_c)

$$m = \left(\frac{2 \bar{h}}{k_e} \right)^{1/2} = 25.45$$

$$m L_A = 0.634$$

$$n_f = \frac{\tanh(m L_A)}{m L_A} = 0.8845$$

$$n_o = 0.89$$

$$\bar{h}_c = \bar{h} n_o = 36.846 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Area de transferencia frontal (A_{tf})

$$A_{tf} = \alpha L = 87$$

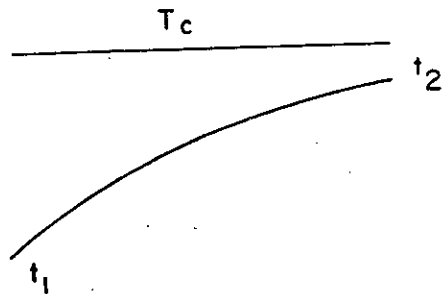
De una relación expuesta anteriormente, en donde tenemos la temperatura del aire a la salida del serpentín (t_2); relación que se obtuvo luego de haber hecho un balance térmico en el lado del aire, según el cual

$$t_2 - T_c = \frac{T_c - t_1}{\exp\left(\frac{\bar{h}_c A_{tf}}{G c_p}\right)}$$

$$t_2 = 91.81^\circ\text{F}$$

Cálculo de la efectividad (\mathcal{E})

A continuación hallaremos la efectividad del modelo y nos basamos en el siguiente esquema;



$$\mathcal{E}_s = \frac{t_2 - t_1}{T_c - t_1} = 0.439$$

Caída de presión en el modelo (Δ_p)

$$\Delta_p = \frac{f L (G/3600)^2}{2 g \rho r_H}$$

donde

$$g = 32.2 \text{ pie/s}^2$$

$$\rho = 0.076 \text{ lb/pie}^3 \quad \text{con TBH} = 66^\circ\text{F}$$

$$G = 23096 \text{ lb/h pie}^2$$

$$f_d = 0.0225$$

$$L = 4 \text{ plg.}$$

$$\Delta p = 32.57 \text{ lb/pie}^2$$

Las condiciones que vamos a usar para dimensionar el condensador son las de diseño, siendo estas $\Delta p_d = 0.5 \text{ lb/pie}^2$ y $L_d = 3.464$ (4 filas).

Y al igual que el evaporador expuesto anteriormente las ecuaciones fundamentales usadas para el dimensionamiento son:

$$G_d = G \left(\frac{L}{L_d} \times \frac{\Delta p_d}{\Delta p} \right)^{0.55763}$$

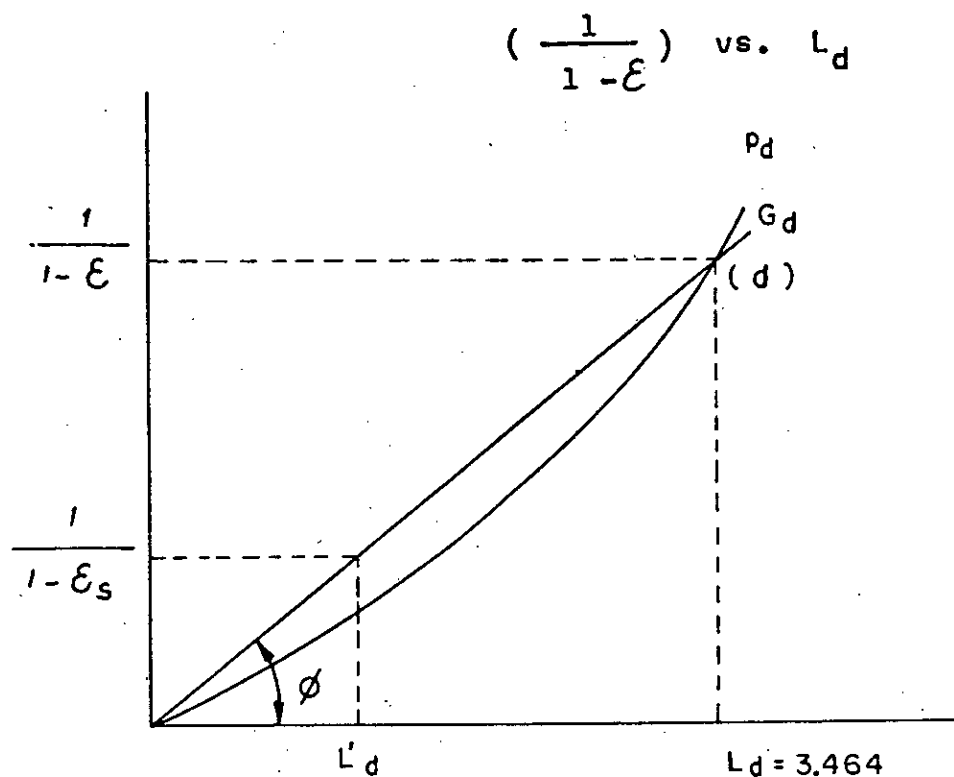
$$L'_d = L \left(\frac{G_d}{G} \right)^{0.4251}$$

Aplicando estas relaciones para las condiciones de diseño Δp_d , L_d obtendremos los parámetros fundamentales en el punto de diseño,

$$G_d = 2437.38 \text{ lb/h pie}^2$$

$$L'_d = 1.537 \text{ plg}$$

Ahora estamos en condiciones de hallar la pendiente de la recta que representa a G_d del siguiente gráfico.



La expresión deducida para la pendiente K es

$$K = \frac{\ln \left(\frac{1}{1-\mathcal{E}_s} \right)}{L'_d} = 0.3763$$

Efectividad en el punto de diseño:

De acuerdo al esquema anterior deducimos la expresión que nos servirá para determinar (\mathcal{E}) .

$$\mathcal{E} = 1 - \frac{1}{e^{K L_d}} = 0.728$$

Variación de la temperatura en el condensador:

Según una fórmula anteriormente expuesta donde

$$\varepsilon = \frac{\Delta t}{T_c - t_1}$$

$$\Delta t = \varepsilon (T_c - t_1) = 26.20$$

Cálculo del flujo másico de aire (\dot{m}_a):

$$\dot{Q}_c = \dot{m}_a c_p \Delta t$$

el calor disipado en el condensador será el necesario para compensar la carga de calefacción, por lo tanto

$$\dot{Q}_c = 17000 \text{ Btu/h}$$

en la fórmula anterior tenemos

$$\dot{m}_a = \frac{\dot{Q}_c}{c_p \Delta t} = 2703.56 \text{ lb/h}$$

Caudal de aire requerido (\dot{V}_a):

$$\dot{V}_a = \dot{m}_a / \rho = 583 \text{ pie}^3/\text{min}$$

Determinación del área frontal del condensador (serpentín interior):

$$A_{fr} = \dot{m}_a / G_d = 160 \text{ plg}^2$$

Temperatura de salida del aire del condensador (t_2):

$$t_2 = t_1 + \Delta t = 102.2^\circ\text{F}$$

Determinación de la velocidad de entrada del aire al condensador (\bar{V}):

$$\bar{V} = G_d / \rho = 2.715 \text{ m/s}$$

Con todos los datos calculados hasta ahora para el serpentín interior funcionando como condensador en invierno; estamos en condiciones de efectuar la verificación del dimensionamiento del serpentín condensador, de tal forma que el calor disipado en él sea el requerido para compensar la carga de calefacción.

Vamos a usar las curvas características de la matriz 8-3/8 T, en donde se muestra la relación que existe entre; (f_d , J_h y Re).

a) Número de Reynolds y Colburn:

$$Re = \frac{G \cdot 4r_H}{u} = 422$$

$$J_h = 0.015$$

b) Coeficiente pelicular (\bar{h}):

$$\bar{h} = J_h G_d c_p Pr^{-2/3}$$

$$\bar{h} = 10.922 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

c) Corrección del coeficiente pelicular:

$$m L_A = \left(\frac{2 \bar{h}}{k_e} \right)^{1/2} \cdot L_A$$

$$m L_A = 0.3257$$

$$n_f = \frac{\tanh(m L_A)}{m L_A} = 0.966$$

$$n_t = \frac{A_f n_f + A_g}{A_f + A_g} = 0.9678$$

$$\bar{h}_c = 10.57 \text{ Btu/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

d) Temperatura del aire a la salida del condensador (comprobación):

$$t_2 = T_c - \frac{T_c - t_1}{\exp\left(\frac{h_c A_{tf}}{G c_p}\right)}$$

donde

$$A_{tf} = \alpha L$$

$$t_2 = 112 - \frac{112 - 76}{\exp\left(\frac{10.57 \times 261 \times 3.464}{2437.38 \times 0.24 \times 12}\right)}$$

$$t_2 = 102.77^\circ\text{F}$$

e) Calor transmitido en el condensador:

$$\dot{Q}_c = \frac{\bar{h}_c \alpha L_d A_{fr} (t_2 - t_1)}{\ln\left(\frac{T_c - t_1}{T_c - t_2}\right)}$$

$$\dot{Q}_c = \frac{10.57 \times 261 \times 3.464 \times 1.1092 (102.77 - 76)}{\ln\left(\frac{112 - 76}{112 - 102.77}\right)}$$

$$\dot{Q}_c = 17373.73 \text{ Btu/h}$$

Es importante resaltar que el condensador realmente transfiera un 2.19% más que el \dot{Q}_c necesario para la calefacción esto es debido al calor adicional añadido por las ineficiencias en el compresor; ya que en el condensador debe eliminarse tanto el calor absorbido en el evaporador, como el calor de compresión añadido por el compresor.

3.9.1 CONSTRUCCION DE LAS CURVAS DEL CONDENSADOR

PARA CALEFACCION

En este caso el que va a trabajar como condensador, es el evaporador normal del sistema de refrigeración (serpentín interior). A continuación construiremos las curvas del condensador para las condiciones de funcionamiento establecidas.

Al igual que en el caso de la unidad de refrigeración - tendremos en cuenta lo siguiente:

- El flujo másico considerado será el de diseño es decir

$$m_a = 2704 \text{ Lb/h}$$

además sabemos que;

$$c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F} \quad \text{y} \quad \epsilon = 0.728$$

- Las temperaturas de condensación serán 110, 120 y 130 $^\circ\text{F}$, en concordancia con las curvas del compresor (TECUMSEH MODELO AJ 8516E)
- De la tabla 3.7.1.1 extraemos los valores del factor "r" (relación de calores)
- Usaremos las coordenadas, capacidad del evaporador vs temperatura de evaporación manteniendo constante para cada caso las temperaturas de condensación.
- La relación que usaremos para la elaboración de la tabla que nos permita construir las curvas del condensador es:

$$CAP_{EVAP} = \frac{\dot{m}_a c_p \varepsilon (T_c - T_i)}{r}$$

- Reemplazando en esta ecuación los valores de \dot{m}_a , c_p y obtenemos

$$CAP_{EVAP} = \frac{472.4 (T_c - T_i)}{r}$$

con esta ecuación y usando la tabla 3.7.1.1 para hallar "r", haciendo variar las temperaturas de evaporación, para una determinada temperatura de condensación manteniendo la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador en TBS = 76°F, podemos elaborar la tabla 3.9.1. Con esta tabla podemos construir las curvas del condensador para la unidad en calefacción.

Para efectos de la construcción de estas curvas, cuando la unidad funciona como bomba de calor por inversión del ciclo de refrigeración, hemos usado las coordenadas donde se muestran; la capacidad del evaporador y la temperatura de evaporación del refrigerante, con lo cual construiremos posteriormente - las curvas de la unidad de condensación.

Además teniendo presente que el factor que tiene mayor influencia en el funcionamiento de una bomba de calor es la temperatura del aire exterior por ser variable, necesitamos representar las curvas en función

Tabla 3.9.1

TBS = 76°F

T_e \ T_c °F	110		120		130	
	r	CAP	r	CAP	r	CAP
35	1.3352	12029	1.3978	14870	1.4558	17523
40	1.3049	12309	1.3570	15317	1.4147	18032
45	1.2743	12604	1.3229	15712	1.3751	18551
50	1.2469	12881	1.2912	16098	1.3412	19020
55	1.2297	13115	1.2637	16448	1.3123	19439

CAP en (Btu/h)

de la temperatura exterior y la capacidad de calefacción
 CAP_{CAL} vs T_{ext} .

La potencia que el compresor necesita en un cierto intervalo de temperaturas exteriores puede también evaluarse; de los datos de catálogo del compresor obtenemos la potencia necesaria, por lo tanto la potencia puede representarse gráficamente como una función de la temperatura exterior.

Tabla 3.9.1.1

$T_e \backslash T_c$	110		120		130	
	CAP r	POT	CAP r	POT	CAP r	POT
°F	(Btu/h)		(Btu/h)		(Btu/h)	
35	12480 1.3352	4184	11320 1.3978	4504	10300 1.4558	4695
40	14100 1.3049	4300	13000 1.3570	4641	11800 1.4147	4893
45	16000 1.2743	4388	14720 1.3229	4753	13500 1.3751	5064
50	18100 1.2469	4470	16700 1.2912	4863	15300 1.3412	5221
55	20200 1.2247	4538	18800 1.2637	4958	17200 1.3123	5371

(en esta tabla tenemos los valores de "r").

3.10 SELECCION DEL COMPRESOR

Para poder seleccionar el compresor adecuadamente nos basaremos en las tablas típicas de especificaciones de los compresores, proporcionadas por el fabricante y de los gráficos que incluyen las curvas de funcionamiento del compresor.

Para este tipo de unidades compactas de acondicionamiento de aire; la marca TECUMSEH PRODUCTS COMPANY dispone de diferentes modelos de compresores herméticos usados en la industria de la refrigeración y acondicionamiento de aire.

Para poder seleccionar el compresor debemos tener presente ciertas consideraciones.

Los métodos para calcular la capacidad requerida del compresor (cálculo de las cargas) no son completamente exactos; además raras veces es posible seleccionar un compresor que tenga exactamente la capacidad requerida a las condiciones de diseño, se recomienda por lo tanto seleccionar al compresor que tenga una capacidad igual o algo mayor a la capacidad requerida para las condiciones operantes de diseño.

Para nuestra unidad acondicionadora, seleccionaremos el compresor adecuado para lo cual disponemos de los siguientes datos

CONDICIONES EN VERANO

- La capacidad de refrigeración requerida (17000 Btu/h)
- La temperatura de succión saturada ó temperatura de evaporación de diseño (53°F).

- La temperatura de descarga saturada o temperatura de temperatura de condensación (110°F)

CONDICIONES EN INVIERNO

- La capacidad de calefacción requerida (17000 Btu/h).
- La capacidad de la refrigeración supuesta (14800 en Btu/h).
- La temperatura de evaporación de diseño (46°F).
- La temperatura de condensación (112°F).

Teniendo presente estas consideraciones, el compresor seleccionado es de la marca TECUMSEH MODELO N° AJ8516 E; las curvas del compresor proporcionado por el fabricante se muestran en las figuras (3.10 a) y (3.10 b).

En la fig. 3.10 a tenemos representada las curvas de potencia del compresor para diferentes temperaturas de condensación 110, 120 y 130°F ; en función de las temperaturas de evaporación. El valor de la potencia para determinadas condiciones lo determinamos en la parte derecha del diagrama y esta expresada en watts.

En la fig. 3.10 b tenemos representada las curvas de capacidad del compresor para diferentes temperaturas de condensación; en función de las temperaturas de evaporación.

El valor de la capacidad que se encuentra en la parte derecha del diagrama esta expresada en Btu por hora.

Estos gráficos son importantes para determinar las curvas de la unidad de condensación.

TRUMSER PRODUCTS COMPANY

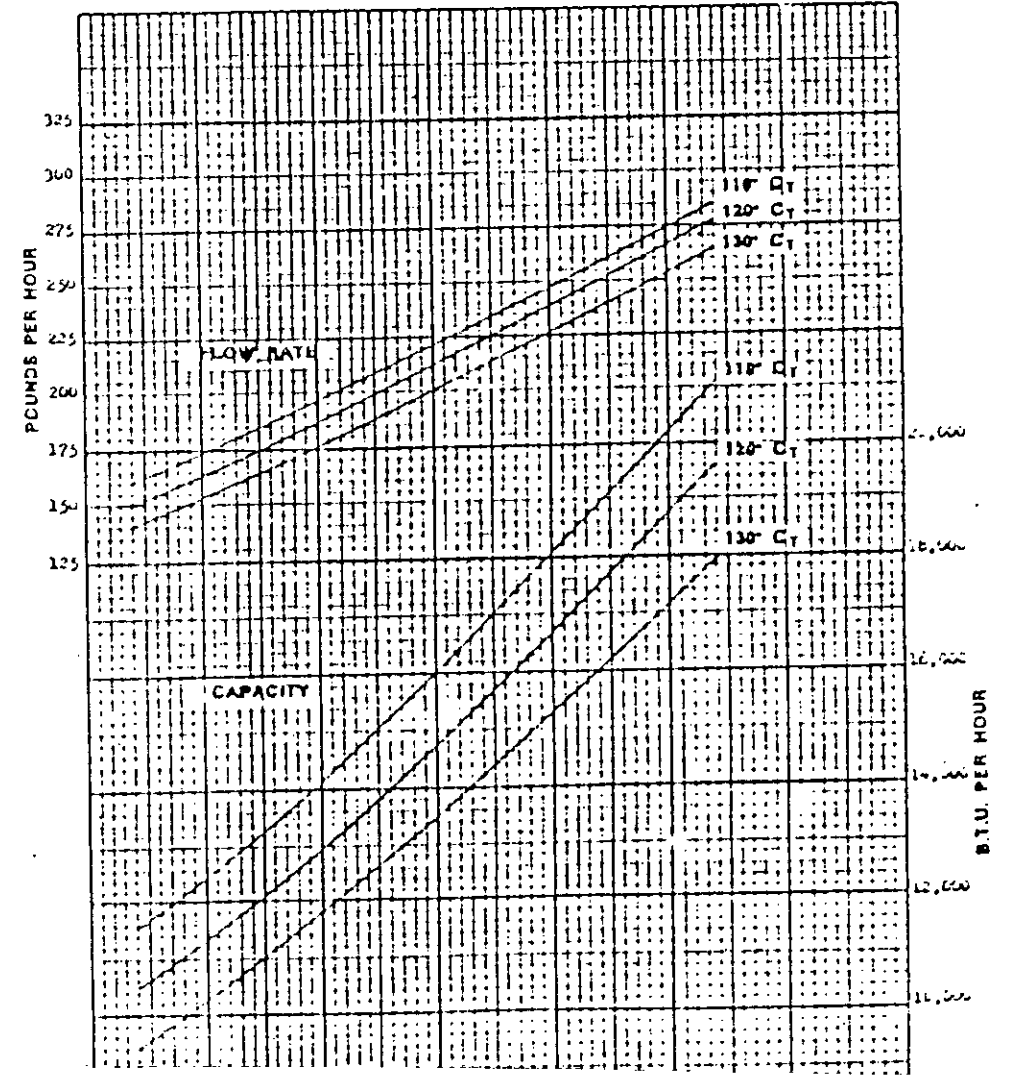
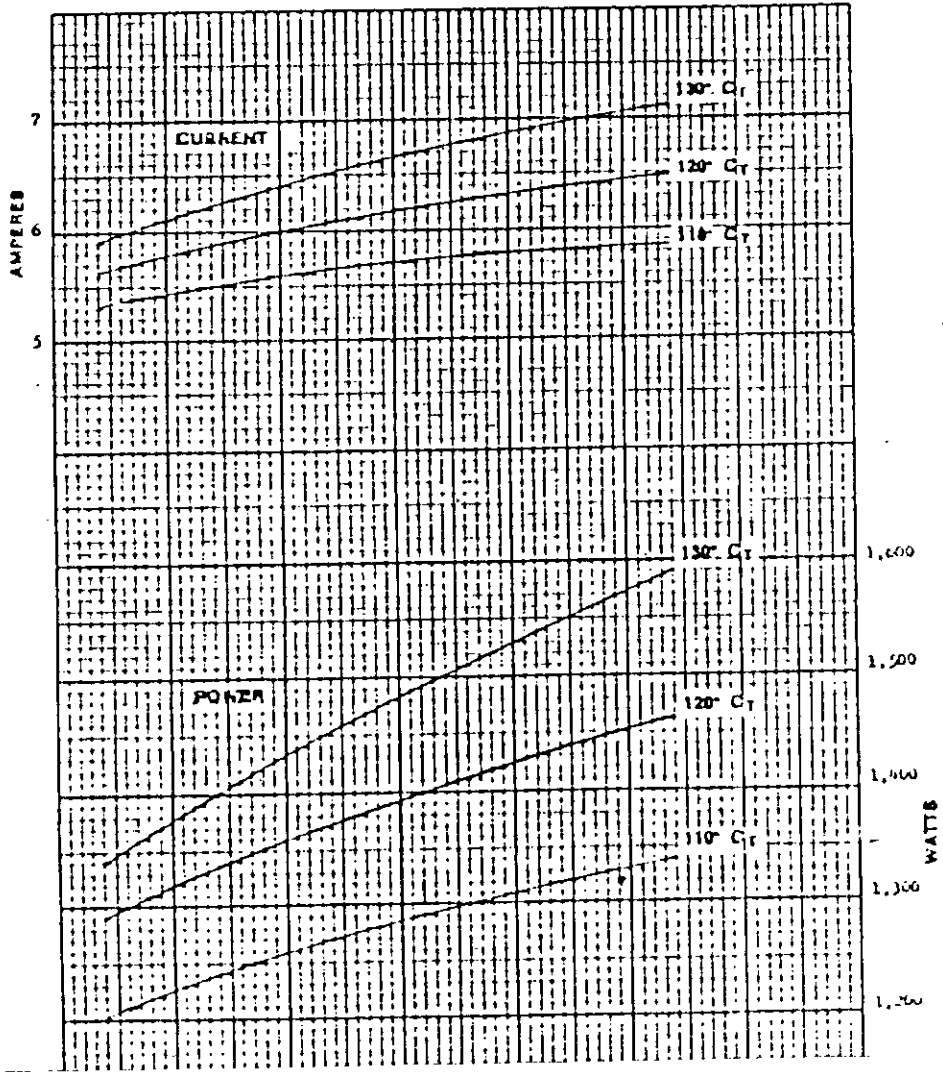
THE WORLD'S LARGEST MANUFACTURER OF COMPRESSORS
FOR THE REFRIGERATION INDUSTRY

Refrigerant Type: 22
 Gas Leaving Evaporator Superheated: 2
 Gas Entering Compressor: 65
 Liquid Subcooled: 20

For All Condensing Temps (Ct)
 All Temperatures Are °F.

Model No. AM5168
 October 22, 1971

Motor Type: PSC
 Volts-Hz-Phase: 230/208/60/1
 Volts (Tested At): 230
 Run Capacitor (Mfd.): 17.5
 Room Ambient: 75
 Forced Air Over Compr.: Yes



3.10.1 CONSTRUCCION DE LAS CURVAS DEL COMPRESOR

Para poder trazar las curvas de capacidad - del compresor, nos basamos en las gráficas proporcionadas por el fabricante TECUMSEH, para el modelo N° AJ8516 E.

Por conveniencia lo que vamos a hacer simplemente es modicar la escala de capacidad de refrigeración de acuerdo a nuestros requerimientos, para posteriormente trazar las curvas de la unidad de condensación y las curvas de funcionamiento de la unidad. Del gráfico N°3.10 b extraemos los siguientes valores mostrados en la tabla 3.10.1

Tabla 3.10.1

AJ8516E

$T_B \backslash T_C$	110°F	120°F	130°F
°F	CAP (Btu/h)	CAP (Btu/h)	CAP (Btu/h)
35	12480	11320	10300
40	14100	13000	11800
45	16000	14720	13500
50	18100	16700	15300
55	20200	18800	17200

con esta tabla construimos las curvas del compresor en la escala conveniente, tal como se muestra en la fig. 3.10.1.

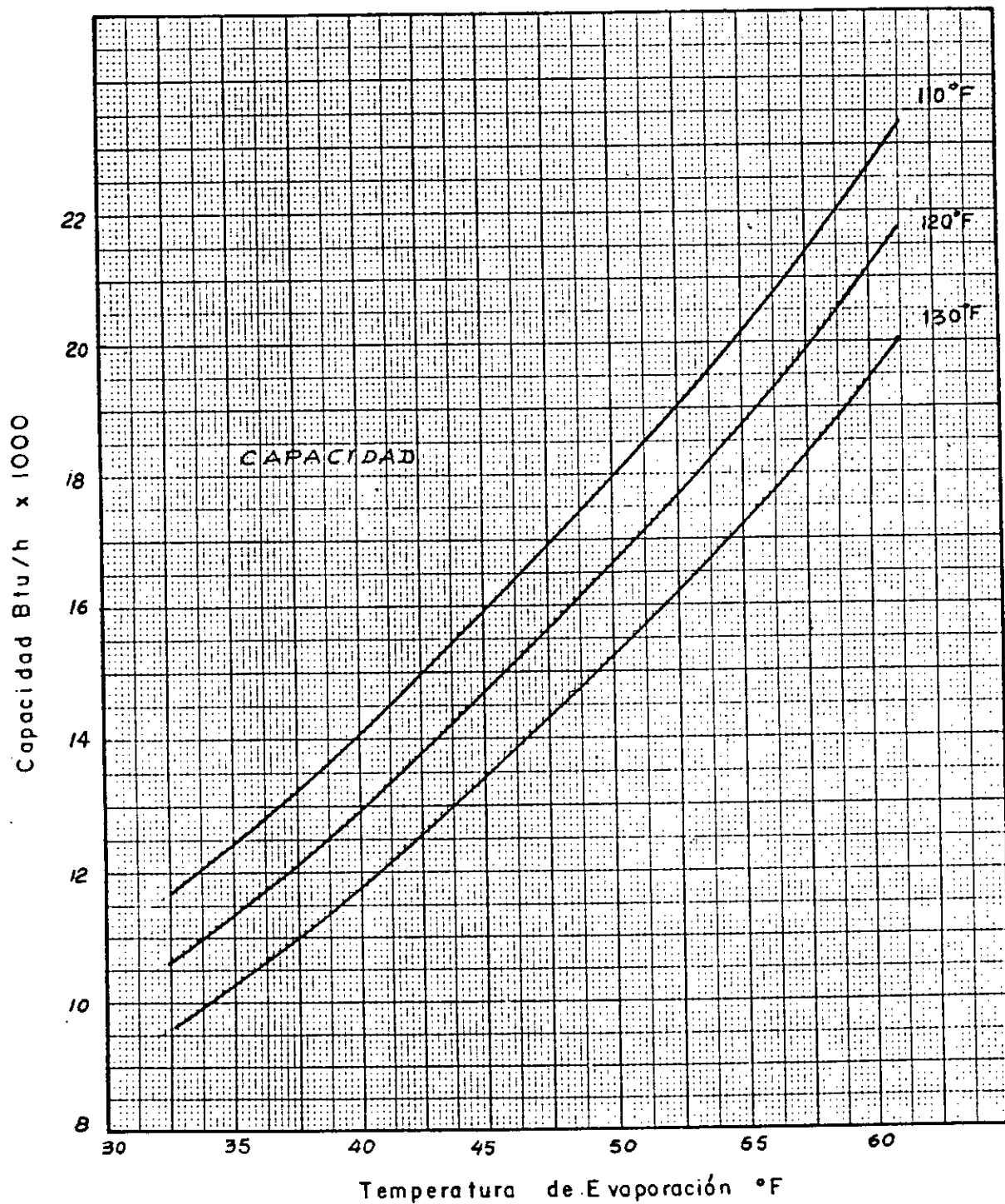


Fig. 3.10.1. Curvas características de funcionamiento del compresor modelo AJ8516 E; marca TECUMSEH.

3.11 CONSTRUCCION DE LAS CURVAS DE LA UNIDAD DE CONDENSACION

Para poder predecir el funcionamiento del equipo reversible y posteriormente para la preparación de los datos del catálogo, es necesario analizar el comportamiento del sistema total de compresión; para esto debemos relacionar las características de funcionamiento individuales del compresor, condensador, dispositivo de expansión y evaporador ya que estos componentes son interdependientes en su funcionamiento.

En primer término y debido a la importancia que tiene vamos a determinar el funcionamiento de la unidad de condensación mediante el método gráfico (construcción de curvas).

En este caso vamos a tener el comportamiento de dos de los componentes funcionando juntos, el compresor y el condensador que se combinan formando la "unidad de condensación". Para la construcción de estas curvas nos basamos en las curvas del compresor y del condensador hallados anteriormente, los cuales las superponemos en un diagrama cuyas coordenadas son la capacidad de refrigeración y la temperatura de evaporación; suponiendo que se mantienen constantes el caudal, la temperatura del aire a la entrada del condensador y la velocidad del compresor.

En la construcción de estas curvas debemos tener presente lo siguiente; Cuando el equipo funciona en verano la unidad de condensación lo constituye el compresor y el serpentín exterior y cuando el equipo funciona en invierno la

unidad de condensación lo constituye el compresor y el ser-
pentín interior; siendo el procedimiento de construcción el
mismo. A continuación vamos a trazar las curvas de la uni-
dad de condensación cuando el equipo funciona como enfria-
dor.

Condiciones de diseño:

$$T_{BS} = 83^{\circ}F$$

$$\dot{m} \times c_p = 7573 \text{ lb/h} \times 0.24 \text{ Btu/lb } ^{\circ}F$$

$$\epsilon = 0.427$$

$$T_c = 110, 115, 120 \text{ y } 125^{\circ}F$$

COMPRESOR MARCA TECUMSEH MODELO AJ8516E

$$T_e = 35 \text{ a } 55^{\circ}F$$

La relación usada para hallar las curvas del condensador en
el punto de diseño es

$$CAP = 776 (T_c - T_i) / r$$

los valores para construir las curvas se muestran en la ta-
bla 3.11. Estas curvas del condensador las superponemos a
las curvas del compresor en un diagrama, CAP vs T_e y obte-
nemos la fig. 3.11, que representa las curvas de la unidad
de condensación cuando el equipo funciona como enfriador en
verano.

TABLA 3.11

TBS = 83°F						
$T_e \backslash T_c$	110°F		115°F		120°F	
	r	CAP	r	CAP	r	CAP
35	1.3352	15692	1.3665	18172	1.3978	20541
40	1.3049	16056	1.3309	18657	1.3570	21158
45	1.2743	16442	1.2986	19122	1.3229	21704
50	1.2469	16803	1.2690	19568	1.2912	22237
55	1.2247	17108	1.2442	19958	1.2637	22721

En esta tabla T_c , T_e estan en (°F) y la CAP en (Btu/h).

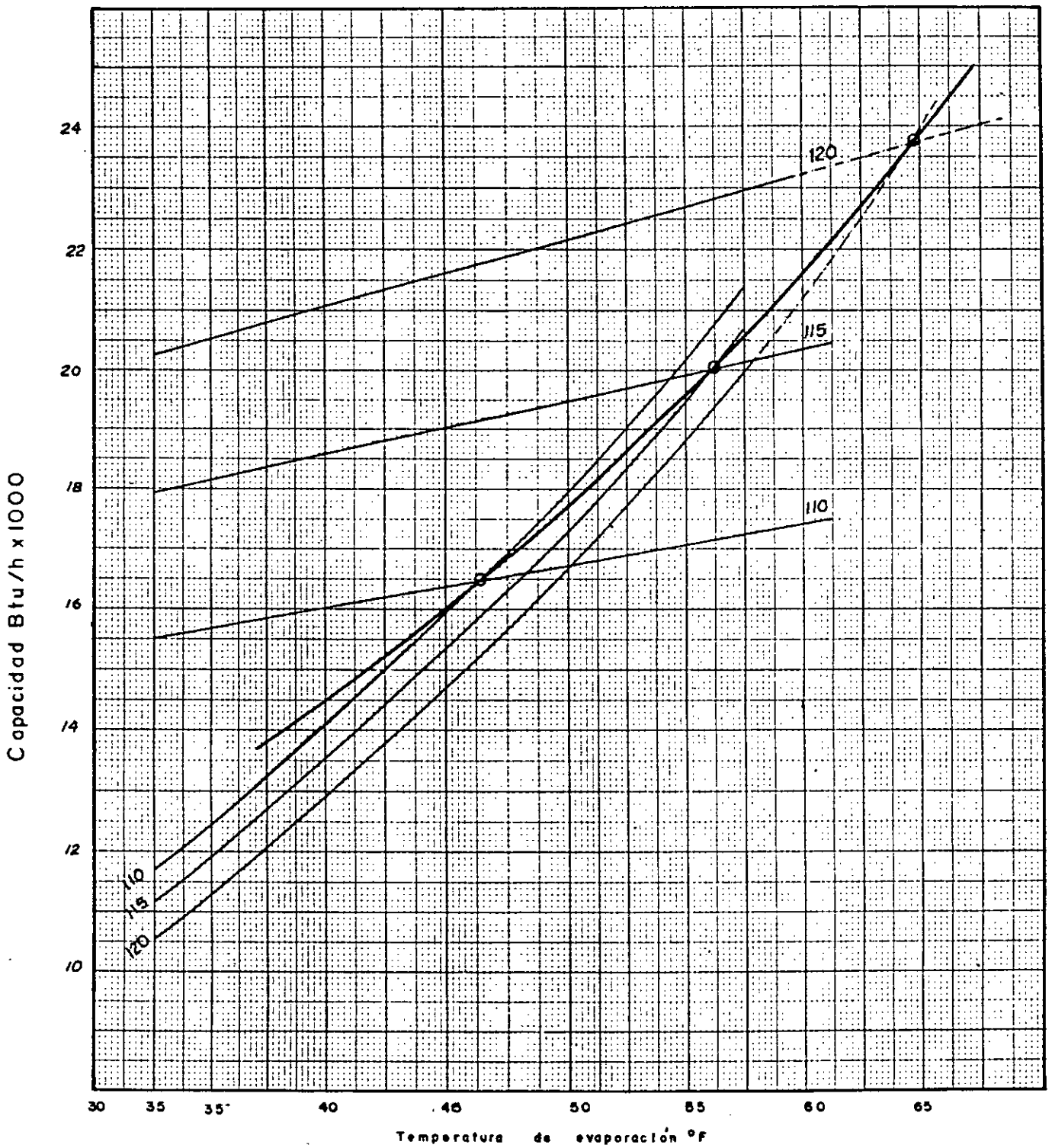


Fig. 3.11. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 83^{\circ}\text{F}$ (diseño), y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 110, 115 y 120°F, cuando el equipo funciona como enfriador en verano; usamos las coordenadas CAP vs T_e .

4.- COMPORTAMIENTO DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION

REVERSIBLE

En el capítulo anterior hemos elaborado las curvas del evaporador, condensador y unidad de condensación para nuestra unidad acondicionadora en el punto de diseño; tanto en refrigeración como en calefacción. Ahora vamos a mostrar el comportamiento de la unidad reversible para condiciones de funcionamiento diferentes al de diseño, para esto tenemos que construir las curvas correspondientes; teniendo en cuenta las dos alternativas siguientes:

ALTERNATIVA N° 1

- Flujo másico y caudal de aire que atraviezan por el serpentín exterior (condensador) constantes.
- Flujo másico y caudal de aire a través del serpentín interior (evaporador), variables en un 25% más y un 25% menos a los de diseño.
- Usamos para el evaporador, un ventilador de flujo radial (centrífugo); con un motor eléctrico de tres velocidades para los diferentes caudales de aire.
- Usamos para el condensador, un ventilador de flujo axial; con un motor eléctrico de una velocidad para el caudal de aire requerido.

ALTERNATIVA N° 2

- Flujo másico y caudal de aire que atraviezan - por el serpentín exterior (condensador), variables.
- Flujo másico y caudal de aire a través del serpentín interior (evaporador), variables.
- Usamos para el evaporador un ventilador centrífugo y para el condensador un ventilador de flujo axial, ambos ventiladores son accionados por un motor eléctrico de tres velocidades para los diferentes caudales de aire requeridos.

4.1 DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIDAD

PARA ENFRIAMIENTO

Para las dos alternativas consideradas, tenemos - que construir las curvas de funcionamiento respectivas que nos van a permitir elaborar las tablas de funcionamiento de la unidad de acondicionamiento reversible para enfriamiento. Una de estas dos alternativas es la que utilizaremos - en la unidad, para ver cual de ellas es la más conveniente nos basamos en las tablas de funcionamiento.

Se observa que para las dos alternativas el flujo másico y caudal de aire que atraviezan por el serpentín interior (evaporador) son variables en un 25% más y en un 25% menos de dicho valor de diseño, tal como podemos observar en el siguiente cuadro; donde

$$\dot{m}_a \text{ en (lb/h) y } \dot{V}_a \text{ en pie}^3/\text{min}$$

CONDICION	\dot{m}_a	\dot{V}_a
DISEÑO	2704	593
0.75	2028	445
1.25	3380	741

También necesitamos determinar los valores de G_x , L'_x , \mathcal{E} y Δp_x para lo cual nos remitimos a las ecuaciones expuestas anteriormente.

$$G_x = \frac{\dot{m}_a}{A_{fr}}$$

$$L'_x = L \left(\frac{G_x}{G} \right)^{0.4251}$$

$$K = \frac{\ln \left(\frac{1}{1 - \mathcal{E}_s} \right)}{L'_x}$$

$$\mathcal{E} = 1 - \frac{1}{e^{K L'_x}}$$

$$\Delta p_x = \Delta p \left(\frac{G_x}{G} \right)^{1.7933} \cdot \frac{L_x}{L}$$

Como datos tenemos

$$A_{fr} = 1.1096 \text{ pie}^2$$

$$L = 4 \text{ plg}$$

$$G = 23096 \text{ lb/h pie}^2$$

$$\epsilon_s = 0.4325$$

$$L_d = 3.464 \text{ plg}$$

$$\Delta p = 32.57 \text{ lb/pie}^2$$

reemplazando estos valores en las fórmulas respectivas obtendremos la tabla 4.1, para los flujos máxicos considerados.

Tabla 4.1

$\dot{m}_a \text{ (lb/h)}$	2028	2704	3380
$G_x \text{ (lb/h pie}^2\text{)}$	1827.7	2437	3046
$L'_d \text{ (plg)}$	1.3606	1.5377	1.6907
K	0.4163	0.3684	0.3350
ϵ	0.7635	0.7209	0.6866
$\Delta p_x \text{ (lb/pie}^2\text{)}$	0.2983	0.5000	0.7457

Con el objeto de mostrar el funcionamiento de la unidad en conjunto, debemos construir las curvas del evaporador y del condensador para los diferentes flujos máxicos mostrados en la tabla 4.1, para esto nos basamos en la forma de construcción de las curvas anteriormente expuestas.

4.1.1 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL EVAPORADOR
PARA ENFRIAMIENTO ALTERNATIVAS N°1 y N°2

Para la construcción de estas curvas empleamos el diagrama CAP_{EVAP} vs Temperatura de evaporación; y nos basamos en la ecuación de la capacidad del evaporador es decir,

$$CAP_{EVAP} = \dot{m}_a \varepsilon (h_1 - h_s)$$

donde \dot{m}_a y ε son valores que permanecen constantes para cada caso según la tabla 4.1, a diferencia de h_s que toma diferentes valores. De acuerdo a las temperaturas de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador (TBH), h_1 también permanece constante para cada cada valor de \dot{m}_a en cambio h_s varía de acuerdo a las temperaturas de evaporación.

Los valores de TBH a los cuales se determinarán las entalpías (h_1) son; 72, 66 y 60°F y los valores de (T_g) son; 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65 y 70°F. Los valores de las entalpías h_1 y h_s ya fueron determinadas y los tenemos en las tablas 3.6.1.1 al 3.6.1.4. Según estas tablas y la ecuación de la capacidad, podemos determinar los valores de CAP_{EVAP} los cuales se muestran a continuación.

1. Con TBH = T_1 = 60°F; h_1 = 26.55 Btu/lb
2. Con TBH = T_1 = 66°F; h_1 = 31.00 Btu/lb
3. Con TBH = T_1 = 72°F; h_1 = 35.70 Btu/lb.

1. Con TBH = 60°F; $h_1 = 26.55$ Btu/lb, los valores de la capacidad los tenemos en la tabla 4.1.1.

$m_a = 2028$		$\epsilon = 0.7635$	
TBH = 60°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
26.55	30	10.8	24387
	35	13.23	20624
	40	15.30	17419
	45	17.64	13796
	50	20.43	9476
	55	23.49	4738

2. Con TBH = 66°F; $h_1 = 31.00$ Btu/lb, los valores de la capacidad los tenemos en la tabla 4.1.2.

$m_a = 2028$		$\epsilon = 0.7635$	
TBH = 66°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
31	35	13.23	27515
	40	15.30	24310
	45	17.64	20686
	50	20.43	16366
	55	23.49	11628
	60	26.55	6890
	65	30.06	1456

3. Con TBH = 72°F; $h_1 = 35.7$ Btu/lb, los valores de la capacidad lo tenemos en la tabla 4.1.1.3

$\dot{m}_a = 2028$ $\epsilon = 0.7635$			
TBH = 72°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
35.7	40	15.30	31587.0
	45	17.64	27963.7
	50	20.43	23643.7
	55	23.49	18905.7
	60	26.55	14167.6
	65	30.06	8733.0
	70	34.02	2601.3

en todas las tablas tenemos

\dot{m}_a (lb/h), h_1 y h_s (Btu/lb), CAP (Btu/h) y las temperaturas estan en (°F).

- A continuación elaboramos las tablas que corresponden al evaporador bajo las siguientes condiciones:

$$\dot{m}_a = 2704 \text{ lb/h} ; \epsilon = 0.7209$$

1. Con TBH = 60°F ; $h_1 = 26.55$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan mostrados en la tabla 4.1.1.4.

$\dot{m}_a = 2704$		$\epsilon = 0.7209$	
TBH = 60°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
26.55	30	10.8	30702
	35	13.23	25965
	40	15.30	21930
	45	17.64	17368
	50	20.43	11930
	55	23.49	5965

2. Con TBH = 66°F ; $h_1 = 31$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en 4.1.1.5.

$\dot{m}_a = 2704$		$\epsilon = 0.7209$	
TBH = 66°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
31	35	13.23	34639
	40	15.30	30604
	45	17.64	26043
	50	20.43	20604
	55	23.49	14639
	60	26.55	8674

3. Con TBH = 72°F; $h_1 = 35.7$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en 4.1.1.6.

$\dot{m}_a = 2704$		$\epsilon = 0.7209$	
TBH = 72°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
35.70	40	15.30	39766
	45	17.64	35205
	50	20.43	29766
	55	23.49	23801
	60	26.55	17836
	65	30.06	10944
	70	34.02	3275

- A continuación elaboramos las tablas que corresponden al evaporador, bajo las siguientes condiciones:

$$\dot{m}_a = 3380 \text{ lb/h} ; \epsilon = 0.6866$$

1. Con TBH = 60°F; $h_1 = 26.55$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en 4.1.1.7.

$\dot{m}_a = 3380$		$\mathcal{E} = 0.6866$	
TBH = 60°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
26.55	30	10.8	36551
	35	13.23	30912
	40	15.30	26108
	45	17.64	20678
	50	20.43	14203
	55	23.49	7101

2. Con TBH = 66°F; $h_1 = 31.0$ Btu/h, los valores de la capacidad estan tabulados en 4.1.1.8.

$\dot{m}_a = 3380$		$\mathcal{E} = 0.6866$	
TBH = 66°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
31	35	13.23	41239
	40	15.30	36435
	45	17.64	31005
	50	20.43	24530
	55	23.49	17429
	60	26.55	10327
	65	30.06	2181

3. Con TBH = 72°F; $h_1 = 35.7$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en 4.1.1.9.

$\dot{m}_a = 3380$		$\epsilon = 0.6866$	
TBH = 72°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
35.7	40	15.30	47342
	45	17.64	41919
	50	20.43	35437
	55	23.49	28336
	60	26.55	21334
	65	30.06	13089
	70	34.02	3899

En base a todas estas tablas elaboradas en la sección 4.1.1 construimos las curvas caracterfsticas del evaporador, cuando la unidad funciona como enfriador en verano. Estas curvas se muestran en las figuras 4.1.1, 4.1.1.1 y 4.1.1.2.

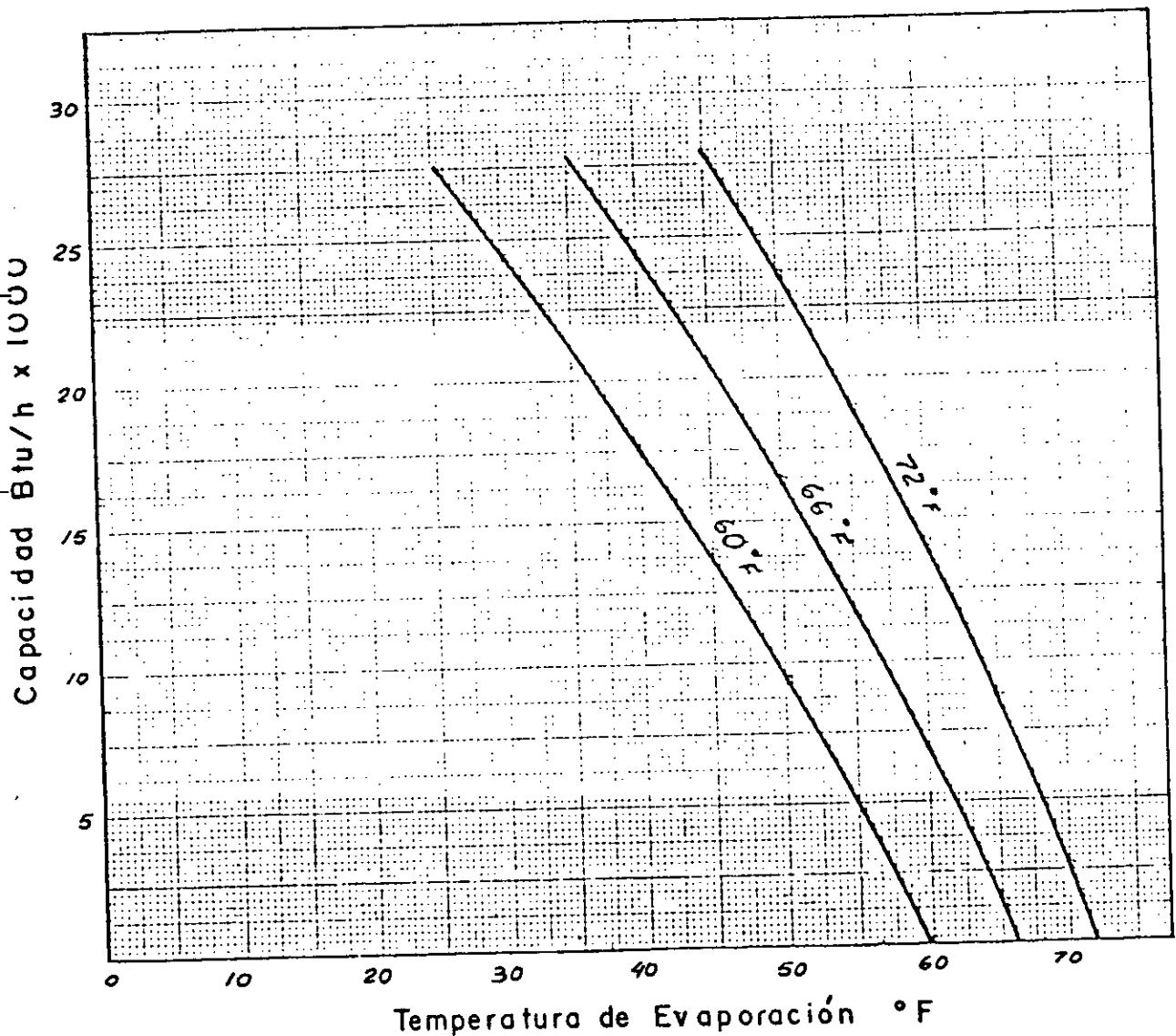


Fig. (4.1.1). Curvas de funcionamiento del evaporador, cuando el equipo funciona como enfriador; para un flujo másico de aire $\dot{m}_a = 2028 \text{ lb/h}$ con una efectividad $\xi = 0.7635$, en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador $T_{BH} = 60, 66 \text{ y } 72^\circ\text{F}$.

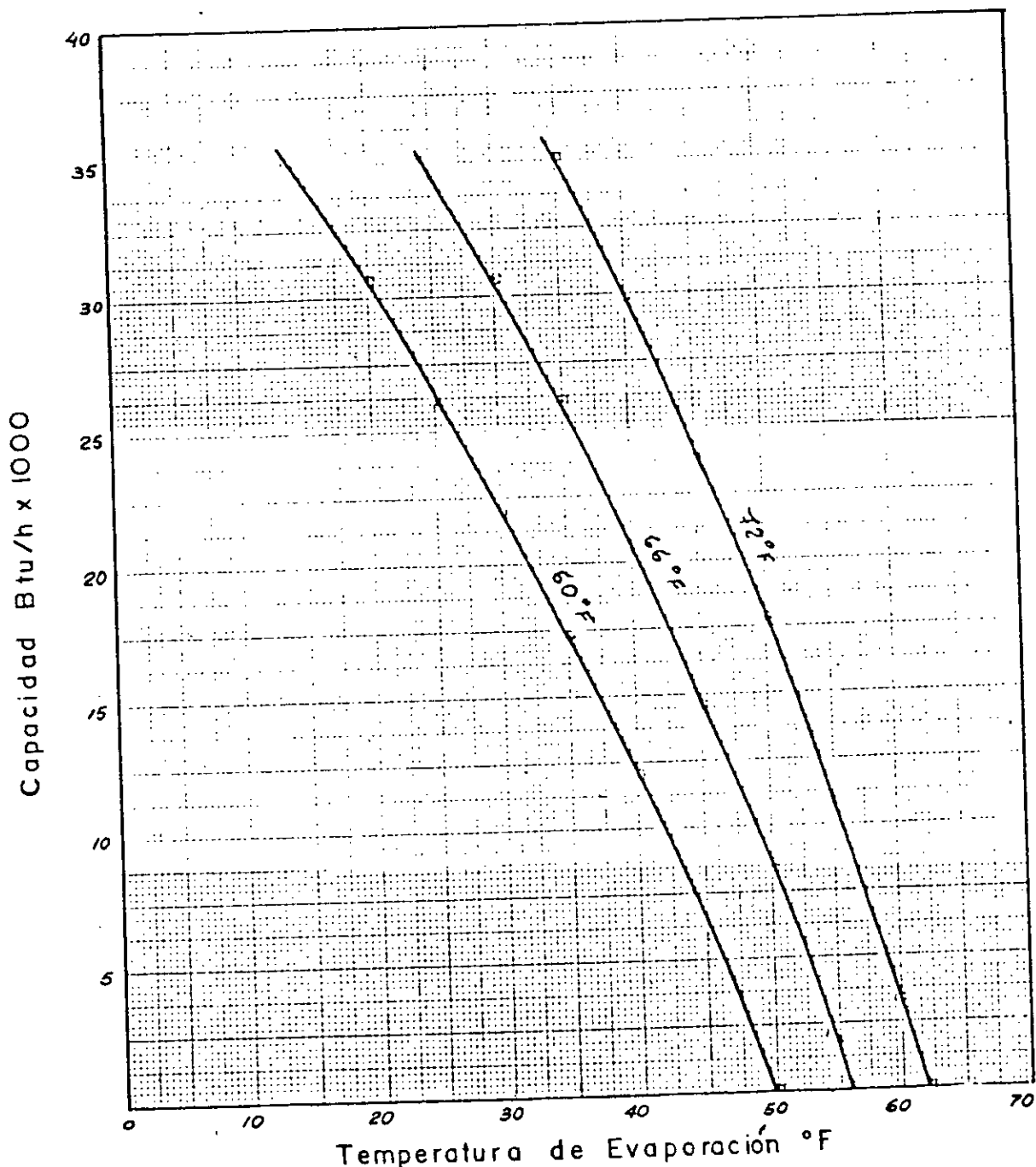


Fig. 4.1.1.1. Curvas de funcionamiento del evaporador cuando el equipo funciona como enfriador en verano; para un flujo másico de aire $\dot{m}_e = 2704 \text{ lb/h}$, con una efectividad $\epsilon = 0.7209$ en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador, TBH = 60, 66 y 72°F.

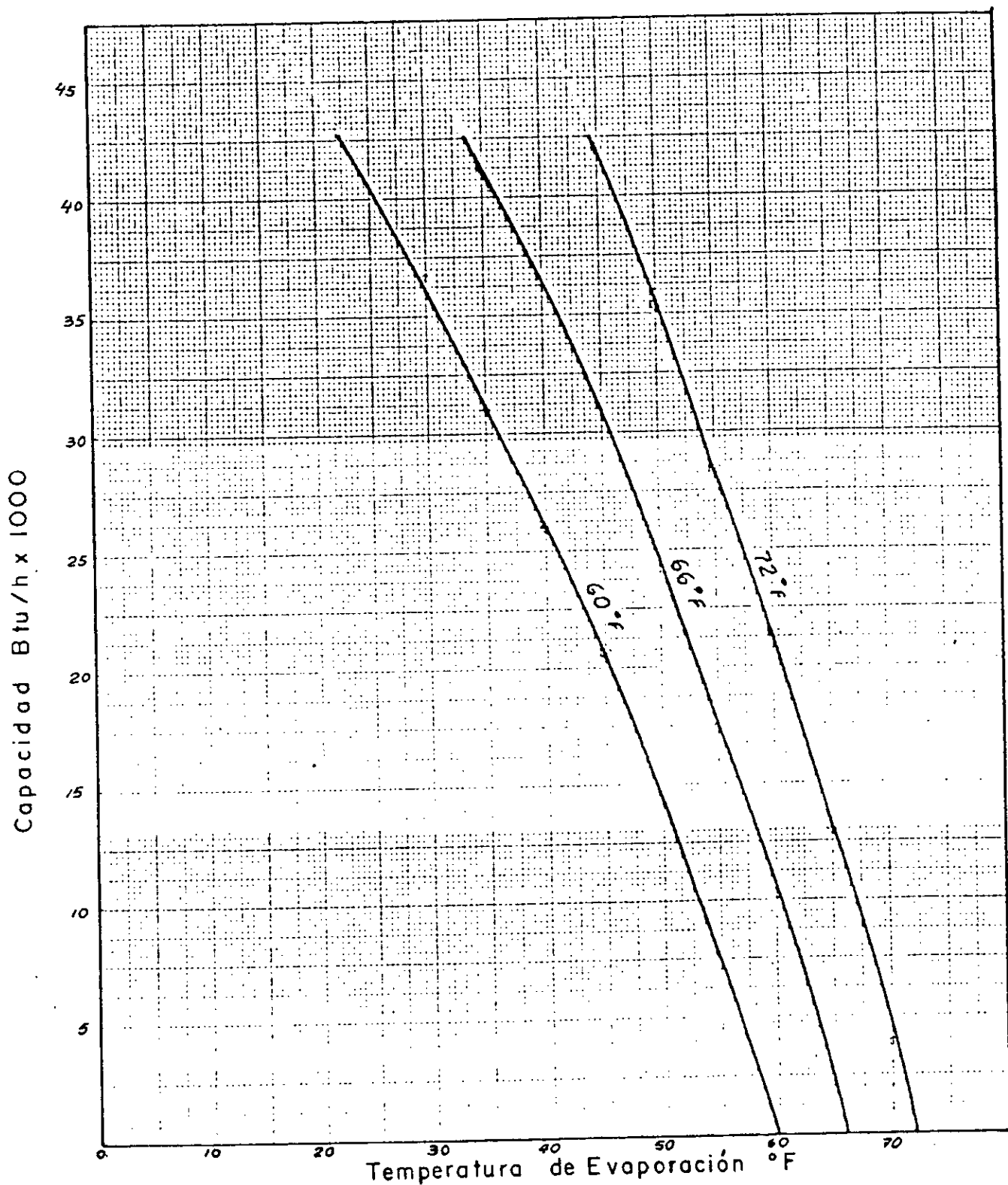


Fig. 4.1.1.2 Curvas de funcionamiento del evaporador cuando el equipo funciona como enfriador en verano; para un flujo másico de aire $\dot{m}_e = 3380 \text{ lb/h}$, con una efectividad $\xi = 0.6866$ en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador, TBH = 60, 66 y 72°F.

4.1.2 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL CONDENSADOR PARA ENFRIAMIENTO

Para la construcción de estas curvas emplearemos el diagrama CAP_{EVAP} vs Temperatura de evaporación, el flujo másico a considerar será el de diseño, lo mismo que el caudal; las temperaturas de condensación las haremos variar de acuerdo a catálogos y en base a las curvas de capacidad del compresor modelo AJ8516 E (TECUMSEH), y estas serán 110, 115, 120 y 125°F; para efectos de construcción de las curvas la temperatura que fijaremos para la entrada del aire al condensador tomará los valores de; TBS = 85, 90 y 95°F. Además las temperaturas de evaporación serán; $T_e = 35, 40, 45, 50$ y 55°F. Esto para la alternativa N° 1.

La fórmula empleada para determinar los valores de la capacidad del evaporador, con la que podremos graficar las curvas de funcionamiento del compresor es;

$$CAP_{EVAP} = \frac{\dot{m}_a c_p \mathcal{E} (T_c - T_i)}{r}$$

mediante esta ecuación y la tabla 3.7.1.2, obtenemos las tablas 4.1.2.1, 4.1.2.2 y 4.1.2.3 con las cuales graficaremos las curvas del condensador.

En la ecuación anterior como datos tenemos

$$\dot{m}_a = 7573 \text{ lb/h}, \quad c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}, \quad \mathcal{E} = 0.427, \quad TBS \quad \text{y} \quad r.$$

TABLA 4.1.2.1

TBS = 85°F								
	110°F		115°F		120°F		125°F	
35	1.3352	14530	1.3665	17036	1.3978	19431	1.4268	21755
40	1.3049	14867	1.3309	17491	1.3570	20014	1.3858	22398
45	1.2743	15224	1.2986	17927	1.3229	20531	1.3490	23010
50	1.2469	15559	1.2690	18345	1.2912	21035	1.3162	23583
55	1.2247	15841	1.2442	18711	1.2637	21492	1.2880	24100

TABLA 4.1.2.2

TBS = 90°F								
	110°F		115°F		120°F		125°F	
35	1.3352	11624	1.3665	14197	1.3978	16655	1.4268	19036
40	1.3049	11894	1.3309	14576	1.3570	17155	1.3858	19598
45	1.2743	12179	1.2986	14939	1.3229	17598	1.3490	20133
50	1.2469	12447	1.2690	15288	1.2912	18030	1.3162	20635
55	1.2247	12672	1.2442	15592	1.2637	18422	1.2880	21087

TABLA 4.1.2.3

TBS = 95°F								
	110°F		115°F		120°F		125°F	
35	1.3352	8718	1.3665	11357	1.3978	13879	1.4268	16316
40	1.3049	8920	1.3309	11661	1.3570	14296	1.3858	16800
45	1.2743	9134	1.2986	11951	1.3329	14665	1.3490	17257
50	1.2469	9335	1.2690	12230	1.2912	15025	1.3162	17687
55	1.2247	9504	1.2442	12474	1.2637	15352	1.2880	18075

las curvas del condensador se muestran en las figuras 4.1.2.1, 4.1.2.2 y 4.1.2.3.

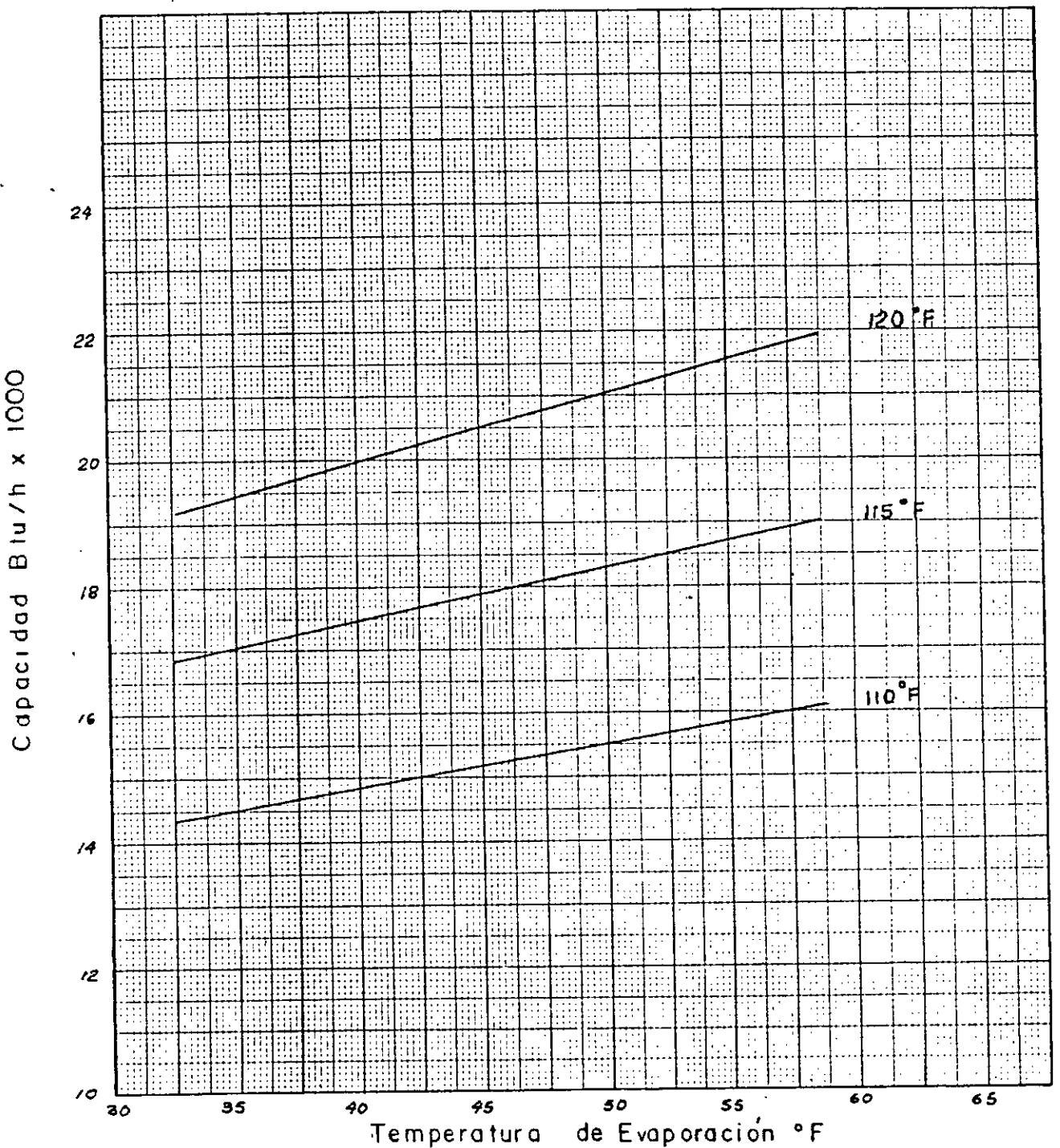


Fig. 4.1.2.1 Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como enfriador en verano, para un flujo másico de aire de $\dot{m}_c = 7573 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.4270$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador de $T_{BS} = 85^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de condensación.

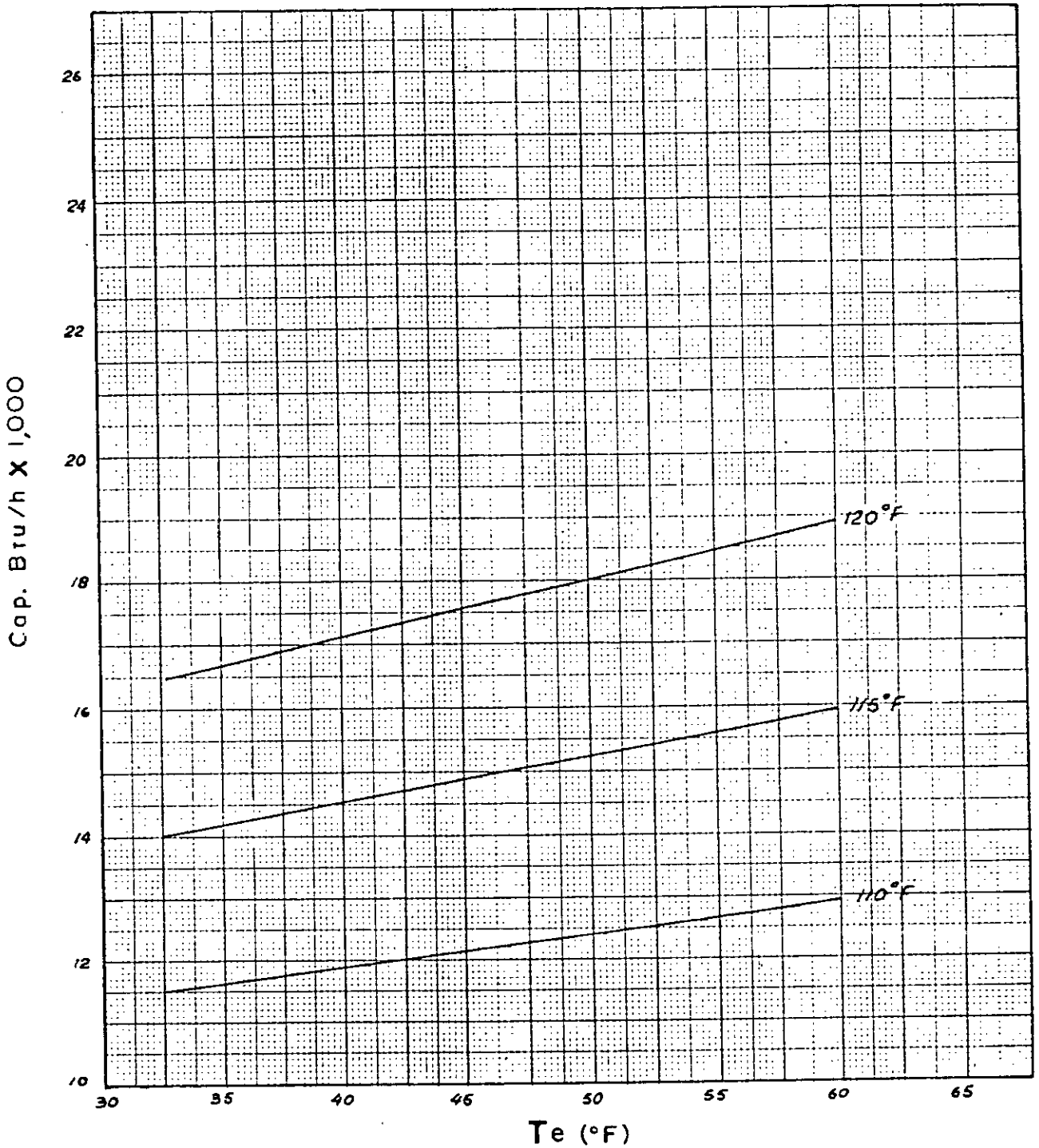


Fig. 4.1.2.2. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como enfriador en verano, para un flujo másico de aire de $\dot{m}_c = 7573 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.4270$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 90^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de condensación.

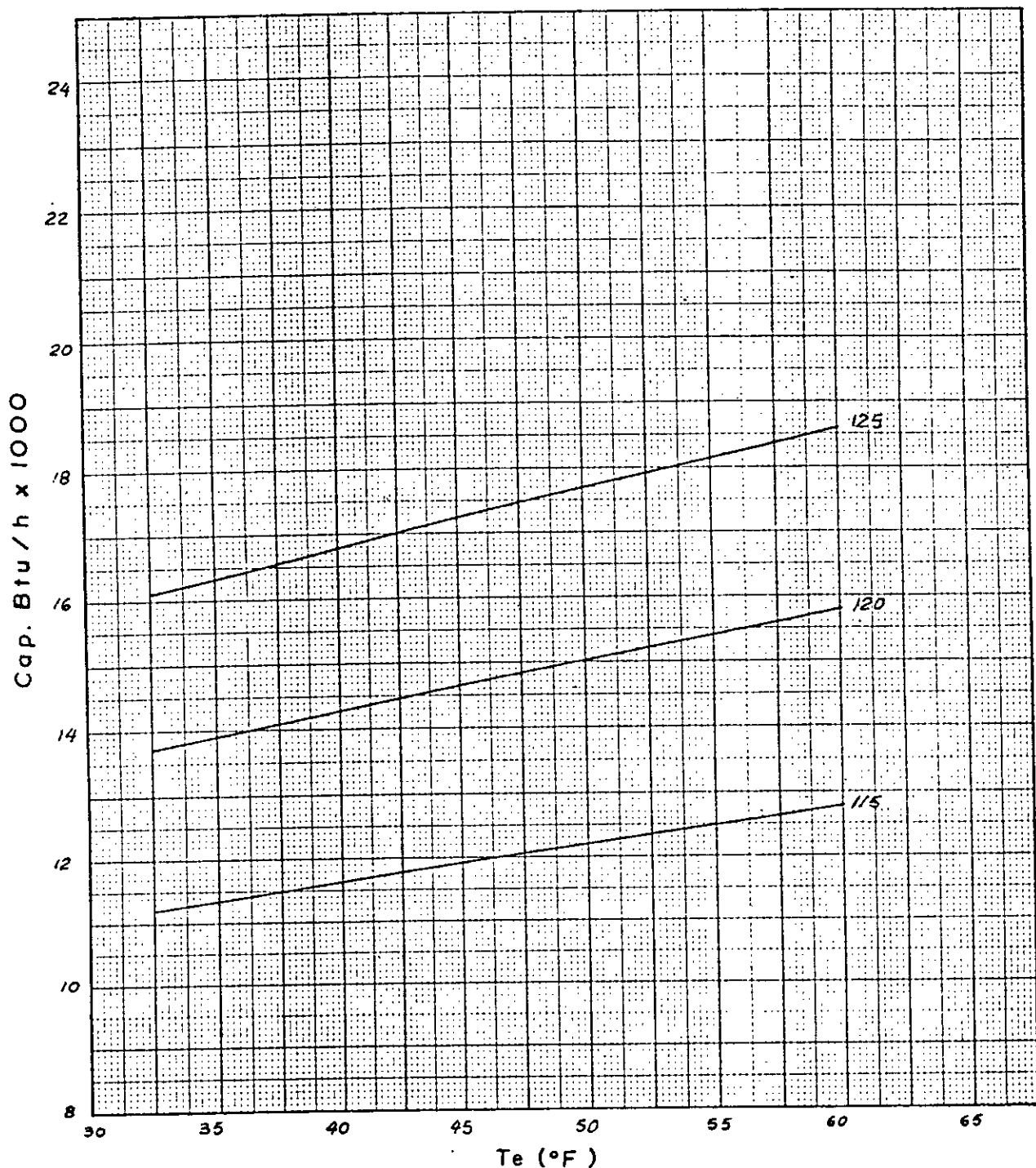


Fig. 4.1.2.3. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como enfriador en verano, para un flujo másico de aire de $\dot{m}_c = 7573 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.4270$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $TBS = 95^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de condensación.

En el caso de la alternativa N° 2, la condición fundamental es que tanto el flujo másico como los caudales de aire que atraviezan el serpentín interior (evaporador) y el serpentín exterior (condensador) son variables; y el motor de accionamiento de los ventiladores es de tres velocidades.

Los flujos másicos y los caudales de aire serán:

	EVAP.		COND.	
	\dot{m}_a	\dot{V}_a	\dot{m}_a	\dot{V}_a
DISEÑO	2704	593	7573	1681
0.75	2028	445	5680	1261
1.25	3380	741	9466	2101

Tenemos que hallar los valores de G_x , L'_x , \mathcal{E} y Δp_x para el condensador a estas condiciones, para el evaporador ya se calculo anteriormente.

Como datos tenemos

$$A_{fr} = 2.127 \text{ pie}^2$$

$$L = 4 \text{ plg.}$$

$$G = 23329 \text{ lb/h} - \text{pie}^2$$

$$\mathcal{E}_s = 0.4392$$

$$L_d = 1.732 \text{ plg.}$$

$$\Delta p = 33.62 \text{ lb/pie}^2$$

en la tabla 4.1.2 se muestran los valores correspondientes del condensador a diferentes condiciones.

Tabla 4.1.2

\dot{m}_a (lb/h)	5680	7573	9466
G_x (lb/h pie ²)	2670	3560	4450
L'_x (plg.)	1.5920	1.7988	1.3778
K	0.3633	0.3215	0.2924
ϵ	0.4670	0.4269	0.3974
p_x (lb/pie ²)	0.2984	0.4999	0.7460

Esta tabla nos va a servir para construir las curvas del condensador; previamente elaboramos las tablas respectivas, empleando la fórmula de la CAP_{EVAP} . Estas tablas son la 4.1.2.4, 4.1.2.5, 4.1.2.6, 4.1.2.7, 4.1.2.8...4.1.2.11, con las cuales graficamos las curvas del condensador, con las que posteriormente construiremos las curvas de la unidad de condensación; que nos servirá para determinar finalmente los puntos óptimos de funcionamiento de la unidad reversible cuando trabaja como enfriador en verano, considerando la ALTERNATIVA N°2.

- Para $\dot{m}_a = 5680 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.4670$, r y $\text{TBS} = 80, 85, 90 \text{ y } 95$; la ecuación se reduce y tenemos $\text{CAP}_{\text{EVAP}} = 636.6 (T_c - T_i)/r$. Con esta ecuación obtenemos las tablas 4.1.2.4, 4.1.2.5, 4.1.2.6 y 4.1.2.7.

- Para $\dot{m}_a = 9466 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.3974$, r y $\text{TBS} = 80, 85, 90 \text{ y } 95$; La ecuación se reduce a esta $\text{CAP}_{\text{EVAP}} = 902.83 (T_c - T_i)/r$. Con esta ecuación obtenemos las tablas 4.1.2.8, 4.1.2.9, 4.1.2.10 y 4.1.2.11.

Estas tablas son las siguientes:

TABLA 4.1.2.4

TBS = 80°F								
	110		115		120		125	
35	1.3352	14303	1.3665	16305	1.3978	18217	1.4268	20078
40	1.3049	14636	1.3309	16741	1.3570	18765	1.3858	20672
45	1.2743	14987	1.2986	17158	1.3229	19104	1.3490	21236
50	1.2469	15316	1.2690	17558	1.2912	19721	1.3162	21765
55	1.2247	15594	1.2442	17908	1.2637	20150	1.2880	22241

TABLA 4.1.2.7

TBS = 95°F								
	110		115		120		125	
35	1.3352	7152	1.3665	9317	1.3978	11386	1.4268	13385
40	1.3049	7318	1.3309	9566	1.3570	11728	1.3858	13782
45	1.2743	7493	1.2986	9804	1.3229	12031	1.3490	14157
50	1.2469	7658	1.2690	10033	1.2912	12326	1.3162	14510
55	1.2247	7797	1.2442	10233	1.2637	12594	1.2880	14828

TABLA 4.1.2.8

TBS = 80°F								
	110		115		120		125	
35	1.3352	20285	1.3665	23124	1.3978	25836	1.4268	28474
40	1.3049	20756	1.3309	23742	1.3570	26613	1.3858	29317
45	1.2743	21295	1.2986	24333	1.3229	27094	1.3490	30117
50	1.2469	21722	1.2690	24901	1.2912	27969	1.3162	30867
55	1.2247	22116	1.2442	25397	1.2637	28577	1.2880	31543

TABLA 4.1.2.9

TBS = 85°F								
	110		115		120		125	
35	1.3352	16905	1.3665	19820	1.3978	22607	1.4268	25311
40	1.3049	17297	1.3309	20350	1.3570	23285	1.3858	26059
45	1.2743	17712	1.2986	20857	1.3229	23887	1.3490	26771
50	1.2469	18102	1.2690	21343	1.2912	24473	1.3162	27437
55	1.2247	18430	1.2442	21769	1.2637	25005	1.2880	28039

TABLA 4.1.2.10

TBS = 90°F								
	110		115		120		125	
35	1.3352	13524	1.3665	16517	1.3978	19377	1.4268	22147
40	1.3049	13838	1.3309	16958	1.3570	19958	1.3858	22801
45	1.2743	14170	1.2986	17381	1.3229	20474	1.3490	23424
50	1.2469	14481	1.2690	17787	1.2912	20977	1.3162	24008
55	1.2247	14743	1.2442	18140	1.2637	21433	1.2880	24533

TABLA 4.1.2.11

TBS = 95°F								
	110		115		120		125	
35	1.3352	10143	1.3665	13213	1.3978	16147	1.4268	18983
40	1.3049	10378	1.3309	13567	1.3570	16633	1.3858	19546
45	1.2743	10627	1.2986	13904	1.3229	17062	1.3490	20077
50	1.2469	10861	1.2690	14229	1.2912	17481	1.3162	20578
55	1.2247	11057	1.2442	14513	1.2637	17861	1.2880	21029

4.1.3 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA UNIDAD DE CONDENSACION

PARA ENFRIAMIENTO:

Para poder construir estas curvas características de la unidad de condensación nos basamos en las curvas del compresor modelo AJ8516 E, y en las curvas de funcionamiento del condensador.

En un diagrama CAP_{EVAP} vs T_e superponemos las curvas del compresor mostrada en la fig. 3.10.1 con las curvas del condensador mostradas en las figs. 4.1.2.1, 4.1.2.2 y 4.1.2.3 respectivamente y obtenemos las curvas de funcionamiento de la unidad de condensación tal como se muestra en las figs. 4.1.3.1, 4.1.3.2 y 4.1.3.3. Para la ALTERN. N°1.

Tal como podemos apreciar en estos esquemas, en cualquier punto de funcionamiento de la unidad de condensación, la temperatura de condensación, la temperatura de evaporación, y el número de ton del compresor y del condensador deben tener valores idénticos. Tales puntos de funcionamiento corresponden a las intersecciones de las curvas de igual temperatura de condensación. Una línea que una los puntos de funcionamiento así obtenidos representan las curvas características de funcionamiento de la unidad de condensación para las condiciones establecidas.

Además debemos tener presente que cuando nos referimos a la unidad de condensación, nos estamos refiriendo al funcionamiento conjunto del compresor y del condensador con el objeto de obtener las curvas de funcionamiento de la u-

nidad acondicionadora, ya que el compresor y el condensador no conforman una unidad hermética, debido a que el sistema es reversible.

Para la ALTERNATIVA N°2, el procedimiento es similar y de esa manera obtenemos las curvas de la unidad de condensación, que en forma conjunta están representadas en las figuras 4.3.3, 4.3.4 y 4.3.5.

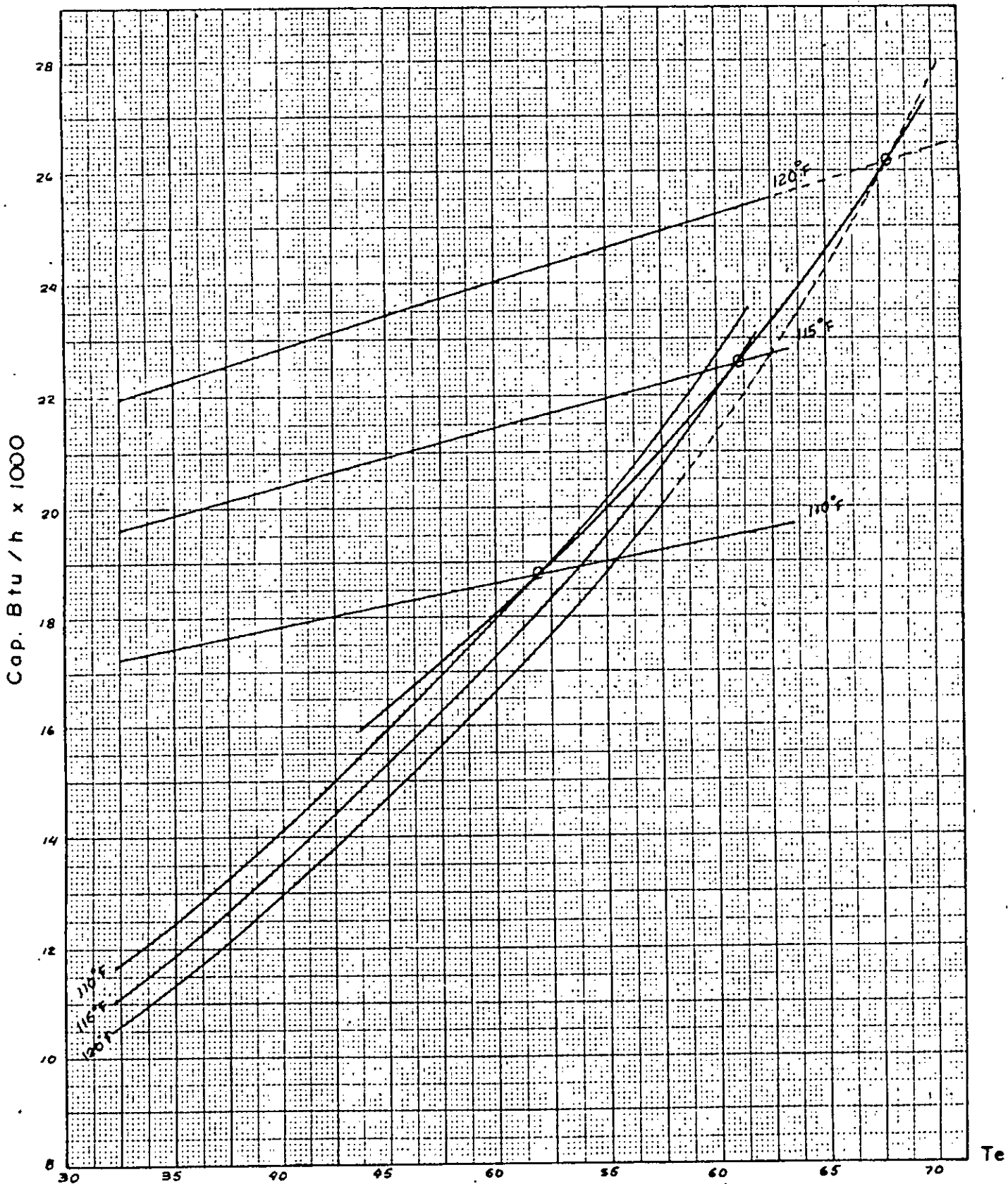


Fig. 4.1.3. Curva característica de la unidad de condensación, basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador TBS = 80°F, y las curvas del compresor modelo AJ8516E; para las temperaturas de condensación de 110, 115, y 120°F

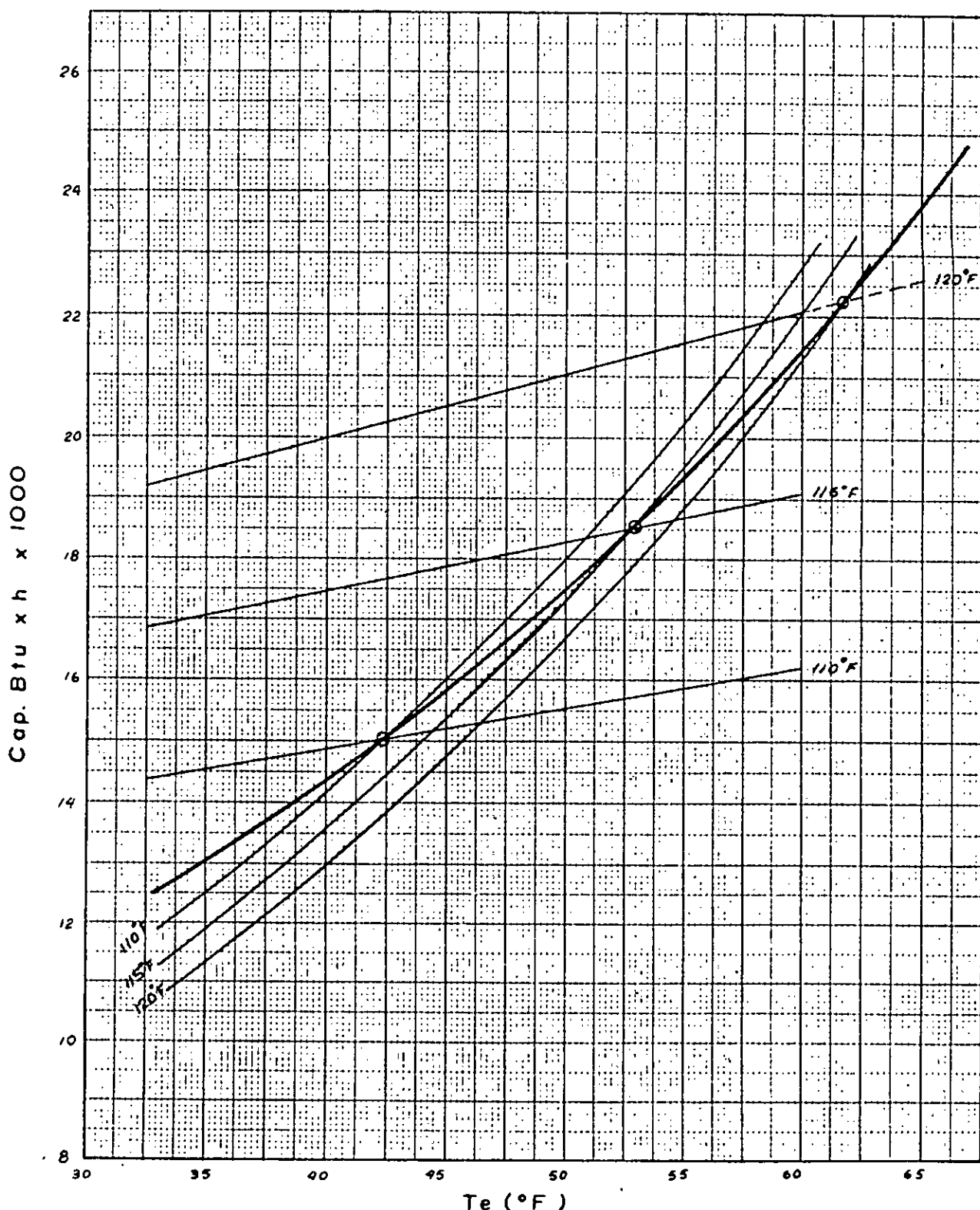


Fig. 4.1.3.1. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador TBS = 85°F, y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 110, 115 y 120°F, cuando el equipo funciona como enfriador en verano; usamos las coordenadas CAP vs T_c .

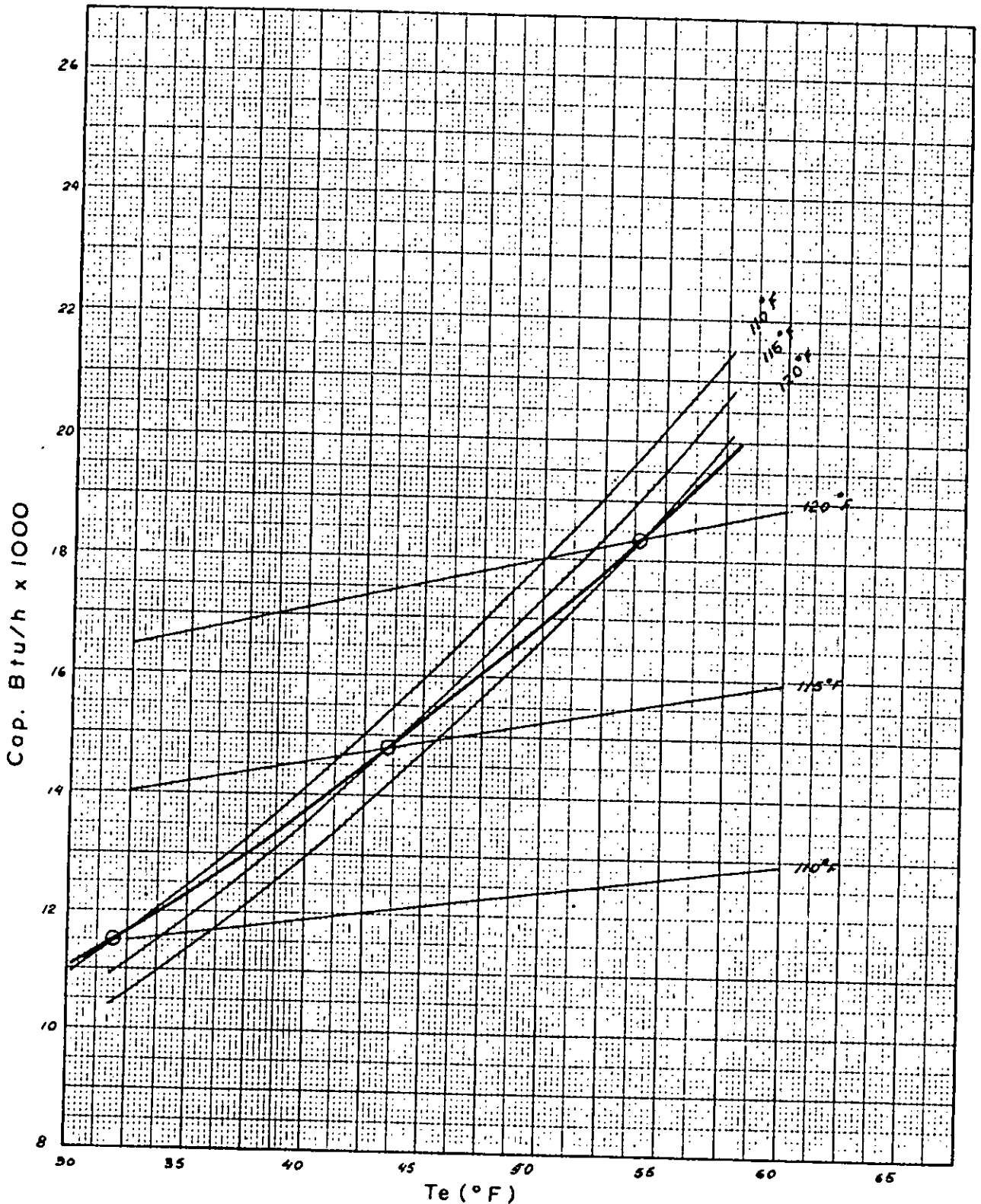


Fig. 4.1.3.2. Curva caracterfstica de la unidad de condensación, basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador TBS = 90°F, y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 110, 115 y 120 °F, cuando el equipo funciona como enfriador en verano, usamos las coordenadas CAP vs Te.

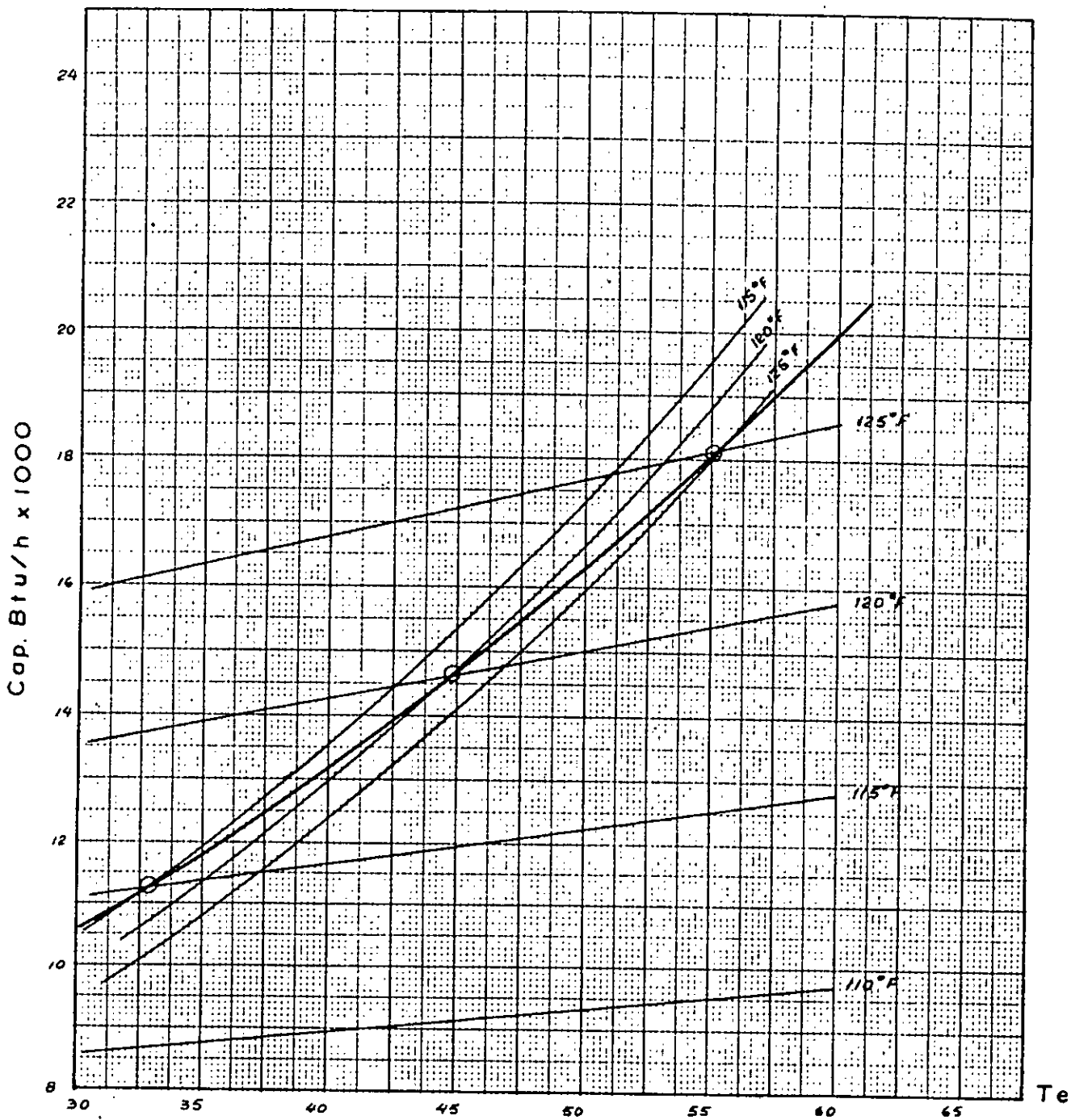


Fig. 4.1.3.3. Curva caracterfstica de la unidad de condensación, basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $TBS = 95^{\circ}F$ y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 115, 120 y $125^{\circ}F$, cuando el equipo funciona como enfriador en verano, usamos las coordenadas CAP vs T_e .

4.2 DESCRIPCION DEL FUNCIONAMIENTO DE LA UNIDAD

PARA CALEFACCION

Ya conocemos la tendencia de las curvas del evaporador, condensador y unidad de condensación cuando el sistema funciona como calefactor en invierno; para las condiciones de diseño. Lo que a continuación tenemos que hacer es mostrar el comportamiento de la unidad reversible para condiciones de funcionamiento diferentes al de diseño, teniendo en cuenta las dos alternativas siguientes:

ALTERNATIVA N°1

- Flujo másico y caudal de aire que atraviezan por el serpentín exterior (evaporador), constantes.
- Flujo másico y caudal de aire a través del serpentín interior (condensador), variables en un 25% más y un 25% menos a los de diseño.
- Usamos para el evaporador, un ventilador de flujo axial ; con un motor eléctrico de una velocidad para el caudal de aire requerido.
- Usamos para el condensador, un ventilador centrífugo; con un motor eléctrico de tres velocidades para los diferentes caudales de aire.

ALTERNATIVA N°2

- Flujo másico y caudal de aire que atraviezan por el serpentín exterior (evaporador), varia

bles.

- Flujo másico y caudal de aire a través del serpentín interior (condensador), variables.
- Usamos para el evaporador y para el condensador un ventilador axial y centrífugo respectivamente, accionados por un solo motor eléctrico con tres velocidades para los diferentes caudales de aire requeridos.

Para las dos alternativas consideradas, tenemos que construir las curvas correspondientes que nos van a permitir elaborar las tablas de funcionamiento de la unidad de acondicionamiento reversible para calefacción.

ALTERNATIVA N°1

La condición fundamental es que tanto el flujo másico como los caudales de aire que atraviesan el serpentín interior (condensador) sean diferentes al de diseño en un 25% más y en un 25% menos, tal como podemos observar en el siguiente cuadro donde, \dot{m}_a esta en (lb/h) y \dot{V}_a en (pie³/min).

CONDICION	\dot{m}_a	\dot{V}_a
DISEÑO	2704	593
0.75	2028	445
1.25	3380	741

A continuación determinamos G_x , L'_x , K , ϵ y Δp_x ; expues

tas anteriormente, estas ecuaciones son:

$$G_x = \frac{\dot{m}_a}{A_{fr}}$$

$$L'_x = L \left(\frac{G_x}{G} \right)^{0.4251}$$

$$K = \frac{\ln \left(\frac{1}{1 - \epsilon_s} \right)}{L'_x}$$

$$\epsilon = 1 - \frac{1}{e^{K L'_x}}$$

$$\Delta p_x = \Delta p \left(\frac{G_x}{G} \right)^{1.7933} \cdot \frac{L_x}{L}$$

como datos tenemos

$$A_{fr} = 1.1096 \text{ pie}^2$$

$$L = 4 \text{ plg}$$

$$G = 23096 \text{ lb/h pie}^2$$

$$\epsilon_s = 0.4390$$

$$L_x = 3.464 \text{ plg}$$

$$\Delta p = 32.57 \text{ lb/pie}^2$$

reemplazando estos valores en las fórmulas correspondientes obtenemos la tabla 4.2, para los diferentes flujos má-

sicos considerados

Tabla 4.2

\dot{m}_a (lb/h)	2028	2704	3380
G_x (lb/h pie ²)	1828	2437	3046
L'_x (plg)	1.3606	1.5377	1.6907
K	0.4248	0.3760	0.3419
ϵ	0.7704	0.7281	0.6940
Δp_x	0.2983	0.5000	0.7457

Con el objeto de mostrar el funcionamiento de la unidad en conjunto, debemos construir las curvas de funcionamiento - del evaporador, condensador y de la unidad de condensación para el caso en que el sistema funcione como calefactor en invierno; la tabla 4.2 nos va a servir para construir las curvas del condensador (serpentín interior).

Para la construcción de las curvas de funcionamiento de la unidad en calefacción para los flujos máxicos y caudales considerados en el serpentín interior; el flujo máxico que atravieza el serpentín exterior lo mismo que el caudal permanecen constantes, siendo sus valores 7756 lb/h, y 1662 PCM respectivamente.

ALTERNATIVA N°2

En este caso, la condición fundamental es que tanto el flujo másico como los caudales de aire que atraviezan el serpentín interior (condensador) y el serpentín exterior (evaporador) son variables, y el motor principal de accionamiento de los ventiladores es de tres velocidades.

Los flujos másicos y los caudales de aire, serán diferentes al de diseño en un 25% más y en un 25% menos, tal como vemos en el siguiente cuadro.

CONDICION	EVAP.		COND.	
	\dot{m}_a	\dot{V}_a	\dot{m}_a	\dot{V}_a
DISEÑO	7756	1662	2704	593
0.75	5817	1247	2028	445
1.25	9695	2078	3380	741

A continuación determinamos los valores de G_x , L'_x , ϵ y Δp_x para lo cual nos remitimos a las relaciones expuestas anteriormente.

Como datos tenemos

$$A_{fR} = 2.127 \text{ pie}^2$$

$$L = 4 \text{ plg.}$$

$$G = 22440 \text{ lb/h} - \text{pie}^2$$

$$\epsilon_s = 0.4332$$

$$L_x = 1.732 \text{ plg.}$$

$$\Delta p = 30.047 \text{ lb/pie}^2$$

reemplazando estos valores en las fórmulas correspondientes obtenemos la tabla 4.2 a , para los diferentes flujos má-
sicos considerados.

Tabla 4.2 a

\dot{m}_a (lb/h)	5817	7756	9695
G_x (lb/h pie ²)	2735	3646	4558
L'_x (plg.)	1.6349	1.8474	2.03135
K	0.3472	0.3073	0.2795
ϵ	0.4519	0.4127	0.3837
Δp_d (lb/pie ²)	0.2986	0.5000	0.7462

Con el objeto de mostrar el funcionamiento de la unidad en conjunto, debemos construir las curvas de funcionamiento del evaporador, condensador y de la unidad de condensación para el caso en que el sistema funcione como calefactor en invierno; la tabla 4.2 a, nos va a servir para construir las curvas del evaporador, para dichas condiciones. Debemos tener presente que para los diferentes flujos máxicos y caudales en el evaporador le corresponde flujos máxicos y caudales de aire determinados en el condensador, debido a que el motor de los ventiladores es único y tiene tres velocidades. La relación característica que corresponde a una de las leyes de los ventiladores es la siguiente;

$$\dot{V}_1/\dot{V}_2 = N_1/N_2$$

donde V : es el caudal de aire en PCM;

N : es la velocidad del ventilador en RPM;

4.2.1 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL EVAPORADOR

PARA CALEFACCION : ALTERNATIVA N° 1

En este caso el evaporador que constituye el serpentín exterior; y que esta expuesto a las condiciones ambientales exteriores, va aprovechar el calor del medio ambiente para evaporar el refrigerante, que posteriormente se dirigirá al compresor.

Para la construcción de estas curvas empleamos el diagrama CAP_{EVAP} vs temperatura de evaporación; y nos basamos en la ecuación de la capacidad del evaporador.

$$CAP_{EVAP} = \dot{m}_a \epsilon (h_1 - h_s)$$

el flujo másico a considerarse será el de diseño, lo mismo que el caudal de aire y la efectividad; que para la construcción de estas curvas permanecerán invariables siendo; $\dot{m}_a = 7756 \text{ lb/h}$, $\dot{V}_a = 1662 \text{ pie}^3/\text{min}$ y $\epsilon = 0.4127$. Los valores de h_1 y h_s tomarán valores de acuerdo a las temperaturas de bulbo húmedo (TBH) del aire a la entrada del serpentín exterior y a las temperaturas de evaporación (T_e) respectivamente. Estas temperaturas son;

$$TBH = 48, 54 \text{ y } 60^\circ\text{F}$$

$$T_e = 30, 35, 40, 45, 50 \text{ y } 55^\circ\text{F}$$

los valores de las entalpías h_1 y h_s ya fueron determinadas y las tenemos en las tablas 3.6.1.1, 3.8.1.1 a 3.8.1.3.

De acuerdo a estas tablas y a la ecuación de la capacidad del evaporador, podemos determinar los valores de CAP_{EVAP} para el flujo másico de aire considerado, que atravieza el serpentín exterior cuando la unidad esta funcionando bajo condiciones invernales. Estos valores se muestran en las siguientes tablas.

1. Con $T_{BH} = 48^{\circ}F$; $h_1 = 19.26$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en 4.2.1

$\dot{m}_a = 7756$		$\epsilon = 0.4127$	
$T_{BH} = 48^{\circ}F$			
h_1	T_e	h_s	CAP
19.26	30	10.8	27077
	35	13.23	19300
	40	15.30	12674
	45	17.64	5185

2. Con $T_{BH} = 54^{\circ}F$; $h_1 = 22.68$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en 4.2.1.1.

$\dot{m}_a = 7756$ $\epsilon = 0.4127$			
TBH = 54°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
22.68	35	13.23	30246
	40	15.30	23620
	45	17.64	16131
	50	20.43	7201

3. Con TBH = 60°F; $h_1 = 26.55$ Btu/lb, obtenemos la tabla 4.2.1.2

$\dot{m}_a = 7756$ $\epsilon = 0.4127$			
TBH = 60°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
	40	15.30	36007
	45	17.64	28517
	50	20.43	19588
	55	23.49	9794

en todas las tablas tenemos
 \dot{m}_a (lb/h), h_1 y h_s en (Btu/lb), CAP en (Btu/h)
 las temperaturas estan en °F.

En base a estas tablas elaboramos las curvas características del evaporador ver fig., 4.2.1.

ALTERNATIVA N° 2

Para la construcción de estas curvas bajo estas condiciones al igual que en el caso anterior, empleamos el diagrama don se tenemos la CAP_{EVAP} vs Temperatura de evaporación; y nos basamos en la ecuación de la capacidad del evaporador.

$$CAP_{EVAP} = \dot{m}_a \epsilon (h_1 - h_s)$$

En esta ecuación los valores de \dot{m}_a y los tenemos en la tabla 4.2 a, para cada caso los valores de h_1 y h_s serán tomados de acuerdo a las temperaturas de bulbo húmedo (TBH) del aire exterior a la entrada del serpentín exterior y a las temperaturas de evaporación (T_e) respectivamente. Estas temperaturas son;

$$TBH = 48, 54 \text{ y } 60^\circ F$$

$$T_e = 30, 35, 40, 45, 50 \text{ y } 55^\circ F$$

los valores de las entalpías h_1 y h_s ya fueron determinadas y las tenemos en las tablas 3.6.1.1, 3.8.1.1 a 3.8.1.3.

De acuerdo a estas tablas y a la ecuación de la capacidad del evaporador, podemos determinar los valores de la capacidad del evaporador para diferentes flujos de aire exterior que atraviesan el serpentín exterior cuando la unidad esta funcionando bajo condiciones invernales.

Seguidamente elaboramos las tablas que corresponden al funcionamiento del evaporador bajo las siguientes condiciones: $\dot{m}_e = 5817 \text{ lb/h}$; $\epsilon = 0.4519$, en todas las tablas te

nemos las siguientes unidades;

\dot{m}_a en (lb/h), h_1 y h_s en (Btu/lb), CAP (Btu/h), y las temperaturas estan en ($^{\circ}$ F).

1. Con TBH = 48 $^{\circ}$ F; $h_1 = 19.26$ Btu/lb, obtenemos la tabla

$\dot{m}_a = 5817$		$\epsilon = 0.4519$	
TBH = 48 $^{\circ}$ F			
h_1	T_e	h_s	CAP
19.26	30	10.80	22239
	35	13.23	15851
	40	15.30	10410
	45	17.64	4258

2. Con TBH = 54 $^{\circ}$ F, $h_1 = 22.68$ Btu/lb; obtenemos la tabla

$\dot{m}_a = 5817$		$\epsilon = 0.4519$	
TBH = 54 $^{\circ}$ F			
h_1	T_e	h_s	CAP
22.68	35	13.23	24841
	40	15.30	19400
	45	17.64	13249
	50	20.43	5915

3. Con TBH = 60°F; $h_1 = 26.55$ Btu/lb, obtenemos la tabla

$\dot{m}_a = 5817$ $\epsilon = 0.4519$			
TBH = 60°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
26.55	40	15.30	29573
	45	17.64	23422
	50	20.43	16088
	55	23.49	8044

- A continuación elaboramos las tablas que corresponden al evaporador bajo las siguientes condiciones.

$$\dot{m}_a = 7756 \text{ lb/h}; \quad \epsilon = 0.4127$$

1. Con TBH = 48°F; $h_1 = 19.26$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en

1. Con TBH = 48°F; $h_1 = 19.26$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en

$\dot{m}_a = 7756$		$\epsilon = 0.4127$	
TBH = 48°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
19.26	30	10.80	27077
	35	13.23	19300
	40	15.30	12674
	45	17.64	5185

2. Con TBH = 54°F; $h_1 = 22.68$ Btu/lb, los valores de la capacidad estan tabulados en

$\dot{m}_a = 7756$		$\epsilon = 0.4127$	
TBH = 54°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
22.68	35	13.23	30246
	40	15.30	23620
	45	17.64	16131
	50	20.43	7201

3. Con TBH = 60°F; $h_1 = 26.55$ Btu/lb, obtenemos la tabla

$\dot{m}_a = 7756$		$\epsilon = 0.4127$	
TBH = 60°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
26.55	40	15.30	36007
	45	17.64	28517
	50	20.43	19588
	55	23.49	9794

- A continuación elaboramos las tablas que corresponden al evaporador, bajo las siguientes condiciones.

$$\dot{m}_a = 9695 \text{ lb/h}; \quad \epsilon = 0.3837$$

1. Con TBH = 48°F; $h_1 = 19.26 \text{ Btu/lb}$, obtenemos la tabla

$\dot{m}_a = 9695$		$\epsilon = 0.3837$	
TBH = 48°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
19.26	30	10.80	31471
	35	13.23	22431
	40	15.30	14731
	45	17.64	6026

2. Con TBH = 54°F; $h_1 = 22.68 \text{ Btu/lb}$, obtenemos la tabla

$\dot{m}_a = 9695$		$\epsilon = 0.3837$	
TBH = 54°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
22.68	35	13.23	35154
	40	15.30	27453
	45	17.64	18749
	50	20.43	8370

3. Con TBH = 60°F; $h_1 = 26.55$ Btu/lb, obtenemos la tabla

$\dot{m}_a = 9695$		$\epsilon = 0.3837$	
TBH = 60°F			
h_1	T_e	h_s	CAP
26.55	40	15.30	41850
	45	17.64	33145
	50	20.43	22766
	55	23.49	11383

En base a todas estas tablas elaboradas en la sección 4.2.1 para la alternativa N°2, construimos las curvas características del evaporador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno y con diferentes caudales de aire en ambos serpentines, tal como se muestra en las figs. 4.2 y 4.2.1.2.

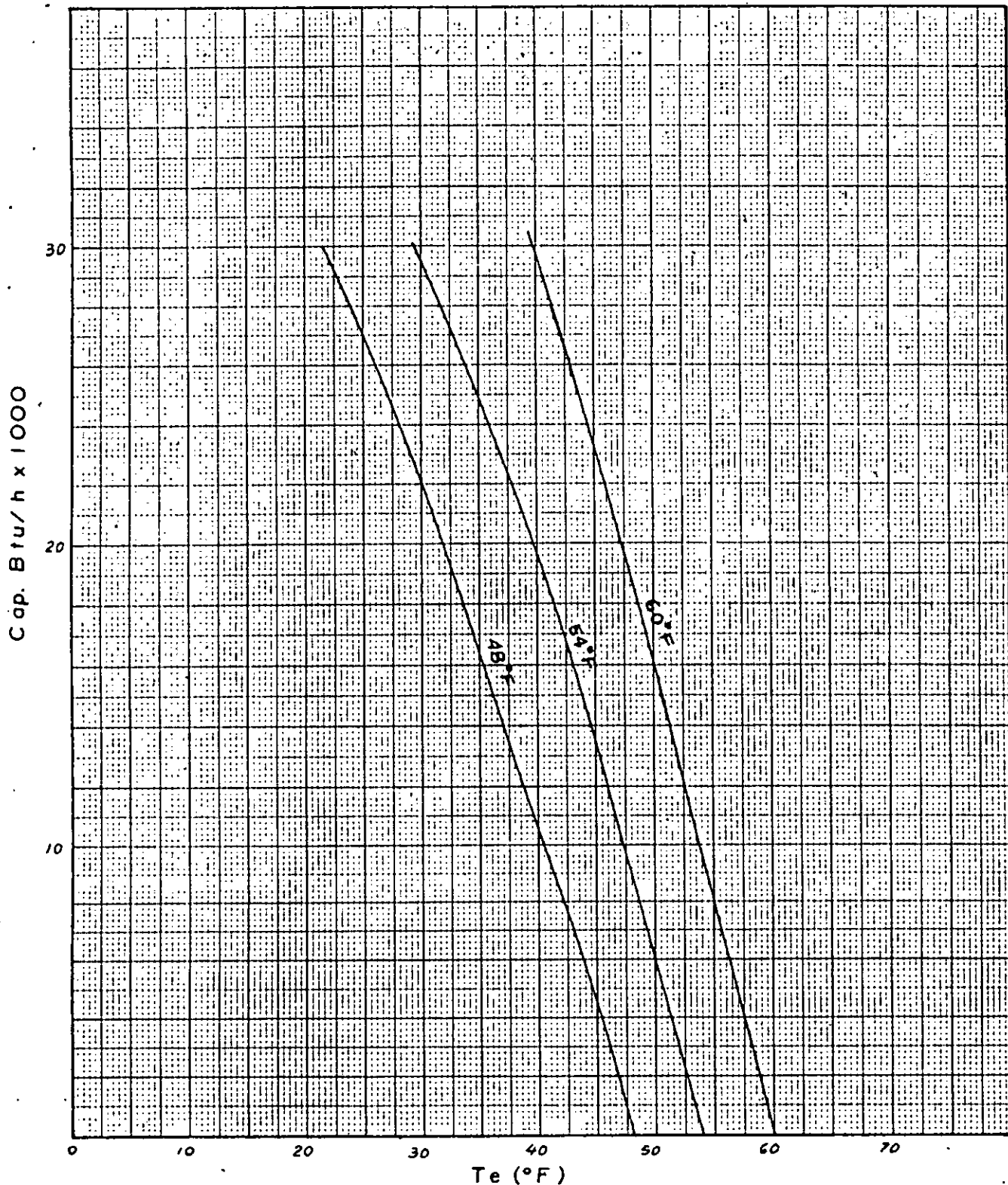


Fig. 4.2. Curvas de funcionamiento del evaporador, cuando el equipo funciona como calefactor en invierno; para un flujo másico de aire $m_e = 5817$ lb/h, con una efectividad $\xi = 0.4519$ en las coordenadas -CAP vs T_e , para diferentes temperaturas de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador TBH = 48, 54 y 60°F. Alternativa N° 2.

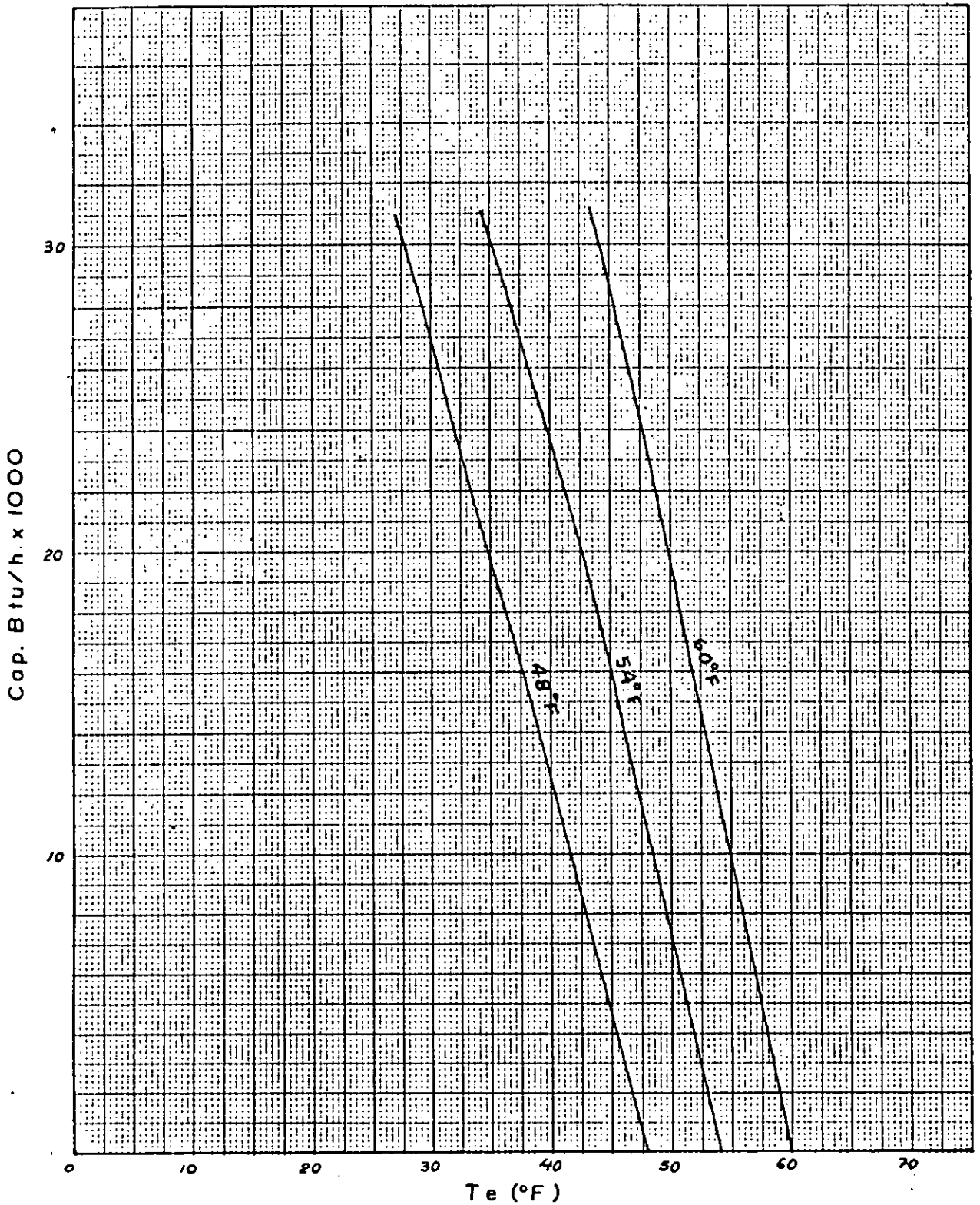


Fig. 4.2.1. Curvas de funcionamiento del evaporador cuando el equipo funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $m_e = 7756$ lb/h, con una efectividad $\xi = 0.4127$ en las coordenadas CAP vs T_e , para diferentes temperaturas de bulbo húmedo - del aire a la entrada del evaporador $T_{BH} = 48, 54$ y 60°F .

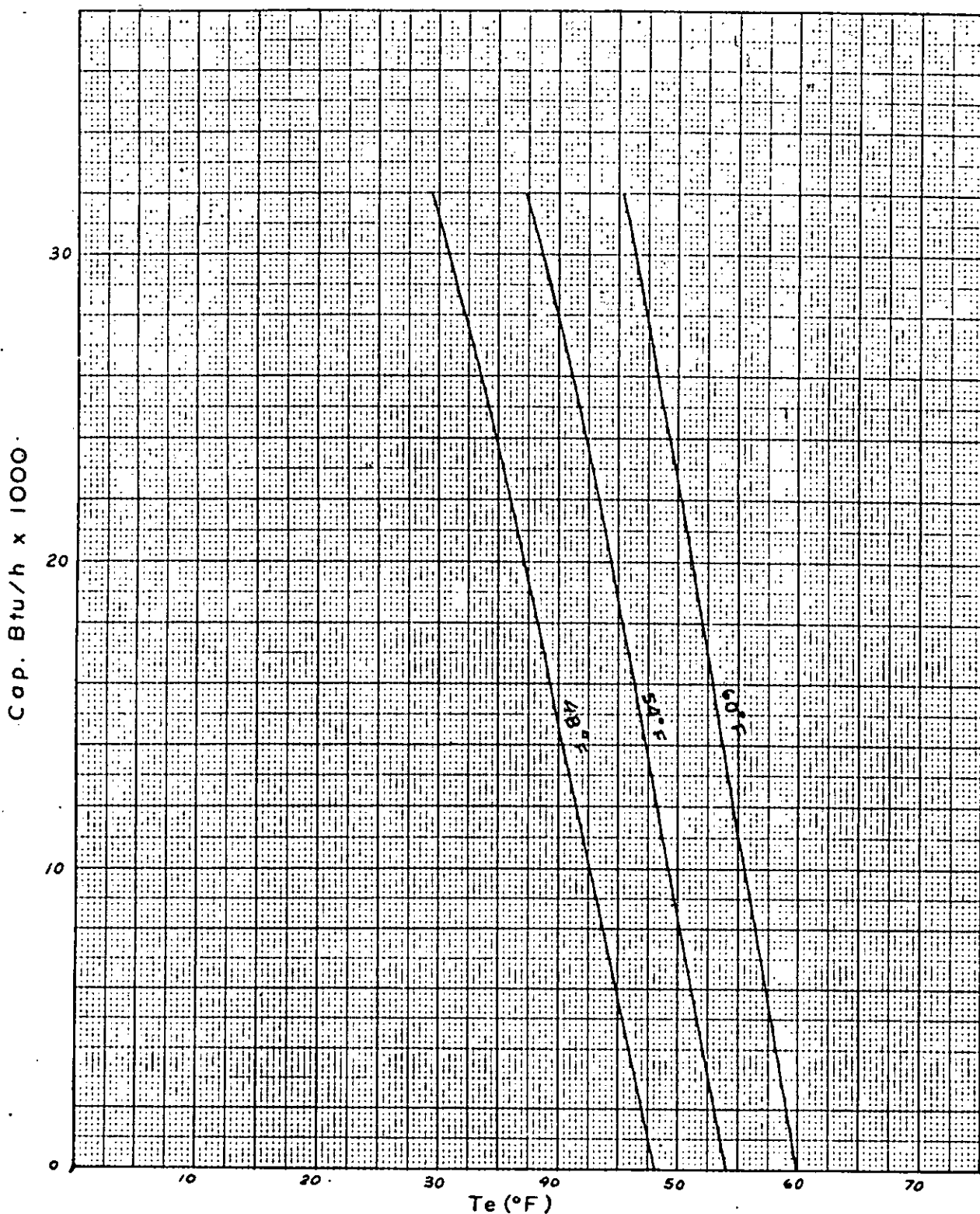


Fig. 4.2.2. Curvas de funcionamiento del evaporador, cuando el equipo funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $m_e = 9695$ lb/h, con una efectividad $\xi = 0.3837$, en las coordenadas CAP vs T_e , para diferentes temperaturas de bulbo húmedo del aire a la entrada del evaporador $T_{BH} = 48, 54$ y 60°F .

4.2.2 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO DEL CONDENSADOR

PARA CALEFACCION : ALTERNATIVA N° 1 Y 2

Para la construcción de estas curvas emplearemos el diagrama en cuyas coordenadas tenemos CAP_{EVAP} vs Temperatura de evaporación; los flujos máxicos de aire considerados son los que se muestran en la tabla 4.2 a, las temperaturas de condensación las haremos variar de acuerdo a catálogos y en base a las curvas de capacidad del compresor modelo AJ8516E (TECUMSEH), y estas serán 120, 125 y 130°F; para efectos de construcción de las curvas de funcionamiento del condensador, las temperaturas que fijaremos para la entrada del aire al condensador serán; TBS= 75, 80 y 85°F, las temperaturas de evaporación tomarán los valores de 35, 40, 45, 50 y 55°F.

La fórmula empleada para la construcción de las curvas del condensador es;

$$CAP_{EVAP} = \frac{\dot{m}_a c_p \varepsilon (T_c - T_i)}{r}$$

mediante esta ecuación y la tabla 3.7.1.1 donde se dan los valores del factor "r", obtenemos para cada flujo máxico de la tabla 4.2 a; las tablas 4.2.2, 4.2.2.1, 4.2.2.2, 4.2.2.3, 4.2.2.4, 4.2.2.5, 4.2.2.5, 4.2.2.6 y 4.2.2.7 con las cuales graficaremos las curvas del condensador para los tres casos considerados.

1. Con $\dot{m}_a = 2028 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.7704$ y $T_{BS} = 75^\circ\text{F}$, obtenemos la tabla 4.2.2.

TBS = 75°F					
120°F		125°F		130°F	
r	CAP	r	CAP	r	CAP
1.3978	12073	1.4268	13141	1.4558	14167
1.3570	12436	1.3858	13530	1.4147	14579
1.3229	12756	1.3490	13900	1.3751	14999
1.2912	13069	1.3162	14246	1.3412	15378
1.2637	13354	1.2880	14557	1.3123	15717

2. Con $\dot{m}_a = 2028 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.7704$ y $T_{BS} = 80^\circ\text{F}$, obtenemos la tabla 4.2.2.1.

TBS = 80°F					
120°F		125°F		130°F	
r	CAP	r	CAP	r	CAP
1.3978	10731	1.4268	11827	1.4558	12880
1.3570	11054	1.3858	12177	1.4147	13254
1.3229	11339	1.3490	12509	1.3751	13635
1.2912	11617	1.3162	12821	1.3412	13980
1.2637	11870	1.2880	13102	1.3123	14288

3. Con $\dot{m}_a = 2028 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.7704$
y $TBS = 85^\circ\text{F}$, obtenemos la tabla 4.2.2.2.

TBS = 85°F					
120°F		125°F		130°F	
r	CAP	r	CAP	r	CAP
1.3978	9390	1.4268	10513	1.4558	11592
1.3570	9672	1.3858	10824	1.4147	11928
1.3229	9921	1.3490	11119	1.3751	12272
1.2912	10165	1.3162	11311	1.3412	12582
1.2637	10386	1.2880	11646	1.3123	12859

- A continuación elaboramos las tablas que corresponden al condensador, bajo las siguientes condiciones, (caudal de aire medio); flujo másico medio que en este caso es el de diseño.

1. Con $\dot{m}_a = 2704 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.728$,
 $TBS = 75^\circ\text{F}$, obtenemos la tabla 4.2.2.3.
2. Con $\dot{m}_a = 2704 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.728$,
 $TBS = 80^\circ\text{F}$, obtenemos la tabla 4.2.2.4.
3. Con $\dot{m}_a = 2704 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.728$,
 $TBS = 85^\circ\text{F}$, obtenemos la tabla 4.2.2.5.

TBS = 75°F						
	120°F		125°F		130°F	
	r	CAP	r	CAP	r	CAP
35	1.3978	15210	1.4268	16555	1.4558	17849
40	1.3570	15667	1.3858	17044	1.4147	18367
45	1.3229	16071	1.3490	17509	1.3751	18896
50	1.2912	16465	1.3162	17946	1.3412	19374
55	1.2637	16824	1.2880	18339	1.3123	19801

TBS = 80°F						
	120°F		125°F		130°F	
	r	CAP	r	CAP	r	CAP
35	1.3978	13520	1.4268	14900	1.4558	16226
40	1.3570	13926	1.3858	15340	1.4147	16698
45	1.3229	14285	1.3490	15758	1.3751	17178
50	1.2912	14636	1.3162	16151	1.3412	17613
55	1.2637	14954	1.2880	16505	1.3123	18000

TBS = 85°F						
	120°F		125°F		130°F	
	r	CAP	r	CAP	r	CAP
35	1.3978	11830	1.4268	13244	1.4558	14604
40	1.3570	12185	1.3858	13635	1.4147	15028
45	1.3229	12500	1.3490	14007	1.3751	15461
50	1.2912	12806	1.3162	14356	1.3412	15851
55	1.2637	13085	1.2880	14671	1.3123	16201

- A continuación elaboramos las tablas que corresponden al condensador, para las condiciones de caudal y flujo másico de aire alto.

1. Con $\dot{m}_a = 3380 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.6940$
TBS = 75°F , obtenemos la tabla 4.2.2.6.

TBS = 75°F					
120°F		125°F		130°F	
r	CAP	r	CAP	r	CAP
1.3978	18125	1.4268	19729	1.4558	21270
1.3570	18670	1.3858	20313	1.4147	21888
1.3229	19151	1.3490	20867	1.3751	22518
1.2912	19621	1.3162	21387	1.3412	23088
1.2637	20048	1.2880	21856	1.3123	23596

2. Con $\dot{m}_a = 3380 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.6940$
TBS = 80°F , obtenemos la tabla 4.2.2.7.

TBS = 80°F					
120°F		125°F		130°F	
r	CAP	r	CAP	r	CAP
1.3978	16111	1.4268	17757	1.4558	19336
1.3570	16595	1.3858	18282	1.4147	19898
1.3229	17023	1.3490	18781	1.3751	20471
1.2912	17441	1.3162	19249	1.3412	20987
1.2637	17821	1.2880	19670	1.3123	21451

3. Con $\dot{m}_a = 3380 \text{ lb/h}$, $c_p = 0.24 \text{ Btu/lb } ^\circ\text{F}$, $\epsilon = 0.6940$,
 TBS = 85°F, obtenemos la tabla 4.2.2.8.

TBS = 85°F					
120°F		125°F		130°F	
r	CAP	r	CAP	r	CAP
1.3978	14097	1.4268	15784	1.4558	17403
1.3570	14521	1.3858	16251	1.4147	17908
1.3229	14895	1.3490	16694	1.3751	18424
1.2912	15261	1.3162	17110	1.3412	18890
1.2637	15593	1.2880	17484	1.3123	19306

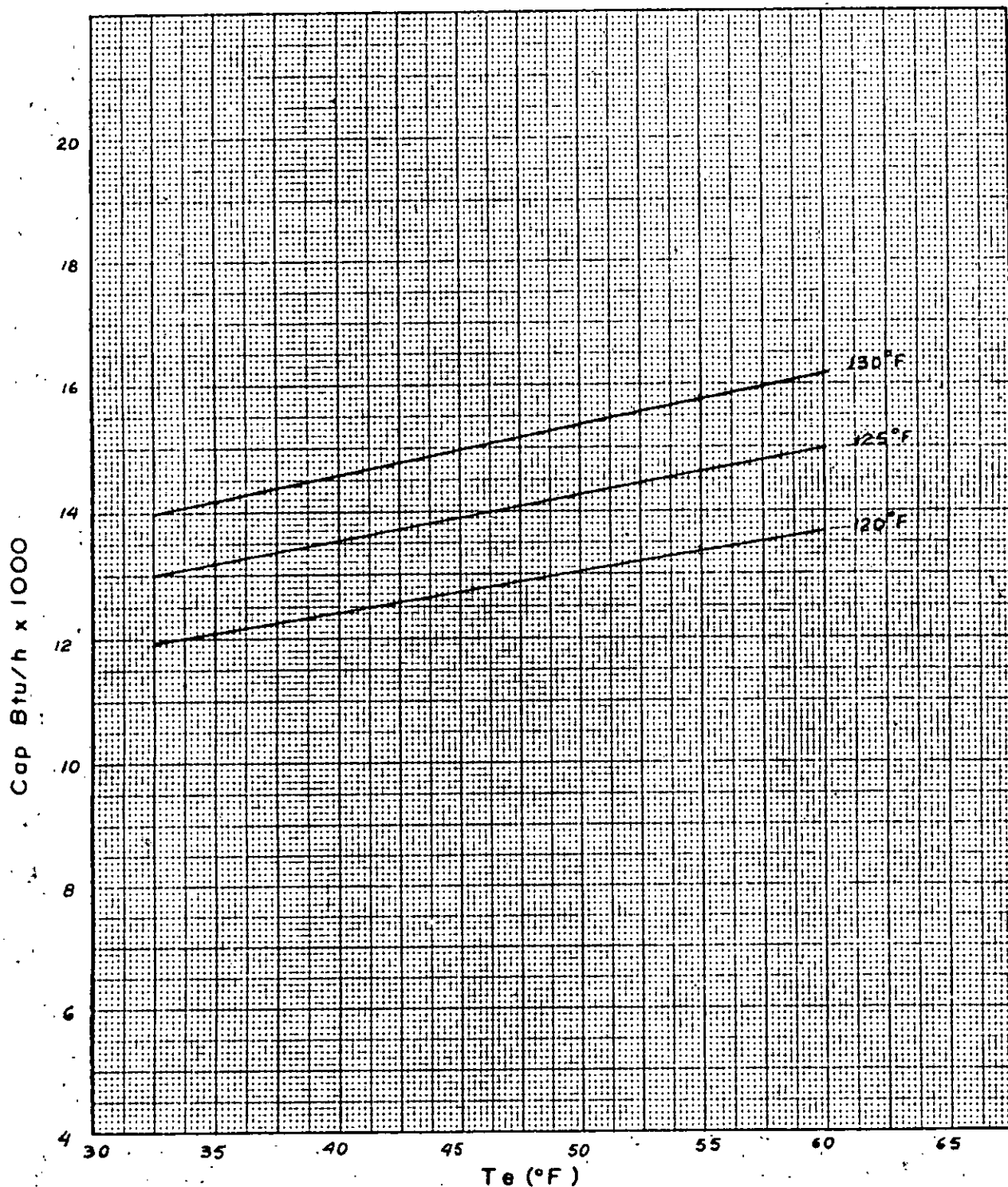


Fig. 4.2.2. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $\dot{m}_c = 2028 \text{ lb/h}$, una efectividad $\mathcal{E} = 0.7704$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $TBS = 75^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e , para diferentes temperaturas de condensación.

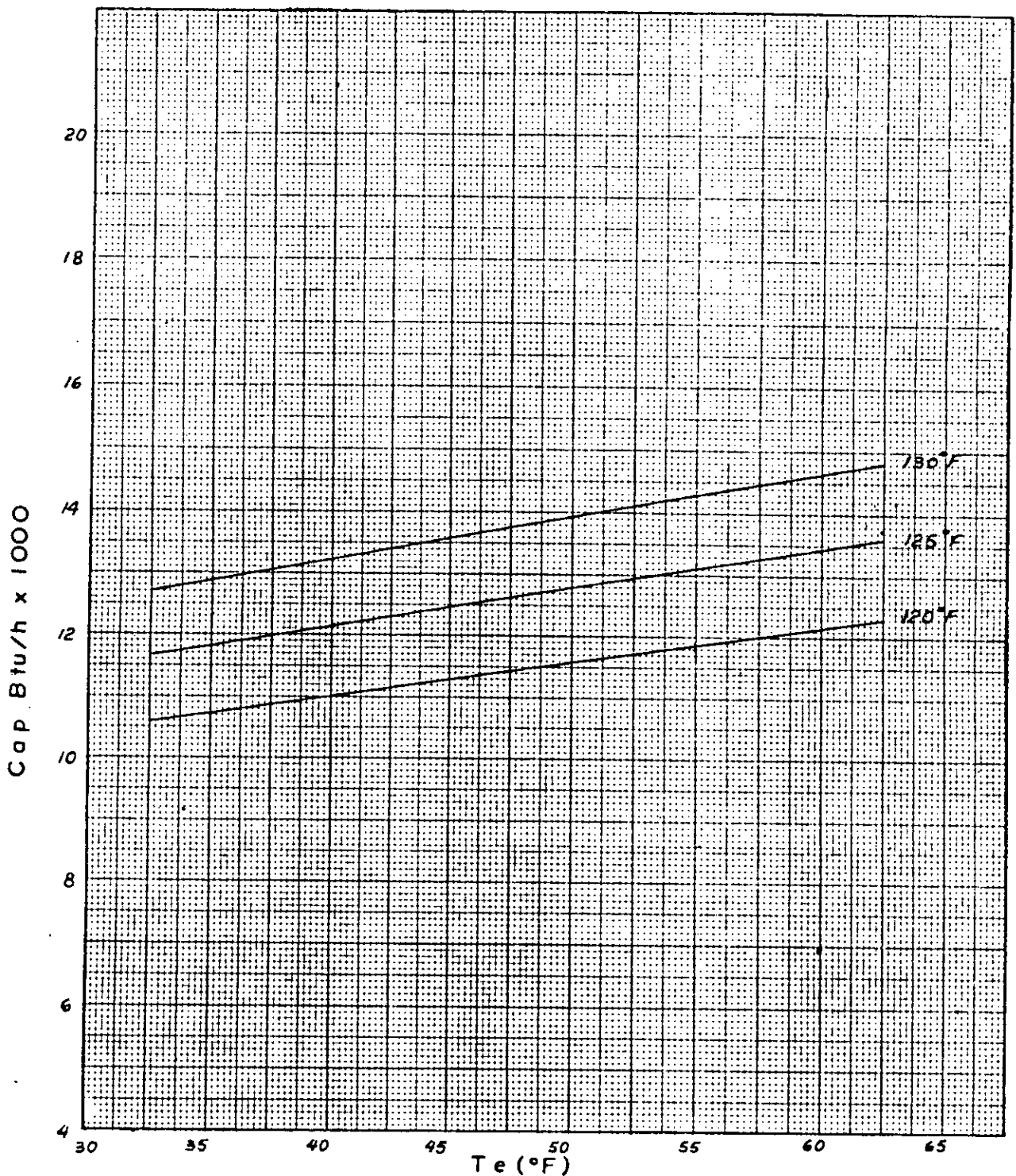


Fig. 4.2.2.1. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $\dot{m}_c = 2028 \text{ lb/h}$, una efectividad $\mathcal{E} = 0.7704$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $TBS = 80^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de condensación.

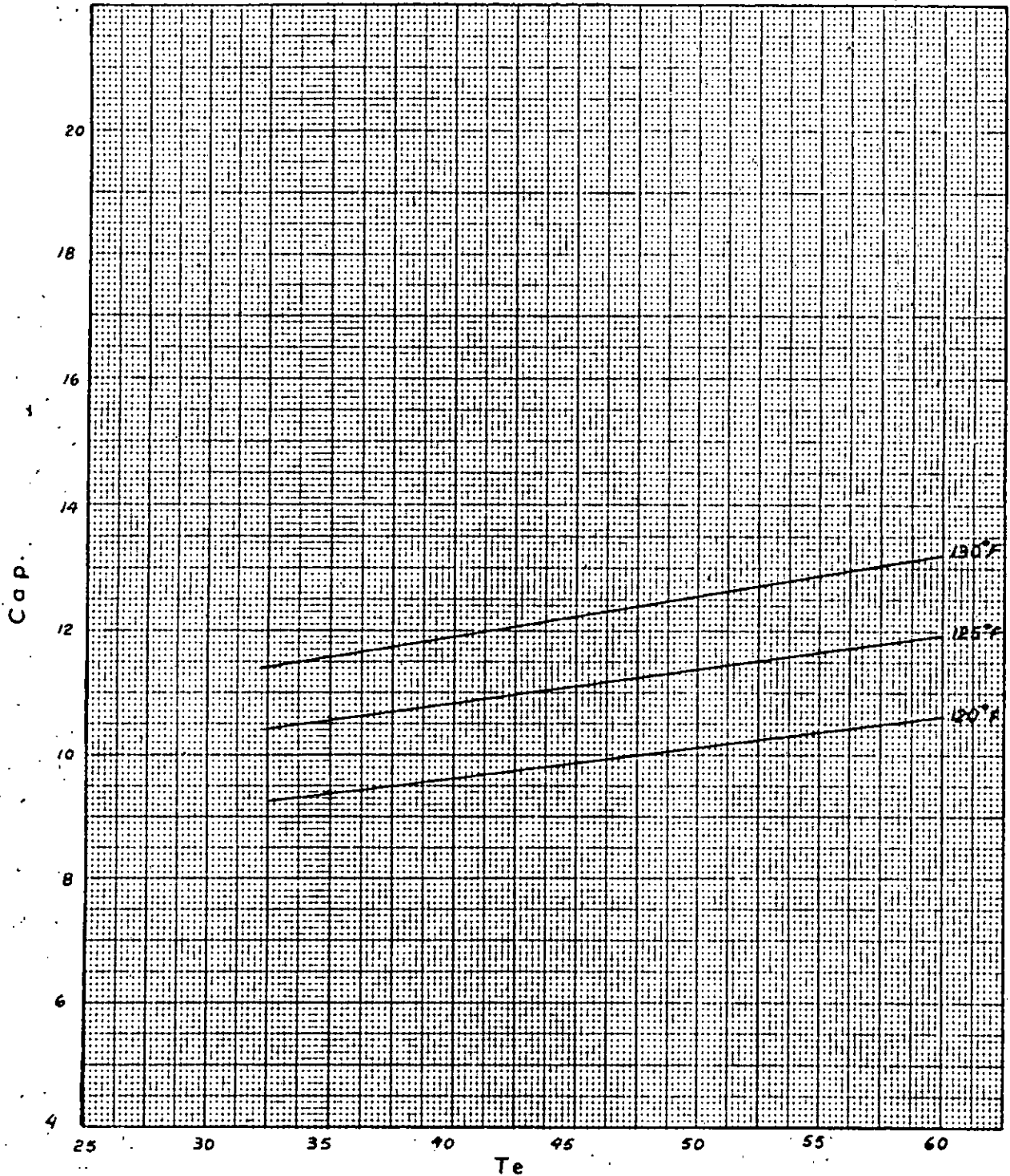


Fig. 4.2.2.2. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $\dot{m}_c = 2028 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.7704$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador de $TBS = 85^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e , para diferentes temperaturas de condensación.

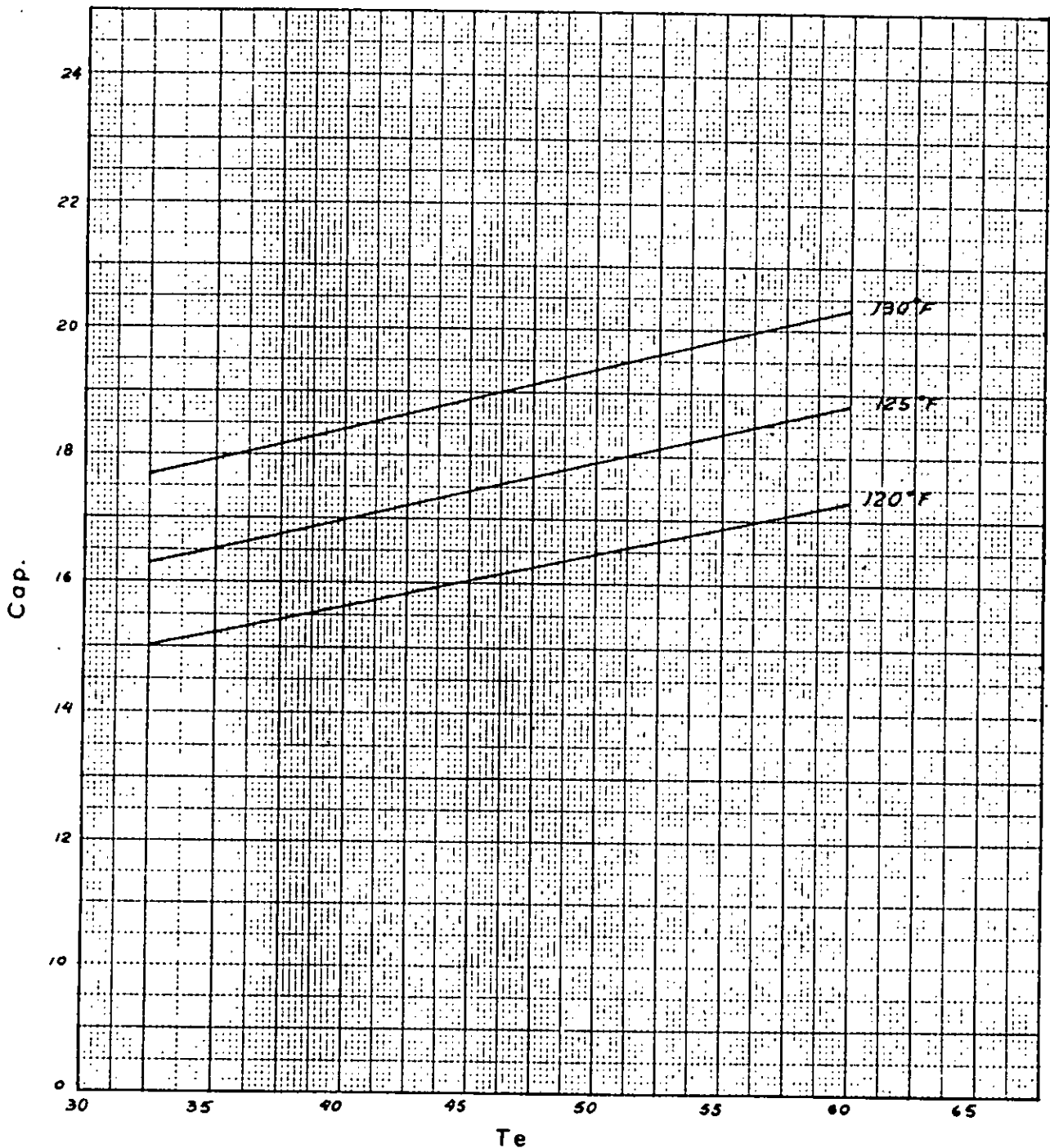


Fig. 4.2.2.3. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $\dot{m} = 2704 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.7280$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador de $T_{BS} = 75^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e , para diferentes temperaturas de condensación.

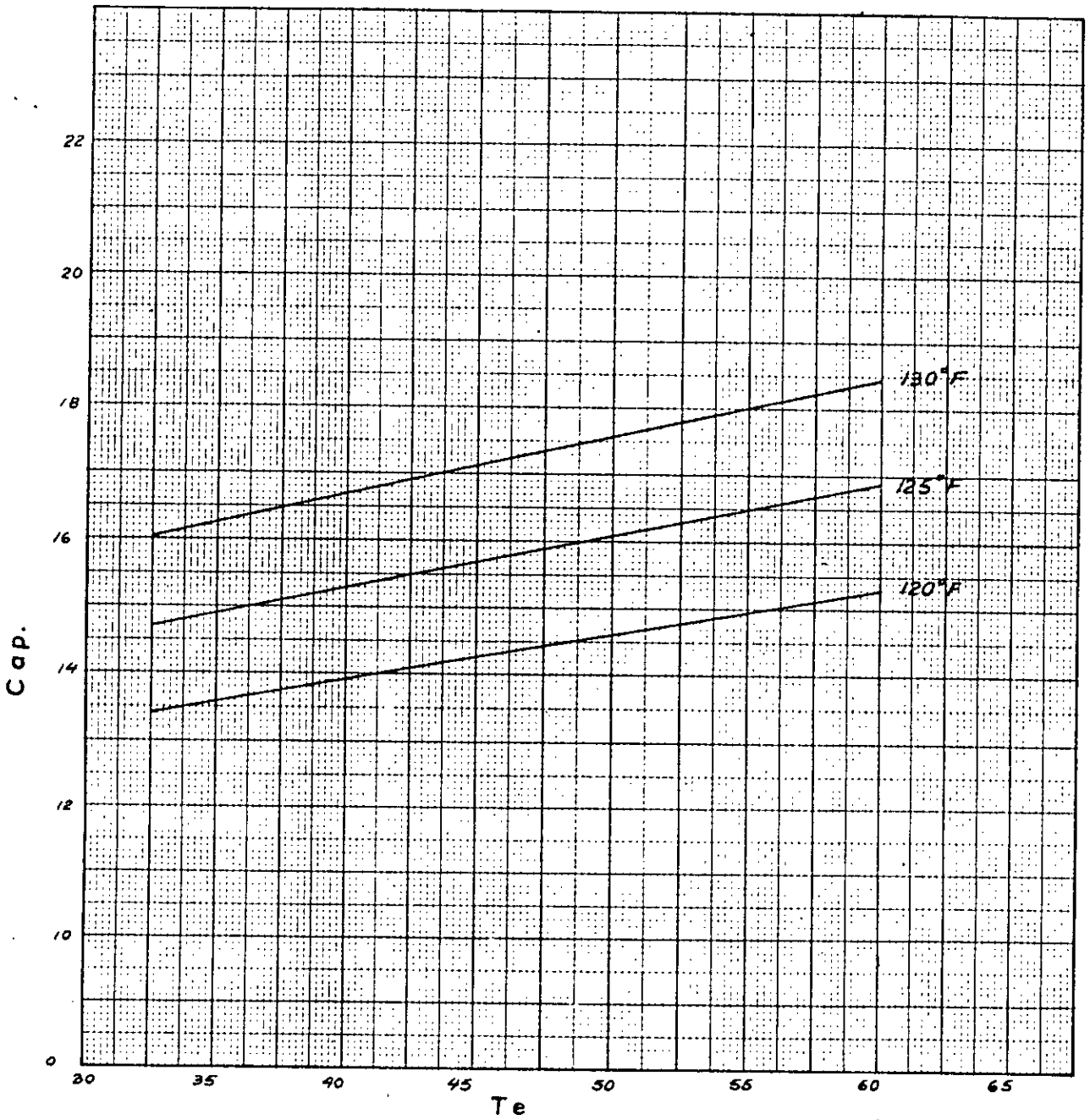


Fig. 4.2.2.4. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $\dot{m}_c = 2704 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.7280$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 80^\circ\text{F}$ en las coordenadas CAP vs T_e , para diferentes temperaturas de condensación.

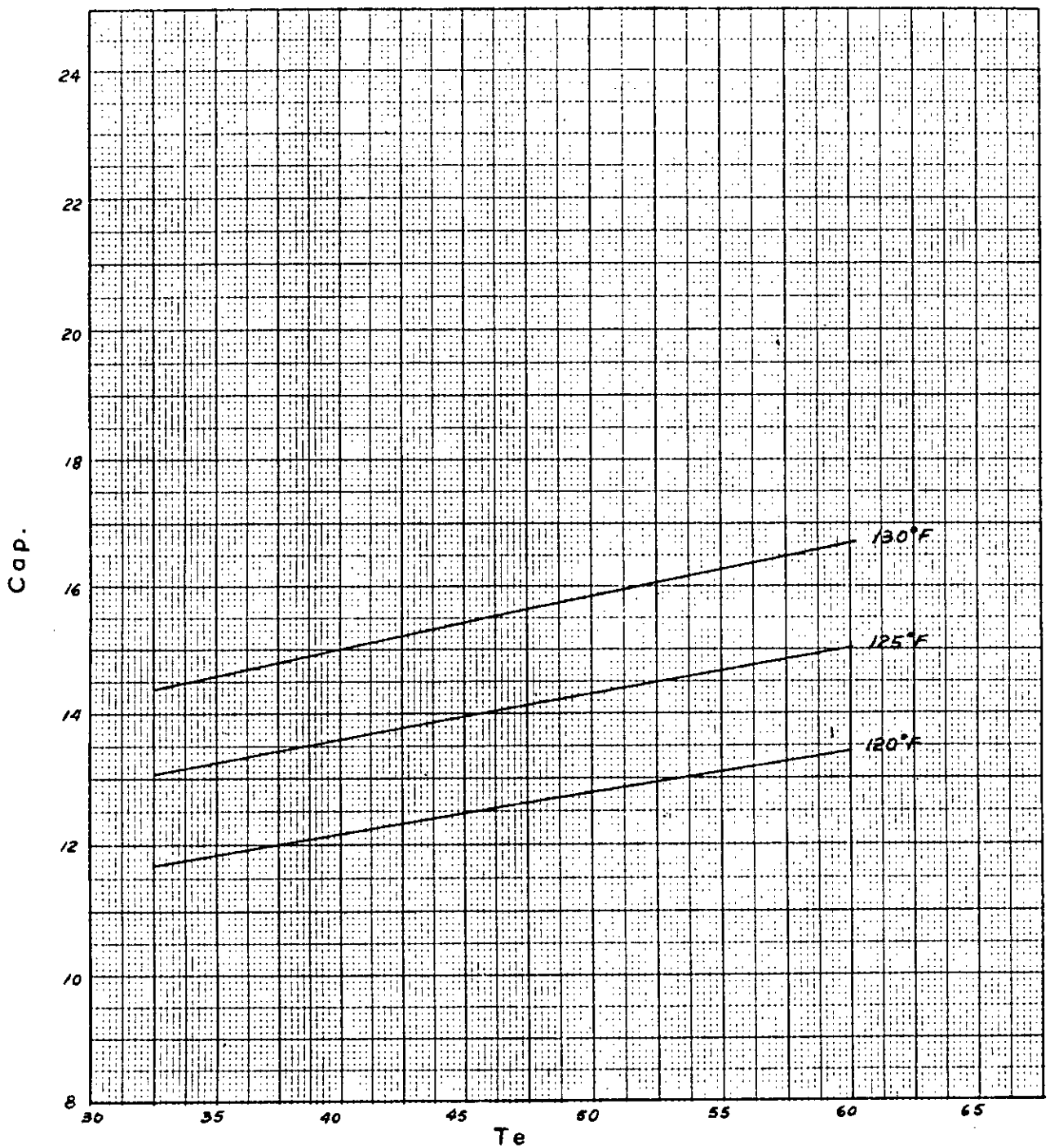


Fig. 4.2.2.5. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $\dot{m}_c = 2704 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.7280$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador, $TBS = 85^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e ; para diferentes temperaturas de condensación.

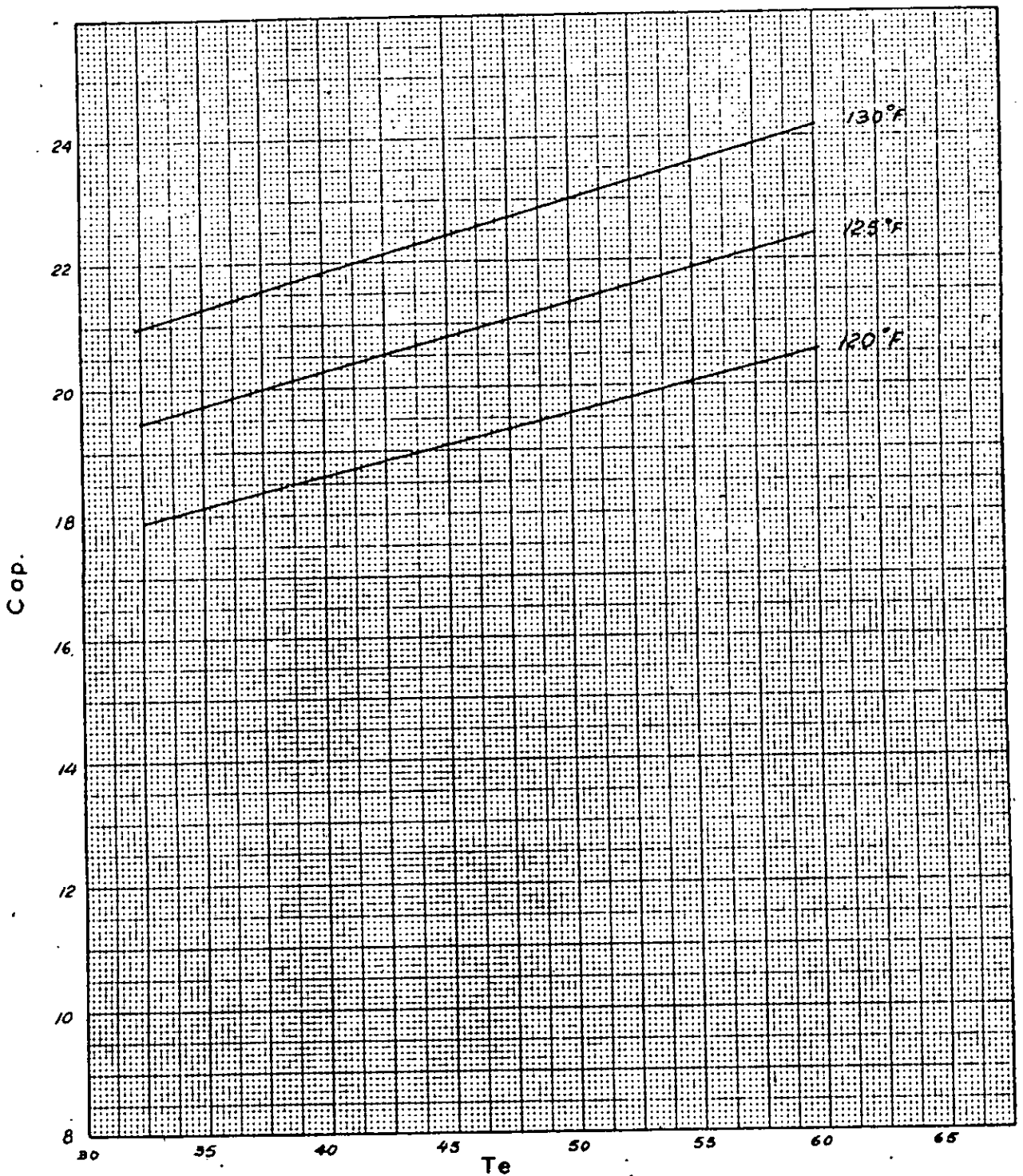


Fig. 4.2.2.6. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico $\dot{m}_c = 3380$ lb/h, una efectividad $\mathcal{E} = 0.6940$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $TBS = 75^\circ F$, en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de condensación.

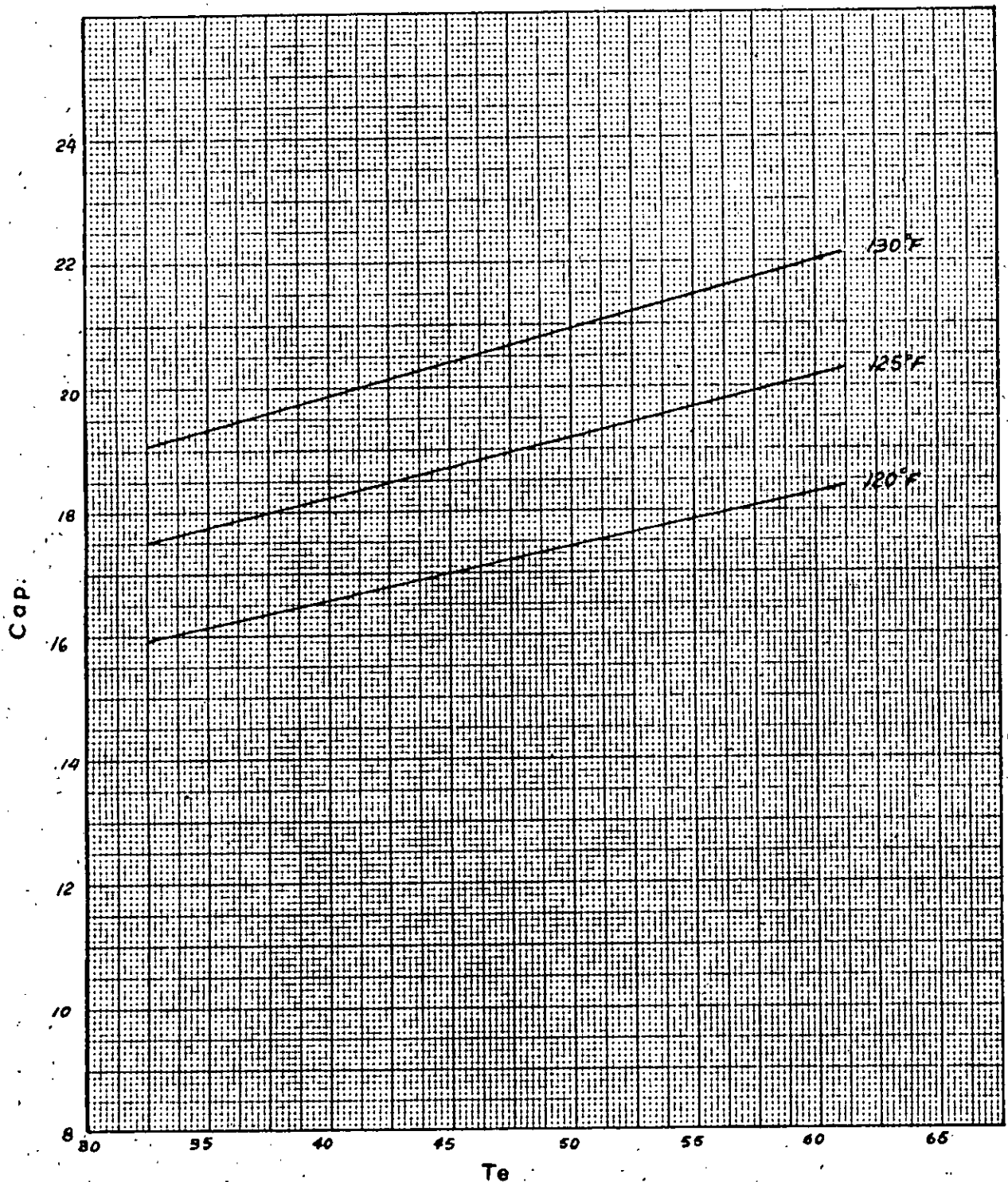


Fig. 4.2.2.7. Curvas de funcionamiento del condensador cuando el equipo funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $m_c = 3380 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.6940$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador de $TBS = 80^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_c para diferentes temperaturas de condensación.

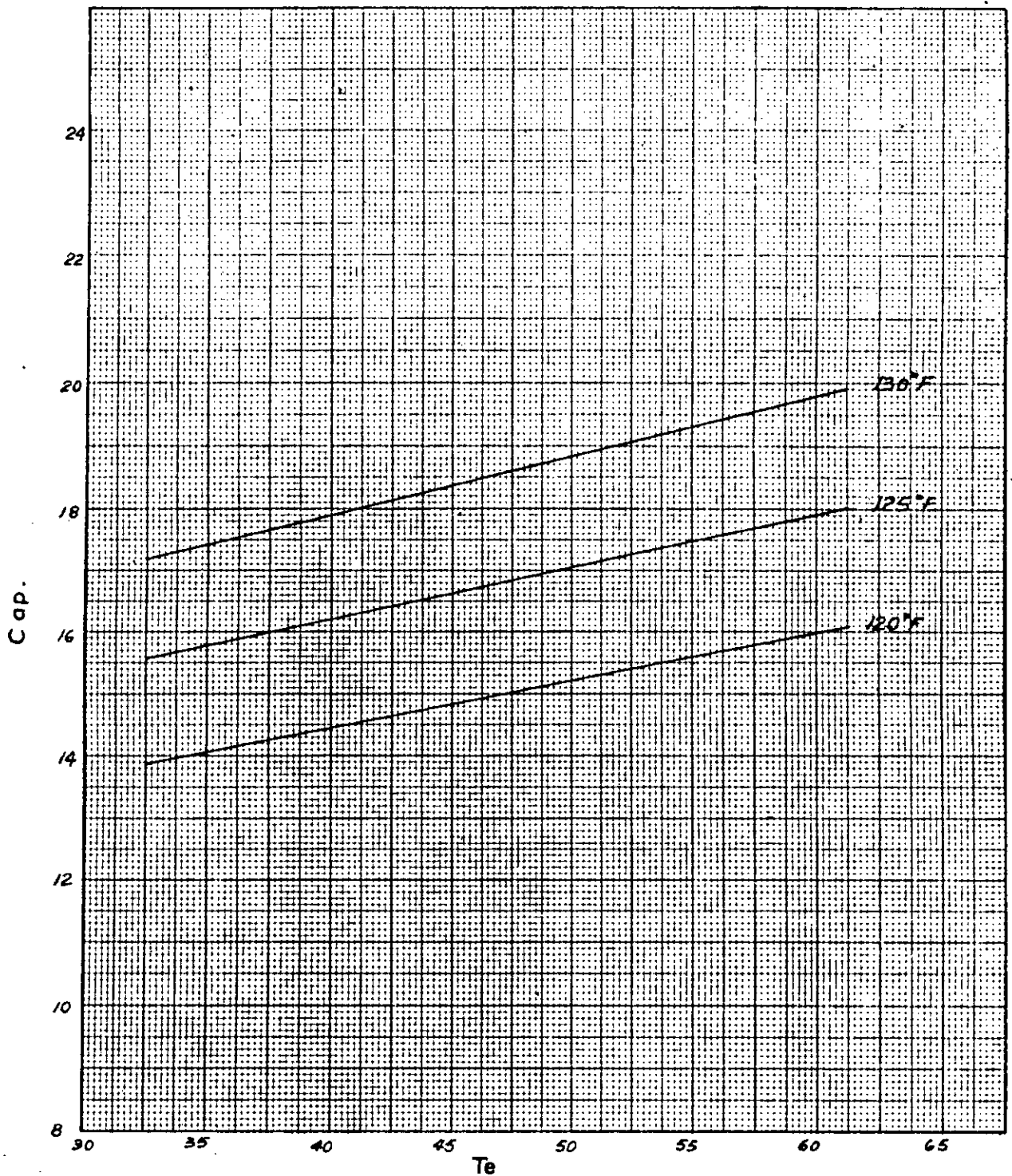


Fig. 4.2.2.8. Curvas de funcionamiento del condensador cuando la unidad funciona como calefactor en invierno, para un flujo másico de aire $\dot{m}_c = 3380 \text{ lb/h}$, una efectividad $\epsilon = 0.6940$ y una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador de $TBS = 85^\circ\text{F}$, en las coordenadas CAP vs T_e para diferentes temperaturas de condensación.

4.2.3 CURVAS DE FUNCIONAMIENTO CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD DE CONDENSACION

Para poder construir estas curvas características de la unidad de condensación, nos basamos en las curvas del compresor modelo AJ8516 E, para las temperaturas de condensación de 120, 125 y 130°F; y en las curvas de funcionamiento del condensador mostradas en las figs. 4.2.2, 4.2.2.1, 4.2.2.2, 4.2.2.3, 4.2.2.4, 4.2.2.5, 4.2.2.6, 4.2.2.7 y 4.2.2.8, en un diagrama CAP_{EVAP} vs T_e superponemos dichas curvas y obtenemos las curvas de funcionamiento de la unidad de condensación cuando el sistema funciona como calefactor en invierno para caudales de aire alto, medio y bajo que nos proporciona el ventilador centrífugo y que circula por el serpentín interior de acondicionamiento. Estas curvas las tenemos representadas en las figuras 4.2.3, 4.2.3.1, 4.2.3.2, 4.2.3.3, 4.2.3.4, 4.2.3.5, 4.2.3.6, 4.2.3.7 y 4.2.3.8.

Estas curvas de funcionamiento de la unidad de condensación nos van a servir para determinar los puntos óptimos de funcionamiento de la unidad acondicionadora reversible para la calefacción.

$\dot{m}_c = 2028 \text{ lb/h}$, $\epsilon = 0.7704$, $T_{BS} = 75^\circ\text{F}$

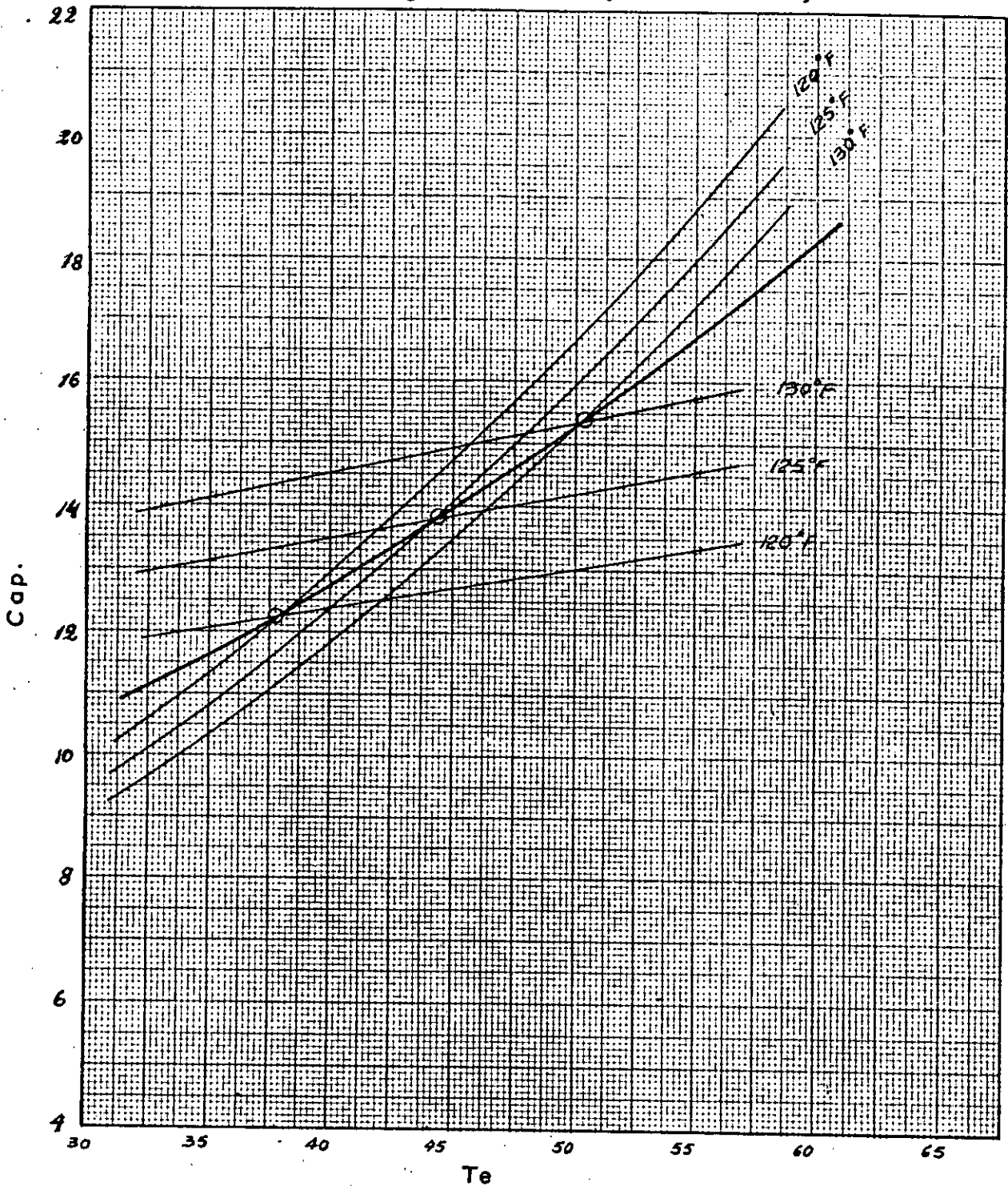


Fig. 4.2.3. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 75^\circ\text{F}$, y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 120, 125 y 130°F, cuando el equipo funciona como calefactor en invierno, usamos las coordenadas CAP vs T_e .

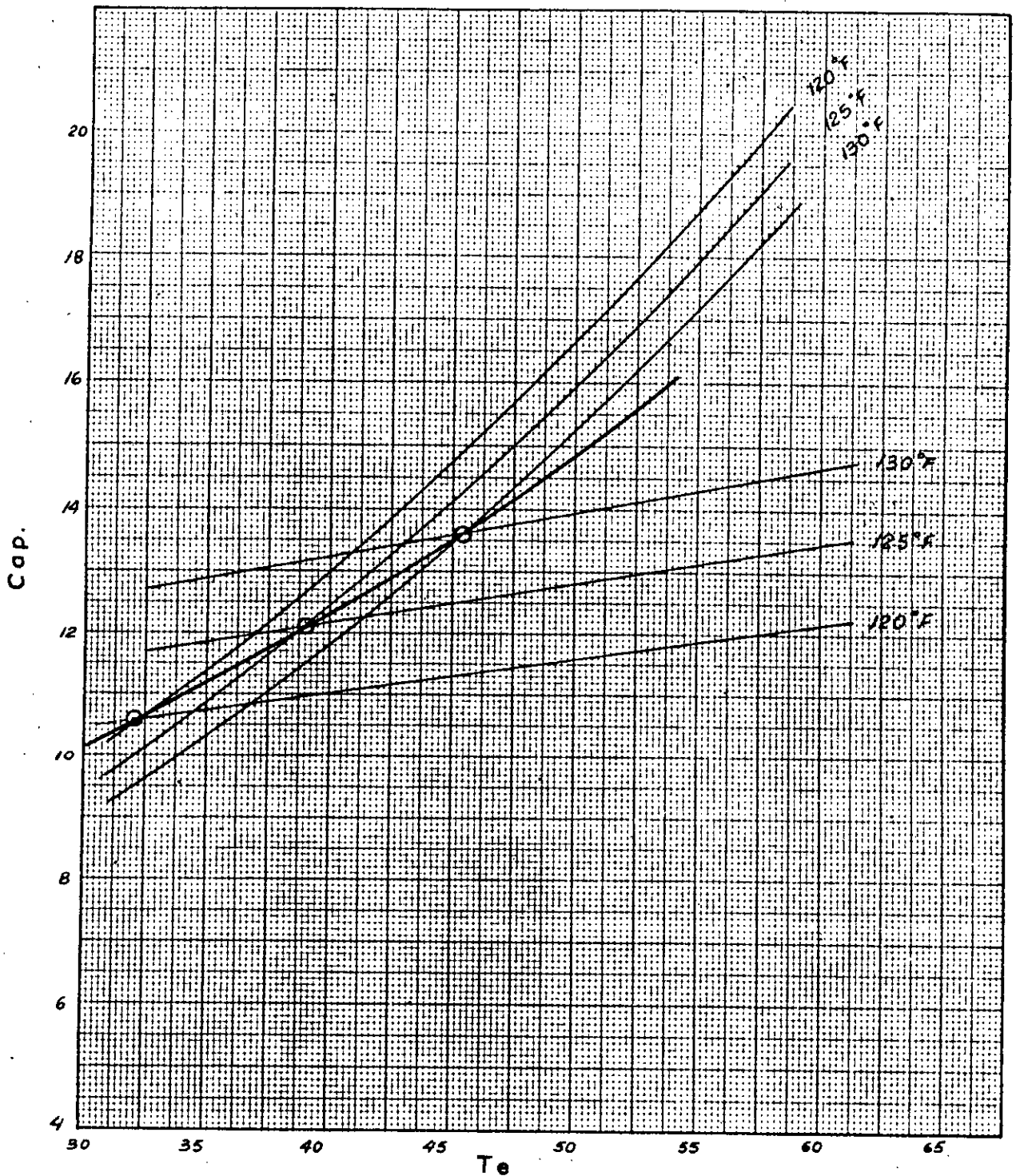


Fig. 4.2.3.1. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 80^{\circ}\text{F}$, y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 120, 125, y 130°F , cuando el equipo funciona como calefactor en invierno, usamos las coordenadas CAP vs T_e .

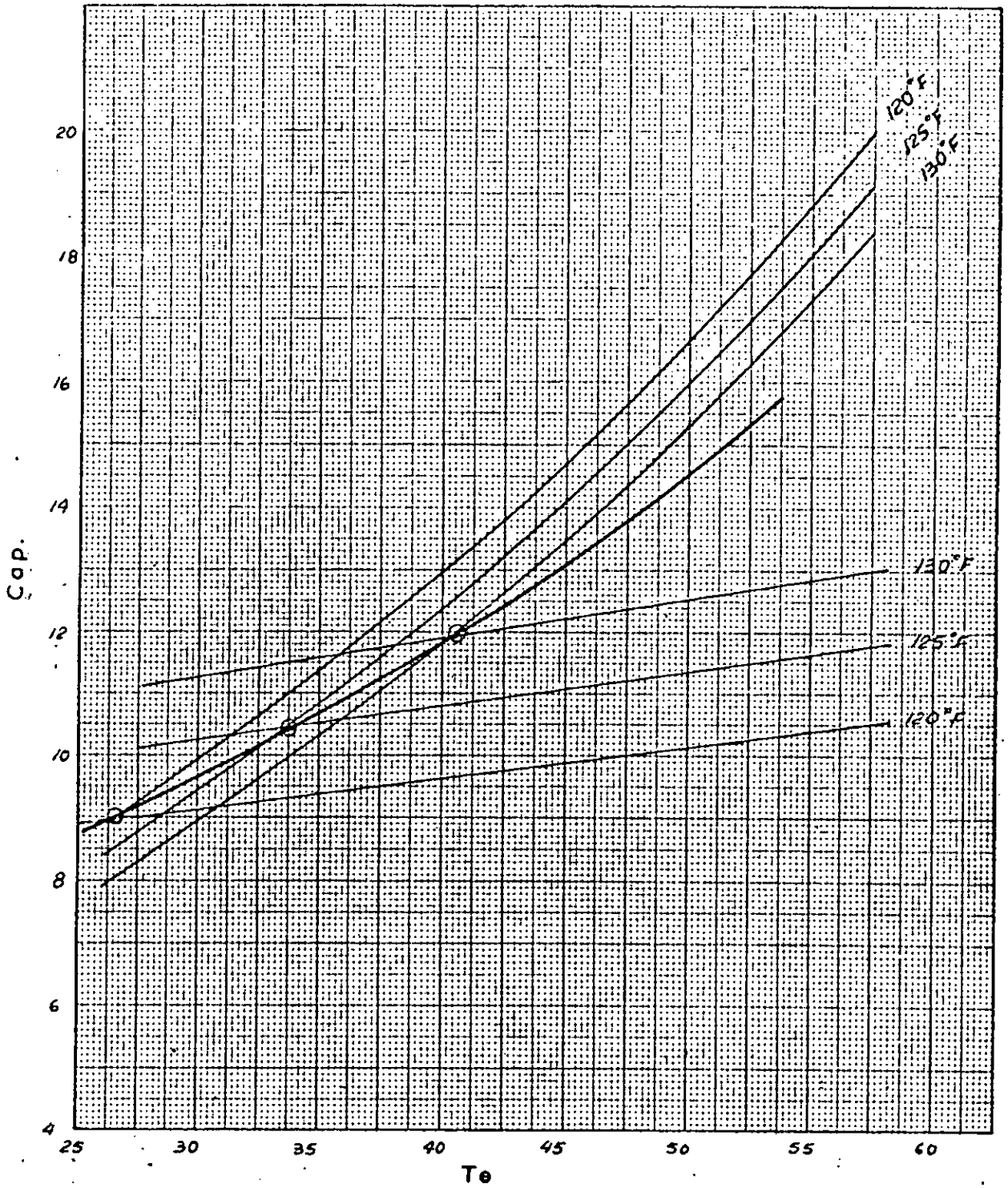


Fig. 4.2.3.2. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 65^\circ F$, y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 120, 125, y 130°F, cuando el equipo funciona como calefactor en invierno, usamos las coordenadas CAP vs T_e .

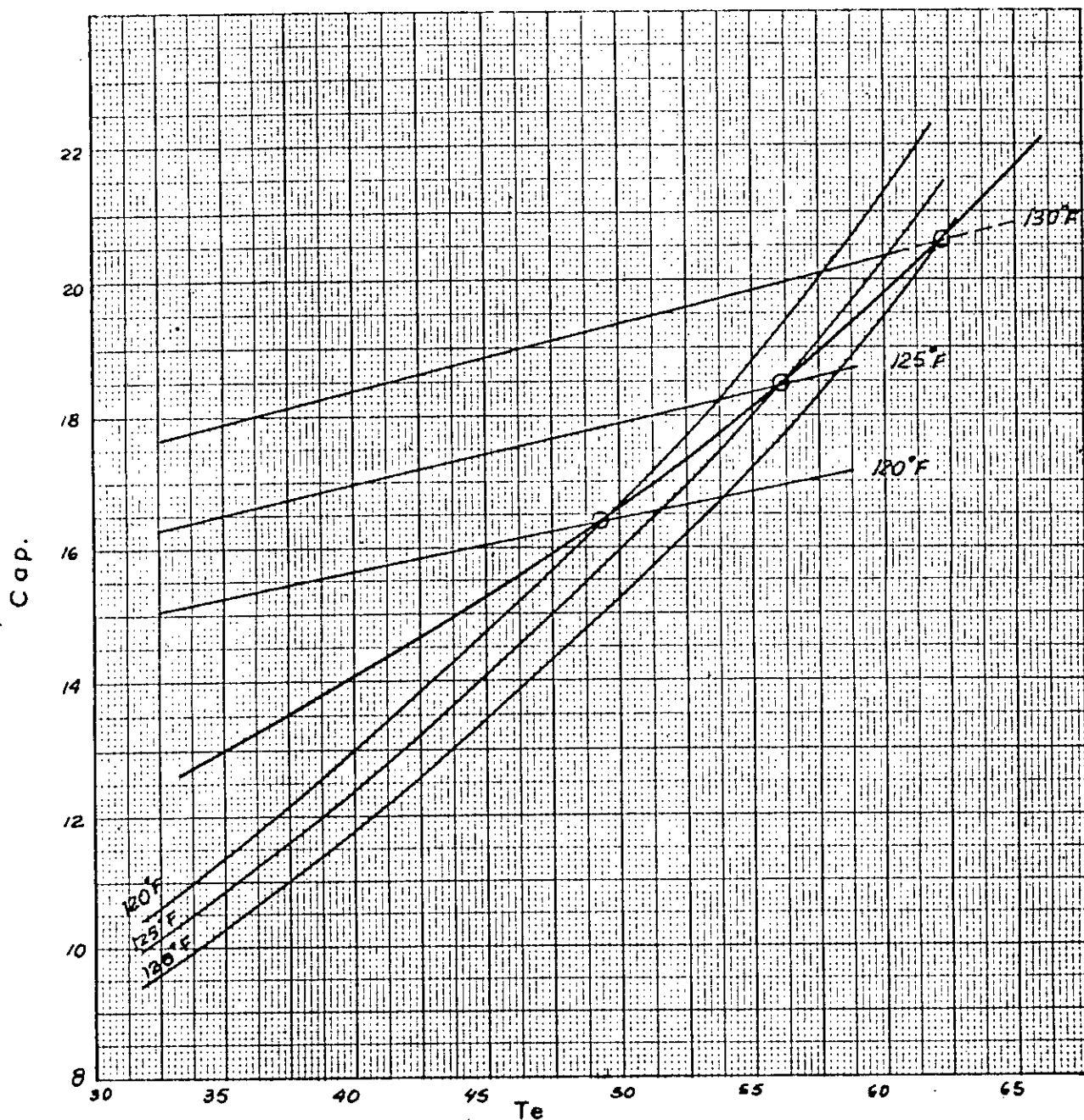


Fig. 4.2.3.3. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador TBS = 75°F y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 120, 125 y 130 °F, cuando el equipo funciona como calefactor en invierno; usamos las coordenadas CAP vs Te.

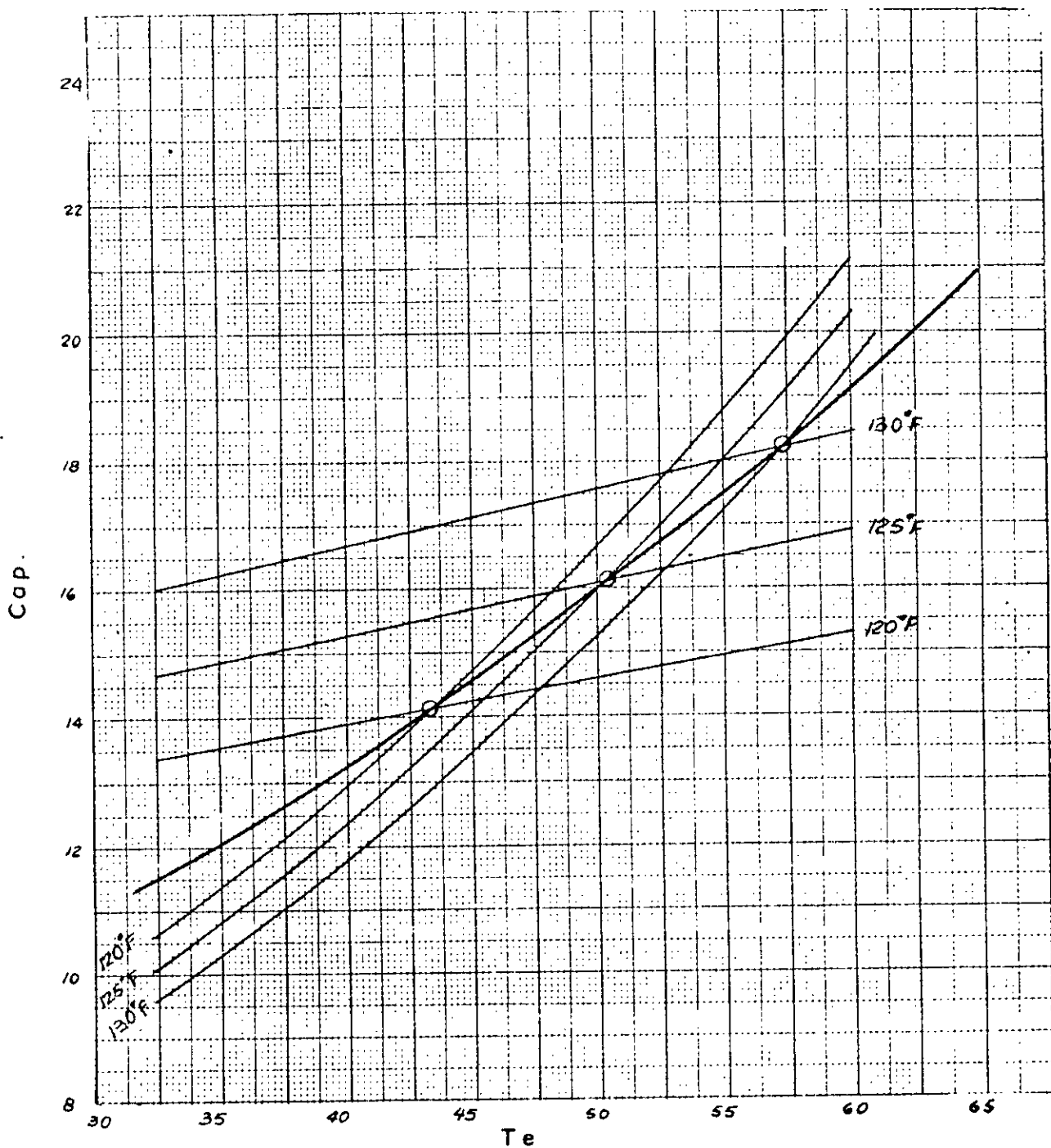


Fig. 4.2.3.4. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 80^{\circ}F$ y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 120, 125 y $130^{\circ}F$; cuando el equipo funciona como calefactor en invierno, usamos las coordenadas CAP vs T_e .

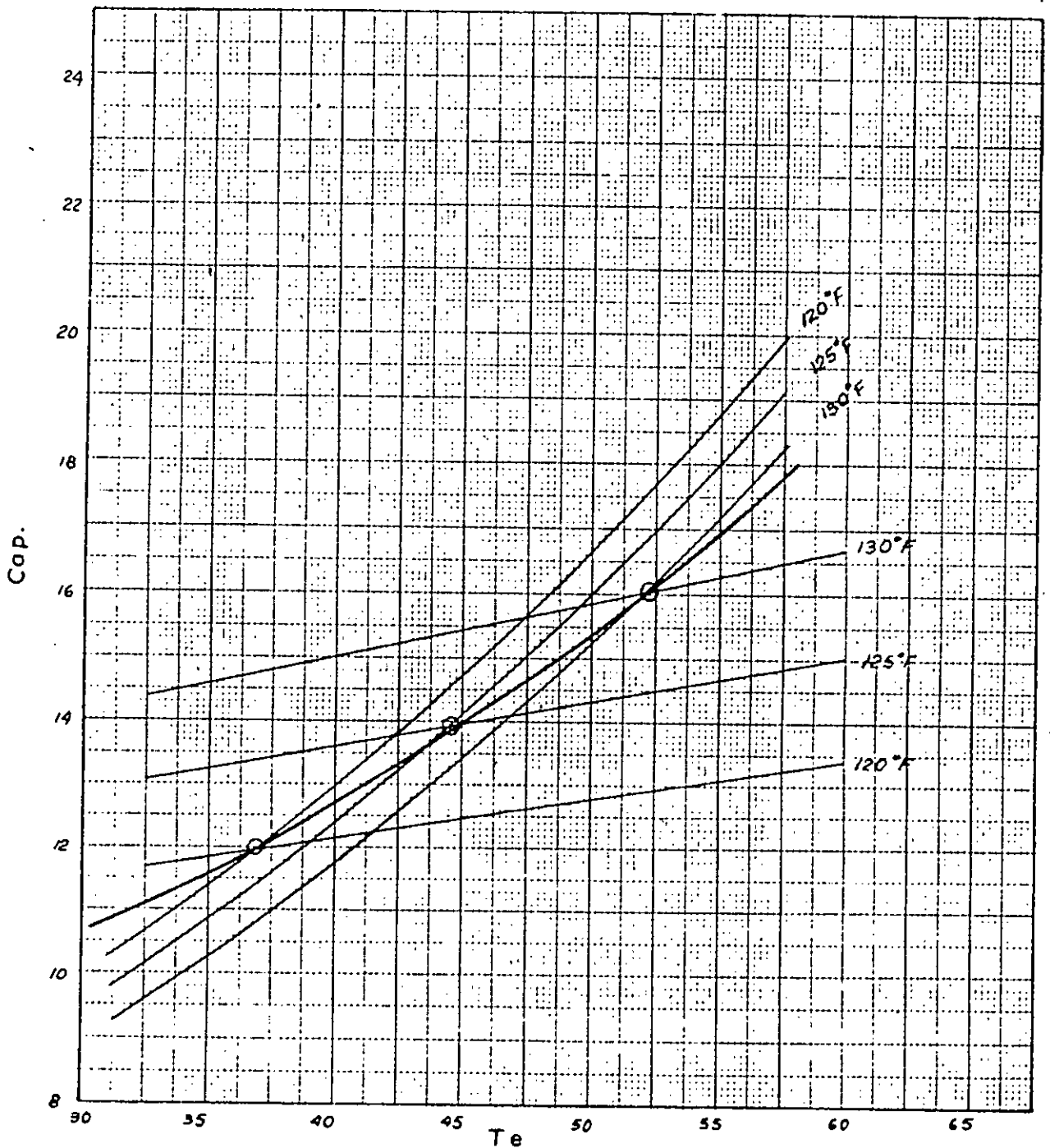


Fig. 4.2.3.5. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 85^{\circ}F$, y las curvas del compresor modelo AJ8516E, para las temperaturas de condensación de 120 , 125 y $130^{\circ}F$, cuando el equipo funciona como calefactor en invierno; usamos las coordenadas CAP vs T_e .

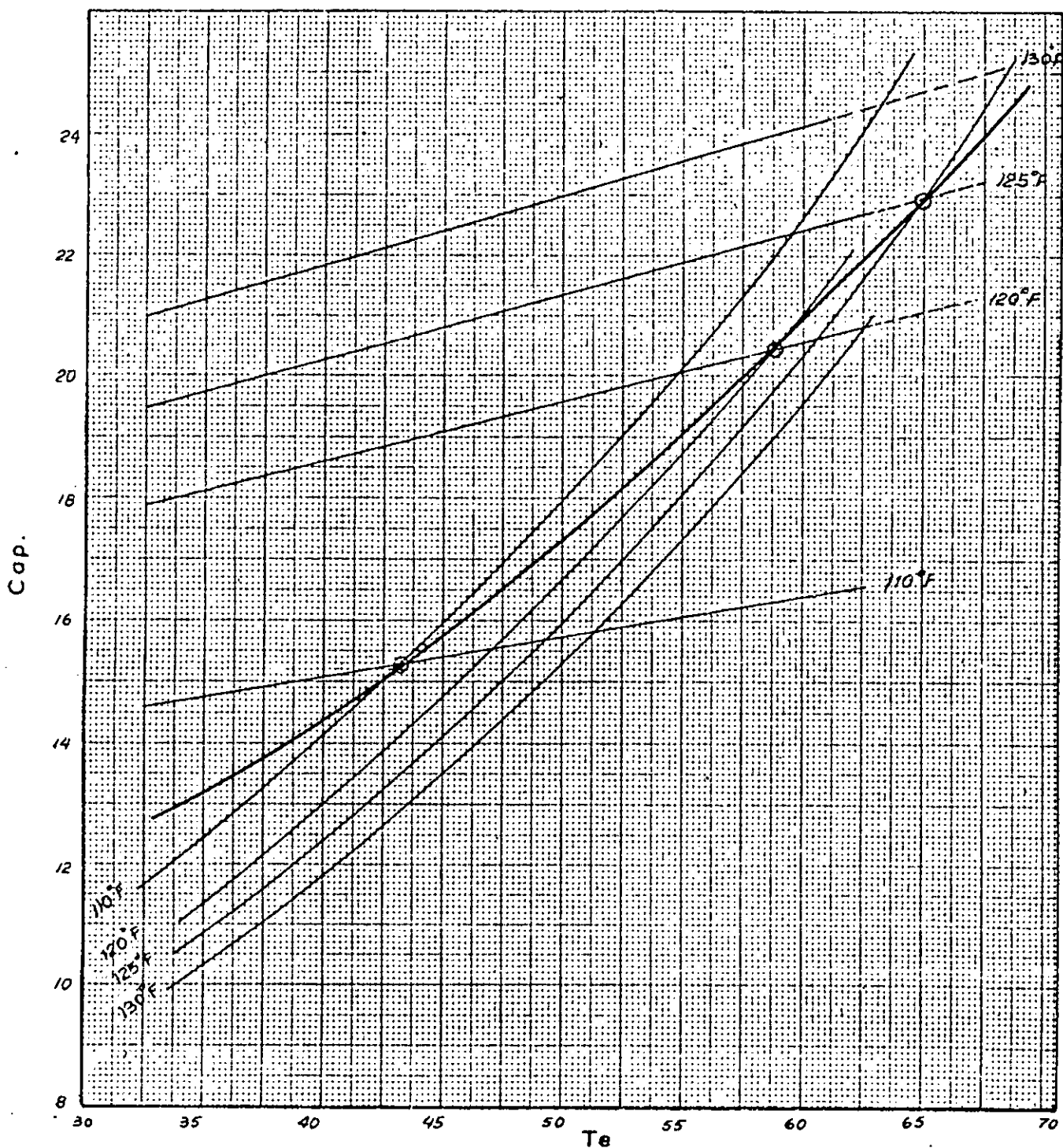


Fig. 4.2.3.6. Curva característica de la unidad de condensación basada en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 75^{\circ}F$, y las curvas del compresor modelo AJ8516E para las temperaturas de condensación de 120, 125 y $130^{\circ}F$, cuando el equipo funciona como calefactor en invierno; usamos las coordenadas CAP vs T_e .

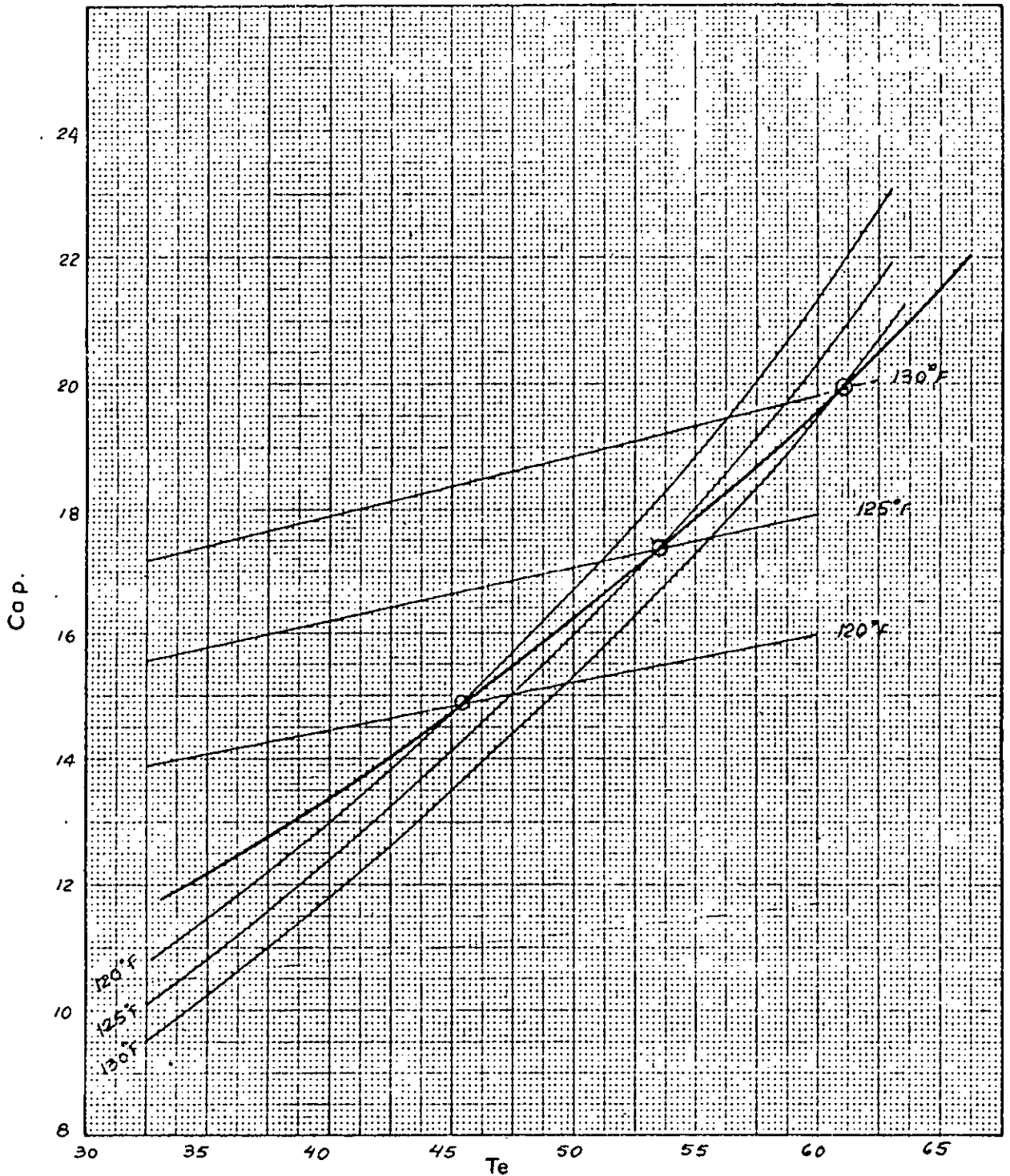


Fig. 4.2.3.8 Curva característica de la unidad de condensación basado en las curvas del condensador a una temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del condensador $T_{BS} = 85^{\circ}\text{F}$, y las curvas del compresor modelo Aj8516E, para las temperaturas de condensación de 120, 125 y 130°F , cuando el equipo funciona como calefactor en invierno; usamos las coordenadas CAP vs T_e .

4.3 DETERMINACION DE LOS PUNTOS OPTIMOS DE FUNCIONAMIENTO PARA LA ESTACION DE VERANO

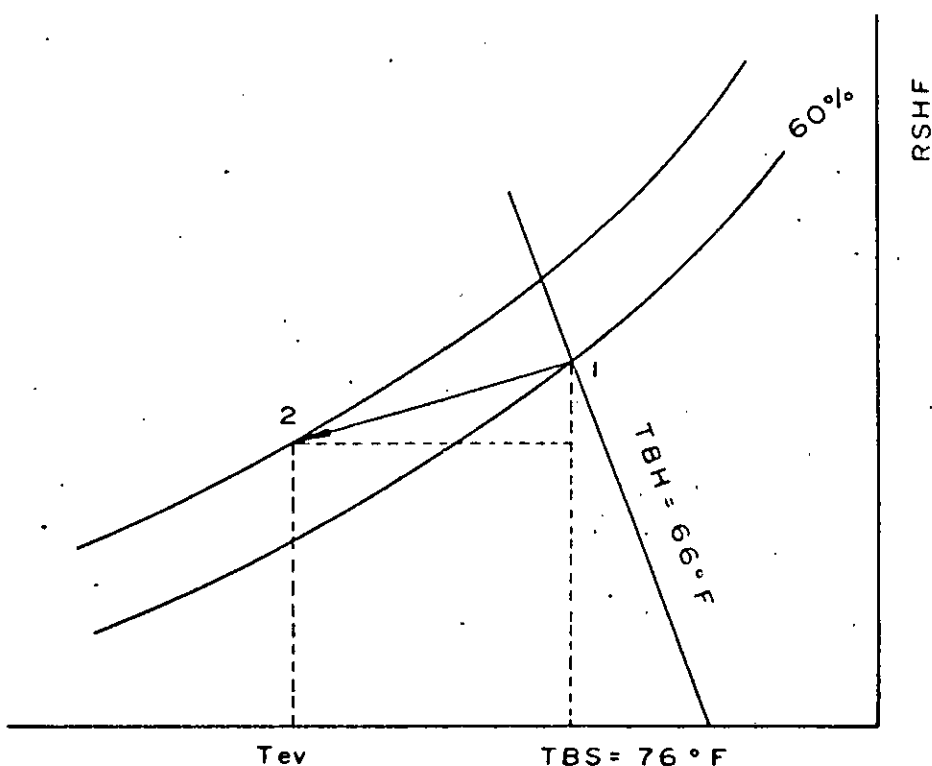
Los puntos óptimos de funcionamiento del equipo reversible los podemos determinar basandonos en las curvas del evaporador y de la unidad de condensación; estos puntos representarán el equilibrio entre el funcionamiento del evaporador y de la unidad de condensación; estos puntos se obtienen interceptando ambos juegos de curvas en un diagrama CAP vs T_e ; es decir vamos a interceptar las curvas del evaporador cuando el equipo funciona como como unidad de refrigeración en verano mostradas en las figuras 4.1.1, 4.1.1.1, y 4.1.1.2 con las curvas de la unidad de condensación mostradas en las figuras 4.1.3.1, 4.1.3.2 y 4.1.3.3. Como resultado de esta intersección obtenemos los puntos óptimos de funcionamiento de la unidad reversible para la estación de verano, estos puntos los podemos ver en las figuras 4.3, 4.3.1, y 4.3.2. Para la ALTERNATIVA N°1.

Una vez graficado las curvas y determinado los puntos de funcionamiento del equipo, cada uno de éstos serán tabulados convenientemente y de esa manera obtendremos la tabla de funcionamiento de la unidad reversible cuando funciona como enfriador en verano para las condiciones especificadas en cada curva.

En la tabla de funcionamiento de la unidad reversible tabla 4.3 también tenemos tenemos el factor de calor sensible RSHF, cuyos valores lo determinamos de la carta psicrométrica de la siguiente manera;

conocemos las condiciones de entrada del aire al evaporador , cuando el equipo funciona como enfriador estas condiciones son las de diseño es decir $T_{BS} = 76^{\circ}\text{F}$, $T_{BH} = 66^{\circ}\text{F}$, $\phi = 60\%$ y $T_e = 53^{\circ}\text{F}$. Con el valor de la T_{BS} (temperatura de bulbo seco) del aire entrando al evaporador, en la carta psicrométrica realizamos los trazos respectivos tal como se muestra en la figura 4.3.3. La pendiente de esta recta es el factor de calor sensible (RSHF), cuyo valor se puede hallar en la carta psicrométrica trazando una paralela a la recta (1-2) por el punto de referencia marcado en el diagrama a (26.7°C y 50% HR); prolongando esta línea hasta la ordenada derecha de la carta donde se encuentra la escala del RSHF, obtenemos el valor requerido.

Los demas valores del factor de calor sensible lo determinamos de la misma manera para cada condición de funcionamiento mostradas en la tabla 4.4.3.



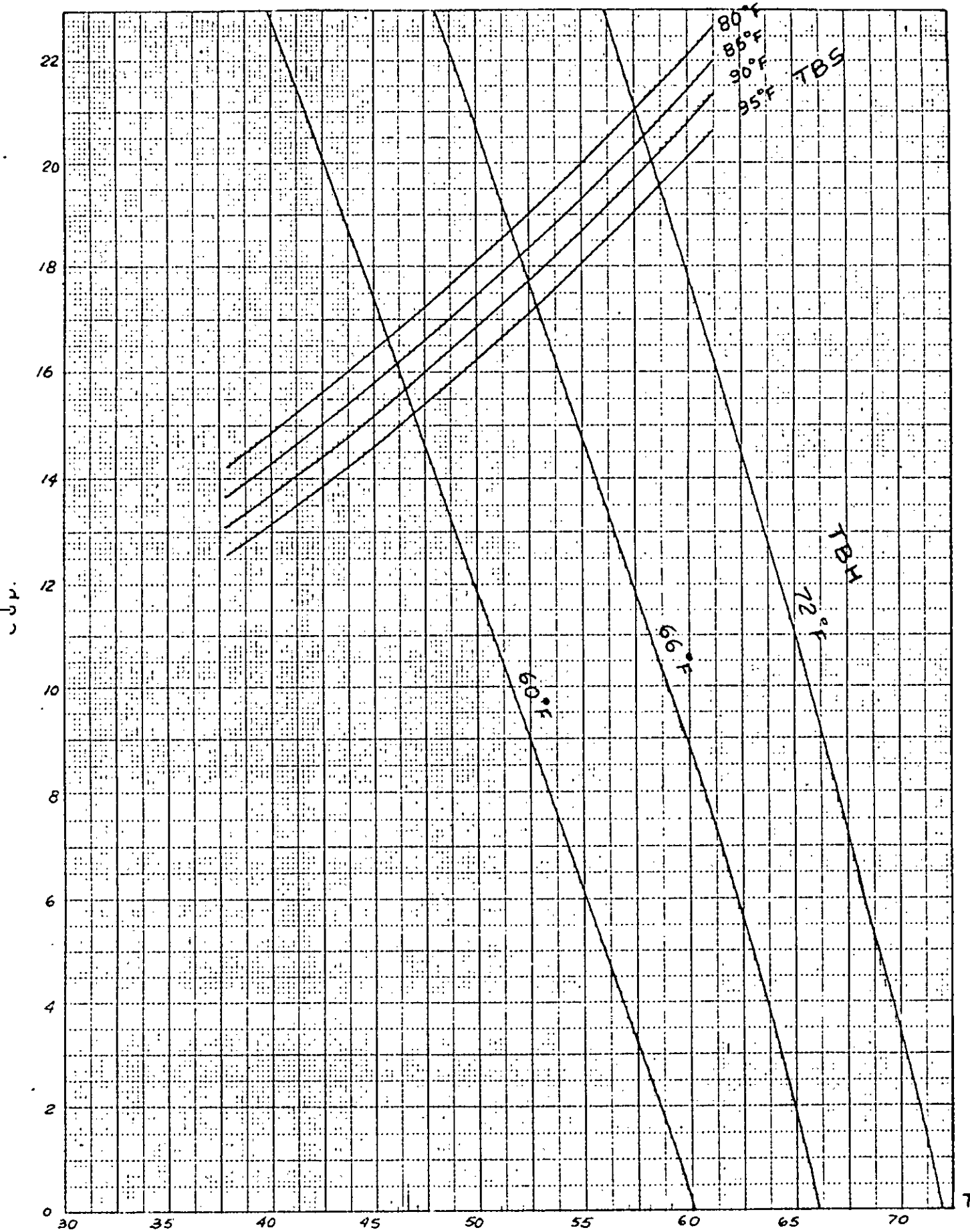


Fig. 4.3.1. Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad, cuando funciona como enfriador en verano, para $\dot{m}_e = 2704 \text{ lb/h}$ y $\epsilon = 0.7209$. ALTERN. N°1

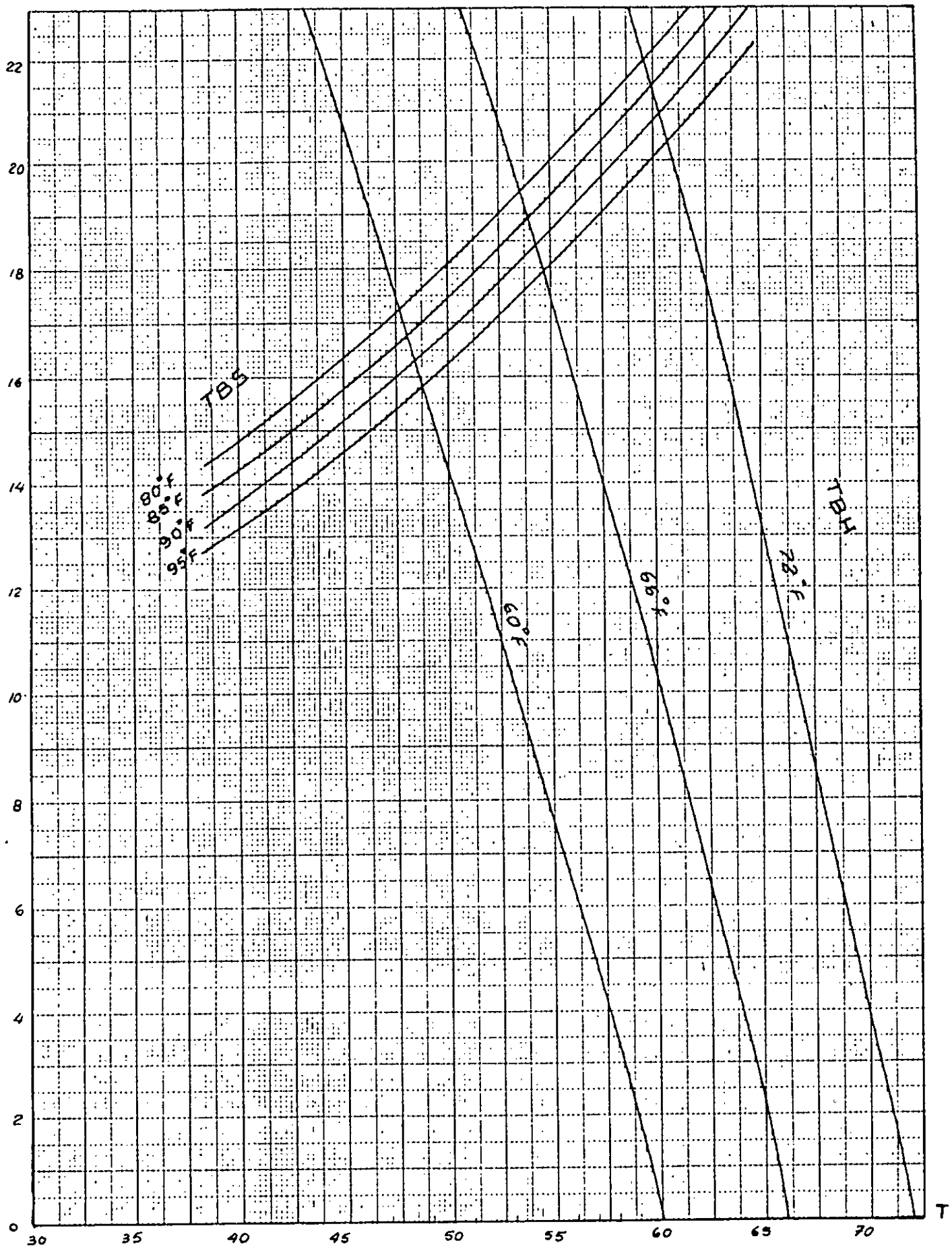


Fig. 4.3.2. Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad, cuando funciona como enfriador en verano, para $\dot{m}_e = 3380 \text{ lb/h}$ y $\epsilon = 0.6866$. ALTERN. Nº 1

- Determinación del factor de corrección por calor sensible.

En las tablas de funcionamiento de la unidad acondicionadora reversible para la estación de verano, hemos utilizado como temperatura de referencia TBS = 76°F y que la consideramos constante; además en el diseño se utilizó la TBH. Si ahora variamos la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada del evaporador en un rango aceptable y real, variará la cantidad de calor sensible liberado, en cambio la cantidad de calor total permanecerá constante.

La variación de calor sensible la podemos determinar de la siguiente manera:

Para temperaturas diferentes de 76°F (TBS) usaremos un factor de corrección (F_c), el cual lo podemos determinar usando la siguiente expresión;

$$F_c = 1.08 (1 - BF) (TBS - 76)$$

además $\Delta Q_s = 1.08 (1 - BF) (TBS - 76) PCM$

$$\Delta Q_s = F_c \times PCM$$

si TBS es mayor que 76°F; ΔQ_s se sumará al Q_s inicial;
si TBS es menor que 76°F; ΔQ_s se restará del Q_s de tablas.

En la tabla siguiente tenemos los valores de (F_c)

FACTOR DE CORRECCION (F_c)

FACTOR BY-PASS	TEMPERATURA DE BULBO SECO DEL AIRE A LA ENTRADA DEL EVAPORADOR (S.I) EN °F.				
	± 1	± 2	± 3	± 4	± 5
BF	75-77	74-78	73-79	72-80	71-81
0.20	0.8640	1.7280	2.5920	3.4560	4.3200
0.23	0.8316	1.6632	2.4948	3.3264	4.1580
0.26	0.7992	1.5984	2.3976	3.1968	3.9960

El factor de corrección se usa cuando la temperatura de bulbo seco del aire a la entrada de evaporador sea diferente de 76°F; si la temperatura es mayor agregamos a los valores de calor sensible de la tabla de funcionamiento, y si es menor; disminuimos a estos. Los valores de ΔQ_s están en (Btu/h).

Para determinar los puntos óptimos de funcionamiento de la unidad acondicionadora reversible, considerando la alternativa N°2; el procedimiento es similar. Los puntos de equilibrio de las curvas de la unidad de condensación y de las curvas del evaporador, los tenemos representados en las figuras 4.3.3, 4.3.4 y 4.3.5., con estos puntos de equilibrio obtenemos la tabla de funcionamiento de la unidad para estas condiciones; ver tabla 4.4.10.

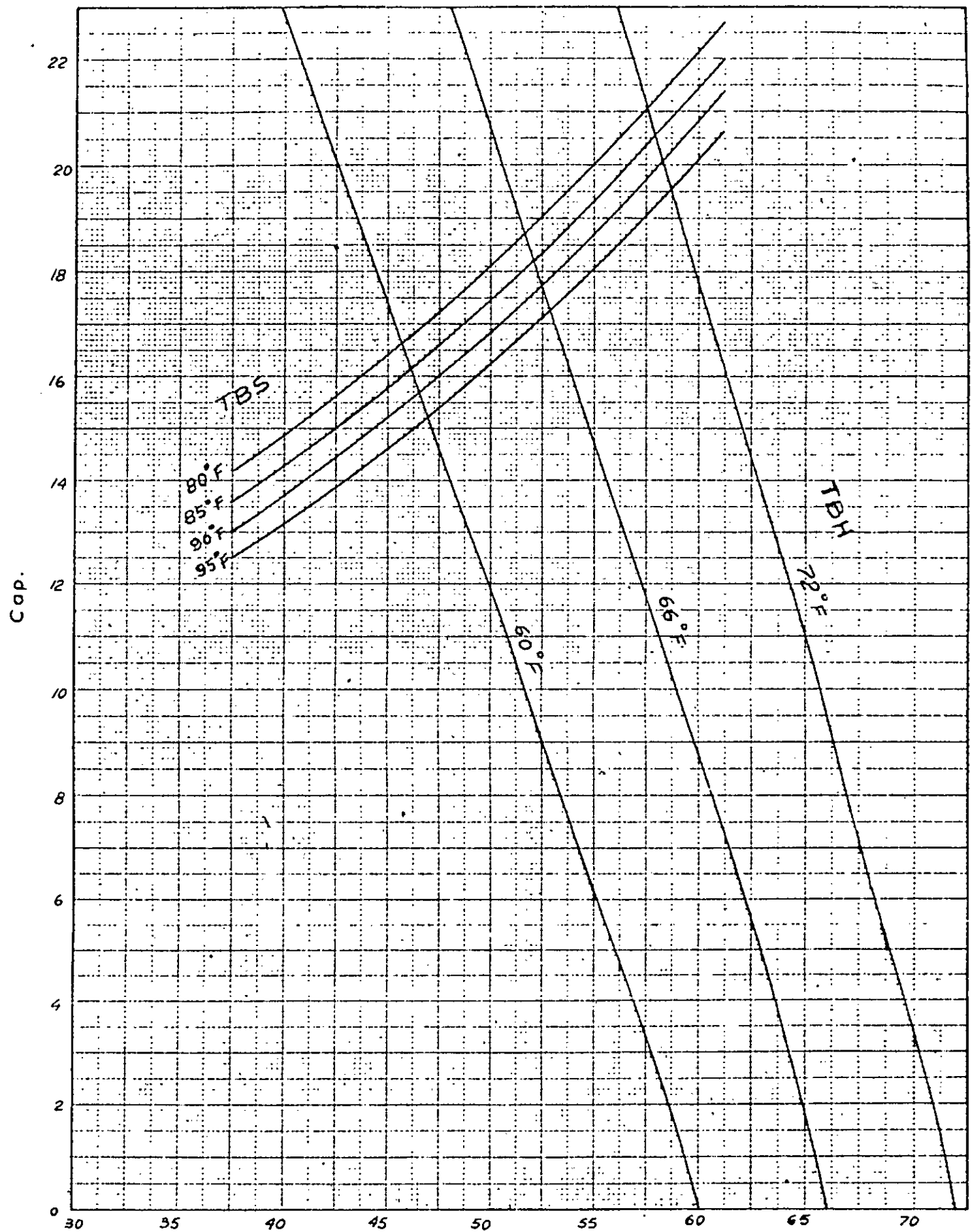


Fig. 4.3.4. Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad, cuando funciona como enfriador; para $\dot{m}_e = 2704 \text{ lb/h}$, $\xi = 0.7209$. Alternativa N°2.

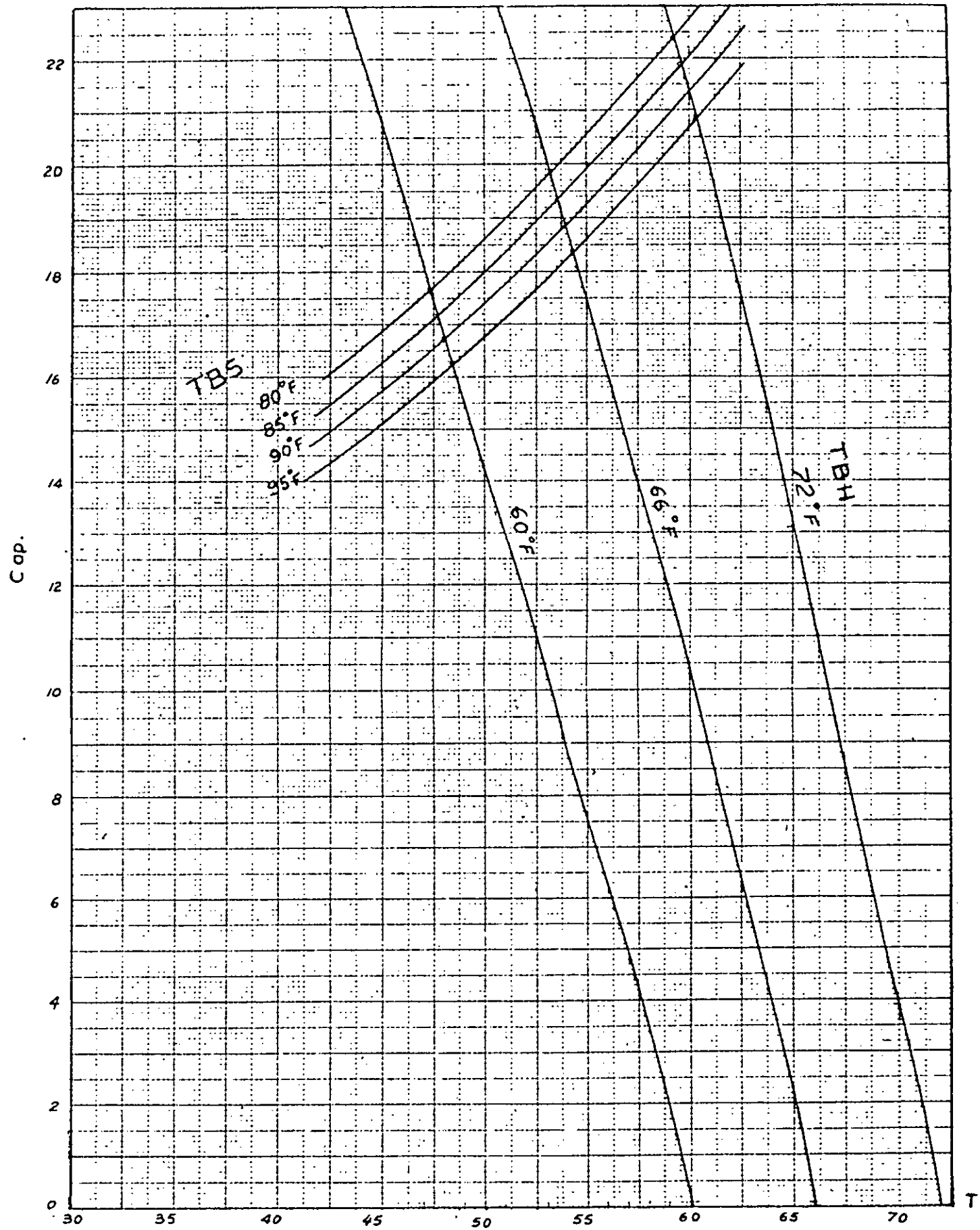


Fig. 4.3.5. Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad, cuando funciona como enfriador; para $\dot{m}_e = 3380 \text{ lb/h}$, $\xi = 0.6866$. Alternativa N°2.

4.4 DETERMINACION DE LOS PUNTOS OPTIMOS DE FUNCIONAMIENTO PARA LA ESTACION DE INVIERNO

Para determinar los puntos óptimos de funcionamiento cuando el equipo trabaja como calefactor en invierno procedemos de la misma forma que en el caso anterior, es decir hacemos interceptar las curvas del serpentín exterior (evaporador) mostradas en la fig., 4.2.1, y las curvas de la unidad de condensación mostradas en las figuras 4.2.3, al 4.2.3.8.; que corresponden a la ALTERNATIVA N° 1.

En primer lugar vamos a suponer que el sistema esta funcionando como un sistema de refrigeración, es decir el frío que se produce debido a la transferencia de calor en evaporador (serpentín exterior), nos va a servir para una determinada aplicación y que el calor perdido por el aire va a servir para evaporar el refrigerante en el serpentín exterior.

Hemos supuesto que el equipo esta funcionando como enfriador con la finalidad de construir y superponer, en un diagrama cuyas coordenadas son la CAP_{EVAP} vs la temperatura de evaporación del refrigerante; las curvas del evaporador con las curvas de funcionamiento de la unidad de condensación y de esa manera obtener los puntos de equilibrio del sistema.

El sistema desde ya esta funcionando como una bomba de calor, que aprovechando el calor del aire exterior que se encuentra a baja temperatura proporciona el calor necesario para evaporar el refrigerante, que luego de pasar por

el compresor llega al condensador a determinadas condiciones, y que luego de un intercambio de calor con el aire de la habitación (local) nos va a proporcionar el calor suficiente para cubrir la capacidad de calefacción que se requiere en el local a acondicionarse.

Como nuestro sistema esta funcionando bajo el principio de la bomba de calor, el factor de mayor importancia y que más influye en su funcionamiento es la temperatura del aire exterior.

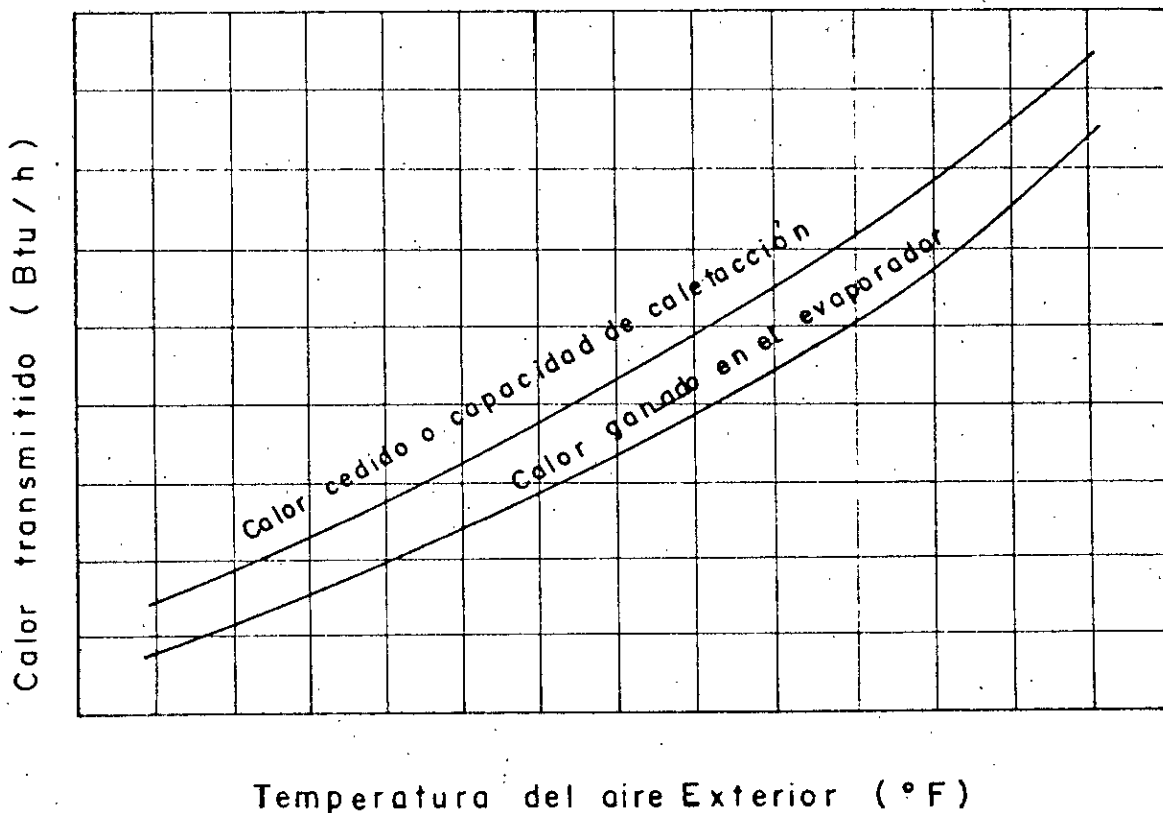
Durante el funcionamiento de la unidad como calefactora la temperatura del aire que entra en el serpentín interior (condensador) permanece aproximadamente constante a 25°C, la temperatura exterior en cambio es variable.

Las curvas de funcionamiento del evaporador y de la unidad de condensación se han elaborado considerando la bomba de calor como un sistema de refrigeración; el diagrama de la unidad de condensación nos muestra la capacidad de refrigeración para las temperaturas de condensación de 120, 125 y 130°F y la intersección de estas curvas con las curvas del evaporador nos dan los valores sucesivos de los puntos de equilibrio que se alcanzan a las diversas temperaturas del aire exterior, con una capacidad de refrigeración que disminuye cuando la temperatura exterior desciende.

En el funcionamiento de la unidad reversible como sistema calefactor, el calor desprendido en el condensador no la refrigeración es de capital importancia, porque este calor desprendido en el condensador en la unidad de tiempo

es la capacidad de calentamiento de la unidad acondicionadora.

Los sucesivos puntos de equilibrio obtenidos en las figuras 4.4.1, 4.4.2, y 4.4.3 podemos trasladarlos a un diagrama cuyas coordenadas nos muestre las diferencias de calor existentes, tal como se muestra a continuación.



Como se aprecia en este diagrama, los puntos óptimos de funcionamiento o los puntos de equilibrio de la unidad podemos trasladarlos a las coordenadas que nos muestre las diferencias entre el calor ganado, y la CAP de calefacción

que son el calor transmitido (CAL_T) en Btu/h, en función de la temperatura del aire exterior (T_{ex}) y de esa manera obtenemos las curvas de calor ganado en el evaporador. Pero lo que nos interesa es determinar la cantidad de calor cedido o capacidad de calefacción y para determinarlo demos aplicar la relación de cesión de calor "r" mostrada en la tabla 3.7.1.1 y cuya expresión es; $r = CAL_{CED} / CAP_{EVAP}$.

$$CAL_{CED} = CAP_{CAL}$$

$$CAP_{CAL} = r \cdot CAP_{EVAP}$$

Es importante tener presente que la diferencia entre las cantidades de calor transmitido representadas en las figuras 4.4.4, 4.4.5 y 4.4.6 es la energía absorbida por el compresor.

Para determinar los puntos de funcionamiento cuando el equipo trabaja como calefactor, nos valemos de las temperaturas del aire exterior que para este caso son de 48, 54 y 60°F y de la curva del calor cedido o capacidad de calefacción, en el eje de las ordenadas obtenemos los valores del calor transmitido para dichas temperaturas exteriores.

Una vez determinado estos puntos los tabulamos convenientemente para cada caso y así obtenemos la tabla de funcionamiento de la unidad reversible cuando trabaja como calefactor, tabla 4.4.7.

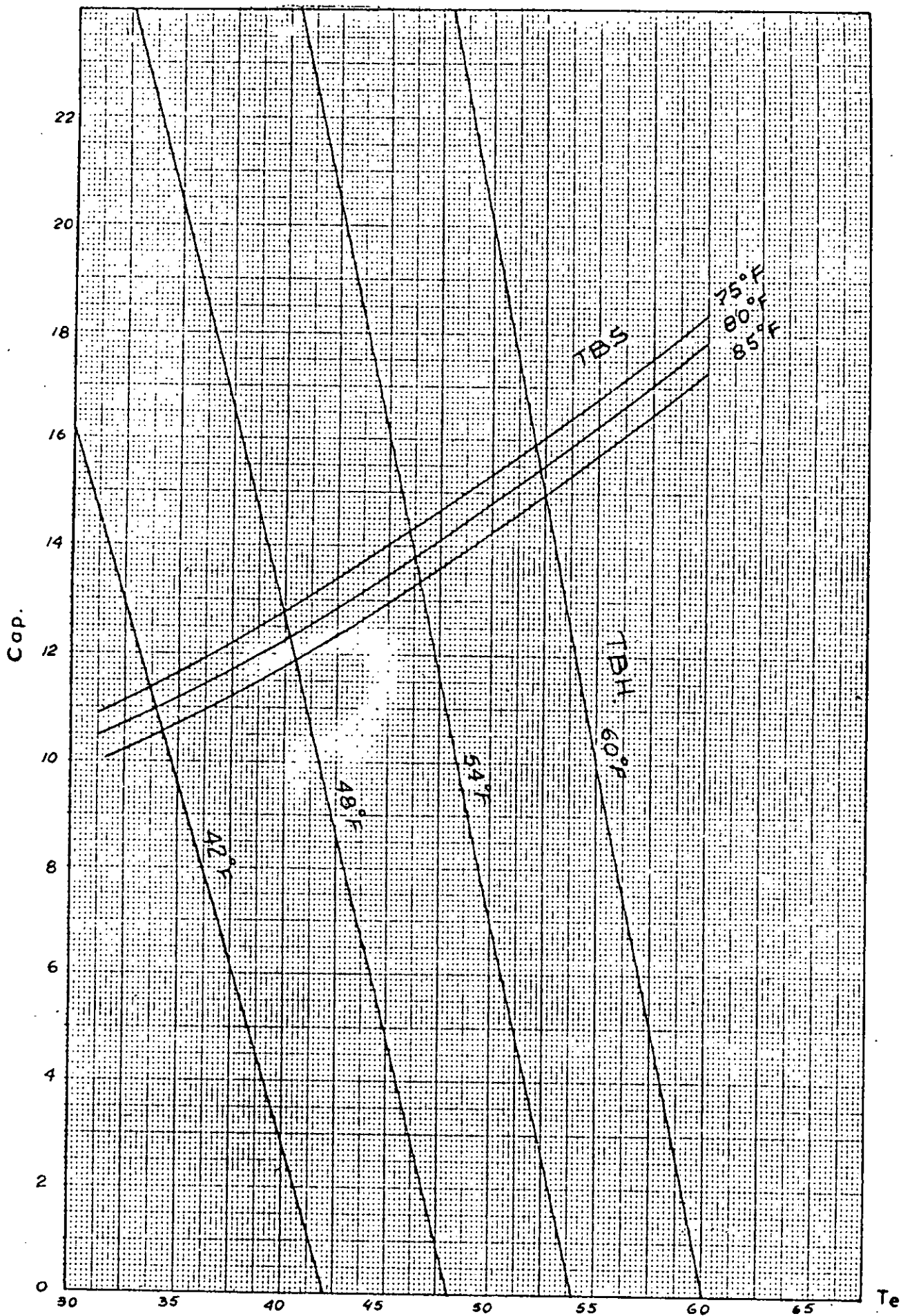


Fig. 4.4.1. Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad cuando funciona como calefactor para $\dot{m}_e = 7756 \text{ lb/h}$. Alternativa N°1.

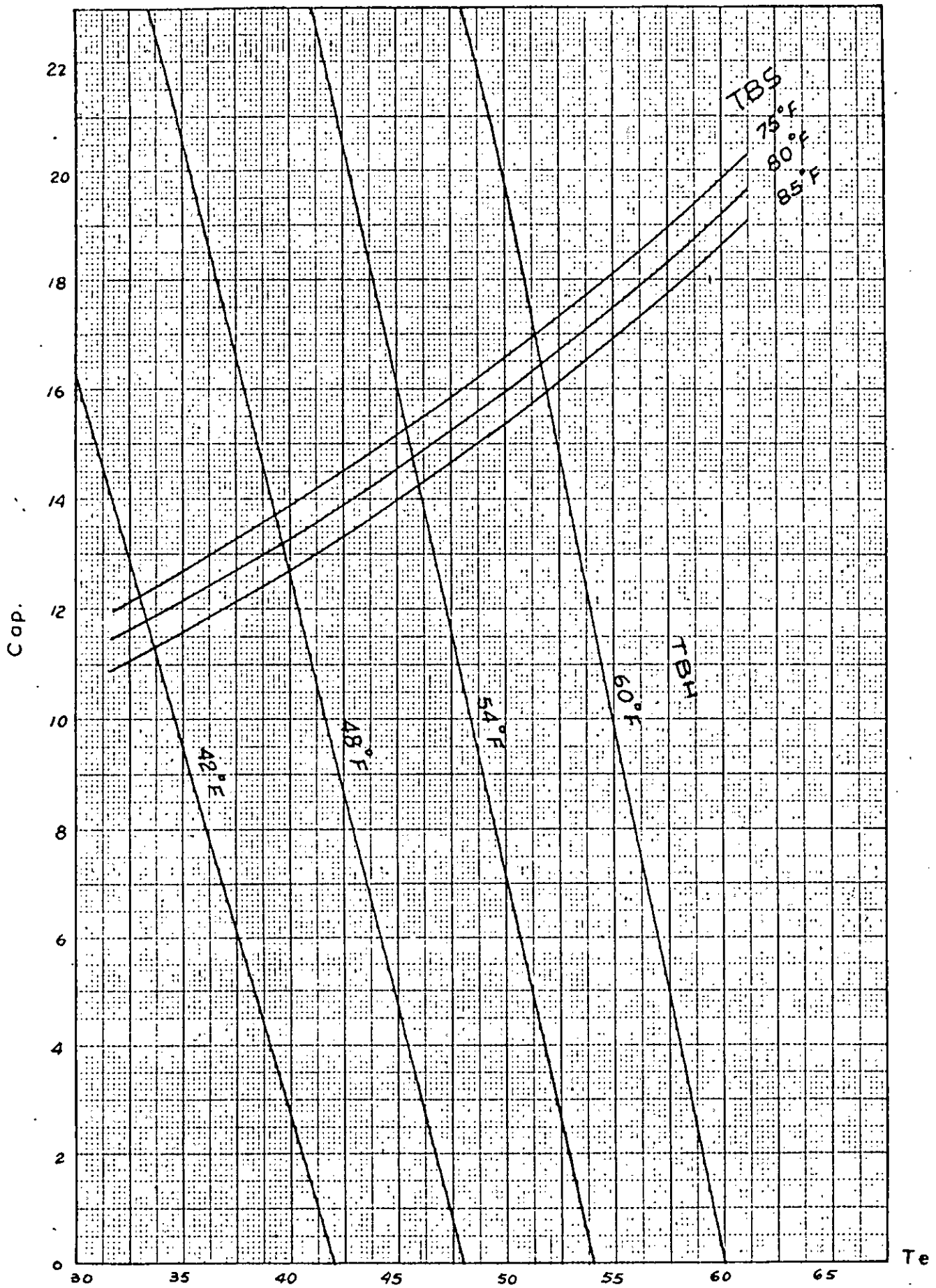


Fig. 4.4.2. Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad, cuando funciona como calefactor; para $\dot{m}_g = 7756 \text{ lb/h}$. Alternativa N°1.

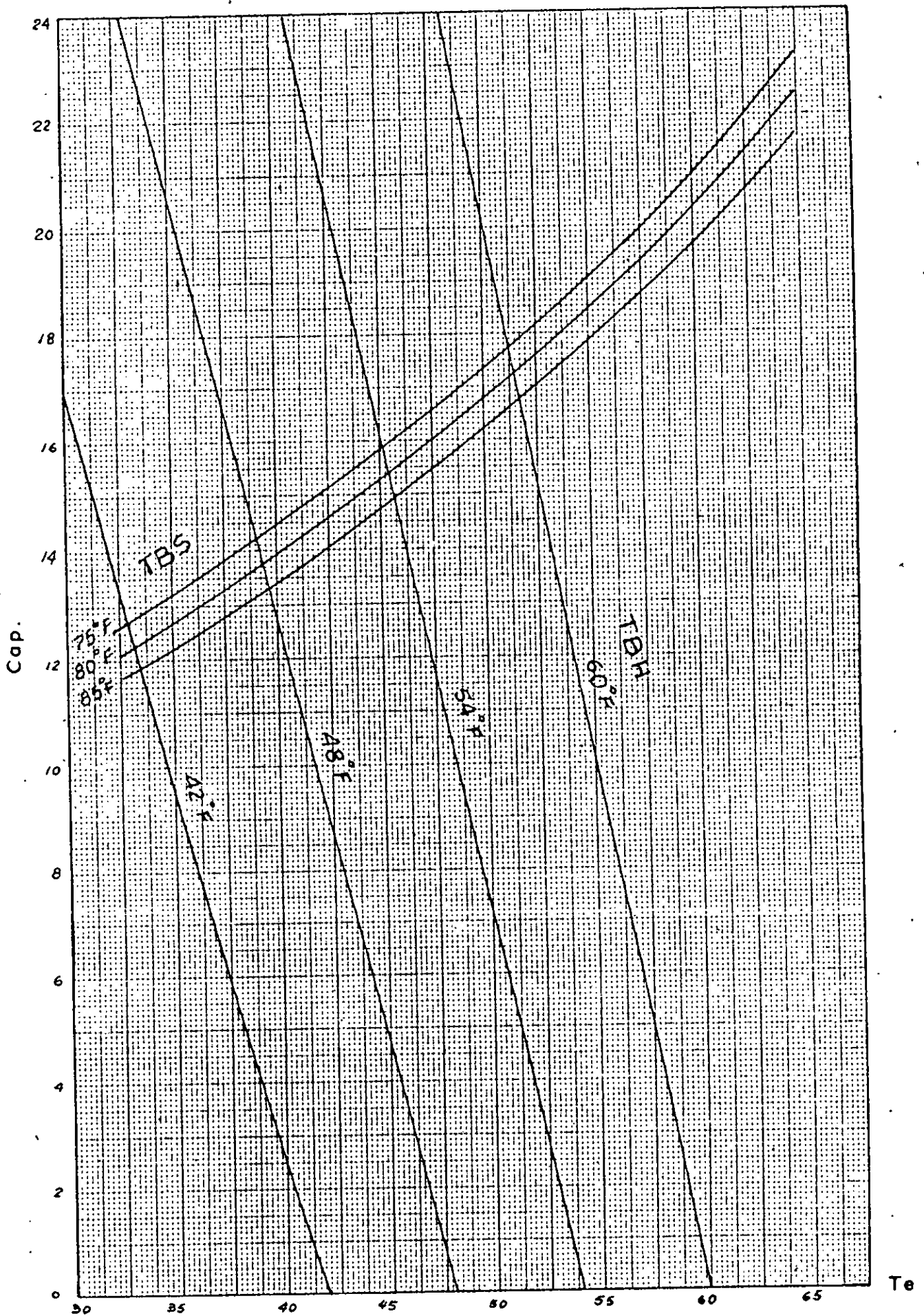


Fig. 4.4.3 Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad cuando funciona como calefactor para $m_e = 7756 \text{ lb/h}$. Alternativa N° 1.

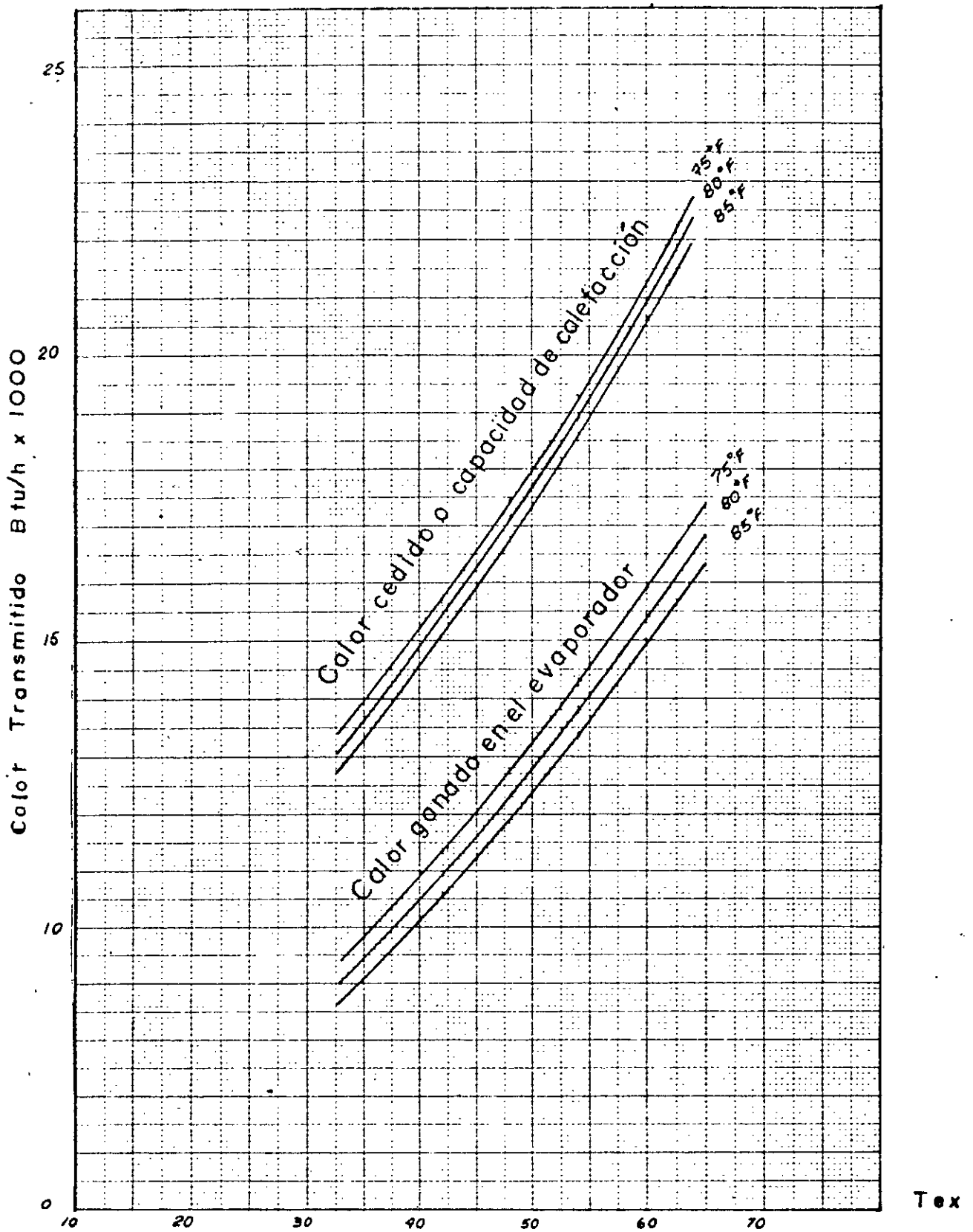


Fig. 4.4.4. Capacidad de calefacción de la unidad; con aire como focc caliente en las coordenadas Calor transmitido vs. Temperatura del aire exterior, $\dot{V}_e = 1745$ PCM, $\dot{V}_c = 467$ PCM. Altern N°1.

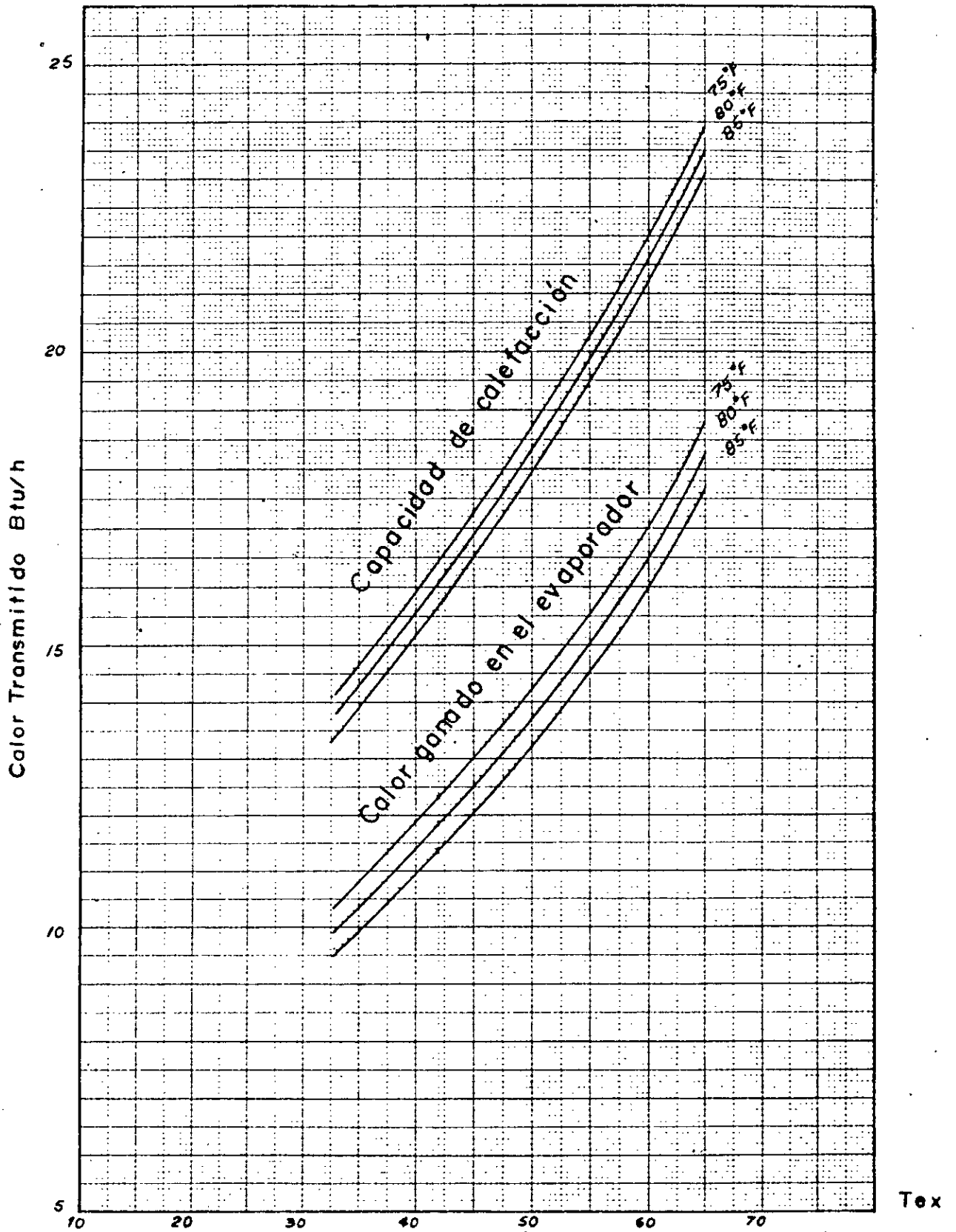


Fig. 4.4.5. Capacidad de calefacción de la unidad de refrigeración reversible con aire como foco caliente, usamos las coordenadas Calor transmitido vs. Temperatura del aire exterior, $\dot{V}_e = 1745 \text{ PCM}$, $\dot{V}_c = 623 \text{ PCM}$. Alternativa N°1.

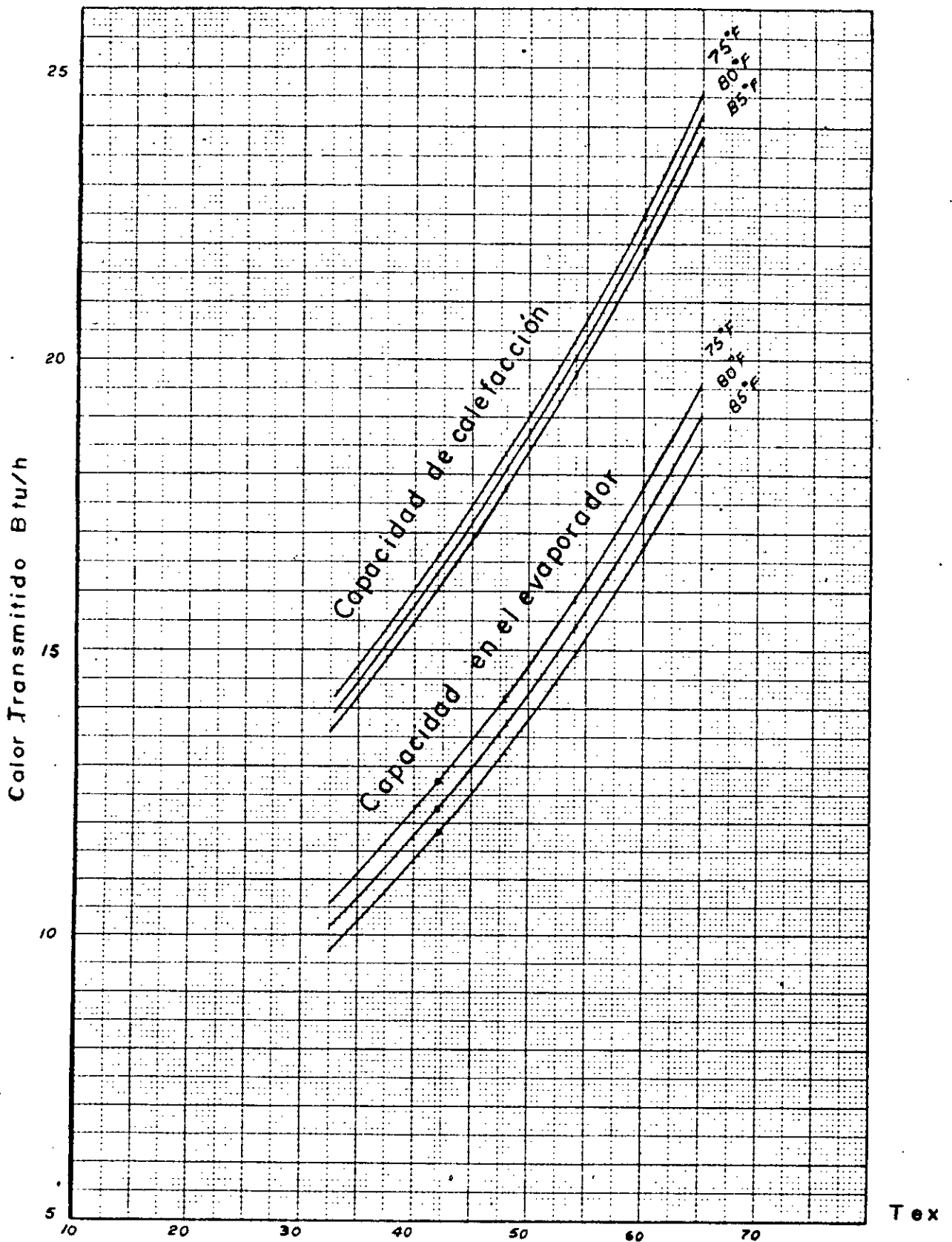


Fig. 4.4.6. Capacidad de calefacción de la unidad; con aire como foco caliente en las coordenadas Color transmitido vs. Temperatura del aire exterior, $\dot{V}_e = 1745 \text{ PCM}$, $\dot{V}_c = 778 \text{ PCM}$. Altern N°1.

Para la ALTERNATIVA N°2, interceptamos las curvas del ser-
pentin exterior (evaporador) mostradas en las figuras 4.2,
4.2.1 y 4.2.2; con las curvas de la unidad de condensación
para los flujos máxicos correspondientes en el condensador,
que las tenemos representadas en las figuras 4.2.3, 4.2.3.
1, 4.2.3.2, 4.2.3.3, 4.2.3.4, 4.2.3.5, 4.2.3.6, 4.2.3.7 y
4.2.3.8; y obtenemos los sucesivos puntos de equilibrio de
la unidad, tal como se muestra en las figuras 4.4.4', 4.4.5'
y 4.4.6'. Estos puntos de equilibrio los trasladamos a un
diagrama cuyas coordenadas nos muestre las diferencias de
calor existentes (ver esquema anterior) y las figuras 4.
4.7, 4.4.8 y 4.4.9.

Siguiendo los mismos pasos de la alternativa N°1, deter-
minamos los puntos de funcionamiento cuando el equipo tra-
baja como calefactor. Una vez determinados estos puntos los
tabulamos convenientemente para cada caso y así obtenemos
la tabla de funcionamiento de la unidad reversible, cuando
el equipo funciona como calefactor, considerando la ALTER-
NATIVA N°2; ver tabla 4.4.11.

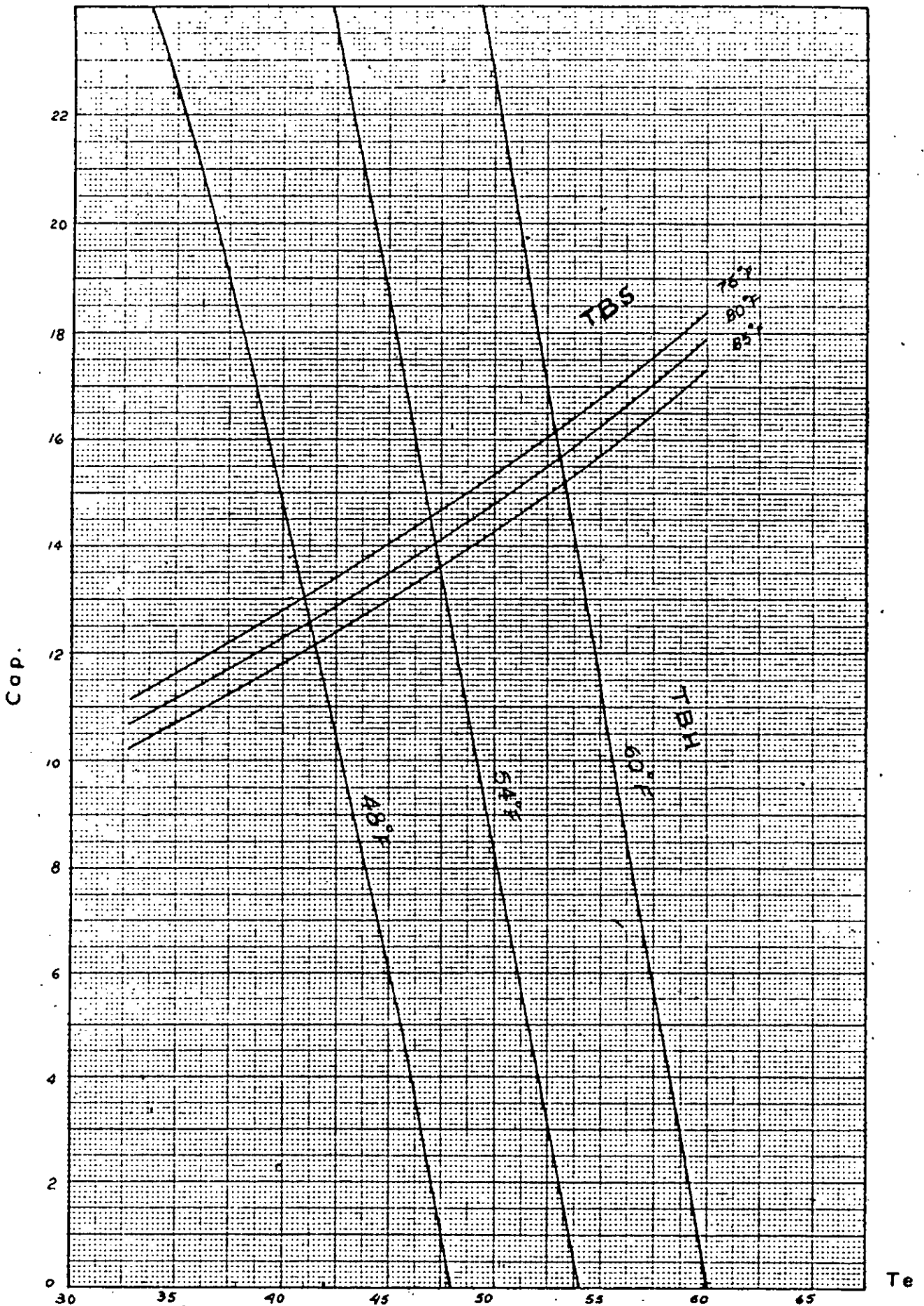


Fig. 4.4.4. Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad, cuando funciona como calefactor; para $m_e = 5817 \text{ lb/h}$. Alternativa N°2.

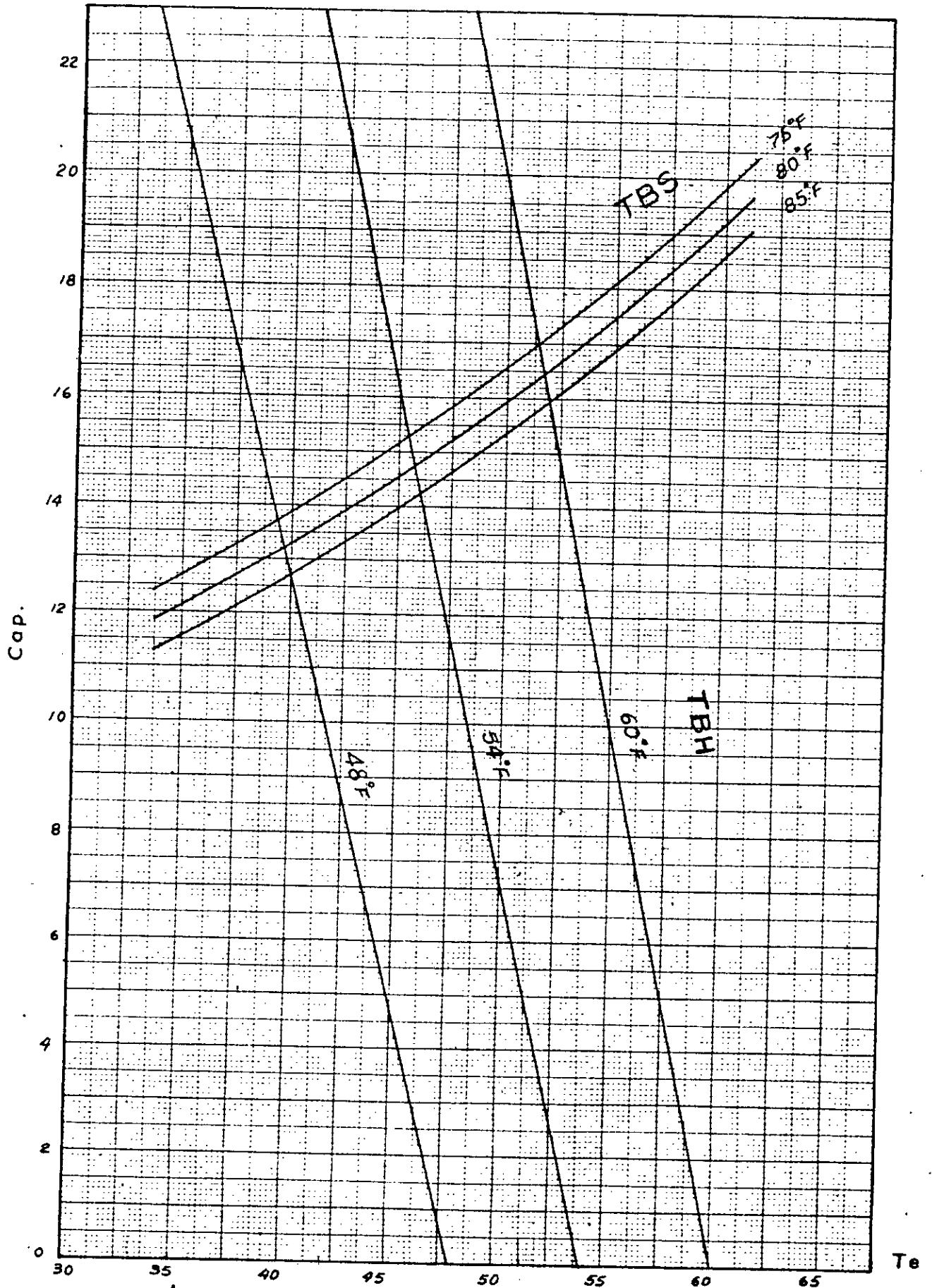


Fig. 4.4.5 Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad cuando funciona como calefactor; para $\dot{m}_e = 7756 \text{ lb/h}$. Alternativa N°2.

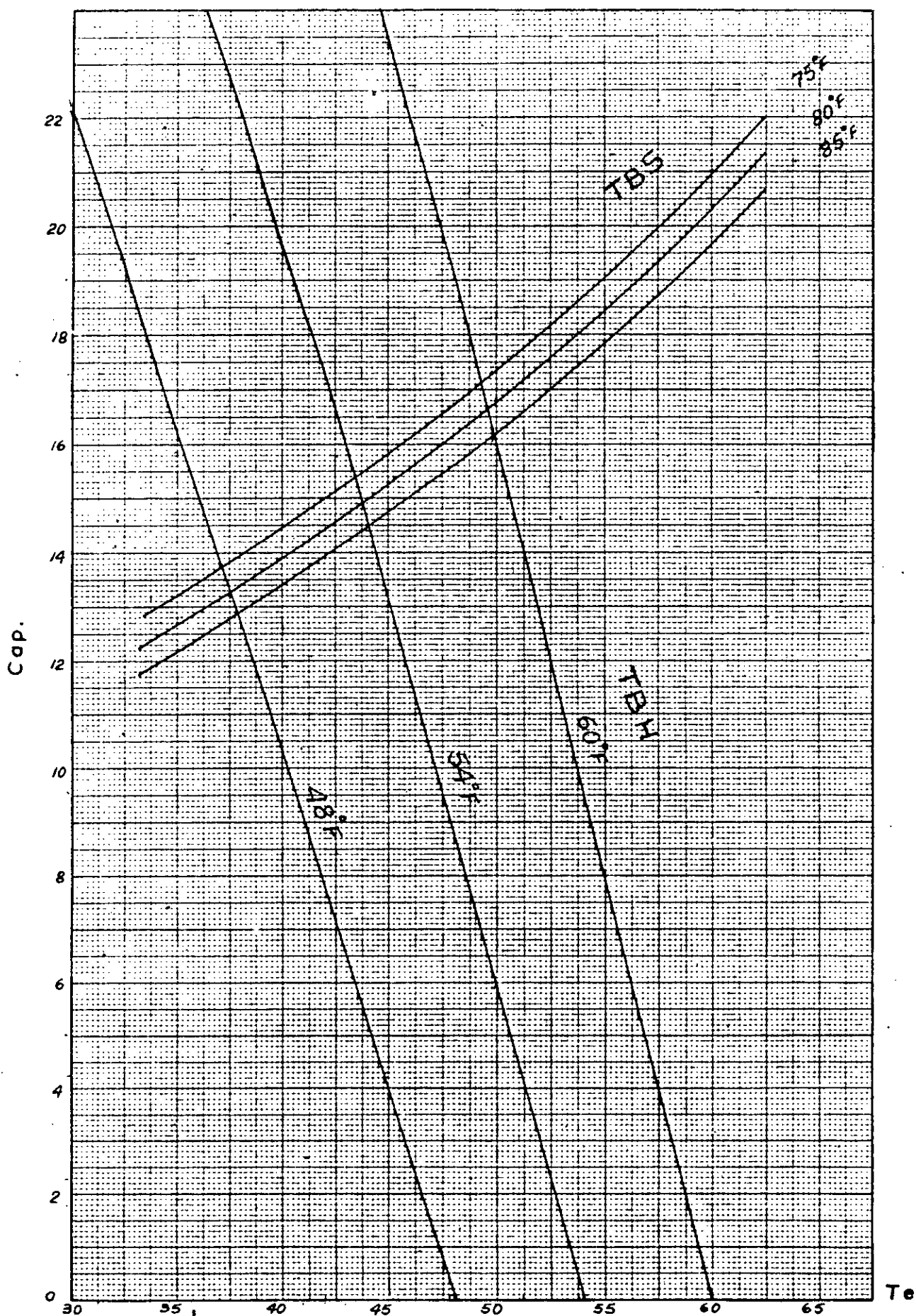


Fig. 4.4.6. Puntos óptimos de funcionamiento de la unidad, cuando funciona como calefactor; para $\dot{m}_e = 9695 \text{ lb/h}$. Alternativa N°2.

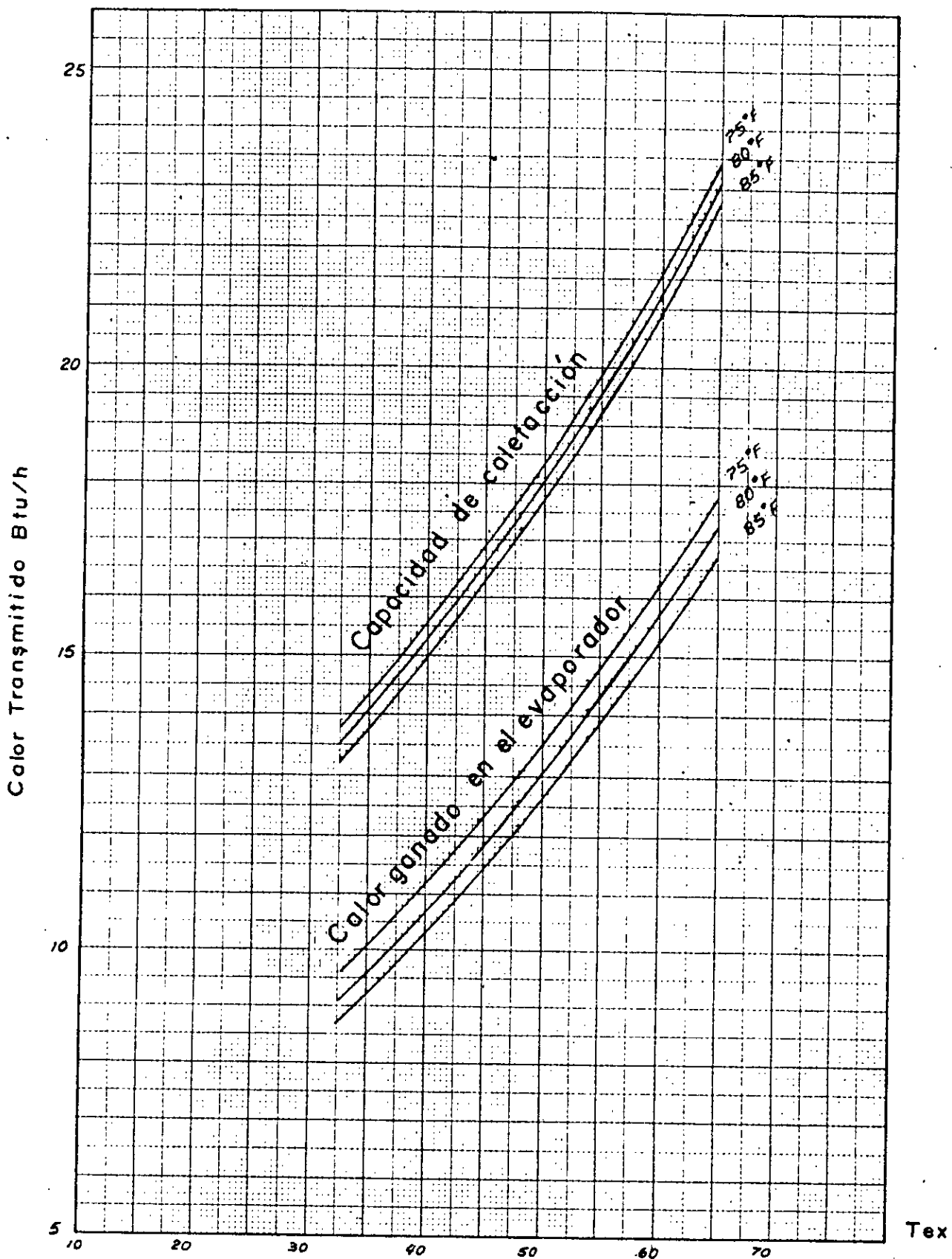


Fig. 4.4.7. Capacidad de calefacción de la unidad de refrigeración reversible con aire como foco caliente, usamos las coordenadas; calor Transmitido Vs. Temperatura del aire exterior; $V_e = 1310$ PCM, $V_c = 467$ PCM. Alternativa N°2.

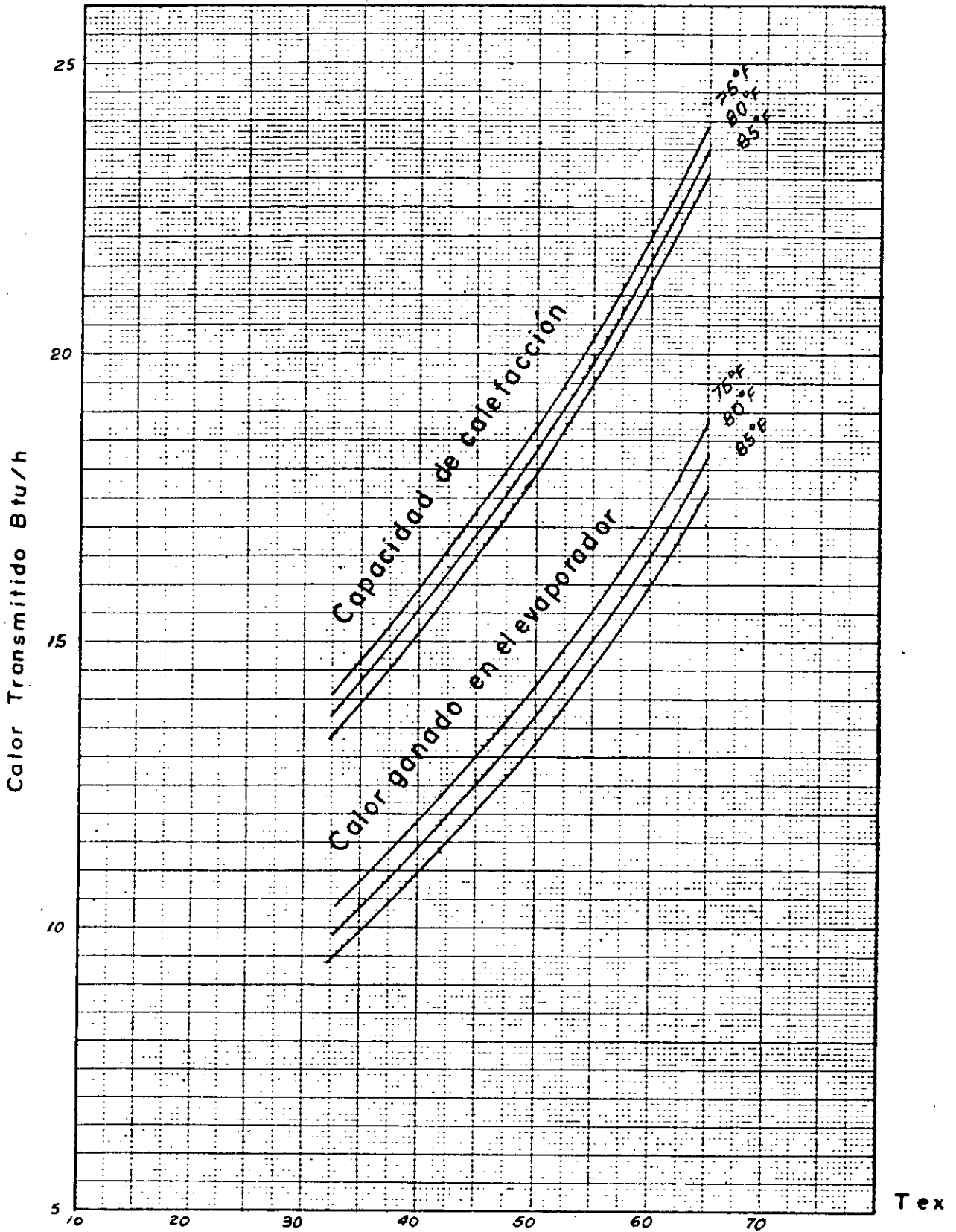


Fig. 4.4.8. Capacidad de calefacción de la unidad; con aire como foco caliente, para $V_e = 1745$ PCM, $V_c = 623$ PCM. Alternativa N°2.

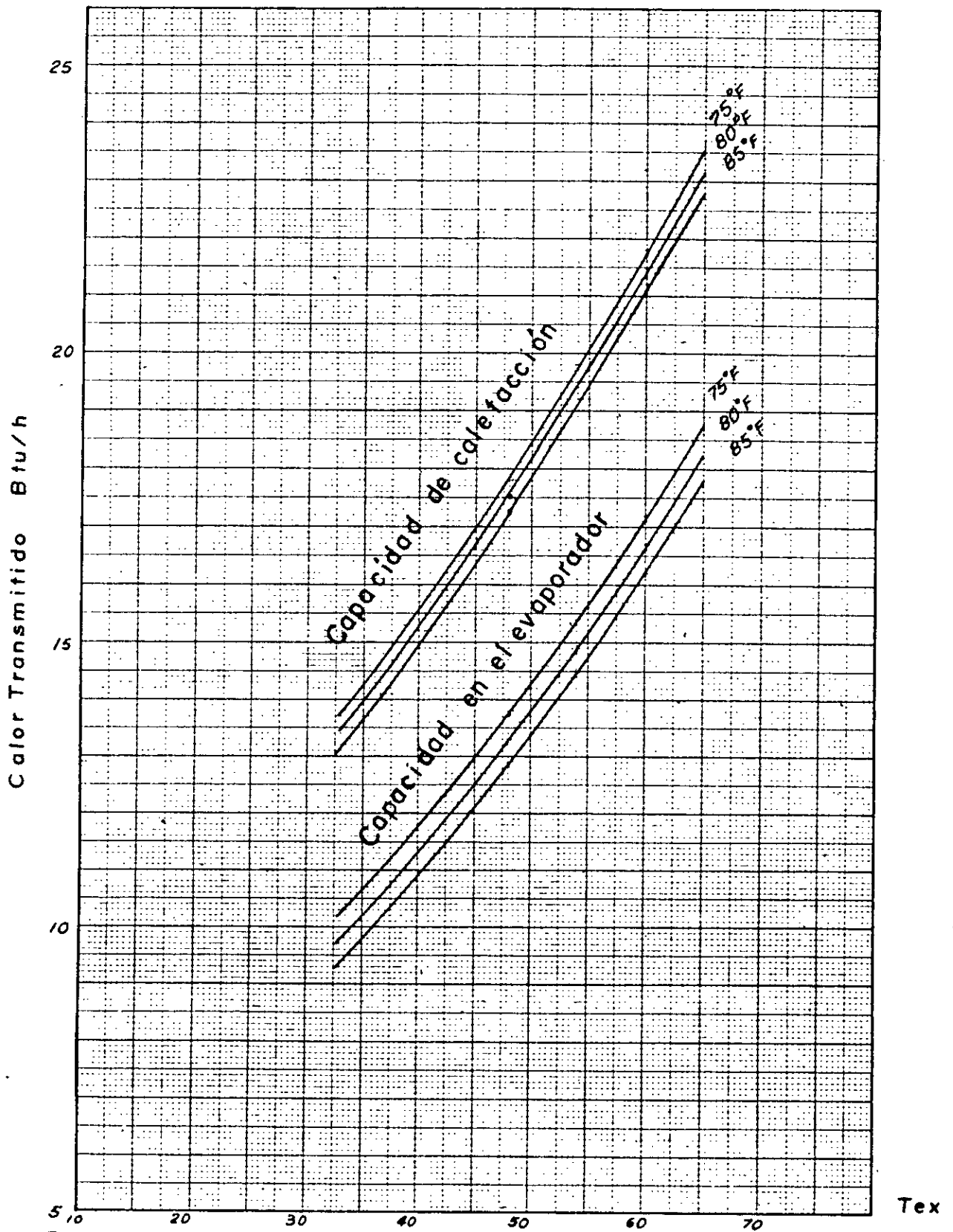


Fig. 4.4.9. Capacidad de calefacción de la unidad de refrigeración reversible con aire como foco caliente, usamos las coordenadas Calor transmitido vs. Temperatura del aire exterior, $\dot{V}_e = 2182 \text{ PCM}$, $\dot{V}_c = 778 \text{ PCM}$. Alternativa N°2.

4.5 DETERMINACION DE LA POTENCIA CONSUMIDA POR EL COMPRESOR

El compresor seleccionado para nuestro diseño tal como se mencionó anteriormente es de la marca TECUMSEH modelo AJ8516 E. Las curvas características del compresor mostradas en la figura 3.10 b, nos van a servir para determinar la potencia gastada por el compresor.

Para el caso en que la unidad funciona como enfriador vamos a proceder de la forma siguiente:

En la tabla previa de funcionamiento de la unidad, tabla 4.4.1 tenemos los valores correspondientes de la capacidad total de la unidad y la temperatura de evaporación para cada punto; con estos valores nos remitimos a las curvas características del compresor en cuyas coordenadas tenemos la capacidad en Btu/h y la temperatura de evaporación en °F.

Con la capacidad total de la unidad en cada punto, nos ubicamos en el eje de las abscisas y con la temperatura de evaporación nos ubicamos en el eje de las ordenadas, con estos 2 valores determinamos la temperatura de condensación correspondiente a dichos puntos de funcionamiento, estos valores los obtenemos por interpolación gráfica y los colocamos en la tabla 4.4.2.

Una vez determinadas dichas temperaturas, con estos valores nos remitimos a las curvas características del compresor mostradas en la fig. 3.10 b en donde tenemos representadas la potencia consumida por el compresor en watts -

vs la temperatura de evaporación (T_e) para diferentes temperaturas de condensación; en esta gráfica con los valores de las temperaturas de condensación (T_c) mostradas en la tabla 4.4.2 ubicamos las curvas de potencia para cada temperatura de condensación por interpolación gráfica; con estas curvas de potencia y las temperaturas de evaporación para cada punto de la tabla 4.4.1, determinamos los valores correspondientes de la potencia consumida por el compresor y lo colocamos en la tabla 4.4.2.

Para determinar la potencia consumida por el compresor cuando la unidad funciona como calefactor, nos valemos de las curvas del compresor mostradas en las figuras 3.10 a y 3.10 b. Con los valores correspondientes de la capacidad de refrigeración supuesta y las temperaturas de evaporación expuestas en la tabla 4.4.4, determinamos graficamente los valores de las temperaturas de condensación y los colocamos en la misma tabla.

Luego de haber hallado dichas temperaturas, con estos valores nos remitimos nuevamente a las curvas del compresor mostradas en la fig. 3.10 b, en donde tenemos representada la potencia consumida por el compresor vs la temperatura de evaporación; por interpolación gráfica hallamos la curva de potencia del compresor para cada temperatura de condensación de la tabla 4.4.4, con estas curvas de potencia y las temperaturas de evaporación correspondientes determinamos los valores de la potencia consumida por el compresor y lo colocamos en la tabla 4.4.5. y en la tabla 4.4.6.

4.6 TABLAS DE FUNCIONAMIENTO DE LA UNIDAD REVERSIBLE

A continuación vamos a elaborar las tablas de funcionamiento de la unidad reversible, para esto nos valemos de todos los datos obtenidos en los cálculos anteriores, los cuales al ser tabulados adecuadamente nos van a mostrar las características de funcionamiento del equipo. En la tabla 4.4.3 mostramos el funcionamiento de la unidad como enfriador en la estación de verano considerando la ALTERNATIVA N°1, y en la tabla 4.4.10 para la ALTERNATIVA N°2. En la tabla 4.4.7 mostramos el funcionamiento de la unidad como calefactor en invierno considerando la ALTERNATIVA N°1, y en la tabla 4.4.14 para la ALTERNATIVA N°2.

Debemos tener presente que para construir estas tablas se ha hecho correcciones en los flujos de aire y en las dimensiones del evaporador y del condensador obtenidos en cálculos anteriores, estas correcciones son básicamente debido a que dichos cálculos se han realizado considerando el uso de coeficientes de transferencia de calor sin incrustaciones y además no se ha considerado los coeficientes de evaporación y de condensación del refrigerante, porque el cálculo habría resultado complicado y el resultado sería aproximadamente el mismo; es por esta razón que vamos a sobredimensionar el área frontal y los flujos de aire en un 5% y de esa manera obtendremos valores más reales.

También debemos tener presente que, en refrigeración el evaporador constituye el serpentín interior y el condensador el serpentín exterior; en calefacción, condensador cons

tituye el serpentín interior y el evaporador el serpentín exterior. Los nuevos valores de los flujos de aire se muestran en el siguiente cuadro;

REFRIGERACION

SERPENTIN INTERIOR		SERPENTIN EXTERIOR	
A_{fr}	\dot{V}_a + 5%	A_{fr}	\dot{V}_a
	467		1324
168	623	321	1765
	778		2206

CALEFACCION

SERPENTIN INTERIOR		SERPENTIN EXTERIOR	
A_{fr}	\dot{V}_a + 5%	A_{fr}	\dot{V}_a
	467		1310
168	623	321	1745
	778		2182

En este cuadro, A_{fr} en (plg^2) y \dot{V}_a en (pie^3/min).

TABLA 4.4.3 TABLA DE FUNCIONAMIENTO DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA ENFRIAMIENTO EN VERANO - ALTERNATIVA N° 1

Cond. o V _c	Evap. o V _e BF	TBH (°F)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR (°F)											
			80			85			90			95		
			Q _t	Q _s	HP _r	Q _t	Q _s	HP _r	Q _t	Q _s	HP _r	Q _t	Q _s	HP _r
1765	467 0.20	72	19,680	8,010	1.786	19,210	7,838	1.880	18,750	7,669	1.967	18,300	7,503	2.022
		66	17,630	10,455	1.723	17,200	10,268	1.804	16,750	10,100	1.895	16,300	9,894	1.966
		60	15,650	12,833	1.636	15,250	12,658	1.710	14,850	12,474	1.797	14,400	12,240	1.870
	623 0.23	72	21,080	8,706	1.817	20,550	8,508	1.918	20,100	8,342	1.985	19,580	8,145	2.062
		66	18,710	11,638	1.767	18,220	11,406	1.855	17,750	11,182	1.931	17,260	10,942	1.990
		60	16,630	14,634	1.684	16,180	14,400	1.780	15,700	14,287	1.840	15,220	14,002	1.911
	778 0.26	72	21,950	9,175	1.841	21,480	9,000	1.918	20,920	8,786	2.000	20,380	8,580	2.079
		66	19,400	12,610	1.794	18,930	12,437	1.868	18,420	12,231	1.944	17,950	12,044	2.012
		60	17,250	16,215	1.716	16,800	15,960	1.789	16,310	15,658	1.868	15,850	15,375	1.935

TABLA 4.4.4 CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA CALEFACCION - ALTERNATIVA N° 1

Evap. Cond.

o m e o v e E	o m c o v c E BF	TBS o T _A (°F)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN EXTERIOR TBH(°F) ; h(Btu/Lb)											
			60 26.55			54 22.68			48 19.26			42 16.2		
			Q _{tr}	T _e	T _c	Q _{tr}	T _e	T _c	Q _{tr}	T _e	T _c	Q _{tr}	T _e	T _c
7756 1662 0.4126	2028 445 0.7704 0.20	75 80 85	15,950	52.0	130	14,300	46	126.3	12,780	40	121.8	11,330	33.6	116.0
			15,450	52.3	135	13,800	46.2	130.0	12,310	40.2	126.3	10,960	33.8	120.4
			15,000	52.5	138.1	13,380	46.5	135.6	11,900	40.5	130.0	10,560	34.3	125.7
	2704 593 0.7281 0.23	75 80 85	17,000	51.3	121.2	15,300	45.4	116.5	13,720	39.3	112.2	12,320	33.2	106.3
			16,450	51.6	126.0	14,750	45.7	121.6	13,200	39.7	116.6	11,830	33.5	112.2
			15,950	51.9	130.0	14,250	46.0	126.5	12,700	40.0	121.9	11,330	33.8	117.1
	3380 741 0.6940 0.26	75 80 85	17,770	51.2	116.0	15,860	45.1	111.0	14,200	39.0	106.7	12,730	32.8	102
			17,280	51.5	120.0	15,400	45.4	116.3	13,750	39.4	111.8	12,270	33.2	107
			16,780	51.8	125.0	14,930	45.7	121.1	13,300	39.7	116.3	11,820	33.5	112.2

TABLA 4.4.6 CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA CALEFACCION - ALTERNATIVA N° 1

Evap. o ve	Cond. o m o v c E BF	T_A (°F)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN EXTERIOR TBH(°F) ; h(Btu/Lb)											
			60 26.55			54 22.68			48 19.26			42 16.2		
			Q_{tr}	T_c	r	Q_{tr}	T_c	r	Q_{tr}	T_c	r	Q_{tr}	T_c	r
1662	2028 445 0.7704 0.20	75	15,950	130	1.3312	14,300	126.3	1.3477	12,780	121.8	1.3663	11,330	116	1.3818
		80	15,450	135	1.3549	13,800	130.0	1.3692	12,310	126.3	1.3903	10,960	120.4	1.4078
		85	15,000	138.1	1.3740	13,380	135.6	1.3953	11,900	130.0	1.4152	10,560	125.7	1.4294
	2704 593 0.7281 0.23	75	17,000	121.2	1.2900	15,300	116.5	1.3022	13,720	112.2	1.3176	12,320	106.3	1.3254
		80	16,450	126.0	1.3107	14,750	121.6	1.3267	13,200	116.6	1.3428	11,830	112.2	1.3560
		85	15,950	130	1.3305	14,250	126.5	1.3496	12,700	121.9	1.3686	11,330	117.1	1.3825
3380 741 0.6940 0.26	75	17,770	116.0	1.2660	15,860	111.0	1.2790	14,200	106.7	1.2956	12,730	102	1.3048	
	80	17,280	120.0	1.2830	15,400	116.3	1.3005	13,750	111.8	1.3162	12,270	107	1.3298	
	85	16,780	125.0	1.3034	14,930	121.1	1.3234	13,300	116.3	1.3390	11,820	112.2	1.3565	

TABLA 4.4.7 . TABLA DE FUNCIONAMIENTO DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA CALEFACCION EN INVIERNO - ALTERNATIVA Nº 1

Evap. Cond.

o v e	o v c BF	T _A (°F)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN EXTERIOR TBH(°F) ; h(Btu/Lb)											
			66 26.55			54 22.68			48 19.26			42 16.2		
			Q _r	Q _{ca}	HP _c	Q _r	Q _{ca}	HP _c	Q _r	Q _{ca}	HP _c	Q _r	Q _{ca}	HP _c
1745	467 0.20	75	15,950	21,233	2.075	14,300	19,272	1.954	12,780	17,461	1.840	11,330	15,656	1.700
		80	15,450	20,933	2.155	13,800	18,895	2.002	12,310	17,115	1.888	10,960	15,429	1.757
		85	15,000	20,610	2.205	13,380	18,669	2.078	11,900	16,841	1.942	10,560	15,094	1.867
	623 0.23	75	17,000	21,930	1.938	15,300	19,924	1.817	13,720	18,077	1.7124	12,320	16,329	1.576
		80	16,450	21,561	2.009	14,750	19,569	1.893	13,200	17,725	1.778	11,830	16,041	1.655
		85	15,950	21,221	2.072	14,250	19,232	1.958	12,700	17,381	1.840	11,330	15,664	1.703
	778 0.26	75	17,770	22,497	1.857	15,860	20,285	1.739	14,200	18,398	1.649	12,730	16,610	1.525
		80	17,280	22,170	1.922	15,400	20,028	1.818	13,750	18,098	1.708	12,270	16,317	1.590
		85	16,780	21,871	2.000	14,930	19,758	1.897	13,300	17,809	1.771	11,820	16,034	1.656

TABLA 4.4.10 TABLA DE FUNCIONAMIENTO DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA ENFRIAMIENTO EN VERANO - ALTERNATIVA Nº 2

Evap. Cond.

o v e BF	o v c	TBH(°F) h (Btv/Lb)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL CONDENSADOR (°F) SERPENTIN EXTERIOR											
			80°F			85°F			90°F			95°F		
			Q _t	Q _s	HP _r	Q _t	Q _s	HP _r	Q _t	Q _s	HP _r	Q _t	Q _s	HP _r
467 0.20	1324	72	19,060	7,662	1.918	18,700	7,536	1.965	18,380	7,426	2.025	17,930	7,262	2.088
		66	17,060	10,168	1.829	16,700	10,020	1.890	16,350	9,859	1.948	15,900	9,667	2.014
		60	15,180	12,508	1.7325	14,830	12,383	1.777	14,450	12,196	1.861	14,000	11,970	1.934
623 0.23	1765	72	21,080	8,706	1.817	20,550	8,508	1.918	20,100	8,342	1.985	19,580	8,145	2.062
		66	18,710	11,638	1.767	18,220	11,406	1.855	17,750	11,182	1.931	17,260	10,942	1.990
		60	16,630	14,634	1.684	16,180	14,400	1.780	15,700	14,287	1.840	15,220	14,002	1.911
778 0.26	2206	72	22,400	9,184	1.783	21,900	9,045	1.860	21,400	8,881	1.920	20,800	8,674	2.004
		66	19,790	12,725	1.730	19,300	12,545	1.810	18,850	12,366	1.881	18,350	12,148	1.958
		60	17,620	16,210	1.672	17,140	16,112	1.743	16,700	15,865	1.814	16,250	15,600	1.875

TABLA 4.4.11 CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA CALEFACCION - ALTERNATIVA Nº 2

o m c o v c E	o m e o v e E BF	T _A (°F)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN EXTERIOR TBH(°F) ; h(Btu/Lb)								
			60 26.55			54 22.68			48 19.26		
			Q _{tr}	T _e	T _c	Q _{tr}	T _e	T _c	Q _{tr}	T _e	T _c
			2028 445 0.7704	5817 1247 0.4519 0.29	75 80 85	16,200 15,700 15,200	52.9 53.1 53.3	131.7 134.5 140	14,550 14,050 13,600	47.0 47.2 47.5	127.9 132.0 136.3
2704 593 0.7281	7756 1662 0.4126 0.23	75 80 85	17,000 16,450 15,950	51.3 51.6 51.9	121.2 126 130	15,300 14,750 14,250	45.4 45.7 46.0	116.5 121.6 126.5	13,720 13,200 12,700	39.3 39.7 40.0	112.2 116.6 121.9
3380 741 0.6940	9695 2078 0.3837 0.26	75 80 85	17,130 16,650 16,200	49.3 49.6 49.8	115 119 123	15,400 14,900 14,500	43.5 43.8 44.1	110 115.8 119.5	13,750 13,280 12,890	37.1 37.5 37.8	105 110 114.4

TABLA 4.4.12 CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA CALEFACCION - ALTERNATIVA Nº 2

Cond. Evap.

o m c o v c E	o m e o v e E BF	T _A (°F)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN EXTERIOR TBH(°F) ; h(Btu/Lb)								
			60 26.55			54 22.68			48 19.26		
			Q _{tr}	T _c	Kw	Q _{tr}	T _c	Kw	Q _{tr}	T _c	Kw
2028 445 0.7704	5817 1247 0.4519 0.20	75	16,200	131.7	1.573	14,550	127.9	1.483	13,020	122.1	1.384
		80	15,700	134.5	1.608	14,050	132.0	1.518	12,580	127.5	1.425
		85	15,200	140.0	1.674	13,600	136.3	1.560	12,140	131.9	1.462
2704 593 0.7281	7756 1662 0.4126 0.23	75	17,000	121.2	1.443	15,300	116.5	1.358	13,720	112.2	1.278
		80	16,450	126	1.500	14,750	121.6	1.414	13,200	116.6	1.325
		85	15,950	130	1.545	14,250	126.5	1.460	12,700	121.9	1.375
3380 741 0.6940	9695 2078 0.3837 0.26	75	17,130	115	1.364	15,400	110	1.278	13,750	105	1.190
		80	16,650	119	1.415	14,900	115.8	1.340	13,280	110	1.244
		85	16,200	123	1.455	14,500	119.5	1.378	12,890	114.4	1.287

TABLA 4.4.13 CARACTERISTICAS DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA CALEFACCION - ALTERNATIVA N° 2

Cond. o m c o v c E	Evap. o ^a m e o v e E BF	T _A (°F)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN EXTERIOR TBH(°F) ; h(Btu/Lb)											
			60 26.55				54 22.68				48 19.26			
			Q _{tr}	T _e	T _c	r	Q _{tr}	T _e	T _c	r	Q _{tr}	T _e	T _c	r
			2028 445 0.7704	5817 1247 0.4519 0.20	75 80 85	16,200 15,700 15,200	52.9 53.1 53.3	131.7 134.5 140.0	1.3314 1.3495 1.3758	14,550 14,050 13,600	47.0 47.2 47.5	127.9 132.0 136.3	1.3478 1.3687 1.3914	13,020 12,580 12,140
2704 593 0.7281	7756 1662 0.4126 0.23	75 80 85	17,000 16,450 15,950	51.3 51.6 51.9	121.2 126.0 130.0	1.2896 1.3111 1.3305	15,300 14,750 14,250	45.5 45.7 46.0	116.5 121.6 126.5	1.3028 1.3271 1.3496	13,720 13,200 12,700	39.3 39.7 40.0	112.2 116.6 121.9	1.3179 1.3425 1.3694
3380 741 0.6940	9695 2078 0.3837 0.26	75 80 85	17,130 16,650 16,200	49.3 49.6 49.8	115.0 119.0 123.0	1.2720 1.2899 1.3064	15,400 14,900 14,500	43.5 43.8 44.1	110 115.8 119.5	1.2832 1.3069 1.3242	13,750 13,280 12,890	37.1 37.5 37.8	105 110 114.4	1.2952 1.3197 1.3407

TABLA 4.4.14 TABLA DE FUNCIONAMIENTO DE LA UNIDAD REVERSIBLE
PARA CALEFACCION EN INVIERNO - ALTERNATIVA Nº 2

o v c	o v e BF	T _A (°F)	TEMPERATURA DEL AIRE A LA ENTRADA DEL SERPENTIN EXTERIOR TBH(°F) ; h(Btu/Lb)								
			60			54			48		
			26.55			22.68			19.26		
			Q _{tr}	Q _c	HP _c	Q _{tr}	Q _c	HP _c	Q _{tr}	Q _c	HP _c
467	1310 0.20	75	16,200	21,568	2.109	14,550	19,610	1.989	13,020	17,743	1.856
		80	15,700	21,187	2.156	14,050	19,230	2.037	12,580	17,443	1.911
		85	15,200	20,912	2.245	13,600	18,923	2.092	12,140	17,129	1.960
623	1745 0.23	75	17,000	21,924	1.935	15,300	19,934	1.821	13,720	18,081	1.714
		80	16,450	21,568	2.012	14,750	19,575	1.896	13,200	17,721	1.777
		85	15,950	21,222	2.072	14,250	19,232	1.958	12,700	17,392	1.844
778	2182 0.26	75	17,130	21,784	1.829	15,400	19,761	1.714	13,750	17,810	1.596
		80	16,650	21,478	1.897	14,900	19,473	1.797	13,280	17,525	1.668
		85	16,200	21,165	1.951	14,500	19,202	1.848	12,890	17,282	1.726

4.7 DETERMINACION DE LA LONGITUD DEL TUBO CAPILAR

Vamos a determinar la longitud adecuada del tubo capilar a usarse; para nuestra capacidad de diseño es recomendable usar un diámetro de 0.080 plg., con el objeto de simplificar el cálculo debemos despreocupar la transferencia de calor.

Considerando de acuerdo al esquema del ciclo de enfriamiento que (258 lb/h) de refrigerante 22 ingresa en el tubo como líquido saturado a la temperatura de 110°F y se expande hasta la condición final donde tenemos una temperatura de 53°F, es decir lo que pretendemos con el uso del tubo capilar es reducir la presión del caudal en masa dado; desde la presión del condensador hasta la presión del evaporador, y para obtener la longitud necesaria seguimos el método de incrementos sucesivos. Las longitudes de tubo necesarias para hacer descender la presión sucesivos incrementos, se suman para determinar la longitud total del tubo.

El procedimiento que se sigue para cada incremento de longitud es la siguiente:

- (1) Se supone un pequeño incremento de caída de presión
- (2) Se determina la calidad, volumen específico, viscosidad y velocidad a la salida del incremento de longitud, suponiendo una expansión a entalpía cte.
- (3) Se determina la caída de presión debida a la aceleración del refrigerante;
- (4) Se resta de la caída total de presión de (1) la ca

culada en (3) y se obtiene la caída de presión debida al rozamiento;

(5) Se calcula a partir de la fórmula de la caída de presión debida al rozamiento, la longitud del tubo que daría la caída de presión por rozamiento obtenida en (4).

Considerando que en el primer incremento de longitud la presión del refrigerante desciende hasta el punto donde la temperatura de saturación es 100°F y denotando las condiciones a la entrada del primer incremento de longitud con el subíndice cero, y a las condiciones a la salida con el subíndice 1. tenemos; (ver fig 4.7.1)

$$p_0 = 243.4 \text{ lb/plg}^2 \text{ (presión de saturación a } 110^\circ\text{F)}$$

$$p_1 = 212.6 \text{ lb/plg}^2 \text{ (presión de saturación a } 100^\circ\text{F)}$$

Determinación de la calidad (x):

siendo x, la fracción de vapor en la mezcla

$$x_0 = 0, \text{ el refrigerante es líquido saturado}$$

$$x_1 = 0.047, \text{ determinado suponiendo una expansión a entalpía constante desde el punto (0) hasta una presión de } 212.6 \text{ lb/plg}^2.$$

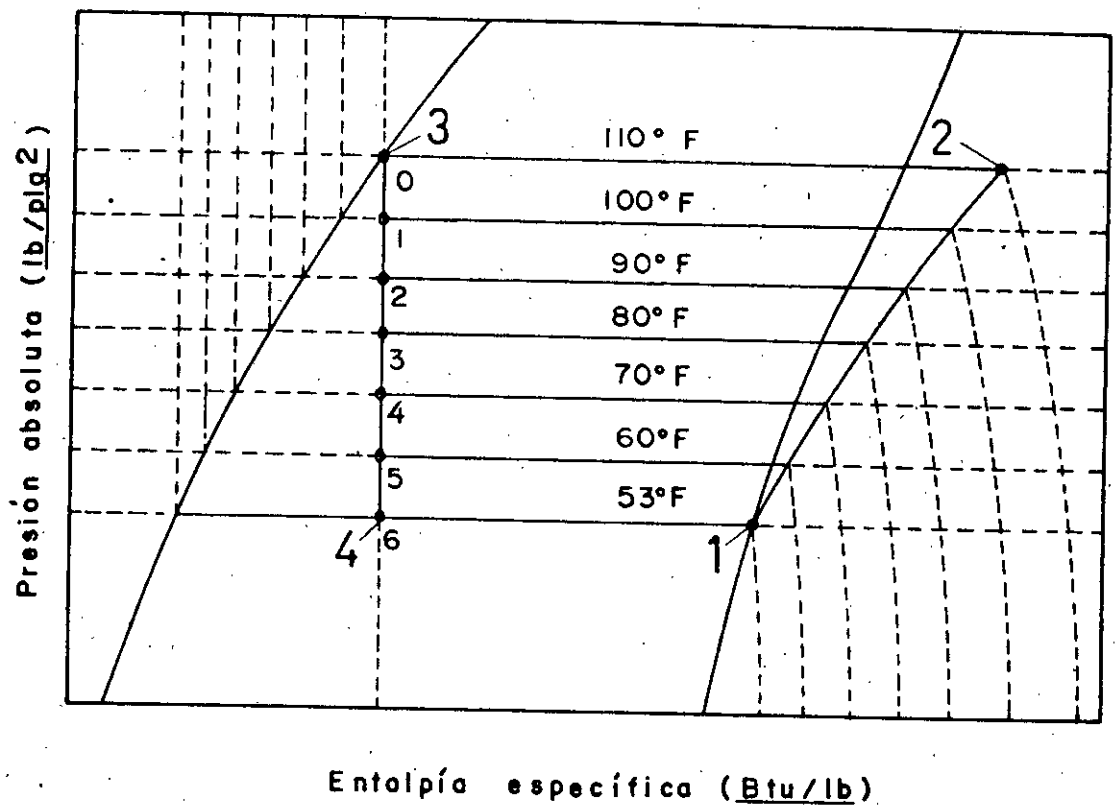


Fig. 4.7.1

Determinación del volumen específico:

v_o = volumen específico del líquido saturado a 110°F

$$v_o = 0.01433 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

$$v_1 = v_{f1} + x_1 v_{fg1}$$

$$v_1 = 0.0140 + 0.047 (0.2417 - 0.0140)$$

$$v_1 = 0.0252 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

donde

- v = volumen específico;
- v_f = volumen específico de líquido saturado;
- v_{fg} = diferencia de volúmenes específicos del vapor saturado y del líquido saturado.

Determinación de la velocidad:

De la ecuación de continuidad

$$V = \dot{m}v/3600 A$$

- donde V = velocidad en m/s;
- \dot{m} = caudal en masa ($258/2 = 129 \text{ lb/h}$); el sistema consta de 2 circuitos de refrigerante;
- 3600 = número de segundos en una hora;

A = área de la sección recta del tubo capilar $5.026 \times 10^{-3} \text{ plg}^2$

$$V_0 = \frac{129 \times 0.01433}{3600 \times 5.026 \times 10^{-3} \times 0.006944}$$

$$V_0 = 14.71 \text{ pie/s}$$

$$V_1 = \frac{129 \times 0.0252}{3600 \times 5.026 \times 10^{-3} \times 0.006944}$$

$$V_1 = 25.87 \text{ pie/s}$$

Determinación de la caída de presión:

Habrà una caída de presión al pasar el refrigerante por el tubo capilar a causa de las fuerzas de rozamiento y de inercia.

Haciendo un balance de las fuerzas que actúan sobre un elemento del refrigerante en el tubo capilar tenemos;

$$10^4 v dp = \frac{V dV}{g_e} + \frac{f V^2 dL}{2 g_e D} = 0$$

donde g_e = constante de la gravedad (32.2 pie/s²);
 f = coeficiente de rozamiento adimensional;
 dL = longitud de un elemento diferencial, pies;
 D = diametro del tubo, pies
 \dot{m} = caudal en masa (129 lb/h)

$$dp = - \frac{V dv}{10^4 v g_e} - f \frac{V^2 dL}{2 v D g_e} \left(\frac{1}{10^4} \right)$$

el termino V/v , lo sustituimos por $\dot{m}/3600A$

integrando en el incremento entre 0 y 1

$$\int_0^1 \Delta p = - \frac{\dot{m} \Delta v}{10^4 g_e (3600A)} - \frac{\dot{m}}{2Dg_e 10^4 3600A} \int_0^1 fVdL$$

el primer término del segundo miembro de la ecuación es la caída de presión debida a la aceleración y el segundo termino es la caída de presión debido al rozamiento; reemplazando valores tenemos los valores de los incrementos respectivos. Para mayor facilidad en los cálculos vamos a usar las unidades métricas, y al momento de elaborar las tablas efectuaremos las conversiones correspondientes al

sistema ingles, estos valores son

$$\dot{m} = 58.5 \text{ kg/h}$$

$$g_e = 9.8 \text{ m/s}^2$$

$$A = 3.24 \times 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$D = 2.032 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$V_o = 4.48 \text{ m/s}$$

$$V_1 = 7.89 \text{ m/s}$$

reemplazando valores

$$\Delta p_1 = \frac{-58.5 (7.89 - 4.48)}{10^4 \times 9.8 \times 3600 \times 3.24 \times 10^{-6}}$$

$$58.5 \int_0^1 f V dL$$

$$2(2.032 \times 10^{-3}) \times 9.8 \times 10^4 \times 3600 \times 3.24 \times 10^{-6}$$

$$\Delta p_1 = -0.175 - 12.6 \int_0^1 f V dL$$

la caída de presión debido a la aceleración es;

$$\Delta p_{ac} = 0.175 \text{ kg/cm}^2$$

caída de presión debido al rozamiento

$$\Delta p_{roz} = \Delta p_{tot} - \Delta p_{ac}$$

donde $\Delta p_{\text{tot}} = 243.4 - 212.6 = 30.8 \text{ psi}$

$$\Delta p_{\text{roz}} = 30.8 - 2.49 = 28.31 \text{ psi}$$

$$\Delta p_{\text{roz}} = 2.0 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta p_{\text{roz}} = 2.0 = 12.6 \int_0^1 f V dL$$

debido a la compleja forma de esta ecuación, la solución exacta sería difícil ya que f y V varían con la longitud L . Para una solución más simple si bien solo aproximada es aceptable usar los valores medios de f y V entre 0 y 1 y se supone que estos valores permanecen constantes; entonces la ecuación se simplifica así;

$$2.0 = 12.6 \cdot f_m \cdot V_m \cdot \Delta L_1$$

donde f_m y V_m son los valores del rozamiento y de la velocidad respectivamente.

Determinación del coeficiente de rozamiento (f):

El coeficiente de rozamiento depende del número de Reynolds y de la rugosidad del tubo. La relación que existe entre el coeficiente de rozamiento y el número de Reynolds puede darse gráficamente o por medio de una fórmula. En es-

te caso es más conveniente utilizar la fórmula, que en el intervalo de caudales usados en tubos capilares es;

$$f = \frac{0.32}{R_e^{0.25}}$$

en esta expresión R_e es el número de Reynolds adimensional que vale VD/ν , la viscosidad ν se calcula tomando una media ponderada de las viscosidades del líquido saturado y del vapor saturado que se hallan en tablas.

$$\nu_0 = 0.2183 \text{ centipoise}$$

$$\nu_1 = y_1 \nu_{f1} + x_1 \nu_{g1}$$

$$\nu_1 = (1 - 0.047)0.2228 + 0.047(0.01325)$$

$$\nu_1 = 0.2128 \text{ centipoise}$$

Los números de Reynolds en los puntos 0 y 1 son

$$Re_0 = \frac{V_0 D}{\nu_0 u_0} = \frac{448 \times 2.032 \times 10^{-3}}{0.89476 \times 10^{-3} \times 0.2183 \times 10^{-3}}$$

$$Re_0 = 46606$$

$$Re = \frac{7.89 \times 2.032 \times 10^{-3}}{1.5734 \times 10^{-3} \times 0.2128 \times 10^{-3}}$$

$$Re = 47884$$

ahora hallamos los coeficientes de rozamiento empleando la relación anterior

$$f_0 = \frac{0.32}{(46606)^{0.25}} = 0.02178$$

$$f_1 = \frac{0.32}{(47884)^{0.25}} = 0.021632$$

el valor medio del coeficiente de rozamiento

$$f_m = \frac{0.02178 + 0.021632}{2} = 0.021706$$

la velocidad media es

$$V_m = \frac{4.48 + 7.89}{2} = 6.185 \text{ m/s}$$

finalmente determinamos la caída de presión entre 0 y 1

$${}_0\Delta L_1 = \frac{2.0}{12.6 f_m V_m}$$

$${}_0\Delta L_1 = \frac{2.0}{12.6 \times 0.021706 \times 6.185} = 1.182 \text{ m}$$

Siguiendo los mismos pasos anteriores, calculamos las longitudes de sucesivos incrementos de longitud que dan otras caídas de temperatura y presión supuestas arbitrariamente. La suma de los incrementos necesarios para que la presión descienda hasta la del evaporador es la longitud que hay que dar al tubo capilar.

En las tablas 4.7.1 y 4.7.2 se dan los cálculos para la determinación por incrementos sucesivos de la longitud del tubo capilar.

TABLA 4.7.1 CALCULOS PARA LA DETERMINACION POR INCREMENTOS SUCESIVOS DE LA LONGITUD DEL TUBO CAPILAR

Punto de Estado	Temperatura		Presión (PSI)	Calidad	Volumen Específico (pie ³ /Lb)	Velocidad (pie/seg)	x10 ⁻⁴ Viscosidad Lbm/seg-pie	No. Reynolds	Coeficiente de Rozamiento
	°F	°C							
0	110	43.3	243.4	0.000	0.01433	14.697	1.4670	46,606	0.0211780
1	100	37.8	212.6	0.047	0.0252	25.88	1.4300	47,884	0.021632
2	90	32.2	184.8	0.090	0.0390	40.02	1.3970	48,970	0.02151
3	80	26.7	159.7	0.1294	0.0560	57.48	1.3668	50,065	0.02139
4	70	21.1	137.2	0.166	0.0774	79.46	1.3426	50,998	0.02129
5	60	15.6	117.2	0.199	0.1039	106.62	1.3218	51,758	0.0212
6	53	11.67	104.5	0.221	0.1265	129.85	1.3117	52,168	0.02117

TABLA 4.7.2 CALCULOS PARA LA DETERMINACION POR INCREMENTOS SUCESIVOS DE LA LONGITUD DEL TUBO CAPILAR

Incremento	Caida de Presión Total (Psi)	Caida de Presión debida a la aceleración (Psi)	Caida de Presión debido al rozamiento (Psi)	Coefficiente de Rozamiento Media (fm)	Velocidad Media (Pis/seg)	Longitud del Incremento (Pies)	Longitud Acumulada (Pies)
0 - 1	30.8	2.49	28.13	0.021706	20.29	3.878	3.878
1 - 2	27.8	3.13	24.67	0.02157	32.95	2.076	5.954
2 - 3	25.1	3.87	21.23	0.02145	48.75	1.223	7.178
3 - 4	22.5	4.88	17.62	0.02134	68.47	0.725	7.9034
4 - 5	20.0	6.02	14.00	0.02124	93.04	0.423	8.326
5 - 6	12.7	5.15	7.55	0.02118	118.24	0.180	8.53

4.8 APLICACIONES DEL EQUIPO EN EL PERU

Para mostrar que nuestro equipo acondicionador reversible es aplicable en diferentes lugares del Perú, nos basamos en las tablas de funcionamiento de la unidad y en las variaciones de la temperatura media mensual mínima y máxima y la humedad relativa media mensual de todo el año 1988, medidas en los lugares donde existen estaciones meteorológicas e hidrométricas; datos que fueron proporcionados por el SENAMHI.

Basandonos en el cuadro 4.8, determinamos las temperaturas y humedades relativas correspondientes a las estaciones de verano e invierno de los diferentes lugares mencionados en dicho cuadro y de acuerdo a esto vemos la aplicación que se le da al equipo para refrigeración, calefacción o ambos a la vez, tal como se aprecia en el cuadro 4.8.1.

En los cuadros mencionados contamos con los siguientes términos:

Te = Temperatura exterior (°C)

TBS = Temperatura de bulbo seco

H.R = Humedad relativa (%)

T mm = Temperatura mínima mensual (°C)

T Mm = Temperatura máxima mensual (°C)

H.Rm = Humedad relativa media mensual (%)

R = El equipo funciona como enfriador

C = El equipo funciona como calefactor

R-C = El equipo funciona como enfriador y calefactor.

CUADRO 4.8

SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGÍA E HIDROLOGÍA (SENAMHI)

(Dirección de Hidrología)

Variaciones de la temperatura y humedad relativa del año 1988 medidas en las estaciones meteorológicas e hidrométricas en diferentes lugares del Perú.

	En.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ag.	St.	Oct.	Nov.	Dic.
ICA												
T mm	16.5	17.0	18.2	14.5	11.2	10.2	10.9	9.9	11.0	12.5	12.9	15.6
T Mm	30.5	31.9	32.0	30.7	28.0	25.7	23.8	25	26.5	29.3	29.0	30.4
H.Rm	76	62	65	67	76	76	76	74	71	71	70	68
TACNA												
T mm	16.9	17.0	18.2	15.1	12.1	11.0	10.2	10.1	10.7	11.5	13.4	15.7
T Mm	28.4	27.9	27.3	25.9	23.8	20.6	20.0	19.9	20.6	22.2	23.4	25.4
H.Rm	71	70	73	78	80	82	86	82	80	78	70	68
JULIACA												
T mm	5.3	2.9	2.3	0.0	-3.1	-6.1	-6.0	-5.0	-2.7	0.0	3.5	3.1
T Mm	16.2	18.3	17.9	18.7	18.3	16.8	16.0	18.3	19.5	19.2	18.5	19.4
H.Rm	71	78	75	71	61	42	39	46	54	45	47	64
AREQUIPA												
T mm	11.0	10.1	10.8	10.4	7.9	6.8	6.7	8.1	9.5	8.7	10.1	10.3
T Mm	21.5	19.9	21.4	23.0	22.7	22.4	22.8	22.5	24.1	23.3	23.6	22.4
H.Rm	67	77	71	63	47	43	32	30	41	38	45	56
MOQUEGUA												
T mm	13.3	13.8	12.7	12.1	10.6	10.3	9.1	10.8	9.8	11.2	12.3	12.6
T Mm	27.4	27.6	26.5	25.8	25.5	24.2	25.7	26.1	25.1	26.8	26.6	27.1
H.Rm	82	81	85	80	64	51	45	43	58	58	62	67
LIMA												
T mm	20.2	20.1	21.2	18.6	16.5	16.0	15.5	15.4	15.4	16.2	17.1	19.0
T Mm	27.1	27.8	28.4	26.0	22.8	20.5	19.7	19.3	20.2	21.7	21.9	24.9
H.Rm	81	78	81	84	87	86	85	86	87	84	82	86
TUMBES												
T mm	23.2	23.3	23.5	23.3	22.4	21.3	19.8	19.8	20.3	20.4	20.2	21.1
T Mm	30.6	30.5	30.8	30.6	29.4	27.8	26.0	25.5	26.0	26.9	26.8	28.0
H.Rm	77	77	79	81	79	81	81	84	84	85	83	80
HUANUCO												
T mm	15.1	14.5	14.4	13.7	12.8	11.9	11.4	12.8	14.5	14.0	15.0	14.7
T Mm	25.9	25.3	27.2	26.9	26.9	26.1	25.5	26.6	26.2	26.5	25.6	25.20
H.Rm	89	87	84	81	82	82	81	84	84	94	84	84

Continuación cuadro 4.8

HUARAZ												
T mm	7.9	6.3	8.4	8.1	7.3	5.9	5.7	5.9	7.1	7.7	8.8	8.6
T Mm	22.6	21.4	22.7	22.4	21.7	22.5	22.5	23.2	23.9	22.9	20.8	21.9
H.Rm	79	81	83	80	80	73	66	67	74	77	71	74
TRUJILLO												
T mm	17.1	17.3	16.6	16.3	15.8	14.9	13.6	14.8	14.7	14.7	16.4	17.5
T Mm	24.4	26.4	23.7	22.5	21.8	20.6	20.0	20.6	20.5	21.0	23.0	24.4
H.Rm	86	84	86	86	85	84	84	86	84	85	85	83
CHACHAPOYAS												
T mm	12.3	11.5	11.7	12.0	11.8	10.8	8.1	8.2	8.8	11.3	13.3	12.8
T Mm	20.5	18.0	19.6	19.0	18.6	17.1	16.7	17.9	18.4	19.9	19.6	18.7
H.Rm	74	78	78	74	68	66	74	66	70	64	65	68
CAJAMARCA												
T mm	8.1	7.2	6.3	7.8	5.4	3.5	2.9	6.3	4.7	5.5	7.5	6.2
T Mm	20.3	20.4	20.5	21.7	21.9	22.1	20.9	21.5	22.3	22.2	22.5	22.3
H.Rm	57	65	65	62	61	62	62	58	60	63	53	62
LAMBAYEQUE												
T mm	19.6	20.3	20.0	18.2	15.9	15.7	16.0	15.3	15.3	16.1	15.9	18.1
T Mm	26.9	27.9	29.1	25.5	22.8	22.0	22.6	20.6	21.5	22.6	23.5	26.3
H.Rm	78	75	80	76	79	81	82	80	78	77	78	78
IQUITOS												
T mm	22.7	22.5	22.2	22.3	21.9	21.2	21.0	20.7	21.6	22.0	22.4	21.9
T Mm	32.9	31.6	31.2	30.7	30.6	28.9	30.8	31.4	31.9	32.6	31.9	32.5
H.Rm	87	86	83	84	83	85	86	84	87	84	86	84
	en.	feb.	mar.	abr.	may.	jun.	jul.	ag.	set.	oct.	nov.	dic.

Los lugares considerados corresponden a las tres regiones del Perú, costa, sierra y selva. Para determinar la tabla 4.8.1 tomamos en cuenta solamente las estaciones de verano e invierno.

CUADRO 4.8.1

APLICACIONES DEL EQUIPO EN EL PERU

LUGAR	Te (TBS)		H.R	Te (TBS)		H.R	APLIC.
	°C	°F	%	°C	°F	%	
	VERANO			INVIERNO			
ICA	31.5	88.7	68.0	10.5	50.9	74.3	R - C
TACNA	27.3	81.2	70.5	10.5	50.9	82.5	R - C
JULIACA	18.2	64.8	67.7	-3.8	25.2	47.8	C
AREQUIPA	22.0	71.6	63.0	7.9	46.2	38.5	C
MOQUEGUA	27.1	80.8	75.4	10.2	50.4	52.2	R - C
LIMA	27.8	82.1	80.0	15.6	60.0	86.0	R - C
TUMBES	30.6	88.9	78.3	20.3	68.5	83.0	R - C
HUANUCO.	26.3	79.4	84.3	13.0	55.4	85.0	R - C
HUARAZ	22.2	72.0	80.7	6.5	43.7	71.4	C
TRUJILLO	24.7	76.5	84.8	14.6	58.3	84.6	C
CHACHAP.	19.3	66.7	76.0	9.5	49.1	68.0	C
CAJAMAR.	21.0	69.8	62.2	4.6	40.3	61.0	C
LANCAYEQ.	27.6	81.7	77.8	15.7	60.3	79.0	R - C
IQUITOS	31.8	89.3	85.0	21.5	70.7	85.2	R - C

NOTA: Para cada aplicación particular será necesario evaluar las cargas térmicas del local que se quiere acondicionar.

5.- SELECCION DEL EQUIPO AUXILIAR DE LA UNIDAD DE REFRIGERACION REVERSIBLE

5.1 DIAGRAMA DE LA INSTALACION:

En la siguiente figura tenemos representada el diagrama de la instalación del equipo acondicionador reversible (esquema de principio), los componentes principales de la unidad se enumeran a continuación.

- 1 Intercambiador de calor externo (serpentín exterior).
- 2 Intercambiador de calor interno (serpentín interior).
- 3 Compresor.
- 4 Válvula inversora de cuatro vías.
- 5 Ventilador centrífugo (interior).
- 6 Ventilador axial (exterior).
- 7 Motor de los ventiladores.
- 8 Tubo capilar (dispositivo de expansión).
- 9 Filtro secador.
- 10 Acumulador.

La secuencia de operación de la unidad es la siguiente:

- Cuando la unidad funciona como enfriador.
- Cuando la unidad funciona como calefactor.

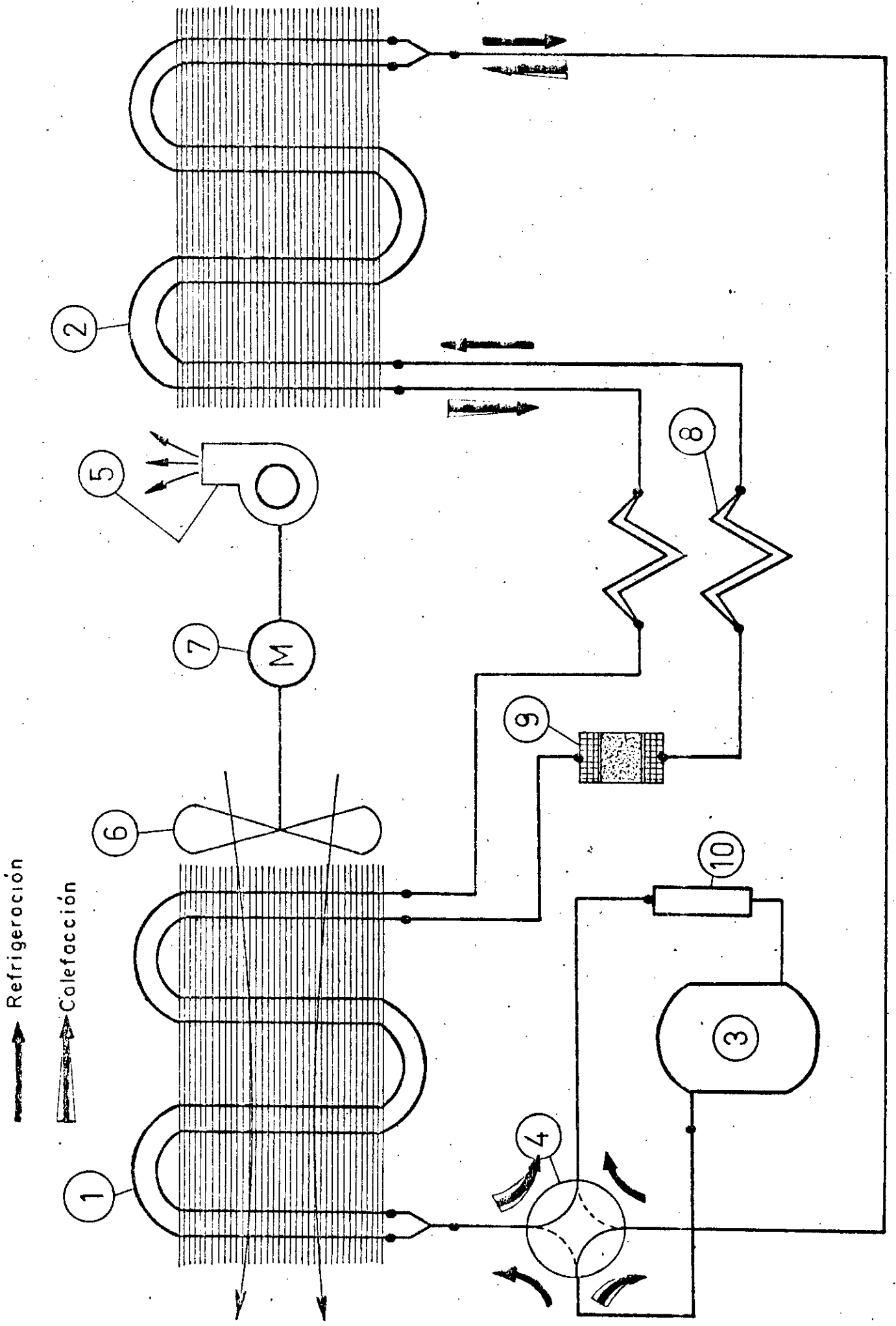


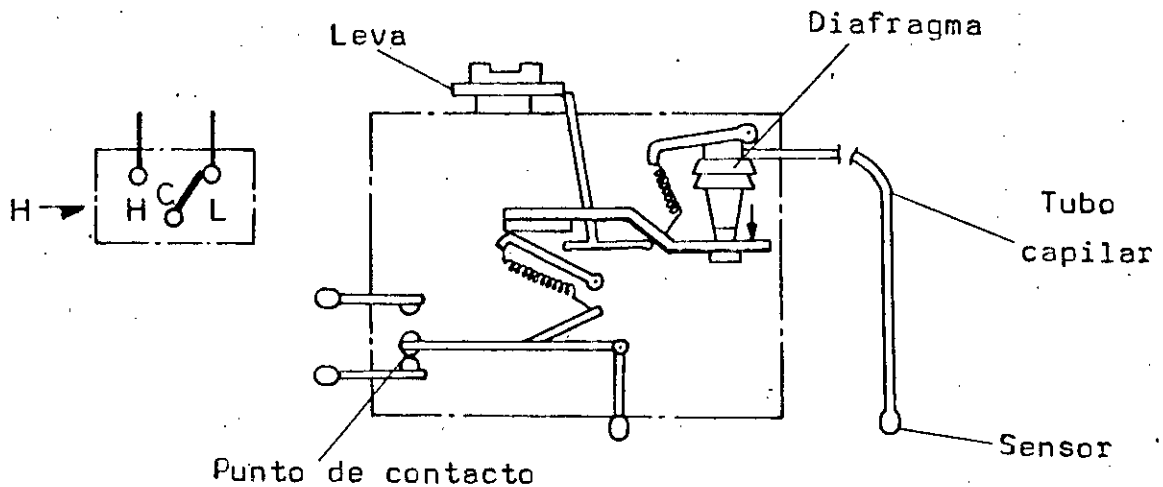
Fig. 5.1 Diagrama de la instalación de la unidad reversible

5.2 TIPO DE TERMOSTATO USADO EN LA UNIDAD

ESTRUCTURA:

El termostato consiste del diafragma, parte funcional con contactos y sensor. El sensor esta conectado al diafragma y la parte funcional mediante un tubo capilar.

El refrigerante R-22, esta sellado en el sensor y el tubo de capilaridad. Se disponen de 2 clases de contactos: Puntos de uno y dos contactos; en nuestra unidad vamos a utilizar el tipo de dos contactos (para enfriamiento y calefacción), cuyo esquema es el que se muestra a continuación.



FUNCION:

El gas saturado en el tubo sensorio aumenta de presión cuando se eleva la temperatura del cuarto, lo cual hace que el diafragma se mueva a la dirección mostrada por la flecha y se conectan los puntos de contacto entre C y L y por lo tanto comienza el enfriamiento.

Para el caso en que se requiera calefacción la presión, disminuye cuando la temperatura del local baja, lo cual hace que el diafragma se mueva a la posición donde se conecta

tan los puntos de contacto entre C y H y por lo tanto comienza la calefacción.

INSPECCION:

1. Verifique si existe continuidad entre los puntos de contacto establecidos.
 - Para enfriamiento, continuidad entre C y L.
 - Para calefacción, continuidad entre C y H.
2. Si el gas cargado en el sensor se filtra, el diafragma no funcionará por tanto debe manejarse con cuidado.

5.3 SELECCION E INSTALACION DE LA VALVULA INVERSORA

La válvula inversora de 4 vías es una electroválvula y pertenece al grupo de los dispositivos electromagnéticos. Este elemento se basa en el principio del electromagnetismo, cuando una corriente eléctrica circula por un hilo conductor se crea un campo magnético a su alrededor.

Si el hilo se arrolla en forma de bobina, el campo magnético puede llegar a ser muy fuerte y puede arrastrar hacia su interior un núcleo de hierro dulce colocado en las proximidades del extremo de la bobina. Esto constituye el electroimán que servirá para accionar la válvula.

El impulso eléctrico para accionar la bobina lo suministra el termostato de la habitación.

Para seleccionar la válvula inversora, contamos con catálogos, en este caso el catálogo que vamos a usar es de la firma RANCO REVERSING VALVES. Según las curvas de capacidad de estas válvulas, en donde tenemos representada la caída de presión en la succión vs., la capacidad de la unidad en TONS para diversos tipos de válvulas tales como los V26, V30, y V25; podemos seleccionar el tipo de válvula más conveniente para nuestra unidad; para lo cual contamos con los siguientes datos:

$$CAP = 1.42 \text{ TON}$$

$$\Delta p_s = 0.69 \text{ psi}$$

$$\text{Refrigerante} = \text{R-22}$$

$$\dot{m} = 258 \text{ lb/h}$$

donde CAP = es la capacidad del equipo;
 Δp_s = caída de presión en la succión;
 \dot{m} = es el flujo de refrigerante;

de la tabla donde se muestra las características de las 3 válvulas inversoras, seleccionamos la válvula tipo V - 26.

Para esta válvula tenemos;

(V - 26)	Capacidad:	1.42 TON
	Refrigerante:	R-22
	Diámetro del tubo de succión:	3/8"
	Diámetro del tubo de descarga:	1/4"
	Longitud del cuerpo de la válvula:	4 $\frac{15}{16}$ "
	Diámetro del cuerpo de la válvula:	1"

Instalación:

La válvula puede ser montado en cualquier posición horizontal o vertical, sin interferir en la buena operación de la válvula.

Sin embargo un montaje en posición horizontal es recomendable para asegurar una óptima operación en un sistema.

La válvula inversora puede estar orientada hacia cualquier ángulo de rotación alrededor de su eje horizontal, sin afectar la operación.

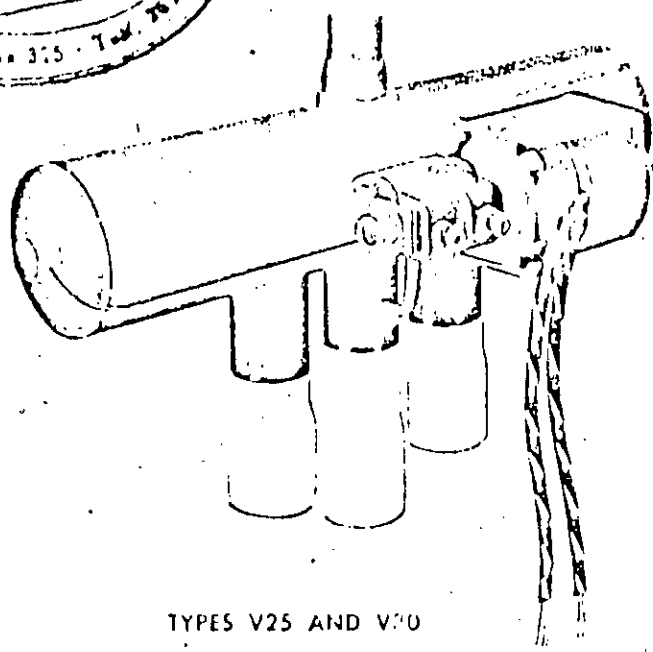
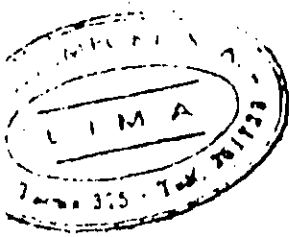
Si la válvula es montado verticalmente en un sistema

Ranco REVERSING VALVES

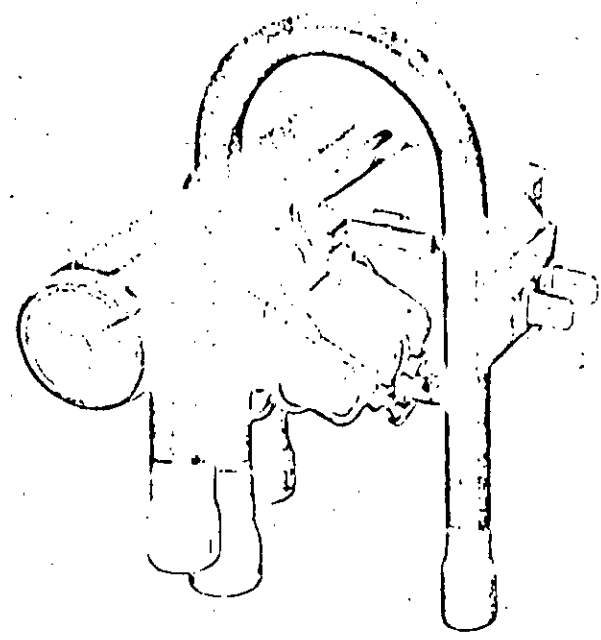
For Heat Pump Air Conditioning Systems

SOLENOID OPERATED

Types V25, V26 and V30
Bulletin 1919—1



TYPES V25 AND V30



TYPE V26

GENERAL INFORMATION

The three (3) Ranco Reversing Valves, Types V26, V30, and V25, are slide type, 4-way valves which operate under full pressure of a Heat Pump system.

They are hermetically constructed, and operation is controlled by an I27 type Solenoid Coil on a single Pilot Valve, which is an integral part of the Main Valve.

These solenoid-operated Reversing Valves are suitable for Heat Pump, Central Air-Conditioning, and Window-Type Air Conditioners, using Refrigerants 12, 22, and 502.

Capacity and pressure drop ratings are similar for Refrigerants 22 and 502.

Other controls, such as a temperature-cycling control and a defrost control, are required in addition to the Reversing Valve for automatic operation of the Heat Pump for cooling and heating.

VALVE CHARACTERISTICS

		V26	V30	V25
* CAPACITY (TONS)	Refrigerant 22	2.5	5.0	8.5
	Refrigerant 12	1.75	3.5	6.0
PORT SIZE		0.437"	0.609"	0.785"
USER'S TUBI SIZES (O.D.)	Discharge	1/2", 3/8", 3/8"	3/8", 1/2", 3/8"	1/2", 3/8", 3/8", 1/2"
	Suction	3/8", 1/2", 5/8"	3/8", 3/8"	3/8", 3/8", 1", 1 1/8"
VALVE BODY DIMENSIONS	Length	4 15 16"	7 27 37"	8 11 16"
	Diameter	1"	1 1/8"	1 1/4"
† COMBINED LEAK RATE (Pilot and Main Valve)		2000 cc. min.	4000 cc. min.	6000 cc. min.

VALVE RATINGS

- Maximum Operating Pressure Differential 375 psig
- Minimum Operating Pressure 15 psig
- Maximum System Pressure - V25 & V30 500 psig
- Maximum System Pressure - V26 600 psig
- Minimum Bursting Pressure - V25 & V30 2600 psig
- Minimum Bursting Pressure - V26 3000 psig
- Solenoid Coil Type I27

* The pressure differential across the valve may momentarily drop below the minimum 15 psig value during reversal.

However, if the system can produce a pressure differential of 15 psig (or higher) across the valve then reversal will be satisfactory.

* Capacity values are based on a 2 PSI pressure drop across the section path of the valve at pumping rates occurring at 120 F. condensing temperature (25 F. super heat) and 40 F. evaporating temperature (10 F. superheat).
† Dry air at 150 PSI -- valve body heated to 160 F.

hay una posibilidad de que el filtro (cedaso) que se encuentra en el extremo del cuerpo de la válvula pueda quedar bien obstruido, debido al asentamiento y fijación del polvo exterior u otra materia extraña el cual puede impedir seriamente la propia acción reversible de la válvula.

Para la instalación debemos tener presente lo siguiente:

1. Instalar la válvula en un sitio sobre el sistema donde pueda estar sujeta a mínima vibración.
2. Evitar el manipuleo brusco de la válvula durante su instalación. Si el cuerpo propio de la válvula o el tubo capilar es abollado o aplastado, la acción reversible de la válvula podrá debilitarse o detenerse completamente.
3. Proteger todos los tubos de la válvula y el sistema contra la entrada de materia extraña, tal como partículas de óxido de cobre, limaduras de hierro, polvo etc., cuando se esta bronceando la válvula dentro del sistema.
4. Esto es recomendable en todas aquellas conexiones que han sido hechas usando la técnica del bronceado.

5.4 CALCULO Y SELECCION DE LAS TUBERIAS DE REFRIGERANTE

Las tuberías que conectan los principales componentes del equipo de refrigeración compacto para acondicionamiento de aire son los siguientes:

- (1) La conducción de aspiración, succión o admisión entre el evaporador y el compresor.
- (2) La conducción de descarga o escape entre el compresor y el condensador
- (3) La conducción de líquido entre el condensador y el dispositivo de expansión.

La conexión entre el dispositivo de expansión (tubo capilar) y el evaporador es normalmente tan corta que carece de importancia considerarla.

Para dimensionar la tubería de refrigerante se recomienda el siguiente procedimiento:

- a) Determinar la longitud de la tubería considerada.
- b) Aumentarla en un 50% para obtener una primera aproximación de la longitud total equivalente
- c) Si la pérdida de carga considerada es diferente a la indicada en el gráfico correspondiente, corrija se la longitud equivalente multiplicandola por el coeficiente que corresponda y que aparece en la tabla situada debajo del gráfico.
- d) Aplicar a la potencia frigorífica el coeficiente

f_c que corresponda a las temperaturas de condensación y evaporación consideradas.

- e) Usando los gráficos 5.4.1 y 5.4.2, determinamos el diámetro de la tubería y a partir de él; el tamaño de los accesorios.
- f) Hallar la longitud equivalente (en metros) de los accesorios y válvulas de mano si hubiese y sumarla a la longitud de tubo recto paso(a), para obtener la longitud equivalente total.
- g) Corregir si es necesario según se indica en los pasos c y d.
- h) Comprobar si el diámetro hallado en el paso(5) es conveniente.

En orden de importancia, el dimensionado de la conducción de admisión requiere de máxima atención a continuación la conducción de descarga y por último la conducción de líquido.

El procedimiento será el mismo para dimensionar las tuberías de refrigerante tanto para enfriamiento como para calefacción; es importante mencionar que cuando el sistema funciona en refrigeración las longitudes de conducción tanto de aspiración, descarga y de líquido son diferentes comparando con las conducciones respectivas cuando el sistema funciona en calefacción; por consiguiente debemos evaluar y determinar el diámetro más adecuado para ambos

casos y luego comparamos para ver finalmente, cuales serán los diámetros a usar.

CASO I) Cuando el sistema funciona como enfriador:

TUBERIA DE SUCCION

- Longitud de tubería considerada 1.90 m
- Longitud equivalente $1.90 + 50\% (1.90) = 2.85$ m
- Pérdida de carga equivalente a la variación de 1°C sobre la temperatura de saturación.
- Coeficiente de corrección de la potencia frigorífica 0.93, considerando $T_c = 110^{\circ}\text{F}$ y $T_e = 53^{\circ}\text{F}$.
- La capacidad de refrigeración; o potencia frigorífica de diseño obtenida de las tablas de funcionamiento de la unidad vamos a considerar la para efectos del dimensionamiento de la tuberías aproximadamente $\dot{W} = 20000$ (Btu/h).
- La potencia corregida o de selección lo obtenemos multiplicando la potencia real por el coeficiente de corrección es decir;

$$\dot{W}_s = \frac{20000 \text{ (Btu/h)} \times 0.25216 \text{ (kcal/h)}}{\text{(Btu/h)}} \times 0.93$$

$$\dot{W}_s = 4690 \text{ fg/h}$$

según el gráfico N° 5.4.1, vemos que para $W_s = 4690$ fg/h la pérdida de carga de 1°C se obtiene con un tubo de $5/8''$; por lo tanto usaremos:

Tubería de cobre de $5/8''$ de diámetro

TUBERIA DE DESCARGA

- Longitud de tubería considerada 2.20 m.
- Longitud equivalente $2.20 + 50\% (2.20) = 3.30$ m.
- Pérdida de carga correspondiente a 1°C .
- Coeficiente de corrección de la potencia frigorífica 0.96 considerando $T_c = 110^\circ\text{F}$ y $T_e = 53^\circ\text{F}$.
- La potencia frigorífica corregida será;

$$20000 \times 0.25216 \times 0.96 = 4841 \text{ fg/h.}$$

- Según el gráfico N° 5.4.2, usaremos tubería de cobre de $1/2''$ de diámetro; la otra opción sería usar una tubería de $5/8''$ de diámetro.

TUBERIA DE LIQUIDO

- Longitud equivalente 10 m (asumido).
- Pérdida de carga correspondiente a 0.5°C .
- Potencia frigorífica - aprox., será;

$$20000 \times 0.25216 = 5043 \text{ fg/h}$$

- Según el gráfico N° 5.4.3; usaremos tubería de cobre de 3/8" de diámetro.

CASO II) Cuando el sistema funciona como calefactor:

TUBERIA DE SUCCION

- Longitud de tubería considerada 2.50 m
- Longitud equivalente, $2.50 + 50\% (2.50) = 3.75$
- Pérdida de carga correspondiente a 1°C
- Factor de corrección 0.936 (por interpolación) para $T_c = 112^\circ\text{F}$ y $T_e = 46^\circ\text{F}$.
- La potencia frigorífica (o calor transmitido en el evaporador) en refrigeración supuesta, para las condiciones de diseño de la unidad;

$$\dot{W} = 15000 \text{ Btu/h (aprox)}$$

- La potencia corregida que constituye la potencia de selección será;

$$\dot{W}_s = 15000 \times 0.25216 \times 0.96 = 3540 \text{ fg/h.}$$

- Según el gráfico N° 5.4.1, usaremos tubería de cobre de 1/2" de diámetro; la otra opción sería la tubería de 5/8" de diámetro.

TUBERIA DE DESCARGA

- Longitud de tubería considerada 1.60 m.
- Longitud equivalente $1.60 + 50\% (1.60) = 2.40$
- Pérdida de carga correspondiente a 1°C .
- Factor de corrección 0.92, para $T_c = 112^\circ\text{F}$ y $T_e = 46^\circ\text{F}$.
- La potencia frigorífica (o calor transmitido en el evaporador) en refrigeración supuesta;

$$\dot{W} = 15000 \text{ Btu/h} \quad (\text{aprox})$$

- La potencia corregida será;

$$15000 \times 0.25216 \times 0.92 = 3480 \text{ fg/h.}$$

- Según el gráfico N° 5.4.2; usaremos tubería de cobre de $1/2''$ de diámetro, la otra opción sería la tubería de $5/8''$.

TUBERIA DE LIQUIDO

- Longitud equivalente 10 m (asumido)
- Pérdida de carga correspondiente a 0.5°C
- Potencia frigorífica;

$$15000 \times 0.25216 = 3782 \text{ fg/h.}$$

- Según el gráfico N° 5.4.3 usaremos tubería

de cobre de 3/8" de diámetro

CONDUCCION	DIAMETRO (plg)	
	REF.	CAL
TUBERIA DE SUCCION	5/8	1/2, 5/8
TUBERIA DE DESCARGA	1/2, 5/8	1/2, 5/8
TUBERIA DE LIQUIDO	3/8	3/8

Comparando los diámetros en el cuadro anterior deducimos que los diámetros de las tuberías de succión, descarga y de líquido que vamos a usar en la unidad reversible son: 5/8", 5/8" y 3/8" respectivamente.

REFRIG. 22
40°/105°

GRÁFICO 16. CONDUCTO DE ASPIRACIÓN - TUBO DE COBRE
Pérdida de carga correspondiente a 1 °C

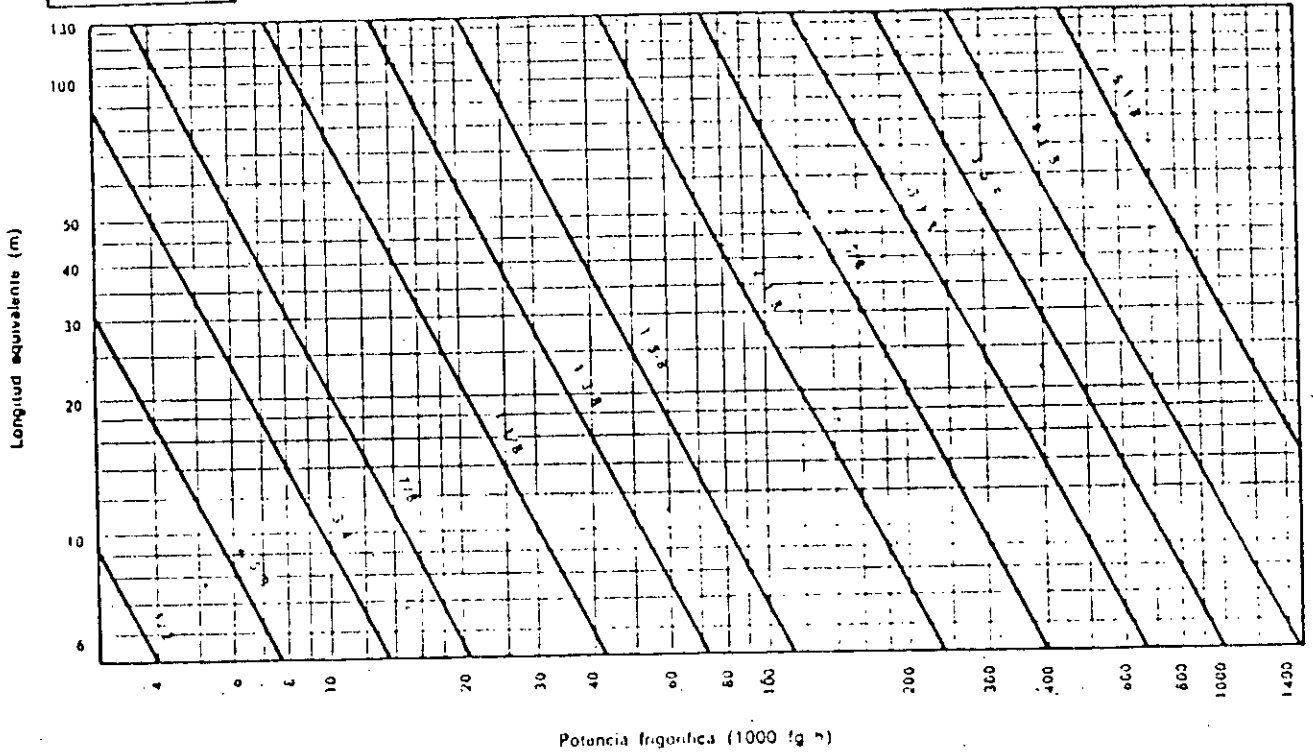


Fig. 5.4.1

REFRIG. 22
40°/105°

GRÁFICO 17. CONDUCTO DE DESCARGA - TUBO DE COBRE
Pérdida de carga correspondiente a 1 °C

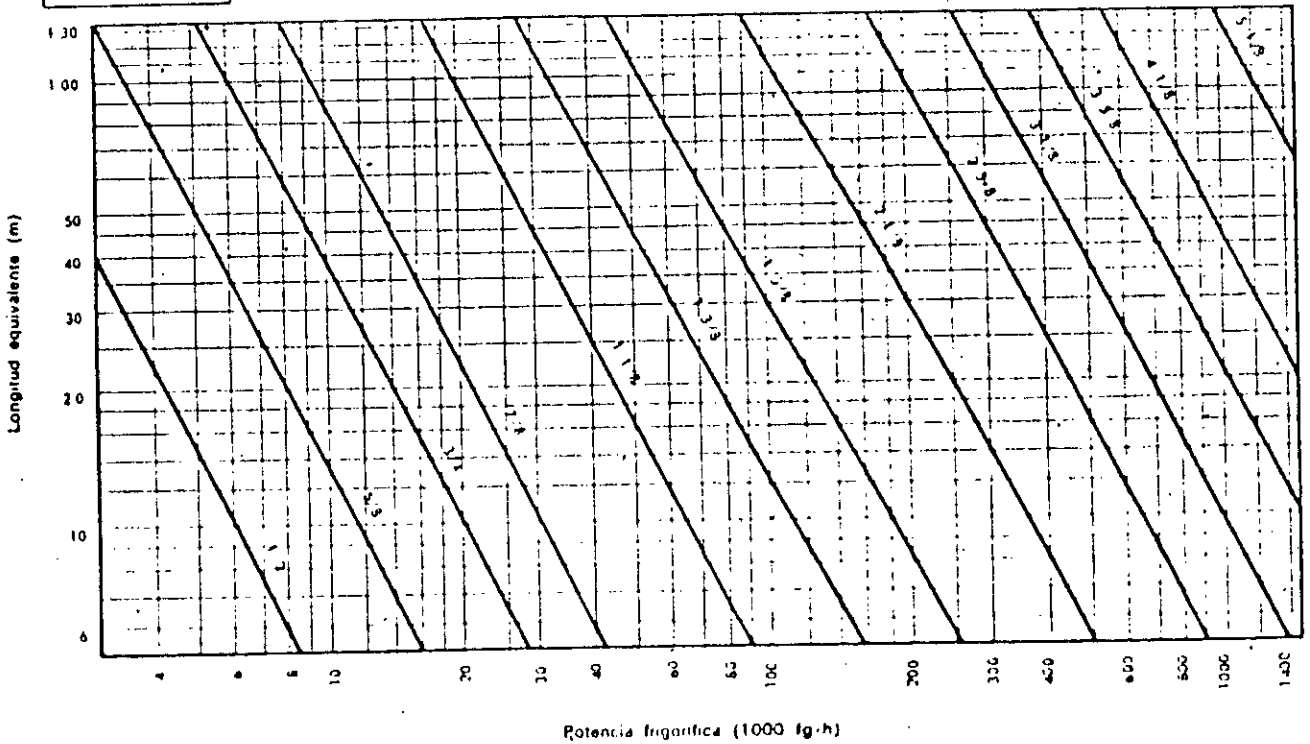
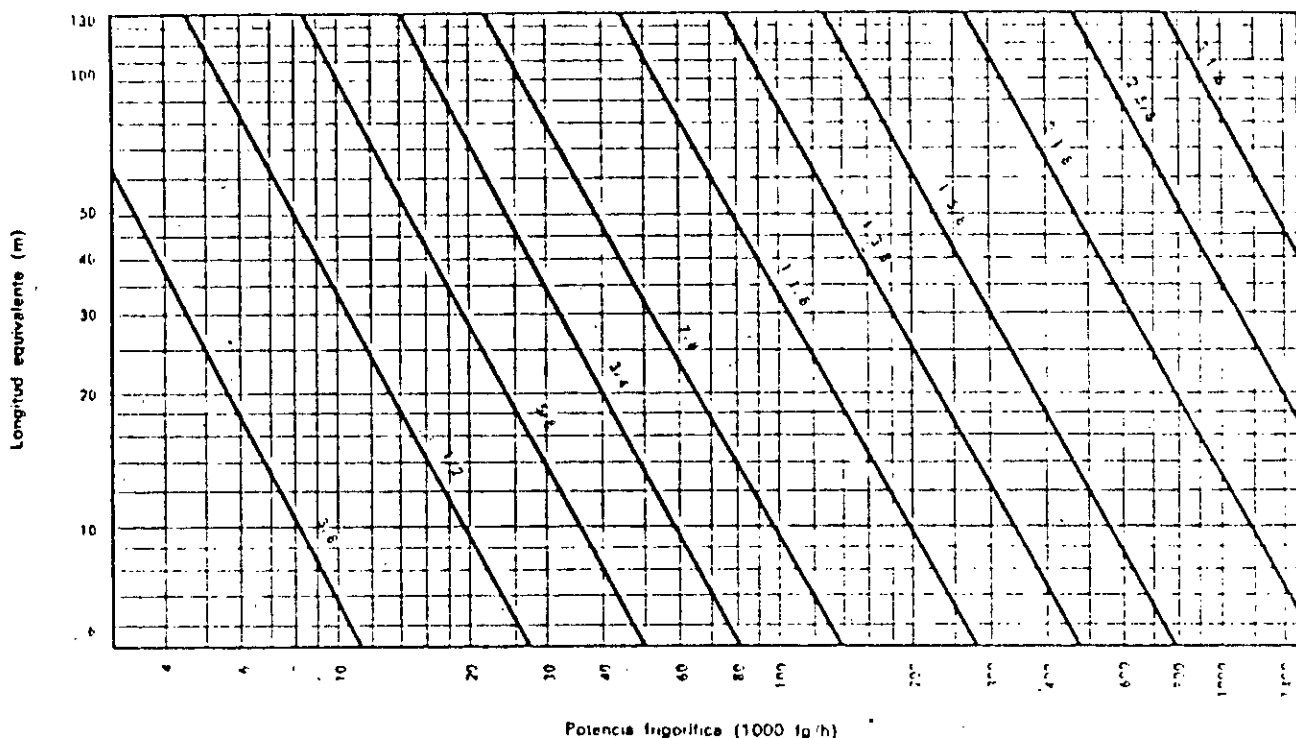


Fig. 5.4.2

GRÁFICO 18. CONDUCTO DE LÍQUIDO – TUBO DE COBRE
Pérdida de carga correspondiente a 0.5 °C

REFRIG. 22
40°/105°

Fig. 5.4.3



Margen de utilización – Temperatura de evaporación - 40° a 10 °C
Temperatura de condensación 25° a 50 °C

Las pérdidas de carga están expresadas en caída de temperatura a fin de tener en cuenta el uso extendido de este método. La caída de presión correspondiente, expresada en kg/cm², se puede leer en las tablas de vapor saturado del refrigerante considerado. Entrar en las curvas con la potencia frigorífica corregida, igual al producto de la potencia frigorífica real por el coeficiente elegido en la tabla de abajo, en función de las condiciones de funcionamiento consideradas (A - Aspiración - R - Descarga).

Temperatura de condensación °C	Temperatura de saturación en la aspiración °C																					
	- 40		- 35		- 30		- 25		- 20		- 15		- 10		- 5		- 0					
	A	P	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R	A	R				
25	4.56	1.45	2.71	1.40	3.02	1.38	2.41	1.265	2.04	1.245	1.19	1.225	1.40	1.15	1.19	1.20	1.02	1.04	0.99	1.17	1.01	1.025
30	4.79	1.33	3.08	1.305	3.16	1.28	2.60	1.26	2.15	1.24	1.77	1.225	1.47	1.21	1.24	1.195	1.06	1.18	0.97	1.17	0.94	1.15
35	5.04	1.23	4.06	1.205	3.32	1.185	2.73	1.165	2.25	1.15	1.85	1.130	1.54	1.115	1.29	1.10	1.10	1.07	0.97	1.07	0.87	1.04
40	5.31	1.135	4.23	1.155	3.46	1.095	2.87	1.075	2.35	1.06	1.94	1.045	1.63	1.01	1.25	1.01	1.10	1.01	0.99	1.01	0.81	1.01
45	5.59	1.055	4.45	1.070	3.64	1.015	3.01	0.995	2.46	0.98	2.07	0.965	1.74	0.90	1.41	0.91	1.21	0.91	1.00	0.91	0.81	0.91

Notas

1 Para pérdidas de carga diferentes de 1 °C (conductos de aspiración y de descarga) o de 0.5 °C (conductos de líquido) entrar en los gráficos correspondientes con la longitud equivalente corregida, igual al producto de la longitud equivalente real por el coeficiente elegido en la tabla de abajo

Pérdida de carga °C	Coeficiente										
	Conducto de líquido		0.12	0.26	0.37	0.6	0.63	0.76	1.0	1.25	1.60
	Conducto de descarga		0.26	0.60	0.75	1.0	1.26	1.60	2.0	2.60	3.0
Conducto de aspiración			4.0	2.0	1.3	1.0	0.8	0.7	0.6	0.4	0.3

1 Las dimensiones consignadas en los gráficos se refieren al diámetro exterior del tubo

5.5. DETERMINACION DE LA CARGA DE REFRIGERANTE

Para determinar la cantidad de refrigerante que va a necesitar nuestro sistema procedemos de la siguiente manera:

1. Siendo constante la cantidad de refrigerante en el sistema y considerando que toda la tubería se encuentra llena de refrigerante en su interior, tenemos que medir la cantidad de tubería para cada sección.
2. Calculamos el volumen interior de la tubería en cada línea o sección, con los datos obtenidos en el cálculo de las tuberías de refrigerante; y luego lo dividimos entre el volumen específico en el estado correspondiente y así obtenemos el peso del refrigerante que será necesario en cada tramo.
3. Sumamos estas cantidades y obtenemos la cantidad de refrigerante en todo el sistema de tuberías para las tres condiciones de carga.

En los tramos donde hay cambios de fase es decir en el evaporador y en el condensador usaremos el volumen específico promedio.

En la tabla 5.5.1 mostramos las características principales de las tuberías usadas en cada tramo de la unidad. Para determinar la carga de refrigerante, vamos a realizar el metrado cuando el equipo funciona como en-

friador solamente; y esto porque la carga de refrigerante es la misma independientemente de que el equipo trabaje como enfriador o como calefactor.

Tabla 5.5.1. Características de las tuberías de cobre tipo K

SECCION	L	∅ nom.	∅ int.	∅ ext.	esp.
LINEA	(pulgadas)				
Evaporador	717	3/8	0.402	0.500	0.049
Condensador	650	3/8	0.402	0.500	0.049
Línea de aspiración	75	5/8	0.652	0.750	0.049
Línea de descarga	87	5/8	0.652	0.750	0.049
Línea de líquido	20	3/8	0.402	0.500	0.049
Línea de distribución	20	3/8	0.402	0.500	0.049

Con esta tabla determinamos facilmente el volumen interior para cada sección en pies cúbicos.

- Evaporador (V_e)

$$V_e = \frac{\phi_{int}^2}{4} \times L_e$$

$$= \pi \frac{0.402^2}{4} \times 717 \times \frac{1}{1728}$$

$$V_e = 0.053 \text{ pie}^2$$

- Condensador (V_c)

$$V_c = \pi \frac{\phi_{\text{int}}}{4} \times L_c = 0.048 \text{ pie}^3$$

- Línea de aspiración (V_a)

$$V_a = \pi \frac{\phi_{\text{int}}}{4} \times L_a = 0.0145 \text{ pie}^3$$

- Línea de descarga (V_d)

$$V_d = \pi \frac{\phi_{\text{int}}}{4} \times L_d = 0.017 \text{ pie}^3$$

- Línea de líquido (V_l)

$$V_l = \pi \frac{\phi_{\text{int}}}{4} \times L_{\text{liq}} = 1.47 \times 10^{-3} \text{ pie}^3$$

- Línea de distribución (V_{dis})

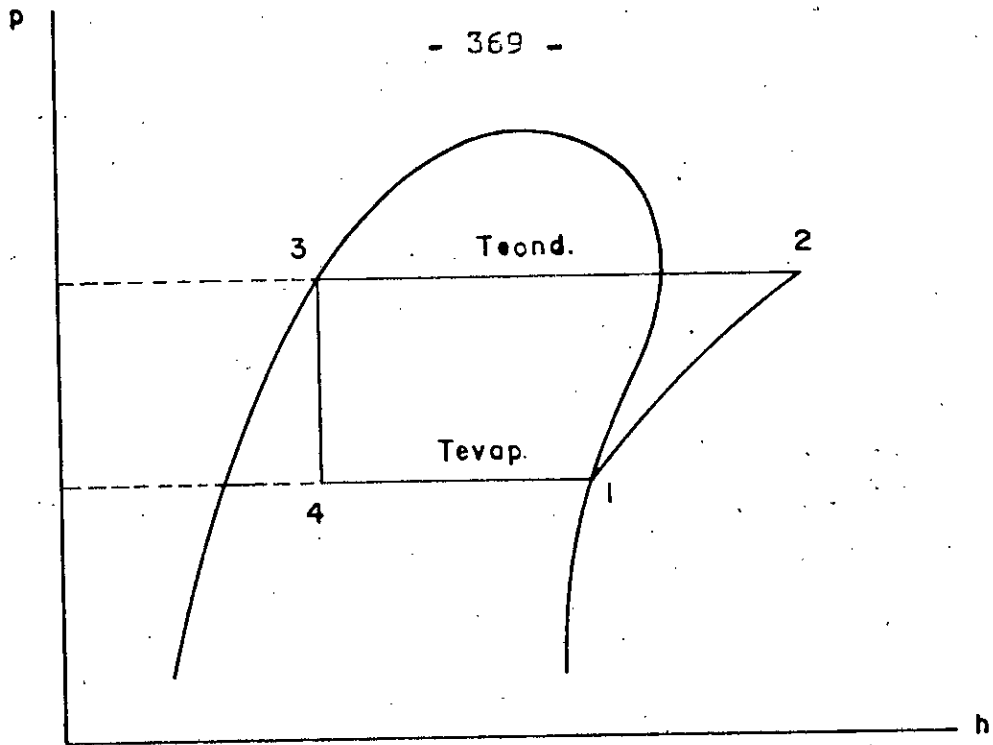
$$V_r = V_{dis} = \pi \frac{\phi_{int}^2}{4} \times L_{dis} = 1.47 \times 10^{-3} \text{ pie}^3$$

Ahora tenemos que determinar los volúmenes específicos del refrigerante en los puntos 1, 2, 3 y 4 del diagrama presión-entalpía; para las siguientes condiciones:

- a) Carga mínima 14400
- b) Carga de diseño 17000
- c) Carga máxima 21480

De la tabla de funcionamiento de la unidad obtenemos las diversas cargas; en Btu/h para las tres condiciones establecidas, lo mismo que las temperaturas de evaporación y las temperaturas de condensación. Los valores de la presión de evaporación y la presión de condensación los obtenemos del diagrama presión-entalpía del R-22.

Condición	T_e	T_c	P_e	P_c
a	44.3	120.6	90.21	279.4
b	53.0	110.0	104.50	243.4
c	60.0	116.3	117.2	264.3



Del diagrama p-h obtenemos las relaciones para hallar los volúmenes específicos;

1. $v_1 = v_g / (T_e$
2. $v_2 = v_1 (p_e/p_c)^{1/n} \quad n = 1.178 \quad (R-22)$
3. $v_3 = v_f / (T_c$
4. $v_4 = v_f + x (v_{fg}) / (T_e$
5. $v_{2-3} = 1/2 (v_2 + v_3) / (T_e, T_c$
6. $v_{4-1} = 1/2 (v_4 + v_1) / (T_e,$

Para hallar estos valores nos remitimos a la tabla (A-4) donde se muestra las propiedades de saturación del refrigerante R-22. A esta tabla entramos con las temperaturas

T_e y T_c para las condiciones establecidas y obtenemos la siguiente tabla de valores;

Con.	v_1	v_2	v_3	v_4	v_{2-3}	v_{4-1}
a	0.610	0.2336	0.01470	0.187152	0.12415	0.398576
b	0.572	0.2572	0.01433	0.128290	0.13576	0.327745
c	0.470	0.2356	0.01454	0.117140	0.12507	0.293520

Finalmente para determinar las cargas de refrigerante en cada tramo o sección, emplearemos las siguientes relaciones:

- Carga en el evaporador (C.E) v_e / v_{4-1}
- Carga en el condensador (C.C) v_c / v_{2-3}
- Carga en la línea de aspiración (C.L.A) v_a / v_1
- Carga en la línea de descarga (C.L.D) v_d / v_2
- Carga en la línea de líquido (C.L.L) v_l / v_3
- Carga en la línea de distrib.(C.L.R) v_r / v_4

Reemplazando valores obtenemos el siguiente cuadro de valores, de las cargas parciales de refrigerante que sumados nos dan la carga total del sistema.

Cargas parciales de refrigerante (lbs.)

Condic. Sección	a	b	c
C.E	0.13297	0.161711	0.180570
C.C	0.38663	0.353552	0.383780
C.L.A	0.02377	0.027503	0.030857
C.L.D	0.07277	0.066096	0.072156
C.L.L	0.10000	0.102582	0.101100
C.L.R	0.00785	0.011458	0.012549
TOTAL	0.72400	0.722903	0.781012

Como podemos apreciar en el cuadro anterior la carga total de refrigerante que vamos a tomar como referencia es la carga que corresponde a la condición de carga máxima del equipo. El valor real de la carga de refrigerante lo vamos a obtener, aumentado el valor obtenido en el cuadro en un 80% (sobredimensionado) debido a que en el cálculo de las tuberías del refrigerante hemos considerado valores aproximados. Por lo tanto el valor de la carga de refrigerante es 1.41 lb. (0.64 kg).

5.6 CALCULO DEL VENTILADOR QUE IMPULSA EL AIRE A TRAVES DEL SERPENTIN INTERIOR

En los equipos de acondicionamiento compactos, para la impulsión del aire a través del serpentín interior (evaporador) es recomendable utilizar el ventilador centrífugo debido básicamente a que no existe conducción y la resistencia a la corriente de aire es pequeña.

Siendo nuestra unidad acondicionadora para confort, este tipo de ventilador trabaja eficientemente en este tipo de aplicaciones en virtud a su amplio margen de funcionamiento, alto rendimiento y presiones relativamente elevadas. El flujo de aire podemos hacerlo variar de tal manera que se adapte a las condiciones de distribución de aire mediante simples ajustes de los dispositivos de transmisión del ventilador (o de control) ; según Carrier para unidades compactas es recomendable usar este ventilador con aletas curvadas hacia adelante.

A continuación seleccionaremos la caída de presión que tendrá que vencer el ventilador. Anteriormente habíamos obtenido una caída de presión a través del evaporador de 0.5 lb/pie² para el punto de diseño; delante del evaporador tenemos que colocar un filtro para la purificación del aire este dispositivo será de la marca VITROLAN, con un espesor de 2" y una caída de presión de 0.12 pulg de agua. Por consiguiente la presión estática con la cual calcularemos el ventilador será;

$$H = \Delta p_e + \Delta p_f + \Delta p_{sis}$$

donde H = altura estática (pie de aire);
 ΔP_{ev} = caída de presión a través del evaporador
(pie de aire);
 ΔP_{fil} = caída de presión a través del filtro en
(pie de aire);
 ΔP_{sis} = caída de presión a través del sistema de a-
condicionamiento (pie de aire)

$$H = 6.86 + 8.23 + 34.3 = 49.39 \text{ pies de aire}$$

en el cálculo usaremos $H = 50$ pies de aire.

También sabemos que el caudal en volumen para el punto de diseño es; $\dot{V} = 593 \text{ pie}^3/\text{min}$. Los ventiladores con alabes curvados hacia adelante, se caracterizan por tener bajas velocidades de funcionamiento, operación silenciosa y un bajo requerimiento de espacio, además son usados para vencer presiones estáticas moderadas.

Para el cálculo de este ventilador contamos con los siguientes datos.

$$\dot{V} = 593 \text{ pie}^3/\text{min}$$

$$H = 50 \text{ pies de aire}$$

Con estos datos de entrada tendremos;

- a) Para el cálculo usaremos las siguientes relaciones características para este tipo de ventiladores,

la velocidad específica

$$N_q = \frac{N \cdot (\dot{V})^{1/2}}{H^{3/4}}$$

la cifra de presión

$$\psi = \frac{2g H}{u_2^2}$$

donde

N = es la velocidad angular;

u_2 = es la velocidad periférica del rodete;

g = es la aceleración de la gravedad.

El rango recomendado para la velocidad específica está comprendido entre;

$$1130 \leq N_q \leq 1510$$

este intervalo se cumple siempre y cuando las unidades de N , \dot{V} y H están expresadas en RPM, pie³/min y pies de agua respectivamente. También para este tipo de máquinas la cifra de presión está comprendido entre;

$$2 \leq \psi \leq 3$$

en el texto de STEPANOFF se dan las siguientes recomendaciones.

- La velocidad específica promedio para este tipo de ventiladores se considera $N_q = 1175$ siempre y cuando, la altura estática, este expresada en pies de aire, y la capacidad en (pies³/min).
- El valor promedio de la cifra de presión (ψ) para unidades pequeñas se considera $\psi = 2.2$, basada en la altura total.

b) Cálculo del número de revoluciones (N)

$$N = N_q \frac{H^{3/4}}{Q^{1/2}} = 1175 \times \frac{50^{3/4}}{593^{1/2}} = 907 \text{ RPM}$$

c) Cálculo de la velocidad tangencial a la salida del rodetete (u_2)

$$\psi = \frac{2g (H + c_3^2 / 2g)}{u_2^2}$$

donde c_3 es la velocidad a la salida del ventilador, en este tipo de ventiladores tenemos $c_3 = 0.5 u_2$, como podemos apreciar en la relación anterior; hemos añadido la altura de velocidad con la finalidad de poder usar la recomendación de STEPANOFF, según el cual para la altura total H, el valor de la cifra de presión $\psi = 2.2$. Para determinar el valor de la veloci-

dad u_2 usamos la siguiente relación,

$$u_2^2 = \frac{2g (H + c_3^2 / 2g)}{\psi}$$

$$\psi u_2^2 = 2g H + (0.5 u_2)^2$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2g H}{(\psi - 0.25)}}$$

$$u_2 = \sqrt{\frac{2 \times 32.2 \times 50}{2.2 - 0.25}} = 2438 \text{ pie/min}$$

d) Cálculo del diámetro exterior del rodete

$$u_2 = \pi D_2 N / 12$$

$$D_2 = 12 u_2 / \pi N = (12 \times 2438) / (\pi \times 907)$$

$$D_2 = 10.26 \text{ plg}$$

e) Cálculo del diámetro interior del rodete

Para este tipo de ventiladores la relación D_1/D_2 se halla comprendido entre (0.8 a 0.95)

$$\text{adoptamos } D_1/D_2 = 0.83$$

$$D_1 = 0.83 \times 10.25 = 8.5 \text{ plg}$$

f) Cálculo de la velocidad tangencial de entrada al rodete

$$u_1 = \pi D_1 N/12 = \pi \times 8.5 \times 907/12$$

$$u_1 = 2018 \text{ pie/min}$$

g) Verificación de la velocidad tangencial a la salida del rodete

$$u_2 = \pi D_2 N/12 = \pi \times 10.25 \times 907/12$$

$$u_2 = 2434 \text{ pie min}$$

h) Determinación del número de álabes

Según el texto de STEPANOFF, el valor del espaciamento t_2 se halla comprendido entre $(0.7 - 1) r_a$

$$0.7 r_a \leq t_2 \leq r_a \quad ; \quad 0.7 \leq t_2/r_a \leq 1$$

siendo t_2 = espaciamento entre los álabes en la circunferencia exterior del rodete y r_2 = es el radio del álabe, también

$$t_2 = \pi D_2/z$$

considerando la geometría del álabe, como un semicírculo que encierra un ángulo de 90°.

$$r_a = \frac{D_2 - D_1}{2\sqrt{2}}$$

de las 2 relaciones anteriores obtenemos

$$\frac{t_2}{r_a} = \frac{\pi D_2 \times 2\sqrt{2}}{(D_2 - D_1) \times z}$$

$$\frac{t_2}{r_a} = \frac{2\pi\sqrt{2} \times D_2}{(D_2 - D_1) z}$$

$$0.7 \leq \frac{2\pi\sqrt{2} \times D_2}{(D_2 - D_1) z} \leq 1$$

reemplazando valores tenemos

$$0.7 \leq \frac{(2\pi\sqrt{2} \times 10.25)}{(10.25 - 8.5)z} \leq 1$$

$$52 \leq z \leq 74.25$$

el valor apropiado de z es; z = 60 álaves

i) Cálculo de las velocidades meridianas

Para los álabes usaremos \mathbb{R} (plancha 1/16"), 0.0625" de espesor, la velocidad meridiana a la salida del rodete la hallamos empleando la siguiente relación;

$$c_{m2} = \frac{\dot{V}}{(\pi D_2 - z e) b}$$

donde $b = D_2/2 = 10.25/2 = 5.125"$

reemplazando valores tenemos

$$c_{m2} = \frac{593}{\left(\frac{\pi \times 10.25}{12} - \frac{60 \times 0.0625}{12} \right) \frac{5.125}{12}}$$

$$c_{m2} = 586 \text{ pie/min}$$

la velocidad meridiana a la entrada del rodete lo hallamos usando la expresión;

$$c_{m1} = \frac{\dot{V}}{(\pi D_1 - z e) b}$$

$$c_{m1} = \frac{593}{(\pi \times 85/12 - 60 \times 0.0625/12) \times 5.125/12}$$

$$c_{ml} = 726 \text{ pie/min}$$

j) Selección del ángulo de salida del ventilador

Para determinar la cifra de presión hemos empleado la siguiente relación

$$\psi = \frac{2 g H + c_3^2}{u_2^2}$$

en esta relación reemplazamos valores y verificamos el valor de

$$\psi = \frac{2 \times 32.2 \times 50 + (0.5 \times 2434/60)^2}{(2434/60)^2}$$

$$\psi = 2.20$$

a continuación determinamos la cifra de caudal

$$\phi = \frac{4 \dot{V}}{\pi d_2^2 u_2}$$

$$\phi = \frac{4 \times 593}{\pi \times \left(\frac{10.25}{12} \right)^2 \times 2434}$$

$$\phi = 0.425$$

la relación de velocidades será

$$c_{m2} / c_{m1} = 586/726 = 0.807$$

la relación de velocidad meridiana a velocidad tangencial a la salida del rodete es;

$$c_{m2} / u_2 = 586/2434 = 0.240$$

la relación de velocidad a la salida del ventilador a la velocidad tangencial a la salida del rodete es;

$$c_3 / u_2 = 0.5$$

de acuerdo a la tabla 5.6 mostrada en el apéndice, en donde se muestra la designación detallada de los ventiladores centrífugos y comparando con nuestra designación obtenida en cálculos; vemos que nuestro ventilador se asemeja al modelo G por consiguiente tendremos que usar $\beta_2 = 142^\circ$.

k) Determinación de los triángulos de velocidad

En la entrada:

$$\alpha_1 = 90^\circ \text{ (no hay prerotación)}$$

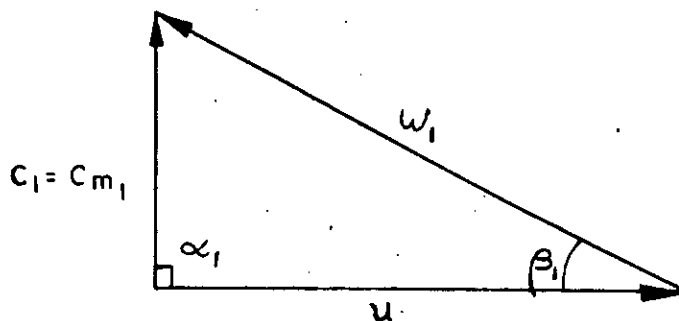
$$c_1 = c_{m1} = 726 \text{ pie/min}$$

$$u_1 = 2018 \text{ pie/min}$$

$$w_1 = (u_1^2 + c_{m1}^2)^{1/2}$$

$$w_1 = (2018^2 + 726^2)^{1/2} = 2145 \text{ pie/min}$$

$$\beta_1 = \text{arc tg} (c_{m1} / u_1) = 19.78$$



En la salida:

$$u_2 = 2434 \text{ pie/min}$$

$$c_{m2} = 586 \text{ pie/min}$$

$$\beta_2 = 142^\circ$$

$$\beta'_2 = (180 - 142) = 38^\circ$$

además $\text{sen } \beta_2 = c_{m2} / w_2$; $w_2 = c_{m2} / \text{sen } \beta'_2$

$$w_2 = 586 / \sin 38^\circ$$

$$w_2 = 952 \text{ pie/min}$$

$$w_{2u} = c_{m2} / \tan \beta'_2 = 586 / \tan 38^\circ = 750 \text{ pie/min}$$

también

$$c_{2u} = u_2 + w_{2u} = 2434 + 750 = 3184 \text{ pie/min}$$

$$c_2 = (c_{m2}^2 + c_{2u}^2)^{1/2} = 3237 \text{ pie/min}$$

$$\alpha_2 = \arctan c_{m2} / c_{2u} = 10.43^\circ$$

L) Determinación de la eficiencia total

Para hallar la eficiencia total debemos hacer ciertas consideraciones propias de este tipo de unidades así:

- | | |
|--------------------------|-----------------|
| - Eficiencia mecánica | $\eta_m = 0.90$ |
| - Eficiencia hidráulica | $\eta_h = 0.60$ |
| - Eficiencia volumétrica | $\eta_v = 1.00$ |

$$\eta_t = \eta_m \times \eta_h \times \eta_v$$

$$\eta_t = 0.90 \times 0.60 \times 1.00 = 0.54$$

m) Selección del motor

Para poder seleccionar el motor, primeramente debemos de terminar la potencia consumida por el motor.

$$Pot = \dot{V} H_{tot} / \eta_t$$

$$Pot = \frac{0.0757 \times 593 \left[50 + \frac{(0.5 \times 2434)^2}{2 \times 32.2 \times 3600} \right]}{0.54 \times 33000}$$

$$Pot = 0.142 \text{ HP}$$

n) Cálculo de las dimensiones de la salida y la entrada al ventilador

Dimensiones de salida:

El ancho de la caja (b_1) se considera con una buena aproximación un 25% mayor que el ancho del rodete (b) es decir;

$$b_1 \approx 1.25 b$$

$$b_1 = 1.25 \times 5.125 = 6.4 \text{ plg}$$

anteriormente habíamos considerado $c_3 = 0.5 u_2$

$$c_3 = 0.5 \times 2434 = 1217 \text{ pie/min}$$

aplicando la ecuación de continuidad en la boca de salida del ventilador tendremos;

$$\dot{V} = \bar{V} \times A = c_3 \times b_1 \times h$$

$$h = \frac{\dot{V}}{c_3 \times b_1}$$

$$h = \frac{593 \times 144}{1217 \times 6.40}$$

$$h = 10.96 \text{ plg}$$

Dimensiones de la entrada:

Utilizamos $c_0 = c_3$

aplicando la ecuación de continuidad en la entrada

$$\dot{V} = \bar{V} \times A = c_3 \times \frac{\pi d_0^2}{4 \times 144}$$

despejando d_0 y reemplazando valores tenemos

$$d_0 = \left(\frac{4 \times 144 \times 593}{\pi \times c_3} \right)^{1/2} = 9.45 \text{ plg}$$

c) Cálculo de la espiral o voluta

Para hallar la espiral del ventilador centrífugo, suponemos que esta sigue la ecuación de la espiral logarítmica, según esto tenemos

$$r_\phi = r_2 \times e^{(\phi / C)}$$

donde r_ϕ = radio de la espiral;

r_2 = radio a la salida del rodete;

e = es la base de los logaritmos naturales

ϕ = es el ángulo en grados

C = constante

tenemos que hallar el valor de la constante C, para lo cual procedemos de la siguiente manera;

el radio de la espiral adoptará su valor máximo cuando $\phi = 360^\circ$, y el valor de r_{\max} para este tipo de ventiladores esta comprendido entre $(0.9 - 2)r_2$, para este caso tomamos $r_{\max} = 2r_2 = D_2$.

reemplazando valores obtenemos

$$2r_2 = r_2 \times e^{(360/C)}$$

$$2 = e^{(360/C)} ; \ln 2 = 360/C$$

$$C = 360/\ln 2 = 519.4$$

regresando a la ecuación original

$$r = 5.125 e^{(\phi/519.4)}$$

para construir la voluta necesitamos determinar los diferentes valores de r , para lo cual reemplazamos valores de ϕ en la ecuación anterior; estos valores los mostramos en la tabla 5.6.1.

TABLA 5.6.1

SECCION	ϕ GRADOS	$r\phi$ PULG
I	0	5 5/8
II	45	5 9/16
III	90	6 3/32
IV	135	6 5/8
V	180	7 1/4
VI	225	7 29/32
VII	270	8 5/8
VIII	315	9 25/64
IX	360	10 1/4

5.7 CALCULO DEL VENTILADOR QUE IMPULSA EL AIRE A TRAVES DEL SERPENTIN EXTERIOR

El tipo de ventilador usado para este cálculo y según recomendaciones, es el ventilador axial debido a que alcanzan un alto rendimiento con altas velocidades, grandes caudales y bajas presiones estáticas.

Para iniciar el cálculo, establecemos la caída de presión que deberá vencer el ventilador; anteriormente habíamos determinado la caída de presión a través del condensador evaluado en el punto de diseño, $\Delta p_c = 0.5 \text{ lb/pie}^2$ a esta depresión tenemos que añadirle la caída de presión a través del filtro colocado antes del condensador, este valor asumido será $\Delta p_f = 0.1 \text{ plg de agua}$; por lo tanto la altura estática del ventilador será;

$$H = \Delta p_c + \Delta p_f$$

$$\Delta p_c = 0.5 \text{ lb/pie}^2 = 0.1 \text{ plg agua}$$

$$\Delta p_f = 0.1 \text{ plg agua}$$

$$H = 0.1 + 0.1 = 0.2 \text{ plg agua}$$

$$H = 0.2 \times \frac{62.3 \times 1}{0.0757 \times 12} = 13.7 \text{ pies de aire}$$

El caudal en volumen que deberá movilizar el ventilador, a través del condensador es el de diseño $\dot{V} = 1681 \text{ pie}^3/\text{min}$ el ventilador axial irá acoplado directamente al motor teniendo presente dichas consideraciones, podemos realizar el

cálculo del ventilador para las siguientes condiciones

$$\dot{V} = 1681 \text{ pie}^3/\text{min}$$

$$H = 13.7 \text{ pie de aire}$$

a) Determinación del número de revoluciones (N):

Para determinar N, nos valemos de las relaciones características de funcionamiento del ventilador;

$$N_q = \frac{N (\dot{V})^{1/2}}{H^{3/4}}$$

el rango apropiado de N_q para este tipo de maquinas, según recomendaciones es $N_q = 1510$ a 9440 , para las siguientes unidades; N en rpm, \dot{V} en pie^3/min y H en pies de aire.

$$1510 \leq \frac{N (1681)^{1/2}}{(13.7)^{3/4}} \leq 9440$$

$$262 \leq N \leq 1640$$

el valor de N, debe ser el mismo que para el ventilador del evaporador, debido a que el motor es único y acciona tanto al ventilador del condensador como al ventilador del evaporador, por lo tanto $N = 907 \text{ RPM}$.

Reemplazando el valor de N en la expresión anterior

tenemos

$$N_q = \frac{907 (1681)^{1/2}}{(13.7)}$$

$$N_q = 5222$$

b) Cálculo de la cifra de presión (ψ):

Según el texto de CARL PFLEIDERER, para un rotor axial de una sola fase que es el caso de los ventiladores, el grado de reacción está comprendido entre (0.5 a 1) y ($u/2 < w_{\infty u} < u$); se demuestra la siguiente relación particular.

$$R = 1 - \psi / 4 \eta_h$$

donde R = grado de reacción
 ψ = cifra de presión
 η_h = eficiencia hidráulica
 η_T = eficiencia total

la expresión que nos permite hallar la eficiencia total es la siguiente;

$$\eta_T = \frac{(h_T) (CFM)}{(6350) (hp \text{ entrada})}$$

donde h_T = presión total en pulgadas de agua
 hp = potencia de entrada al ventilador
 CFM = caudal de aire

reemplazando valores obtenemos

$$\eta_T = \frac{(0.2) (1681)}{(6350) \text{ HP ent.}}$$

para álabes contruidos de plancha se recomienda $\eta = 0.71$
también

$$\eta_h = \frac{\eta_T}{\eta_m \times \eta_v} = \frac{0.71}{0.95 \times 1} = 0.75$$

despejando el valor de ψ en la ecuación del grado de reac-
ción y reemplazando valores tenemos.

$$\psi = (1 - R) 4 \eta_h = (1 - R) 3$$

considerando η_h cte., obtenemos los siguientes valores

R	0.88	0.90	0.92	0.94	0.96	0.98
ψ	0.36	0.30	0.24	0.18	0.12	0.06

de acuerdo a estos valores, tentativamente podemos deter-
minar los valores más adecuados para u , d_e , δ y seleccio-
nar luego el número de álabes.

Nº	ψ	u	d_e	δ	d_i
1	0.36	2970	12.50	0.53	6.71
2	0.30	3254	13.70	0.49	6.71
3	0.24	3638	15.32	0.44	6.74
4	0.18	4200	17.70	0.38	6.73
5	0.12	5145	21.67	0.31	6.72
6	0.06	7276	30.64	0.22	6.74

para nuestro requerimiento adoptamos $\psi = 0.3$; los demás
valores se hallan aplicando las siguientes relaciones:

- Velocidad tangencial en la periferia del rodete axial

$$u = \left(\frac{2 g H}{\psi} \right)^{1/2}$$

- Cálculo de los diámetros del rodete (d_e)

$$u = \pi d_e N / 12$$

$$d_e = 12 u / \pi N$$

- Relación (δ') y diámetro interior del rodete

$$\delta' = (0.8 \psi)^{1/2}$$

$$d_i = \delta' (d_e)$$

Para nuestra aplicación la opción N°2 de la tabla anterior es la más conveniente. Con $\psi = 0.3$ tenemos

$$u = \left(\frac{2 \times 32.2 \times 13.7}{0.3} \right)^{1/2} = 3254 \text{ pie/min}$$

$$d_e = \frac{12 \times 3254}{\pi \times 907} = 14 \text{ plg}$$

$$\delta' = (0.8 \psi)^{1/2} = 0.5$$

$$d_i = 0.5 (14) = 7 \text{ plg}$$

c) Determinación del número de álabes:

Para los ventiladores y sopladores de simple etapa el texto de A.J STEPANOFF, nos da una relación para hallar el número de álabes

$$z = \frac{6 \delta'}{1 - \delta'}$$

donde $\delta' = d_i/d_e$

También tenemos tabulado el número de álabes (z) para diferentes valores de (δ'), tal como se muestra en el cuadro

δ'	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8
z	3	4	6	9	14	24

con $\delta' = 0.5$ de la tabla obtenemos $z = 6$ álabes

d) Cálculo de la velocidad meridiana:

Para este fin usaremos la siguiente expresión;

$$\dot{V} = c_m \frac{\pi d_o^2 (1 - \gamma'^2)}{4}$$
$$c_m = \frac{4 \times \dot{V}_{\text{diseño}}}{\pi d_e^2 (1 - \gamma'^2)}$$

reemplazando valores tenemos:

$$c_m = \frac{4 \times 1681 \times 144}{\pi \times 14^2 (1 - 0.5^2)} = 2097 \text{ pie/min.}$$

e) Determinación de los parámetros del álabe:

Vamos a determinar los parámetros del álabe en las diferentes secciones entre el diámetro interior y exterior del álabe.

Para mayor facilidad, vamos a determinar estos parámetros en 3 secciones del perfil, I, II y III, de la siguiente manera:

La sección I corresponde al diámetro interior, la sección II corresponde al diámetro medio (d_m), siendo $d_m = 1/2 (d_e^2 + d_i^2)^{1/2}$ y la sección III al diámetro exterior (d_e).

Estos valores los mostramos en la tabla 5.7.1 y las fórmulas las tenemos en el apéndice.

f) Diagrama de velocidades del rodete axial y esquema del álabe axial.

g) Determinación de la potencia del motor:

$$Pot_m = \frac{\gamma_{\text{aire}} (\text{CFM}) H}{\eta_T} = \frac{0.0757 \times 1681 \times 13.7}{0.71 \times 33000}$$

$$\underline{Pot = 0.0744 \text{ HP.}}$$

f).-

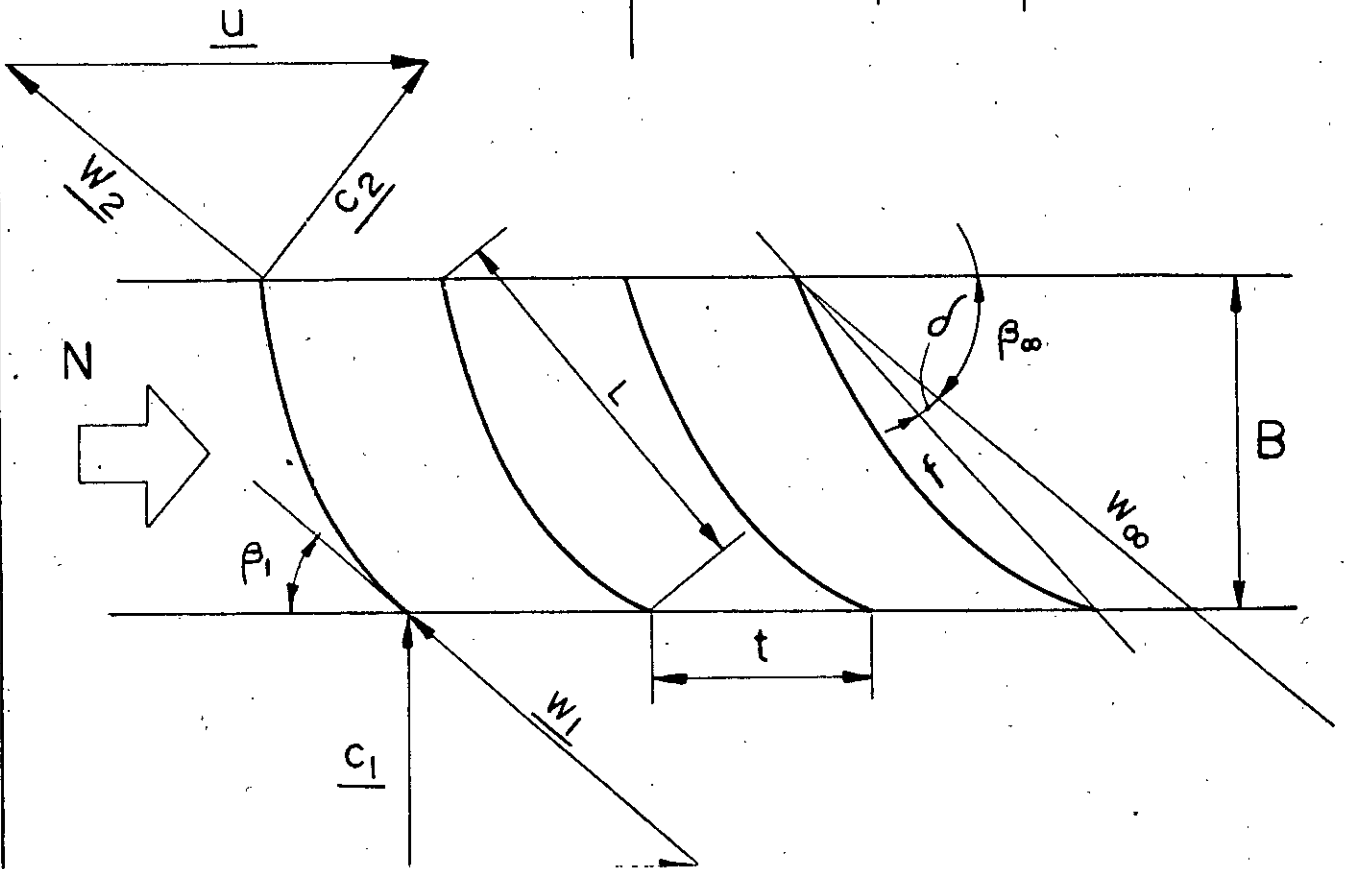
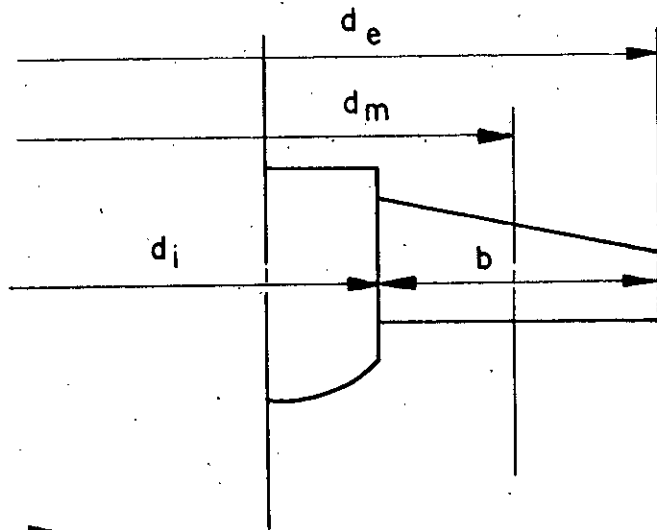
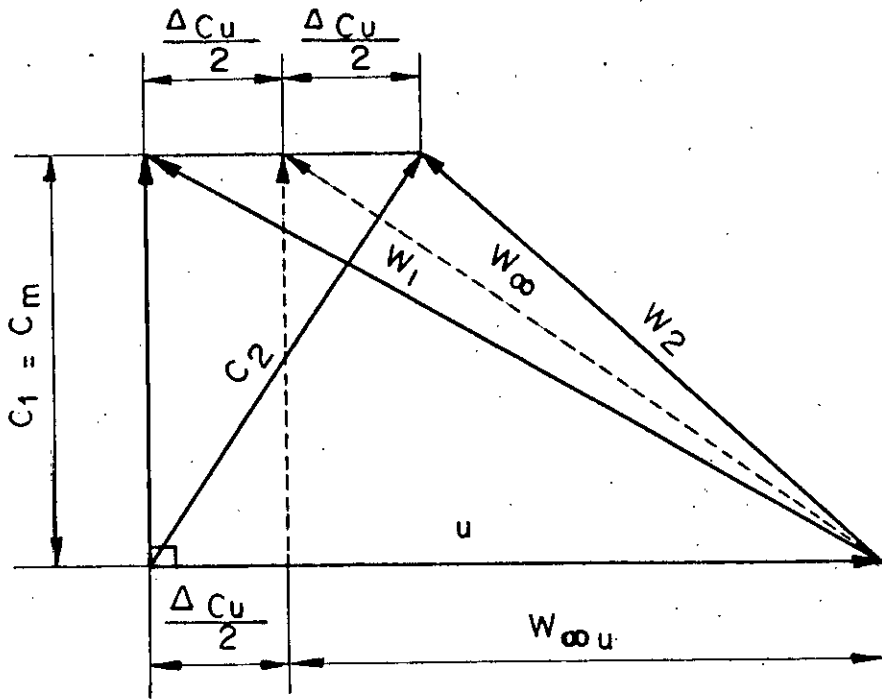


TABLA 5.7.1.

Nº	DESIG.	FORMULA	SECCION DEL PERFIL		
			I	II	III
1	d	A	7	11	14
2	u	B	1662	2612	3324
3	Δc_u	C	1274	811	637
4	$\text{tg } \beta_1$	D	1.26	0.80	0.63
5	$c_s L/t$	E	1.092	0.532	0.35
6	η_h	F	0.75	0.75	0.75
7	$\text{tg } \beta_2$	G	5.40	1.164	0.78
8	w_∞	H	2334	3044	3665
9	β_∞	I	63.95	43.53	35
10	β_1	J	51.56	38.66	32.2
11	β_2	K	79.5	49.33	37.95
12	α_1	L	90	90	90
13	α_2	M	58.72	68.85	73.10
14	c_1	N	2097	2097	2097
15	c_2	O	2454	2248	2192
16	w_1	P	2677	3357	3935
17	w_2	Q	2133	2765	3410
18	c_s	R	1.50	1.46	1.36
19	L/t	S	0.728	0.3643	0.2536
20	t	T	3.665	5.760	7.330
21	L	U	2.668	2.098	1.859
22	\mathcal{L}	V	4.026	3.767	3.252
23	A	W	1.000	1.423	1.459
24	B	X	2.473	1.542	1.151

Las fórmulas respectivas las tenemos en el apéndice,
en la tabla A-5.7.2.

5.8 SELECCION DEL MOTOR DEL VENTILADOR

La potencia del motor seleccionado para propulsar los ventiladores, debe ser igual o mayor que la de la potencia necesaria en el eje de la misma ya que siempre -- existe el riesgo de que el ventilador funcione fuera del punto de trabajo elegido y que se sobrecargue el motor.

Para este tipo de unidades compactas de acondicionamiento es recomendable usar el motor monofásico de inducción, estos tienen una limitación en cuanto a su capacidad de sobrecarga estando limitada su construcción a motores fraccionarios y de pequeña potencia.

Para seleccionar el motor adecuado, contamos con los siguientes datos:

- Potencia en el ventilador centrífugo : 0.142 HP.
- Potencia en el ventilador axial : 0.0744 HP.
- Potencia requerida en el eje del motor para accionar los ventiladores : 111 W.
- Velocidad de rotación : 907 RPM.

De acuerdo al catálogo de la General Eléctric, donde tenemos las especificaciones del motor: el que más se acerca a nuestros requerimientos es el N° 5KSP39HG-4939T que tiene una potencia de 1/6 HP (124 W) y con N: (1150, 900 y 650 RPM).

Este motor de accionamiento de los ventiladores, es del tipo de inducción provisto de capacitor de arranque, es de una fase y tiene doble eje, tiene un protector de sobrecarga y proporciona a la vez continuidad en el flujo de aire.

1/2" 5KSP39 Shaded Pole

Dimensions: (NEMA 48)

THREE SPEEDS² - 1150/900/650

MARS NO.	DIMENSIONS				BASE NO.
	A	B	C	D	
03531	7.5	4 1/8-5 3/8	8.52	1/2	08052
03532	7.5	4 1/8-5 3/8	8.52	1/2	08052
03541	8.5	4 3/8-5 5/8	7.27	1/2	08053
03542	8.5	4 3/8-5 5/8	7.27	1/2	08053
03551	7.0	4 5/8-5 7/8	8.50	1/2	08054
03552	7.0	4 5/8-5 7/8	8.50	1/2	08054
03571	8.5	5 1/8-6 3/8	6.52	1/2	08056
03572	8.5	5 1/8-6 3/8	6.52	1/2 </td <td>08056</td>	08056

THREE SPEEDS² - 1550/1400/1250

MARS NO.	DIMENSIONS				BASE NO.
	A	B	C	D	
03741	8.5	4 3/8-5 5/8	7.27	1/2	08053
03742	8.5	4 3/8-5 5/8	7.27	1/2	08053
03751	7.0	4 5/8-5 7/8	8.52	1/2	08054
03752	7.0	4 5/8-5 7/8	8.52	1/2	08054
03771	7.5	5 1/8-6 3/8	7.52	1/2	08056
03772	7.5	5 1/8-6 3/8	7.52	1/2	08056

1/2" 5KCP33-38 Permanent Split Capacitor (NEMA 48)

Dimensions:

TWO SPEEDS² - 1075/925

MARS NO.	DIMENSIONS				BASE NO.
	A	B	C	D	
03093	7	6.46	8 1/2	1/2	+ furnished
03091	6 1/2	6.46	9	1/2	+ furnished
03092	8	6.46	8 1/2	1/2	+ furnished

Shaft height

² Speed differential depends on fan load.



DOUBLE SHAFT 5KSP39

Features:

- 60/50 Hz • Single phase •
- air over • All angle sleeve bearings •

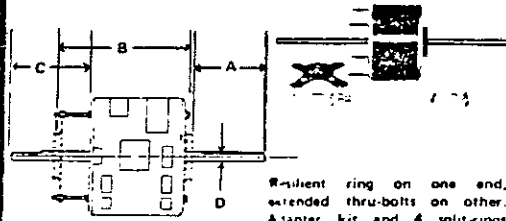
THREE SPEEDS² - 1150/900/650

MARS NO.	G.E. NO.	HP	ROT	VOLTS	RPM	AMPS
03531	5KSP39DG4936T	1/10	CCW	115	1150	3.7
03532	5KSP39DG4937T	1/10	CCW	208-230	1150	1.9
03541	5KSP39FG2662T	1/8	CCW	115	1150	4.5
03542	5KSP39FG2663T	1/8	CCW	208-230	1150	2.2
Δ 03551	5KSP39HG4938T	1/6	CCW	115	1150	5.8
Δ 03552	5KSP39HG4939T	1/6	CCW	208-230	1150	2.8
Δ 03571	5KSP39MG2666T	1/4	CCW	115	1150	8.6
Δ 03572	5KSP39MG2667T	1/4	CCW	208-230	1150	4.7

THREE SPEEDS² - 1550/1400/1250

MARS NO.	G.E. NO.	HP	ROT	VOLTS	RPM	AMPS
03741	5KSP39DG2654T	1/8	CCW	115	1550	4.5
03742	5KSP39DG2655T	1/8	CCW	208-230	1550	2.2
03751	5KSP39FG4932T	1/6	CCW	115	1550	5.0
03752	5KSP39FG4933T	1/6	CCW	208-230	1550	2.5
03771	5KSP39KG4934T	1/4	CCW	115	1550	7.5
Δ 03772	5KSP39KG4935T	1/4	CCW	208-230	1550	3.7

Where to Use
Room Air Conditioners
Unit Coolers
Furnace Blowers
Unit Heaters
Fans & Blowers



Resident ring on one end, extended thru-bolts on other. A taper kit and 4 split-rings included in carton.



ENERGY SAVER
Serv-S-Line Motor
GENERAL ELECTRIC

DOUBLE SHAFT—Replacements for 5KCP33-38 Permanent Split Capacitor (NEMA 48)

Features:

- 60/50 Hz • Single phase • Overload protection • Fan duty • Continuous air over
- All angle sleeve bearings •

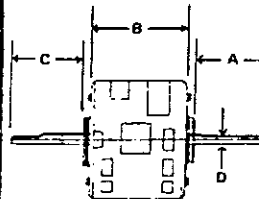
TWO SPEEDS² - 1075/925

MARS NO.	G.E. NO.	HP	ROT	VOLTS	RPM	AMPS
03093	5KCP39EGD366T	1/5	CCW	208-230	1075	1.2
03091	5KCP39KGD368T	1/3	CCW	208-230	1075	2.4
Δ 03092	5KCP39NGD369T	1/2	CCW	208-230	1075	3.8

² Speed differential depends on fan load.

• Rotation viewed from lead end.

Δ 60 Hz only



FOR 39 FRAME MOTOR ACCESSORIES SEE PAGE 84



ENERGY SAVER
Serv-S-Line Motor
GENERAL ELECTRIC

Motor with extended thru bolts cap mounted in base. Four split-rings included in carton.

5.9 FUNCIONES DEL FILTRO Y ACUMULADOR

FILTRO SECADOR:

Función

El filtro secador quita la humedad y los objetos extraños menudos del refrigerante durante la operación. El desecante se carga en un tubo cilíndrico de cobre que se conecta entre el condensador y el tubo capilar. Si esta contenida agua en el refrigerante puede ocurrir la siguiente falla.

1. La válvula de expansión o el tubo capilar se obstruye con hielo.
2. Se produce ácido hidroclicórico y se corroen los metales.
3. Ocurre el emplacamiento del cobre.

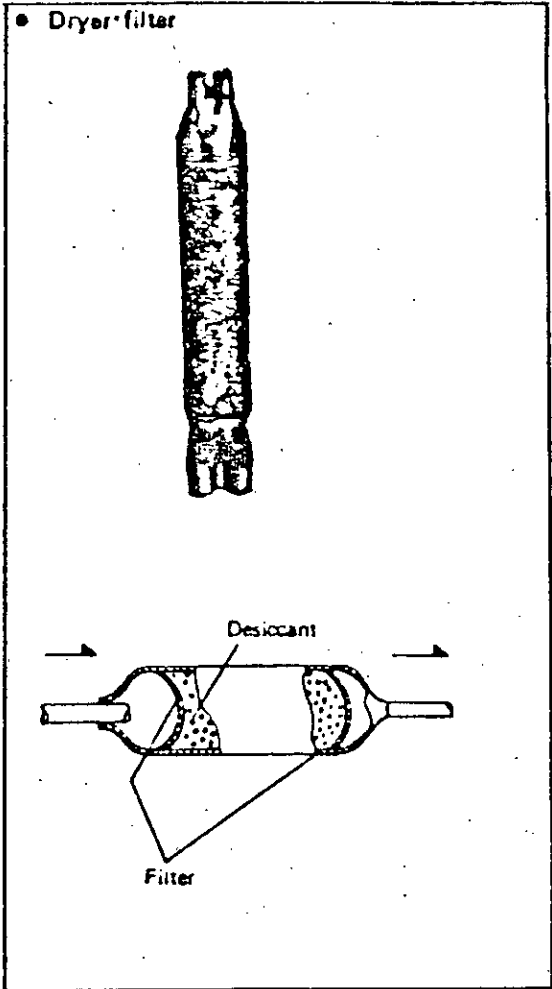
El desecante usado es de absorción molecular, capacidad que no decrece con la alta temperatura y la alta presión parcial. Este desecante puede reclamarse a una temperatura de 150°C a 300°C.

ACUMULADOR:

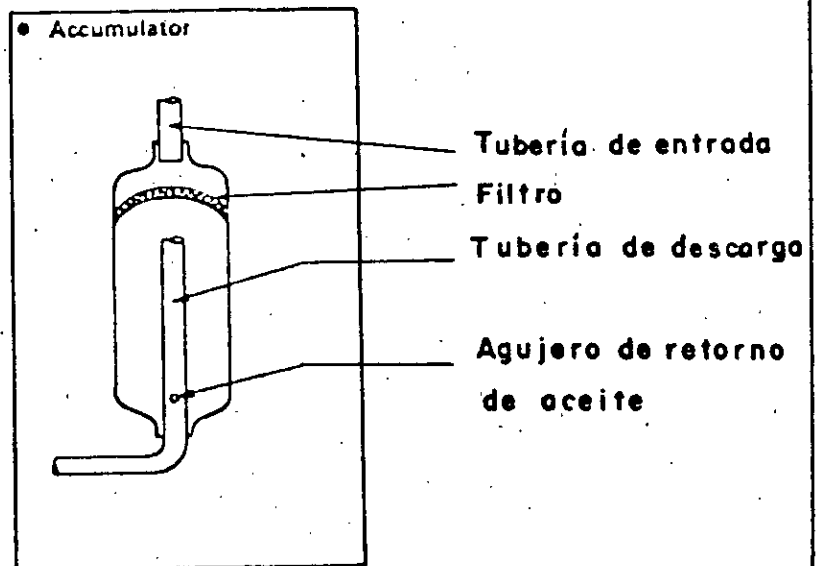
Función

El acumulador previene que el refrigerante líquido forme flujo dentro del compresor y está instalado entre el evaporador y el compresor. La estructura del acumulador es para almacenar el refrigerante líquido en él y retorna sólo el refrigerante gaseoso al compresor.

El combustible entremezclado en el refrigerante líquido;



— Filtro secador —



— Acumulador —

esta separado del refrigerante en la parte inferior del acumulador y es retornado al compresor desde el pequeño agujero de la cañería de succión junto con el gas de succión.

5.10 CUADRO DE PRESENTACION DE LA UNIDAD REVERSIBLE

(ESPECIFICACIONES)

MODELO					REVERSIBLE POR INVERSION DE CICLO				
Operación					Enfriamiento y Calefacción				
Capacidad de enfriamiento		Kcal/h				3530 - 5648			
(60 Hz)		Btu/h				14000-22400			
		Kw				4.102-6.563			
Capacidad de calefacción		Kcal/h				4319 - 5528			
(60 Hz)		Btu/h				17129-21924			
		Kw				5.019-6.423			
Voltage monofásico					220 - 240 V, 60 Hz				
Compresor		Modelo				A J8516-E			
		Tipo				Alternativo			
		Pot. motor		W		-			
Ventilador (Serpentín Interior) C - R		Tipo		interior		Centrífugo			
		Pot. motor		W		111			
		Diámetro		plg.		10.26			
		Velocidad				3 velocidades			
		Flujo aire		m ³ /min		Bajo		13.23	
						Medio		17.64	
						Alto		22.03	
				CFM		Bajo		467	
						Medio		623	
						Alto		778	
Ventilador (Serpentín Exterior) C - R		Tipo		Exterior		Axial			
		Pot. motor		W		111			
		Diámetro		plg.		14			
		Velocidad				3 velocidades			
		Flujo aire		m ³ /min		Bajo		37.10 - 37.50	
						Medio		49.42 - 49.98	
						Alto		61.80 - 62.47	
				CFM		Bajo		1310 - 1324	
						Medio		1745 - 1765	
						Alto		2182 - 2206	

**CUADRO DE PRESENTACION DE LA UNIDAD REVERSIBLE
(ESPECIFICACIONES)**

Continuación.

Condensador (Serpentín Exterior)	Tipo			Enfriado por aire
	NºAlet/plg			12
	Area Front.	plg ²		321
	Nºde filas			2
Evaporador (Serpentín Interior)	Tipo			Expans.directa
	NºAlet/plg			12
	Area Front.	plg ²		168
	Nºde filas			4
Refrigerante	Tipo			R-22
	Carga	Kg		0.64
		Lb		1.408
	Control			Tubo capilar
Dimensiones	H x W x D	mm		
		plg		
Hueco de drenaje		mm		16 OD
		plg		0.63
Rango de operación (Temp. exterior)	Enfriam.	°F		80 - 95
		°C		26.7- 35
	Caléfac.	°F		48 - 60
		°C		8.9- 15.6
Rango de operación (Temp. interior)	Enfriam.	°F (TBH)		60 - 72
		°C		15.6- 22.2
	Caléfac.	°F (TBS)		75 - 85
		°C		23.9- 29.44
Válvula inversora	Tipo			X T- 345

El cuadro de presentación de la Unidad reversible, nos muestra los datos físicos de los componentes fundamentales del equipo acondicionador tal como se dan en los catálogos de especificaciones de este tipo de unidades.

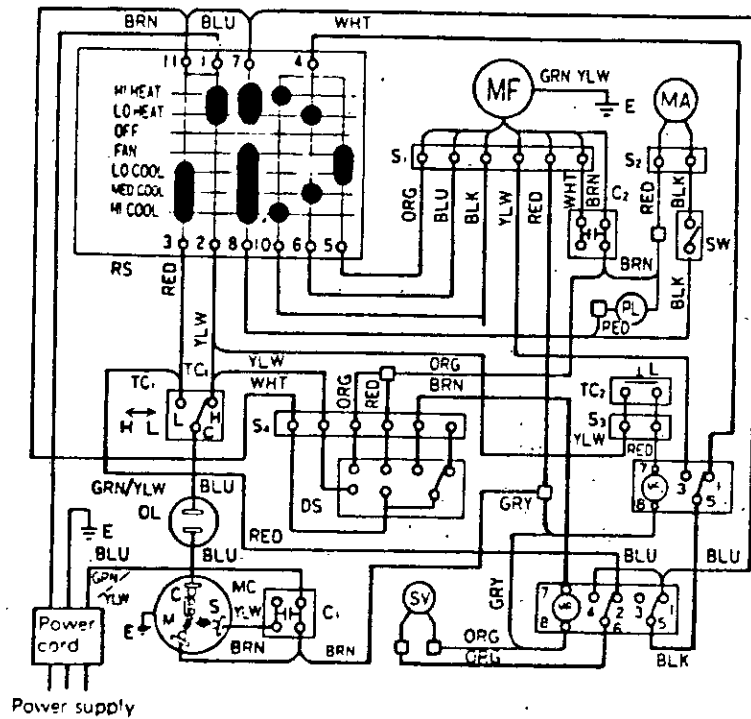
5.11 DESCRIPCION DEL SISTEMA ELECTRICO DEL EQUIPO

En la fig. 5.11 se muestra el diagrama de la instalación eléctrica del equipo acondicionador; los componentes principales son los siguientes:

- RS : Control maestro del encendido
- MC : Motor del compresor
- MF : Motor del ventilador
- C₁₋₂ : Corriente del capacitor
- MA : Giro del motor
- SW : Giro del encendido
- MR : Relay magnético
- DS : Deicer
- TC₁₋₂ : Termostato
- PL : Lámpara piloto
- SV : Válvula inversora de 4 vías
- S₁₋₄ : Conector
- OL : Relay de sobrecarga
- E : Terminal a tierra.

Los cables de conexión de la instalación eléctrica son de diferentes colores tal como podemos apreciar en la fig. 5.11.

WY45MV1



- RS : Master control switch
- MC : Comp. motor
- MF : Fan motor
- C_{1,2} : Running capacitor
- MA : Swing motor
- SW : Swing switch
- MR : Magnetic relay
- DS : Deicer
- TC_{1,2} : Thermostat
- PL : Pilot lamp
- SV : 4-way valve
- S₁₋₄ : Connector
- OL : Overload relay
- E : Grounding terminal

ORG = Anaranjado
BLU = Azul
BLK = Negro
YLW = Amarillo
RED = Rojo
WHT = Blanco
BRN = Marrón
GRY = Gris

Fig. 4.8 Diagrama de la instalación eléctrica del equipo

6.-OPERACION Y MANTENIMIENTO DEL EQUIPO ACONDICIONADOR

REVERSIBLE

La característica principal de nuestro equipo, es el de ser muy liviano y compacto; lo que significa naturalmente el ahorro de espacio y una fácil instalación, esta unidad para que alcance su nivel eficiente de funcionamiento, el cual va perdiendo ya sea gradualmente por desgaste o aceleradamente por falla, ensuciamiento ó otros factores; deberá contar con un servicio de mantenimiento apropiado.

6.1 MANTENIMIENTO DE LA UNIDAD REVERSIBLE

1. Aspectos básicos de la instalación:

- Dejar suficiente espacio alrededor del equipo compacto de acondicionamiento de aire, para permitir la normal circulación del aire exterior.
Evitar la presencia de obstáculos en la succión y/o descarga de aire.
Los espacios A, B y C fig 7.1.1 alrededor de la unidad se tendrán que chequear al momento de su instalación.
- Sellar la luz existente entre el equipo de aire acondicionado y la abertura practicada en la pared, para evitar fuga de aire.
- Instalar el gabinete con una ligera inclinación

hacia afuera, para facilitar el flujo de agua condensada. fig. 7.1.3

- Instalar la tubería de drenaje con inclinación descendente y hacia afuera. fig 7.1.4
- Instalaciones eléctricas:
 - . Proveer una línea de alimentación de fuerza independiente, provista de protección con fusibles o llave termomagnética.
 - . Conectar el gabinete a tierra.
 - . Chequear el voltaje de la línea de suministro antes y durante la operación del equipo.

2. Mantenimiento:

El equipo acondicionador reversible, trabaja haciendo circular al fluido refrigerante en un circuito cerrado. Esto significa que la carga de aceite que existe en el carter del compresor y de fluido refrigerante con que se carga el equipo, permanecerán invariables por toda la vida útil de la unidad. Es por esta razón que el equipo requiere un servicio de mantenimiento exterior muy simple.

- Limpieza del filtro de aire

Limpiar el filtro de aire antes y después de la temporada de operación y una vez cada dos semanas durante su funcionamiento. La suciedad del filtro reduce el flujo de aire y la capacidad de enfriamiento del equipo.

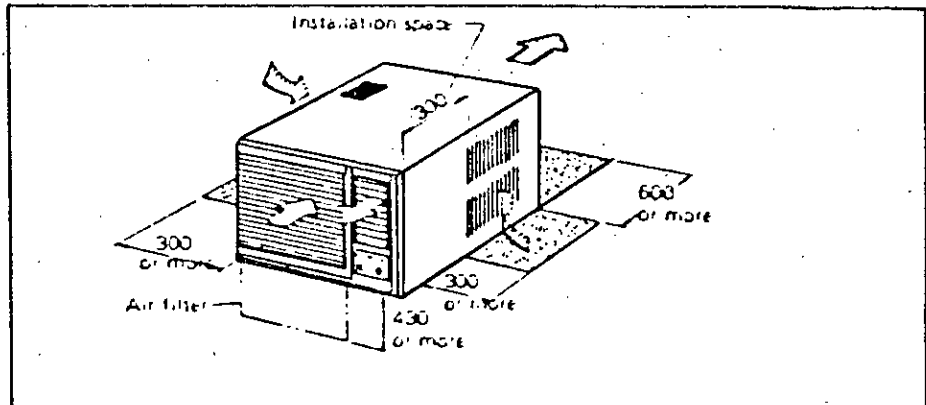


Fig. 7.1.1

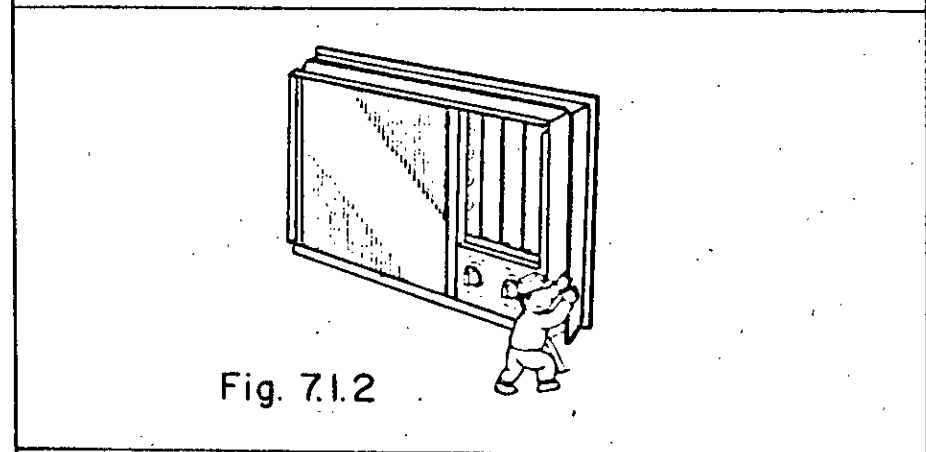


Fig. 7.1.2

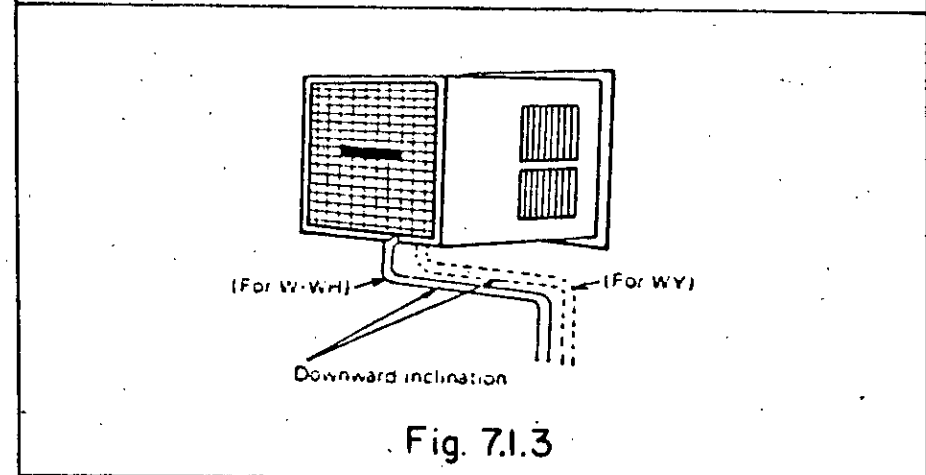


Fig. 7.1.3

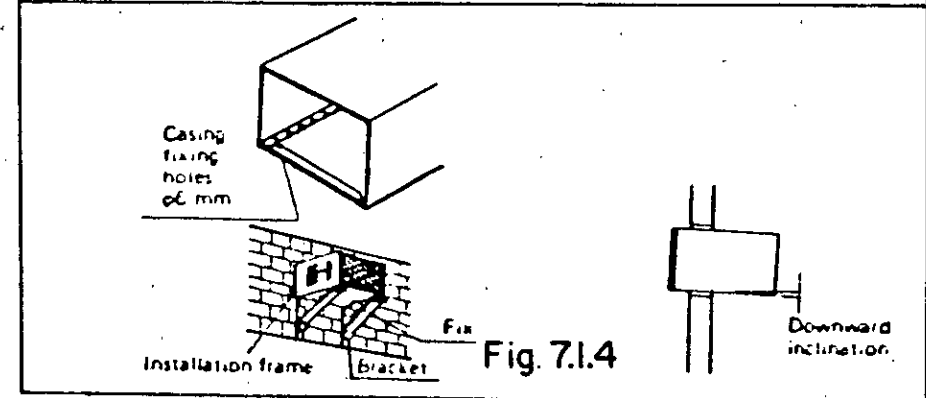


Fig. 7.1.4

Limpiar el filtro con aire comprimido y/o lavarlo con detergente. Dejarlo secar ántes de colocarlo nuevamente en el equipo.

En los lugares polvorientos, lavarlos frecuentemente.

No se debe operar el equipo sin el filtro de aire, porque la capacidad del mismo se vé reducido o podría afectarse el funcionamiento debido al polvo y/o suciedad depositada en el serpentín evaporador.

- Limpieza de la rejilla frontal:

Limpiar la rejilla con waípe seco o ligeramente húmedo, no aplicar chorros de agua directamente. No usar agua caliente para este trabajo; así como también no usar bencina, gasolina, tinner, insecticidas, etc., para esta labor.

- Mantenimiento ántes de la temporada de operación:

- . Chequear si el flujo de descarga y retorno de aire es interrumpido por obstáculos. Retirar los obstáculos.
- . Chequear si la conexión a la línea de alimentación de fuerza esta firmemente hecha. Encender la llave de alimentación.

- Mantenimiento después de la temporada de operación:

- . Hacer funcionar al ventilador sólo durante medio día, para que se sequen las partes internas.
- . Desconectar la línea de alimentación de fuerza.

- Mantenimiento de la unidad condensación:

Básicamente se debe mantener limpia la superficie de tubos y aletas del condensador. Su limpieza se hace soplando aire comprimido seco o nitrógeno a 100 psig., a través del condensador hasta observar que no queden sustancias extrañas que dificulten el paso normal de aire durante el funcionamiento.

La periodicidad de la limpieza depende de la rapidéz con que se ensucien las superficies. Se recomienda observaciones mensuales.

- Mantenimiento del evaporador:

Es recomendable que mensualmente se verifique si hay o no acumulación de polvo y grasa sobre las paletas de los ventiladores y sobre la rejilla que cubre los ventiladores.

De existir estas suciedades, debe desentornillarse la rejilla para su limpieza lo que a su vez permite un acceso para limpiar las paletas de los ventiladores.

- Fugas y carga de fluido refrigerante:

Si por alguna circunstancia se perfora una tubería de conducción, se producirá fuga de refrigerante.

La presencia de fuga se manifiesta porque en

el lugar por donde ocurre aparecen manchas de aceite (esto porque el refrigerante siempre arrastra un poco de aceite por el circuito, a pesar de que puede existir separador de aceite).

Cuando la fuga es grande se observan los siguientes síntomas:

- . No se alcanza la temperatura deseada en el recinto.
- . El equipo arranca y para intermitentemente.

Cuando se trata de perforación, rotura o rajadura de tubería debe recolectarse todas en el receptor de líquido (cuando es posible) esto siempre y cuando queda refrigerante dentro de la tubería, o volarla hacia el medio ambiente; la tubería debe soldarse o cambiarse en el tramo defectuoso.

Con el compresor detenido se empieza a cargar nuevo refrigerante por la succión del compresor, en seguida se verifica si ya se eliminó la fuga usando solución de agua y jabón, lámpara halide o un detector electrónico, si se consiguió el objetivo se arranca el compresor y se continua la carga hasta obtener en los manómetros las presiones normales de funcionamiento.

Cuando la fuga es muy grande, la presión en la succión del compresor llega a ser negativa y se introduce aire al sistema. En estos casos debe eliminarse el poco refrigerante que queda, soldar el ori-

ficio que produjo la fuga, cambiar el filtro secador, hacer "vacío" usando una bomba de vacío y proceder a efectuar una nueva carga completa de refrigerante.

3. Localización de averías en el equipo:

Cuando la unidad acondicionadora falla o trabaja deficiientemente, debe consultarse la siguiente lista donde se hallarán las posibles causas del fallo.

a) La unidad no funciona

- Compruebe la caja de fusibles.
- Compruebe el compresor.
- Compruebe el funcionamiento del motor del compresor.
- Compruebe la tensión del compresor.
- Compruebe la sobrecarga interna del compresor.

b) La unidad funciona pero el sistema no proporciona frío ni calor

- Compruebase el sistema refrigerador.
- Compruebase si hay pérdidas en el refrigerante.
- Compruebase el ventilador del condensador.
- Compruebase el evaporador.

c) La unidad proporciona frio pero no calor

- La unidad tiene poco refrigerante.
- La válvula inversora esta atascada.
- El muelle de la válvula inversora es defectuoso.
- La bobina del solenoide de la válvula piloto permanece energizada.
- El termostato esta ajustado demasiado alto.
- El control manual del termostato esta ajustado en el ciclo de refrigeración.

d) La unidad proporciona calor pero no frio

- La válvula de inversión esta atascada.
- El muelle de la válvula de inversión es defectuoso.
- El termostato esta ajustado demasiado bajo.
- La bobina del solenoide de la válvula piloto esta quemado.
- El control manual del termostato esta ajustado en el ciclo de calefacción.

e) El ventilador del evaporador no marcha

- El motor esta quemado.
- El condensador es defectuoso.
- El relé del ventilador interior esta atascado. o su bobina es defectuosa.

- Materias extrañas en las paletas del ventilador.
- Conexión suelta.
- Paleta del ventilador suelta o floja.

f) El ventilador del condensador no marcha

- El motor esta quemado.
- Condensador defectuoso.
- Ventilador atascado.
- Conexión suelta.
- Cojinetes del motor defectuosos.
- Conmutador de arranque del motor defectuoso.

4. Problemas y soluciones:

- El equipo de aire acondicionado esta completamente inoperativo.
 - . Chequear si el conductor de línea de alimentación del equipo está firmemente sujeto a la llave de alimentación- conectarlo correctamente.
 - . Chequear si la llave termomagnética se ha abierto o los fusibles se han fundido.

Poner el control maestro en OFF y cerrar la llave termomagnética o reemplazar los fusibles.
 - . Chequear si el suministro de energía eléctrica se ha interrumpido.

Poner el control mastro en OFF y esperar hasta que el suministro se restablezca.

- El equipo de aire acondicionado está operativo pero la capacidad es insuficiente.

. Chequear si el filtro de aire esta obstruido.

Hacer circular aire lentamente.

. Chequear si alguna ventana y/o puerta esta abierta.

Cerrarlas para evitar las pérdidas de aire frio.

. Chequear si el termostato esta a la izquierda.

Mover la perilla del termostato, lentamente hacia la derecha (COOLER).

. Chequear si el ingreso o la salida del aire en el equipo estan bloqueadas por obstáculos.

Retirar los obstáculos del camino del aire.

6.2 FUNCION DE LOS COMPONENTES DE LA UNIDAD

El equipo acondicionador reversible consta de diversos componentes que se aprecian exteriormente, tal como se puede apreciar en la fig. 6.2 la función que cumple cada componente se detalla a continuación.

1. Parrilla de descarga de aire

Dirige el aire hacia arriba y hacia abajo, esto se logra graduando las aletas horizontales y forzando el movimiento de las aletas verticales hacia la derecha e izquierda.

2. Parrilla de succión de aire

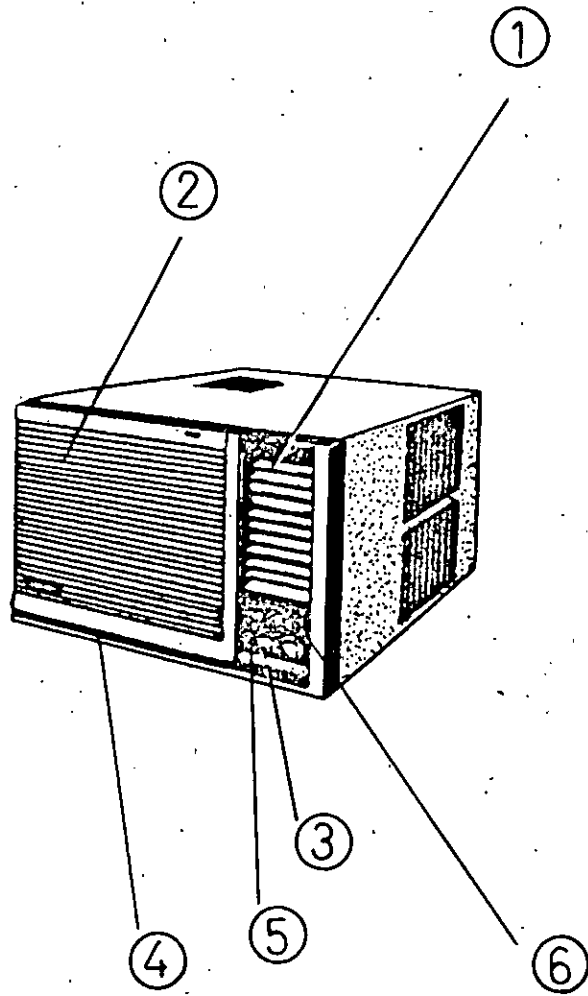
Extrae el aire del local. El filtro de aire está localizado detrás de la parrilla y elimina el polvo y la suciedad del aire que luego será bombeado al local por la parrilla de descarga.

3. Tablero de control

Contiene todos los controles (ver sistemas de control-funciones básicas).

4. Filtro de aire

Elimina el polvo y la suciedad del aire de la habitación.



1	Parrilla de descarga de aire
2	Parrilla de succión de aire
3	Tablero de control
4	Filtro de aire
5	Lámpara piloto
6	Botón de ventilación

Fig.6.2

6.3 INSTRUMENTOS DE MEDIDA Y PRUEBA

En las aplicaciones de la refrigeración se utilizan diversas clases de instrumentos y equipos de prueba siendo nuestro equipo compacto una aplicación de la refrigeración para acondicionamiento del aire mediante enfriamiento en verano, y por inversión del ciclo de refrigeración para calefacción en invierno; estos instrumentos serán básicamente los mismos.

Existen instrumentos asociados directamente con los componentes mecánicos, con el fluido refrigerante, con el medio ambiente o con los componentes eléctricos de los equipos.

A continuación enumeramos los diversos instrumentos de medida y prueba

1. Termómetros de vidrio, de bulbo metálico rígido y de bulbo flexible, electrónicos.
2. Termómetros registradores.
3. Manómetros de columna de líquido.
4. Manómetros tipo Bourdon.
5. Minifolds de prueba.
6. Detectores de fugas con lámparas halide ó electrónicos.
7. Amperímetros
8. Voltímetros
9. Ohmímetros
10. Vatímetros
11. Multímetros simples y de "tenazas".

Todos estos instrumentos son muy delicados, por ello debe tenerse especial cuidado en su manejo, en su uso y en su almacenamiento en el taller mientras no se usen.

6.4 SISTEMAS DE CONTROL (FUNCIONES BASICAS)

Siendo nuestra unidad acondicionadora de tipo compacto, es un aparato cuyo montaje se realiza en fábrica, y estará listo para ser instalado en el lugar más conveniente con un mínimo trabajo y materiales; como tal comprende naturalmente un sistema completo de control a punto de funcionar, básicamente constituido por componentes eléctricos.

Estas unidades se caracterizan porque llevan incorporados los órganos de mando.

A continuación detallaremos la función que desempeña cada dispositivo.

1. Control maestro
2. Termostato
3. Ventilación
4. Auto swing
5. Lámpara piloto

CONTROL MAESTRO:

- A Funciona el sistema de enfriamiento con el ventilador a baja velocidad.
- B Continúa funcionando el sistema de enfriamiento con el ventilador a media velocidad.
- C Continúa funcionando el sistema de enfriamiento con el ventilador a alta velocidad.
- D Funciona el ventilador solamente.
- E Funciona el sistema de calefacción con el ventilador

dor a baja velocidad.

- F Continua funcionando el sistema de calefacción con el ventilador a alta velocidad.
- G El sistema esta apagado, todas las funciones se detienen.

TERMOSTATO:

Mantiene la temperatura del ambiente en un valor previamente fijado y funciona automaticamente de acuerdo a la temperatura del espacio a acondicionarse.

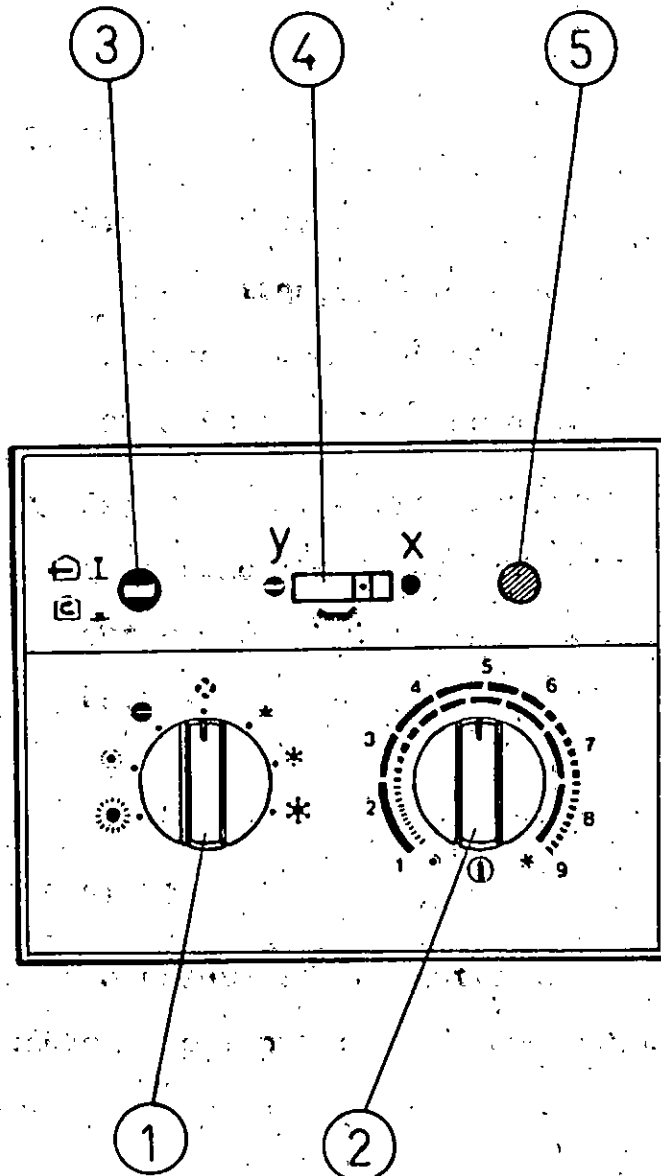
El termostato controla el grado de enfriamiento (o de calefacción), de acuerdo a donde se haya movido la perilla.

En verano la unidad proporciona enfriamiento, ya que el termostato siente una alta temperatura en el local, y automaticamente la perilla se coloca en la posición (COOLER) y la temperatura del local baja.

En invierno la unidad proporciona calentamiento ya que el termostato siente una baja temperatura en el local y automaticamente la perilla se coloca en la posición (WARMER) y la temperatura del local se eleva.

VENTILACION:

OPEN Jalando la perilla se abre el tubo de ventilación, haciendo posible la extracción del aire del sistema; ocasionando su renovación.



- | | |
|---|-----------------|
| 1 | Control maestro |
| 2 | Termostato |
| 3 | Ventilación |
| 4 | Auto barrido |
| 5 | Lámpara piloto |

6.5 DESMONTAJE DE LA UNIDAD

El desmontaje o desmantelamiento se realizará de acuerdo al siguiente orden:

1. Quitar el panel frontal.

Jalar la parte inferior del panel frontal y levantar la.

2. Jalar el ensamblaje interno.

Jalar el ensamblaje interno con fuerza, levantando el asidero ligeramente.

3. Quitar la placa superior.

Quitar los 10 tornillos de la placa superior y los 2 tornillos de la reja protectora de la parte posterior.

4. Quitar las cuchillas verticales de la rejilla de descarga de aire.

Quitar dos tornillos de la placa de las cuchillas verticales y jalar la leva para la oscilación de aire, y las cuchillas verticales son retiradas.

5. Quitar la placa del lado derecho.

Quite los 6 tornillos de la placa derecha y levante la.

6. Quitar la cubierta de la caja eléctrica.

Quitar el conector para el motor oscilante y retirar la cubierta levantandola.

(Despues de desmantelar el acondicionador de aire como se indicó hasta ahora, pueden revisarse las partes eléctricas).

7. Quitar el alambrado del motor del ventilador y del compresor.
Quitar la parte terminal del compresor y el conector del motor de ventilador.
(Cuando se reemplaze el compresor, desmantele el acondicionador de aire hasta esta etapa).
8. Quitar la caja eléctrica.
Quitar la caja sin dañar el sensor del termostato.
9. Quitar la parte superior de la guía del ventilador del condensador.
Quitar la parte superior, retirando los dos tornillos de la izquierda y de la derecha, y levante la guía.
10. Quitar la placa de partición del ventilador del evaporador.
Quitar dos tornillos por vez a la izquierda o a la derecha, y levante la placa de partición.
11. Quitar el rotor del ventilador del evaporador.
Aflojar el perno exagonal con una llave aren y retirar el rotor del ventilador del evaporador hacia el lado del evaporador.
12. Quitar el armazón del motor del ventilador.
Presione hacia abajo el metal del cojinete a su lado, y puede retirar facilmente el armazón.
13. Quitar el motor del ventilador.
Quitar el motor del ventilador de modo inclinado; levantando por el lado del condensador.
(En caso que se lave el condensador, desmantele el

acondicionador de aire hasta este estado.)

14. Quitar el ventilador del condensador.

Quitar el perno que fija el ventilador con una llave de 10 mm.

(En caso que se reemplaze el ventilador, desmantele el acondicionador de aire reversible hasta este estado).

9. Conecte tubos de 1/4" sin empaquetar, para limpiar la tubería en el secador.
10. Conecte un cilindro refrigerante al tubo de descarga.
11. Cargue el refrigerante líquido.
Asegúrese de cargar el refrigerante en estado líquido al menos durante 3 minutos.
12. Quitar el tubo de limpieza del lado de descarga y la manguera de carga.
Deje el tubo de limpieza conectado al secador como debe ser.
13. Reemplaze el compresor (sólo si es necesario).
14. Suelde el tubo de descarga y el tubo de succión.
15. Refrigerante cargado.
16. Suelde la parte pinchada con soldadura autógena.
17. Prueba de agujero en la parte soldada.
Con detector eléctrico de gas.
18. Ensamblaje.
19. Funcionamiento de prueba.

En caso de limpieza externa, realice los pasos del 1 al 5. No se necesita extraer el refrigerante.

Después de desmantelar el acondicionador de aire, limpie las aletas del cambiador de calor y soplar el aire.

Después de reensamblar como en el paso 18, ponga el acondicionador de aire en funcionamiento de prueba como en el paso 19.

6.7 RECOMENDACIONES DE SEGURIDAD

- No inspeccionar o hacer servicio de mantenimiento al equipo mientras esta operando. Existe peligro de recibir una descarga eléctrica o tocar accidentalmente alguna parte móvil.

Siempre desconectar la línea de alimentación de fuerza antes de hacer cualquier inspección ó servicio de reparación.

- Si el suministro de energía es interrumpido durante la operación; posecionar el SWITCH ON/OFF en posición de OFF.
- Cuando por alguna circunstancia es necesario soldar la tubería de conducción de refrigerante nunca se debe soldar cuando hay gas refrigerante a presión dentro de la tubería.
- No usar alambres de cobre u otro material en lugar de fusibles con el correcto amperaje ó el equipo de aire acondicionado podría ser dañado.
- No se debe aplicar fuertes chorros de agua directamente a la unidad, para la limpieza.
- No permitir que se introduzcan barras u objetos similares en la unidad de condensación (compresor- condensador) durante su operación, porque podría entrar en contacto con el ventilador, el

cual esta girando a altas revoluciones.

- Tener cuidado al encender el equipo acondicionador después de un largo período de parada, porque el polvo a acumulado podría ser soplado al interior del ambiente.
- No cambiar la posición del termostato frecuentemente o el acondicionador de aire podría ser sobrecargado.
- No girar la perilla del termostato hacia COOLER inmediatamente después de haber sido movida desde esta posición. Esperar 2 minutos antes de hacerlo.
- No poner en operación el sistema de calefacción inmediatamente después que el equipo ha estado operando en enfriamiento. Poner primero en ventilación y esperar 30 minutos antes de hacerlo.
- Después que el equipo ha estado funcionando en calefacción dejarlo operando en ventilación (FAN) durante varios minutos antes de apagarlo.

ANALISIS ECONOMICO

Toda decisión en el terreno de la ingeniería debe tener en cuenta los aspectos económicos que esta decisión involucra; para saber cuanto cuesta un proyecto o producto terminado es necesario hacer una evaluación económica. En este caso vamos a determinar el costo de fabricación del equipo compacto para acondicionamiento de aire; para determinarlo debemos considerar los siguientes costos.

Costos directos

Que comprende el costo de la materia prima constituido por aquellos materiales que de hecho entran y forman parte del producto terminado, y la mano de obra directa, que es la que se utiliza para transformar la materia prima en producto terminado. Los salarios de los obreros que ensamblan partes para llegar a un producto terminado; que se encargan de operar máquinas en el proceso de fabricación, o bien que trabajen sobre el producto con herramientas, se considera como costo de la mano de obra directa.

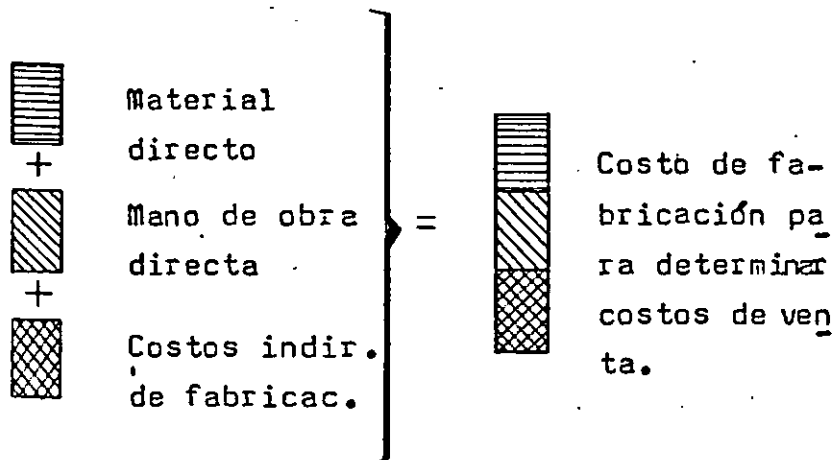
Costos indirectos

Se les denomina también gastos de fabricación, los materiales indirectos o los suministros para la fábrica; y la mano de obra indirecta constituyen una parte importante de los gastos generales de fabricación.

Dentro de los materiales indirectos tenemos los repuestos, lubricantes y combustibles, útiles de aseo etc., dentro de la mano de obra indirecta tenemos, los jefes de producción, los supervisores, choferes, personal de limpieza,

etc., los gastos de fabricación tienen carácter indirecto es decir que no pueden ser individualizados y tampoco pueden calcularse con exactitud el monto que corresponde a cada trabajo.

El costo de fabricación se puede ilustrar de la siguiente manera:



Precio de venta

Para obtener el precio de venta, debemos agregar a la suma de los costos anteriores, el margen de utilidad y el impuesto general a las ventas.

A continuación haremos una comparación de los costos entre el equipo de acondicionamiento compacto diseñado y un equipo de acondicionamiento de aire para enfriamiento adquirido, ya que estas unidades tipo ventana son las que tenemos en el mercado nacional; con las mismas características técnicas de la unidad diseñada; a excepción del costo que implica tener que incorporar para el funcionamiento reversible, la válvula inversora de 4 vías.

Luego de esta comparación vamos a observar que nuestro equipo proyectado tiene un precio por debajo del equipo de acondicionamiento para enfriamiento; esto significa que -- realmente obtenemos un beneficio económico que representa

la fabricación nacional de la unidad reversible.

A) Costo de la unidad de acondicionamiento no reversible

En el mercado nacional contamos con equipos de acondicionamiento de aire compactos tipo ventana, que en su gran mayoría trabajan solamente para enfriamiento en verano y cuyo costo según COINREFRI S.A es:

Costo total\$ 3,465.00 US.

Este sería el costo total del equipo adquirido en el mercado nacional (adquirido por importación directamente) correspondiente al mes de noviembre de 1988, al cambio de 1 \$ = 620 I/. El costo en intis es de 2'148,300 I/.

B) Costo de la unidad de acondicionamiento reversible diseñada

Los costos de fabricación, adquisición y montaje de los diversos componentes que conforman la unidad acondicionadora proyectada son:

Costo de Materiales (C₁)

Estos costos están referidos a los materiales usados en los siguientes componentes:

Evaporador y condensador

- Plancha de 1/8" x 0.40 x 0.40, A-283°C, soporte superior, inferior y lateral del evaporador (serpentín interior) I/.6,696
- Plancha de 1/8" x 0.30 x 0.60 A-283°C, soporte superior, inferior y lateral del condensador (serpentín exterior) I/. 7,490

- Plancha de aluminio de 0.013" x 1.00 x 5.00, superficie aleteada del serpentín del evaporador (intercambiador de calor interior) I/. 34,720
- Plancha de aluminio de 0.013" x 1.20 x 4.00, superficie aleteada del serpentín del condensador (intercambiador de calor exterior) I/. 33,332
- Tubería de cobre 0.402" ϕ x 34 m. de longitud para ambos intercambiadores I/. 26, 784
- 32 pernos con tuercas y arandelas de:
1/4" ϕ x 1/2" Long. - 20 NC - STD I/. 4,167

Ventiladores axial y centrifugo (rodetes)

- Plancha de: 1/8" x 0.35 x 0.70 A-283°C, placas lateral, central y anillos de ambos rodetes de los ventiladores. I/. 10,200
- Eje macizo de : 1" ϕ x 1 1/2" de longitud, cubo de ambos rodetes ACERO SAE 1040 I/. 1,240
- Plancha de acero inoxidable de: 1/16" x 0.35 x 0.42, álabes del ventilador centrifugo I/. 7,440
- Plancha de acero inoxidable de: 1/16" x 0.26 x 0.50, álabes del ventilador axial y los 2 anillos del ventilador centrifugo I/. 6,550
- Remaches para los álabes del ventilador centrifugo (fijación de los álabes) I/. 2,084
- Plancha de: 1/8" x 0.20 x 0.30 A-283°C, soporte del motor de accionamiento I/. 2,530
- Perfil angular: L 1/8" x 1" x 3.00 longitud, soporte base del equipo I/. 8,930

- Plancha de: 1/16" x 1.20 x 1.30 A-283°C, placa base, guia, intermedia y cubierta del ventilador axial.
 I/. 12,900

Equipo auxiliar

- Compresor hermético: TECUMSEH modelo N° A J8516 E, - motor tipo PSC I/. 74,400
- Motor eléctrico del ventilador (monofásico, de tres velocidades, doble eje, 1/6 HP. G.E. .. I/. 81,840
- Tablero de control (caja eléctrica): Control maestro, termostato, cables etc., I/. 13,890
- Válvula inversora de 4 vías: Ranco Reversing Valves tipo V-26 I/. 32,440
- Tubería de refrigerante (Cobre):
 5/8" ϕ , 1/2" ϕ I/. 7,740
- Tubo capilar: 0.080" ϕ (cobre), 5.20 m. longitud total I/. 1,885
- Acumulador I/. 3,075
- Filtro secador I/. 3,620

Costo total de materiales I/. 383,935.00 -

Costo de la mano de obra (C₂)

Estos costos son debido a la fabricación del evaporador, condensador y los ventiladores axial y centrífugo también incluimos el costo de montaje e instalación del equipo, pago del personal técnico que va a fabricar y luego ensamblar la unidad; consideramos 20% de C₁.

$$C_2 = I/. 76,787$$

Imprevistos (C₃)

Consideramos el 10% del costo de materiales

$$C_3 = I/. 38,440$$

Costo indirecto (C₄)

Vamos a considerar este costo como un 15% del costo di
recto

$$C_4 = I/. 74,865$$

Costo total (C.T)

$$C.T. = C_1 + C_2 + C_3 + C_4$$

$$C.T. = I/. 573,984$$

Utilidad (U)

$$U = 30\% C.T$$

$$U = I/. 172,195$$

Impuesto (IGV)

$$IGV = 15\% (C.T + U)$$

$$IGV = I/. 111,923$$

Precio de venta (P.V)

$$P.V = C.T + U + IGV$$

$$P.V = \underline{\underline{I/. 858,102}}$$

C) Comparación de costos

El costo total de la unidad reversible proyectada viene a ser el 40% del costo del equipo no reversible adquirida, por consiguiente resulta rentable su fabricación.

CONCLUSIONES

1. Tal como podemos apreciar en el cuadro de presentación de la unidad, la capacidad de refrigeración y la capacidad de calefacción del acondicionador se encuentran en el siguiente rango, de 14000 a 22400 y de 17000 a 21900 Btu/h respectivamente. Por lo tanto afirmamos que con esta unidad reversible podemos acondicionar locales cuya capacidad para enfriamiento y calefacción se encuentren en el rango establecido, y cuyas temperaturas se encuentren también dentro del rango que se muestra en el cuadro, es decir la temperatura exterior (TBS) podrá ser:

Para enfriamiento 80 - 95°F

Para calefacción 48 - 60°F

Para mayor exactitud y para una determinada aplicación, donde tengamos condiciones específicas de temperatura exterior, temperatura interior requerida, humedad relativa y capacidad; se usará las tablas de funcionamiento de la unidad.

2. Según datos del SENAMHI, en casi todas las ciudades del Perú las temperaturas del medio ambiente (temperatura exterior) se encuentran en el rango de temperaturas de funcionamiento de la unidad; por lo tanto si deseamos acondicionar un determinado local, tendremos que hacer un análisis de las cargas térmicas para ver la capacidad que es necesaria y tratar de cubrir con nuestra unidad este requerimiento; ya sea

para enfriamiento o calefacción.

3. Hemos comprobado que la unidad funcionará eficientemente, y cumplirá con los requerimientos de capacidad para el caso de la calefacción; ya que al iniciar este trabajo existía el inconveniente de que el sistema salga sobredimensionado al tratar de invertir las funciones del condensador y del evaporador, partiendo del dimensionamiento de estos componentes en refrigeración; lo cual demuestra que el funcionamiento de la unidad como bomba de calor se puede lograr haciendo algunos arreglos en los sistemas convencionales de acondicionamiento para refrigeración, introduciendo en el sistema la válvula inversora de ciclo de cuatro vías.
4. Para determinar los puntos óptimos de funcionamiento de la unidad en calefacción, hemos considerado primero las curvas del compresor y las curvas del condensador para hallar las curvas de la unidad de condensación; pero hay que tener en cuenta que este condensador es el serpentín interior de acondicionamiento que en refrigeración funcionaba como evaporador; este cambio de funciones se consigue unicamente usando la válvula inversora, por lo tanto de antemano se considera ya, que la (V.I) entro en funcionamiento al cambiar la dirección del flujo de refrigerante, que ahora se dirige del compresor al serpentín interior y de esa manera hace que el (S.I) funcione como condensador. Teniendo ya las curvas de la unidad de condensación, las interceptamos

con las curvas del (S.E) que funciona como evaporador y obtenemos los puntos óptimos de funcionamiento; que cumplen con los requerimientos de capacidad propios de este tipo de unidades. Finalmente podemos concluir que usando el mismo (S.I) y el mismo (S.E), e introduciendo la (V.I) en el sistema, se logra la capacidad requerida para la calefacción; por lo tanto el dimensionamiento es correcto.

5. La unidad de acondicionamiento reversible, nos va a proporcionar 3 flujos máscicos de aire diferentes y que variarán de acuerdo a nuestros requerimientos; para esto hemos adoptado la alternativa N°"2" que es la más conveniente y es la que vamos a usar en nuestro equipo, es decir un motor de 3 velocidades para el accionamiento de los ventiladores axial y centrífugo, además esta alternativa es la más económica.
6. En la elaboración de las tablas de funcionamiento de la unidad existen puntos que sobrepasan el rango de las curvas del compresor, lo que significa que existe la alternativa de adoptar otro tipo de compresor con un mayor rango de temperaturas de condensación y con la finalidad de ampliar el rango de funcionamiento de la unidad.
7. La unidad de condensación no es hermética, su funcionamiento es flexible es decir en refrigeración la unidad de condensación lo conforman el compresor y el serpentín interior que funcionan conjuntamente. Para el

caso de calefacción la unidad de condensación lo conforman el compresor y el serpentín interior; para cada caso hallamos las curvas de la unidad de condensación que luego las interceptaremos con las curvas del evaporador para determinar finalmente los puntos óptimos de funcionamiento del equipo.

8. El cálculo de los ventiladores lo hemos realizado considerando la alternativa N°2 como la más recomendable ya que vamos a utilizar solamente un motor con 3 velocidades para ambos ventiladores haciendo compacto la unidad y reduciendo el espacio , que es lo que se busca en este tipo de maquinas.
9. Si bien la construcción del evaporador facilita la extracción del calor del aire circundante; de forma similar la facultad de un condensador para transferir calor puede emplearse tanto para absorber como para difundir calor; este principio facilita que la unidad funcione reversiblemente.
10. Los serpentines interior y exterior tienen las mismas características geométricas siendo diferente los mecanismos de transferencia de calor; de tal manera que en el evaporador el calor total transferido es el resultado de una transmisión de calor sensible y calor latente por parte del aire al serpentín, mientras que en el condensador solo hay transmisión de calor sensible del serpentín al aire.

11. En la determinación de las hojas de cálculo de las cargas térmicas para verano e invierno, hemos utilizado una variedad de tablas del manual CARRIER-CORPORATION, para hacer el cálculo analítico, interesándonos solamente las cargas térmicas en forma global no incluiremos estas tablas en el texto ya que no es el objetivo de este trabajo mostrar detalladamente el cálculo analítico total. Para nuestro caso solamente usaremos las tablas correspondientes sin necesidad de mostrarlos, para el cálculo de las cargas térmicas utilizaremos el juego de planos disponibles del local; de donde extraeremos las características más importantes del local, las cuales se muestran en el plano A-1.

...///

.- BIBLIOGRAFIA

- STOECKER, W.F.
" Refrigeración y aire acondicionado "
Mexico 1981

- CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY
" Manual de Aire Acondicionado "
España 1983.

- DOSSAT, R.J.
" Principios de Refrigeración "
Mexico 1986.

- JENNINGS, B.H.
LEWIS, S.R.
" Aire Acondicionado y Refrigeración "
Mexico 1985.

- KAYS, V.M.
LONDON, A.L.
" Compact Heat Exchangers "
National Press 1955.

- COLEGIO DE INGENIEROS DEL PERU
Curso de Post - Grado.
" Refrigeración y Aire Acondicionado "
Lima 1978.

- F. KREITH
 - " Principios de Transferencia de Calor "
 - Mexico 1970.

- FERNANDEZ AMIGO MUÑOZ
 - " Aire Acondicionado "
 - Barcelona 1980.

- UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA
 - " Mantenimiento Industrial "
 - Lima 1987.

- L. PRICE BILLY
 - " Aire Acondicionado "
 - Madrid 1979.

- J. CUSA RAMOS
 - " Calefacción - Instalaciones "
 - Barcelona 1980.

- A.J STEPANOFF
 - " Turboblomers "
 - Nueva York 1955.

- DUNHAM BUSH
 - " Air Conditioning, Refrigeration, Heating
And Accessories "
 - Virginia, U.S.A. 1982.

- E. TRICOMI
 - " Aire Acondicionado "

8.- A P E N D I C E

CUADRO A-1. Determinación de la carga térmica en verano (refrigeración)

TABLA 6. MÁXIMAS APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE CRISTAL SENCILLO*
kcal/ (hora) (m²)

LATITUD NORTE	MES	ORIENTACIÓN (LATITUD NORTE)									MES	LATITUD SUR
		N	NE	E	SE	S	SO	O	NO	Horiz.		
0°	Junio	160	423	398	113	38	113	398	423	612	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	0°
	Julio y Mayo	130	414	412	141	38	141	412	414	631		
	Agosto y Abril	67	382	442	214	38	214	442	382	664		
	Sept. y Marzo	27	320	452	320	38	320	452	320	678		
	Oct. y Febrero	27	214	442	382	92	382	442	214	664		
	Nov. y Enero	27	141	412	414	181	414	412	141	631		
	Diciembre	27	113	398	423	222	423	398	113	612		
10°	Junio	108	414	420	149	38	149	420	414	659	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	10°
	Julio y Mayo	81	401	428	179	38	179	428	401	669		
	Agosto y Abril	35	352	442	254	38	254	442	352	678		
	Sept. y Marzo	27	279	444	344	75	344	444	279	669		
	Oct. y Febrero	27	179	420	404	198	404	420	179	623		
	Nov. y Enero	24	100	387	436	287	273	387	100	569		
	Diciembre	24	75	371	442	324	442	371	75	547		
20°	Junio	70	417	433	198	38	198	433	417	678	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	20°
	Julio y Mayo	51	374	442	230	38	230	442	374	680		
	Agosto y Abril	29	320	447	306	70	306	447	320	669		
	Sept. y Marzo	27	235	442	379	176	379	442	235	631		
	Oct. y Febrero	24	141	398	433	301	433	398	141	564		
	Nov. y Enero	21	70	347	444	382	444	347	70	488		
	Diciembre	21	48	328	452	404	452	328	48	461		
30°	Junio	54	377	436	244	57	244	436	377	678	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	30°
	Julio y Mayo	43	355	444	271	81	271	444	355	667		
	Agosto y Abril	29	292	447	349	170	349	447	292	637		
	Sept. y Marzo	24	244	428	412	284	412	428	244	574		
	Oct. y Febrero	21	105	366	442	393	442	366	105	485		
	Nov. y Enero	19	43	314	439	431	439	314	43	393		
	Diciembre	16	32	284	439	442	439	284	32	355		
40°	Junio	46	360	439	301	146	301	439	360	642	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	40°
	Julio y Mayo	40	344	444	339	187	339	444	344	631		
	Agosto y Abril	29	276	439	395	276	396	439	276	580		
	Sept. y Marzo	24	157	404	439	379	439	404	157	496		
	Oct. y Febrero	19	94	330	442	439	442	330	94	349		
	Nov. y Enero	13	32	271	423	450	423	271	32	279		
	Diciembre	13	27	233	401	447	401	233	27	230		
50°	Junio	43	341	444	366	252	366	444	341	596	Diciembre Nov. y Enero Oct. y Febrero Sept. y Marzo Agosto y Abril Julio y Mayo Junio	50°
	Julio y Mayo	38	317	442	387	287	387	442	317	572		
	Agosto y Abril	29	254	428	425	374	425	428	254	501		
	Sept. y Marzo	21	157	374	442	428	442	374	157	401		
	Oct. y Febrero	13	78	284	425	452	425	284	78	254		
	Nov. y Enero	10	24	173	344	414	344	173	24	143		
	Diciembre	8	19	127	314	382	314	127	19	108		
		S	SE	E	NE	N	NO	O	SO	Horiz.		
ORIENTACIÓN (LATITUD SUR)												
Coefficiente de corrección	Marco metálico o ningún marco = 1.085 ó 1.17	Limpidez - 15 % máx.			Altitud + 0.7 % por 300 m			Punto de rocío superior a 19.5° C - 5 % por 4° C		Punto de rocío inferior a 19.5° C + 5 % por 14° C		Latitud Sur Dic. o Enero + 7 %

Valores extraídos de la Tabla 15.

Las aportaciones para los cristales orientados al norte (Latitud Norte) o al sur (Latitud Sur) se constituyen principalmente de radiación difundida, la cual es sensiblemente constante durante todo el día. Los valores indicados son promedios tomados sobre 12 horas (de 6 a 18 horas). Los factores de almacenamiento en las Tablas 7 hasta 11 suponen que las aportaciones solares sobre orientaciones Norte (o Sur) son constantes, y se emplean en consecuencia los mismos factores que para el valor luminoso.

TABLA 9. FACTORES DE ALMACENAMIENTO SOBRE CARGA TÉRMICA, APORTACIONES SOLARES A TRAVÉS DE VIDRIO.

Dispositivos con elementos de sombra interiores*
Funcionamiento de 16 horas diarias, Temperatura interior constante**

ORIENTACION (Latitud Norte)	PESO (***) (kg por m ² de superficie de suelo)	HORA SOLAR																ORIENTACION (Latitud Sur)
		MAÑANA								TARDE								
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	
NE	750 y más	0,53	0,64	0,59	0,47	0,31	0,23	0,24	0,23	0,18	0,17	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	SE
	500	0,33	0,41	0,41	0,30	0,13	0,27	0,23	0,21	0,17	0,16	0,15	0,13	0,11	0,08	0,07	0,06	
	150	0,34	0,27	0,23	0,24	0,16	0,24	0,19	0,17	0,15	0,13	0,12	0,11	0,09	0,04	0,02	0,02	
E	750 y más	0,47	0,43	0,48	0,44	0,34	0,26	0,27	0,25	0,20	0,18	0,17	0,15	0,12	0,10	0,09	0,08	E
	500	0,44	0,43	0,20	0,47	0,34	0,26	0,27	0,24	0,20	0,18	0,16	0,14	0,12	0,09	0,08	0,07	
	150	0,47	0,21	0,40	0,29	0,44	0,42	0,25	0,19	0,16	0,14	0,11	0,09	0,07	0,04	0,02	0,02	
SE	750 y más	0,14	0,17	0,13	0,44	0,20	0,44	0,34	0,44	0,27	0,24	0,21	0,19	0,16	0,14	0,12	0,11	NE
	500	0,11	0,15	0,13	0,44	0,22	0,49	0,41	0,47	0,29	0,24	0,21	0,18	0,15	0,12	0,10	0,09	
	150	0,02	0,11	0,17	0,25	0,44	0,41	0,49	0,50	0,30	0,20	0,17	0,13	0,09	0,05	0,04	0,02	
S	750 y más	0,19	0,18	0,24	0,44	0,20	0,44	0,23	0,24	0,44	0,19	0,42	0,24	0,22	0,19	0,17	0,15	S
	500	0,14	0,14	0,21	0,44	0,19	0,49	0,24	0,20	0,49	0,19	0,43	0,24	0,22	0,18	0,16	0,13	
	150	0,12	0,23	0,44	0,44	0,27	0,44	0,44	0,42	0,14	0,30	0,24	0,14	0,14	0,11	0,08	0,04	
SO	750 y más	0,22	0,21	0,20	0,20	0,20	0,17	0,47	0,43	0,44	0,41	0,47	0,22	0,19	0,16	0,16	0,16	SO
	500	0,20	0,19	0,18	0,17	0,16	0,15	0,44	0,44	0,44	0,44	0,40	0,36	0,30	0,26	0,26	0,15	
	150	0,08	0,08	0,09	0,09	0,10	0,24	0,47	0,47	0,41	0,44	0,29	0,24	0,24	0,17	0,13	0,04	
O	750 y más	0,22	0,22	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,25	0,24	0,22	0,43	0,43	0,35	0,22	0,19	0,17	O
	500	0,22	0,21	0,19	0,19	0,17	0,16	0,15	0,22	0,24	0,24	0,44	0,40	0,40	0,25	0,20	0,17	
	150	0,13	0,10	0,10	0,10	0,10	0,10	0,09	0,19	0,42	0,43	0,41	0,43	0,24	0,20	0,19	0,13	
NO	750 y más	0,21	0,21	0,20	0,19	0,18	0,18	0,17	0,16	0,16	0,16	0,22	0,49	0,41	0,40	0,19	0,17	NO
	500	0,19	0,19	0,18	0,17	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,16	0,22	0,43	0,43	0,23	0,18	0,15	
	150	0,12	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,10	0,17	0,29	0,43	0,40	0,29	0,24	0,16	0,12	
N y sombra	750 y más	0,23	0,24	0,23	0,22	0,20	0,19	0,18	0,22	0,22	0,24	0,24	0,24	0,27	0,44	0,19	0,17	S y sombra
	500	0,25	0,44	0,23	0,24	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	0,22	
	150	0,07	0,22	0,44	0,40	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	0,44	

Ecuación: Carga de refrigeración kcal/h = {Máxima aportación solar kcal/h.m² (Tabla 5).

- {superficie acristalada, m²};
- {factor de sombra, factor de atmósfera, etc. (Cap. 4)};
- {factor de almacenamiento (Tabla 7 a la hora deseada)}.

* Elemento de sombra interior es cualquier tipo de pantalla situada detrás de la superficie acristalada.

** Estos factores se aplican cuando se mantiene una TEMPERATURA CONSTANTE en el interior del edificio durante el periodo de funcionamiento del equipo. Cuando se permite una variación de temperatura, resulta un almacenamiento adicional durante periodos de máxima carga. Véase la Tabla 13 para los factores de almacenamiento aplicables.

*** Peso por metro cuadrado de piso.

$$\text{Local con uno o más muros al exterior} = \frac{(\text{Peso de muros exteriores, kg}) + 1/2 (\text{Peso de tabiques, suelo y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$$

$$\text{Local interior (sin muros exteriores)} = \frac{1/2 (\text{peso de tabiques, suelo y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$$

$$\text{Local en sótano (piso sobre suelo)} = \frac{(\text{Peso del suelo, kg}) + (\text{Peso de muros exteriores, kg}) + 1/2 (\text{peso de tabiques y techo, kg})}{\text{superficie del suelo del local, m}^2}$$

$$\text{Edificio o zona entera} = \frac{\text{Peso de muros exteriores, tabiques, pisos, estructura y soportes, kg}}{\text{superficie de suelo con acondicionamiento de aire, m}^2}$$

• Si el suelo está recubierto de una alfombra: El peso del suelo debe multiplicarse por 0,50 a fin de compensar el efecto aislante de la alfombra. Los pesos por m² de los tipos de construcción más usuales se encuentran en las Tablas 21 hasta 33.

TABLA 19. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)

•Muros soleados o en sombra*

Valedero para muros de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h. mes de Julio y 40° de latitud Norte**

ORIENTACIÓN	PESO DEL MURO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																							
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA			
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
NE	100	2,8	8,3	12,2	12,8	13,3	10,6	7,8	7,2	6,7	7,2	7,8	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-1,1	-1,7	-2,3	-1,1
	300	-0,5	-1,1	-1,1	2,8	12,3	12,2	11,1	8,3	5,5	4,1	6,7	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
	500	2,2	1,7	2,2	2,2	2,3	5,5	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,8	3,3	3,3	2,8	2,8
	700	2,8	2,8	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	7,8	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,9
E	100	0,5	9,4	16,7	18,3	20,0	19,4	17,8	11,1	6,7	7,2	7,8	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-1,1	-1,7	-1,7	
	300	-0,5	-0,5	0	11,7	16,7	17,2	17,2	10,6	7,8	7,2	7,2	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,2	2,8	2,2	1,7	0,5	0
	500	2,8	2,8	3,3	4,4	7,8	11,1	13,3	13,9	13,3	12,1	10,0	8,9	7,8	7,8	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	3,9	3,9	3,3
	700	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	5,0	5,5	8,3	10,8	10,6	10,0	9,4	8,9	7,8	6,7	7,2	7,8	7,6	7,8	7,2	7,2	6,7	6,7	6,7
SE	100	5,5	3,3	7,2	10,6	14,4	15,0	15,6	14,4	13,3	10,6	8,9	8,3	7,8	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	0,5	0,5	0	7,2	11,1	13,3	15,6	14,4	13,9	11,7	10,0	8,3	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	4,4	3,3	2,8	2,2	1,7	0,5	0
	500	2,2	2,2	2,2	3,3	3,3	4,1	8,9	9,4	10,0	10,6	10,0	9,4	7,8	7,2	6,7	6,1	5,5	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9
	700	5,0	4,4	4,4	4,4	4,4	3,9	3,3	6,1	7,6	8,3	8,9	10,0	10,0	8,9	8,3	7,8	7,2	6,7	6,7	6,7	6,1	6,1	5,5	5,5
S	100	-0,5	-1,1	-2,2	0,5	2,2	7,8	12,2	15,0	16,7	15,6	14,4	11,1	8,9	6,7	5,5	3,9	3,3	1,7	1,1	0,5	0,5	0	0	-0,5
	300	-0,5	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	3,9	6,7	11,1	13,3	13,9	14,4	12,8	11,1	8,3	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5
	500	2,2	2,2	1,1	1,1	1,1	1,7	2,2	4,4	6,7	8,3	8,9	10,0	10,0	8,3	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9	3,3	2,8
	700	3,9	3,3	3,3	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	3,9	5,5	7,2	7,8	8,3	8,9	8,9	7,8	6,7	5,5	5,5	5,0	5,0	4,4	3,9
SO	100	-1,1	-2,2	-2,2	-1,1	0	2,2	3,3	10,6	14,4	16,9	22,2	22,8	21,3	16,7	13,3	6,7	3,3	2,2	1,1	0,5	0,5	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	0,5	1,1	4,4	6,7	13,3	17,8	19,4	19,4	20,0	19,4	18,9	11,1	5,5	3,9	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7
	500	2,9	2,8	3,3	2,8	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	6,7	7,8	10,6	12,2	12,8	13,3	12,8	12,2	8,3	5,5	5,5	5,0	4,4	4,4	3,9
	700	4,4	4,4	4,4	4,4	4,4	2,9	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,1	12,2	12,2	12,2	12,2	12,2	12,2
O	100	-1,1	-1,7	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	7,8	11,1	17,8	22,2	23,0	22,2	16,9	12,2	7,8	4,4	2,8	1,1	0,5	0	0	-0,5	-0,5
	300	1,1	0,5	0	0	0	1,1	2,2	3,9	5,5	10,6	14,4	18,9	22,2	22,8	20,0	15,6	8,9	5,5	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	
	500	2,9	2,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,5	6,7	9,4	11,1	12,9	15,6	15,0	14,4	10,6	7,8	6,7	6,1	5,5	5,0	
	700	6,7	6,1	5,5	5,0	4,4	4,4	4,4	5,0	5,5	5,5	5,5	6,1	6,7	7,8	8,9	11,7	12,2	12,8	12,7	11,1	10,6	8,9	8,3	7,2
NO	100	-1,7	-2,2	-2,2	-1,1	0	1,7	3,3	5,5	6,7	10,6	13,3	14,3	12,2	20,8	18,9	10,0	3,3	2,2	1,1	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,1	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0	1,1	3,3	4,4	5,5	6,7	11,7	16,7	17,2	17,8	11,7	6,7	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5
	500	2,8	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,2	2,8	3,3	5,0	6,7	9,4	11,1	11,7	12,2	7,8	4,4	3,9	3,9	3,3	3,3	2,8
	700	4,4	3,9	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,3	3,9	4,4	5,0	5,5	7,8	10,6	10,6	11,1	8,9	7,2	6,1	5,5	5,0
N (en la sombra)	100	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	0,5	2,2	4,4	5,5	6,7	7,8	7,2	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0	0	-0,5	-0,5	-1,1	-1,1
	300	-1,7	-1,7	-2,2	-1,7	-1,1	-0,5	0	1,7	3,3	4,4	5,5	6,1	6,7	6,7	6,7	5,5	4,4	3,3	2,2	1,1	0,5	0	-0,5	-1,1
	500	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	2,8	2,8	2,8	3,3	2,8	2,2	1,7	1,7	1,1	1,1	0,5	0,5
	700	0,5	0,5	0	0	0	0	0	0	0	0,5	1,1	1,7	2,2	2,8	3,3	3,9	4,4	3,9	3,3	2,3	1,7	1,1	1,1	0,5
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA			
		HORA SOLAR																							

Ecuación: Ganancias por transmisión a través de los muros (kcal/h) = Área (m²) • (Diferencia equivalente de temperatura) • (Coeficiente de transmisión global, tablas 21 a 25).

* Válido tanto si el muro tiene o no aislamiento.

** Para condiciones diferentes, aplicar las correcciones indicadas en el texto.

*** El peso por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 21 a 25.

Para pesos por m² inferiores a 100 kg/m², tomar los valores correspondientes a 100 kg/m².

**TABLA 20. DIFERENCIA EQUIVALENTE DE TEMPERATURA (°C)
TECHO SOLEADO O EN SOMBRA***

Valedero para techos de color oscuro, 35 °C de temperatura exterior, 27 °C de temperatura interior, 11 °C de variación de la temperatura exterior en 24 h., mes de Julio y 40° de latitud Norte**

CONDICIONES	PESO DEL TECHO *** (kg/m²)	HORA SOLAR																							
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA			
		6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4	5
Soleado	50	2.2	2.3	2.6	2.9	3.5	4.3	5.3	6.7	8.4	10.4	12.7	15.4	18.4	21.7	25.4	29.4	33.7	38.4	43.4	48.7	54.4	60.4	66.7	73.4
	100	0	-0.5	-1.1	-1.8	-2.6	-3.5	-4.5	-5.7	-7.1	-8.7	-10.6	-12.7	-15.0	-17.6	-20.4	-23.4	-26.7	-30.4	-34.4	-38.7	-43.4	-48.4	-53.7	-59.4
	200	2.2	1.7	1.1	0.7	0.3	0.1	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0	1.1	1.2	1.3	1.4	1.5	1.6	1.7	1.8
	300	5.0	4.4	3.7	3.0	2.4	1.9	1.5	1.2	1.0	0.8	0.7	0.6	0.5	0.4	0.4	0.3	0.3	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2	0.2
Cubierto de agua	100	-2.8	-1.1	0	1.1	2.2	3.5	5.0	6.7	8.4	10.4	12.7	15.4	18.4	21.7	25.4	29.4	33.7	38.4	43.4	48.7	54.4	60.4	66.7	73.4
	200	-1.7	-1.1	-0.5	-0.5	0	2.8	5.5	7.2	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3
	300	0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	1.1	2.8	3.9	5.5	6.7	7.8	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3
	Rocoso	100	2.2	-1.1	0	1.1	2.2	4.4	6.7	8.3	10.4	12.7	15.4	18.4	21.7	25.4	29.4	33.7	38.4	43.4	48.7	54.4	60.4	66.7	73.4
200		-1.1	-1.1	-0.5	-0.5	0	1.1	2.8	5.0	7.2	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3	8.3
300		-0.5	-1.1	-1.1	-1.1	-1.1	0	1.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	7.8	7.2	7.8	7.2	7.8	7.2	7.8	7.2	7.8	7.2	7.8	7.2
(en la sombra)		100	2.8	-2.8	2.2	-1.1	0	1.1	3.3	5.5	6.7	7.2	7.8	7.2	6.7	5.5	4.4	2.8	1.1	0.5	0	-0.5	-1.7	-2.8	-2.8
	200	-2.8	-2.8	2.2	-1.7	-1.1	0	4.1	2.8	4.4	5.5	6.7	7.2	6.7	6.1	5.5	4.4	3.3	2.2	1.1	0	-0.5	-1.7	-2.8	-2.8
	300	-1.7	-1.7	-1.1	-1.1	-1.1	0.5	6	1.1	2.2	3.3	4.4	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5	5.5
			6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	1	2	3	4
		MAÑANA										TARDE										MAÑANA			
		HORA SOLAR																							

Ecuación: Ganancias por transmisión a través del techo (kcal/h) = Área (m²) × (Diferencia equivalente de temperatura) × (Coeficiente de transmisión global, tablas 27 & 28).

- Si las bóvedas o buhardillas están ventiladas o si el techo está aislado, tomar el 75 % de los valores precedentes.
- Para techos inclinados, considerar la proyección horizontal de la superficie.
- Para condiciones diferentes, aplicar las condiciones indicadas en el texto.
- Los pesos por m² de los tipos de construcción clásicos están indicados en las tablas 27 & 28.

TABLA 20A. CORRECCIONES DE LAS DIFERENCIAS EQUIVALENTES DE TEMPERATURA (°C)

Temperatura exterior a los 15 h. para el mes considerado menos temperatura interior	VARIACION DE LA TEMPERATURA EXTERIOR EN 24 h																							
	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22						
-16	-21.2	-21.7	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.2	-24.7	-25.1	-25.6	-26.0	-26.5	-27.0	-27.4	-27.9	-28.3	-28.8	-29.3	-29.8	-30.3	-30.8	-31.3	-31.8	-32.3
-17	-17.2	-17.7	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.2	-20.7	-21.1	-21.6	-22.0	-22.5	-23.0	-23.4	-23.9	-24.3	-24.8	-25.3	-25.8	-26.3	-26.8	-27.3	-27.8	-28.3
-18	-13.2	-13.7	-14.3	-14.8	-15.3	-15.8	-16.2	-16.7	-17.1	-17.6	-18.0	-18.5	-19.0	-19.4	-19.9	-20.3	-20.8	-21.3	-21.8	-22.3	-22.8	-23.3	-23.8	-24.3
-19	-9.2	-9.7	-10.3	-10.8	-11.3	-11.8	-12.2	-12.7	-13.1	-13.6	-14.0	-14.5	-15.0	-15.4	-15.9	-16.3	-16.8	-17.3	-17.8	-18.3	-18.8	-19.3	-19.8	-20.3
-20	-5.0	-5.5	-6.1	-6.6	-7.1	-7.6	-8.0	-8.5	-8.9	-9.4	-9.8	-10.3	-10.8	-11.2	-11.7	-12.1	-12.6	-13.1	-13.6	-14.1	-14.6	-15.1	-15.6	-16.1
-21	-3.1	-3.6	-4.2	-4.7	-5.2	-5.7	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9	-8.4	-8.8	-9.3	-9.8	-10.2	-10.7	-11.1	-11.6	-12.1	-12.6	-13.1	-13.6	-14.1
-22	-1.1	-1.6	-2.2	-2.7	-3.2	-3.7	-4.1	-4.6	-5.0	-5.5	-5.9	-6.4	-6.8	-7.3	-7.8	-8.2	-8.7	-9.1	-9.6	-10.1	-10.6	-11.1	-11.6	-12.1
-23	0.8	0.3	-0.3	-0.8	-1.3	-1.7	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5	-5.0	-5.4	-5.9	-6.3	-6.8	-7.3	-7.8	-8.2	-8.7	-9.1	-9.6	-10.1
-24	2.8	2.3	1.7	1.2	0.7	0.2	0	-0.7	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-3.0	-3.4	-3.9	-4.3	-4.8	-5.2	-5.7	-6.1	-6.6	-7.0	-7.5	-7.9
-25	4.7	4.2	3.6	3.1	2.6	2.2	1.7	1.2	0.8	0.3	-0.1	-0.6	-1.1	-1.5	-2.0	-2.4	-2.9	-3.3	-3.8	-4.2	-4.7	-5.1	-5.6	-6.0
-26	6.6	6.1	5.5	5.0	4.5	4.1	3.6	3.1	2.6	2.1	1.6	1.1	0.6	0.1	-0.4	-0.9	-1.3	-1.8	-2.2	-2.7	-3.1	-3.6	-4.0	-4.5
-27	8.5	8.0	7.4	6.9	6.4	5.9	5.4	4.9	4.4	3.9	3.4	2.9	2.4	1.9	1.4	0.9	0.4	-0.1	-0.6	-1.1	-1.6	-2.0	-2.5	-2.9
-28	10.4	9.9	9.3	8.8	8.3	7.8	7.3	6.8	6.3	5.8	5.3	4.8	4.3	3.8	3.3	2.8	2.3	1.8	1.3	0.8	0.3	-0.2	-0.7	-1.1
-29	12.3	11.8	11.2	10.7	10.2	9.7	9.2	8.7	8.2	7.7	7.2	6.7	6.2	5.7	5.2	4.7	4.2	3.7	3.2	2.7	2.2	1.7	1.2	0.7
-30	14.2	13.7	13.1	12.6	12.1	11.6	11.1	10.6	10.1	9.6	9.1	8.6	8.1	7.6	7.1	6.6	6.1	5.6	5.1	4.6	4.1	3.6	3.1	2.6
-31	16.1	15.6	15.0	14.5	14.0	13.5	13.0	12.5	12.0	11.5	11.0	10.5	10.0	9.5	9.0	8.5	8.0	7.5	7.0	6.5	6.0	5.5	5.0	4.5
-32	18.0	17.5	16.9	16.4	15.9	15.4	14.9	14.4	13.9	13.4	12.9	12.4	11.9	11.4	10.9	10.4	9.9	9.4	8.9	8.4	7.9	7.4	6.9	6.4

TABLA N°A-2 SUPLEMENTOS A LA PERDIDA DE CALOR

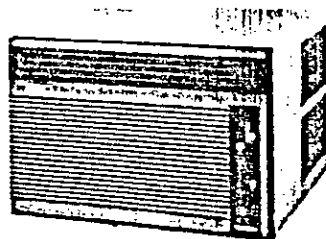
Valor - D	Clase de servicio	0.10-0.29	0.30-0.69	0.70-1.49	1.5
Suplemento z_D en % con servicio reducido	I	7	7	7	7
Interrupción de 9 a 12 horas	II	20	15	15	15
Interrupción de 12 a 16 horas	III	30	25	20	15
Suplemento z_H en %		N NO	0 SO	S SE	E NE
Orientación		-5 -5	0 +5	+5 +5	0 -5
		z_D y z_H se determinan con "D"			

Condicionamiento de aire económico para áreas pequeñas

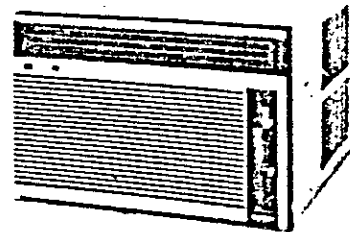
M1 y W25MVH(M) han sido especialmente para ar habitaciones o oficinas de manera que son compactas y de silenciosas. En adición a estos modelos rotativos de alta combinados con nuestros modelos de calor especiales reduciendo el consumo de energía.

Características:

- Control del tipo deslizable (modelo W25MVH (M) solamente)
- Control de tiempo — 10 horas (modelo W25MVH (M) solamente)
- Control de ventilación disponible (modelos W20MVH (M) y W25MVH (M) solamente)
- Abanico con tres velocidades disponible (modelos W20MVH (M) y W25MVH (M))



W25MVH



W25MVHM

CUADRO A-3

		W20MVH (M)	W25MVH (M)	WH35LBV1	WH35LBVH	WH45LBV3A	WH45LBVH
		Enfriamiento solamente		Enfriamiento solamente		Enfriamiento y calefacción	
Enfriamiento	kcal/h	1.840 - 1.660 2.050	2.250 - 2.300 2.500	3.025 - 3.075 -	3.000 - 3.050 3.400	4.500 - 4.550 -	4.000 - 4.050 4.500
	Btu/h	7.360 - 7.140 8.200	9.600 - 9.200 10.000	12.100 - 12.300 -	12.000 - 12.200 13.600	18.000 - 18.200 -	16.000 - 16.200 18.500
	kW	2.14 - 2.16 2.38	2.62 - 2.67 2.91	3.52 - 3.58 -	3.49 - 3.55 3.95	5.23 - 5.29 -	4.65 - 4.71 5.23
Calefacción	kcal/h	-	-	2.150 - 2.580	2.150 - 2.580 2.580	2.150 - 2.580	2.150 - 2.580 2.580
	Btu/h	-	-	8.600 - 10.320	8.600 - 10.320 10.320	8.600 - 10.320	8.600 - 10.320 10.320
	kW	-	-	2.5 - 3.0	2.5 - 3.0 3.0	2.5 - 3.0	2.5 - 3.0 3.0
Voltaje		200 - 220 220V 50 60Hz		220 - 240V 50Hz		220 - 240V 50Hz	
Ort	Enfriamiento	kW 0.8 - 0.92 0.97		kW 1.33 - 1.52 -		kW 1.2 - 1.33 1.59	
	Calefacción	kW -		kW 2.65 - 3.17 -		kW 2.67 - 3.19 -	
Velocidad	Alto	m ³ /min	7.1 7.2	7.5 7.6	11.7 -	11.7 12.0	13.5 -
		PCM	251.254	265.268	413 -	413 424	477 -
	Med.	m ³ /min	6.7 6.6	7.0 6.9	10.9 -	10.9 11.3	12.7 -
		PCM	237.233	247.244	385 -	385 399	449 -
	Bajo	m ³ /min	6.0 5.9	6.3 6.2	10.0 -	10.0 10.5	12.0 -
		PCM	212.208	222.219	353 -	353 371	424 -
R22							
Carga	kg	0.38	0.63	0.64	0.74	1.0	0.83
	lbs	0.84	1.39	1.41	1.63	2.21	1.83
x largo	mm	375 x 560 x 550		450 x 670 x 800			
	inches	14.3 4 x 22.1 16 x 21.1 16		17.3 4 x 26.3 8 x 31.1 2			
Peso	kg	35	40	52.154 con resistencia eléctrica		62.164 con resistencia eléctrica	59.161 con resistencia eléctrica
	lbs	77	88	115 (119)		137 (141)	130 (135)
	mm	16.0	16.0	16.0		16.0	16.0
Inches		5.8	5.8	5.8		5.8	5.8
Standard		Conexión de tubería de drenaje					
Opcional		Siete colores diferentes disponibles					

		WH50LBV1	WH60LBV1	WH60LBVH	WY35LAV4M	WY45LAV4M	
		Enfriamiento solamente			Tipo bomba de calor		
Enfriamiento	kcal/h	5.000 - 5.100 -	6.000 - 6.100 -	5.070 - 5.250 6.000	3.175 - 3.250	4.200 - 4.250	
	Btu/h	20.000 - 20.400 -	24.000 - 24.400 -	20.300 - 21.000 24.000	12.700 - 13.000	16.800 - 17.000	
	kW	5.81 - 5.93 -	6.98 - 7.09 -	5.9 - 6.1 6.98	3.72 - 3.81	4.92 - 4.98	
Calefacción	kcal/h	3.180 - 3.760 -	3.180 - 3.780	3.100 - 3.780 3.780	3.175 - 3.250	4.200 - 4.250	
	Btu/h	12.720 - 15.120	12.720 - 15.120	12.400 - 15.120 15.120	12.700 - 13.000	16.800 - 17.000	
	kW	3.7 - 4.4	3.7 - 4.4	3.6 - 4.4 4.4	3.72 - 3.81	4.92 - 4.98	
Voltaje		220 - 240V 50Hz		220 - 240V 50Hz		220 - 240V 50Hz	
Ort	Enfriamiento	kW 2.23 - 2.38 -		kW 2.95 - 3.15 -		kW 2.12 - 2.29 2.86	
	Calefacción	kW 3.88 - 4.6 -		kW 4.17 - 4.9 -		kW 3.98 - 4.62 4.82	
Velocidad	Alto	m ³ /min	14.0 -	14.0 -	14.8 14.0	10.5 -	
		PCM	495 -	454 -	522 494 -	371 -	
	Med.	m ³ /min	13.2 -	12.5 -	13.0 12.3	-	
		PCM	466 -	441 -	459 434	-	
	Bajo	m ³ /min	12.5 -	11.0 -	12.0 11.0	9.0 -	
		PCM	441 -	388 -	424 388	318 -	
R22							
Carga	kg	0.69	1.32	1.16	0.76	0.94	
	lbs	1.96	2.91	2.56	1.72	2.07	
x largo	mm	450 x 670 x 800					
	inches	17.3 4 x 26.3 8 x 31.1 2					
Peso	kg	59.161 con resistencia eléctrica		72.174 con resistencia eléctrica		63.165 con resistencia eléctrica	
	lbs	130 (135)		159 (163)		139 (143)	
	mm	16.0		16.0		16.0	
Inches		5.8		5.8		5.8	
Standard		Conexión de tubería de drenaje					
Opcional		Siete colores diferentes disponibles					

- Notas: 1. La capacidad de enfriamiento está basada en una temperatura interior 27°CBS (81°FBS) y 19.5°CBS (67°FBS) una temperatura exterior de 35°CBS (95°FBS) con el abanico operando a máxima velocidad.
 2. La capacidad de los modelos WY está basada en una temperatura interior 21°CBS (70°FBS) y una temperatura exterior de 7°CBS (45°FBS) 6°CBS (43°FBS). Los acondicionadores de aire pueden operar en condiciones de hasta 50°CBS (122°FBS) (hasta 46°CBS (115°FBS) en enfriamiento y hasta -5°C (23°F) en calefacción en el caso de los modelos WY.
 3. La letra H en el modelo de la unidad indica que esta tiene calefacción. Si necesita un modelo con calefacción, especifique así: WH35LBVH.
 4. Sufijo (M) de los modelos significa el color plata marmol plateado delantero.
 5. Todas las especificaciones están sujetas a cambio sin previo aviso.

DAIKIN INDUSTRIES LTD

Oficina central: Shin-Han'ya Bldg., 12-39, Umeda 1-chome, Kita-ku, Osaka, 530 Japón

División de negocios extranjeros: Sumitomo Seimei Midouji Bldg., 14-3, Nishi-Tanma 4-chome, Kita-ku, Osaka, 530 Japón

Sucursal de Tokio: Shinjuku Sumitomo Bldg., 6-1, Nishi-Shinjuku 2-chome, Shinjuku-ku, Tokio, 160-91 Japón

DAIKIN EUROPE NV

Zandvoordestraat 200, B-8400 Oostende, Bélgica

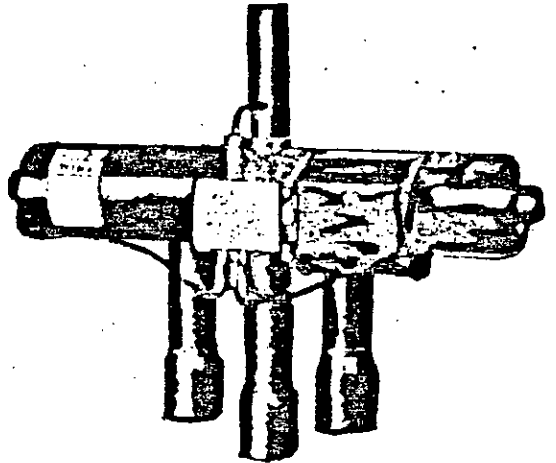
Temp. F	Pressure Absolute lb/psi ^a	Volume		Enthalpy		Entropy		Temp. F
		Liquid v _f	Vapor v _g	Liquid h _f	Vapor h _g	Liquid s _f	Vapor s _g	
5	43.03	0.01109	1.243	11.60	93.90	0.02032	0.22840	4
6	43.83	0.01201	1.221	11.97	93.74	0.02091	0.22850	6
7	44.58	0.01294	1.194	12.35	93.56	0.02149	0.22850	7
8	45.35	0.01390	1.173	12.73	93.41	0.02207	0.22841	8
9	46.07	0.01488	1.152	13.11	93.24	0.02265	0.22821	9
10	46.74	0.01588	1.130	13.48	93.07	0.02322	0.22791	10
11	47.38	0.01689	1.109	13.84	92.89	0.02379	0.22751	11
12	48.00	0.01791	1.088	14.20	92.71	0.02436	0.22701	12
13	48.59	0.01894	1.068	14.56	92.53	0.02493	0.22651	13
14	49.16	0.02000	1.048	14.91	92.35	0.02550	0.22601	14
15	49.71	0.02107	1.028	15.26	92.16	0.02607	0.22551	15
16	50.24	0.02216	1.008	15.61	91.97	0.02664	0.22501	16
17	50.75	0.02326	0.988	15.96	91.78	0.02721	0.22451	17
18	51.24	0.02437	0.968	16.31	91.58	0.02778	0.22401	18
19	51.71	0.02550	0.948	16.66	91.38	0.02835	0.22351	19
20	52.17	0.02664	0.928	17.01	91.18	0.02892	0.22301	20
21	52.61	0.02780	0.908	17.36	90.98	0.02949	0.22251	21
22	53.03	0.02897	0.888	17.71	90.78	0.03006	0.22201	22
23	53.44	0.03016	0.868	18.06	90.58	0.03063	0.22151	23
24	53.83	0.03136	0.848	18.41	90.38	0.03120	0.22101	24
25	54.21	0.03258	0.828	18.76	90.18	0.03177	0.22051	25
26	54.58	0.03381	0.808	19.11	89.98	0.03234	0.22001	26
27	54.94	0.03506	0.788	19.46	89.78	0.03291	0.21951	27
28	55.29	0.03632	0.768	19.81	89.58	0.03348	0.21901	28
29	55.63	0.03760	0.748	20.16	89.38	0.03405	0.21851	29
30	55.96	0.03889	0.728	20.51	89.18	0.03462	0.21801	30
31	56.28	0.04020	0.708	20.86	88.98	0.03519	0.21751	31
32	56.59	0.04153	0.688	21.21	88.78	0.03576	0.21701	32
33	56.89	0.04288	0.668	21.56	88.58	0.03633	0.21651	33
34	57.18	0.04424	0.648	21.91	88.38	0.03690	0.21601	34
35	57.46	0.04562	0.628	22.26	88.18	0.03747	0.21551	35
36	57.73	0.04702	0.608	22.61	87.98	0.03804	0.21501	36
37	58.00	0.04844	0.588	22.96	87.78	0.03861	0.21451	37
38	58.26	0.04988	0.568	23.31	87.58	0.03918	0.21401	38
39	58.51	0.05134	0.548	23.66	87.38	0.03975	0.21351	39
40	58.76	0.05281	0.528	24.01	87.18	0.04032	0.21301	40
41	59.00	0.05430	0.508	24.36	86.98	0.04089	0.21251	41
42	59.23	0.05580	0.488	24.71	86.78	0.04146	0.21201	42
43	59.46	0.05732	0.468	25.06	86.58	0.04203	0.21151	43
44	59.68	0.05886	0.448	25.41	86.38	0.04260	0.21101	44
45	59.89	0.06042	0.428	25.76	86.18	0.04317	0.21051	45
46	60.10	0.06200	0.408	26.11	85.98	0.04374	0.21001	46
47	60.30	0.06360	0.388	26.46	85.78	0.04431	0.20951	47
48	60.49	0.06522	0.368	26.81	85.58	0.04488	0.20901	48
49	60.68	0.06686	0.348	27.16	85.38	0.04545	0.20851	49
50	60.86	0.06852	0.328	27.51	85.18	0.04602	0.20801	50
51	61.03	0.07020	0.308	27.86	84.98	0.04659	0.20751	51
52	61.20	0.07190	0.288	28.21	84.78	0.04716	0.20701	52
53	61.36	0.07362	0.268	28.56	84.58	0.04773	0.20651	53
54	61.52	0.07536	0.248	28.91	84.38	0.04830	0.20601	54
55	61.67	0.07712	0.228	29.26	84.18	0.04887	0.20551	55
56	61.82	0.07890	0.208	29.61	83.98	0.04944	0.20501	56
57	61.96	0.08070	0.188	29.96	83.78	0.05001	0.20451	57
58	62.10	0.08252	0.168	30.31	83.58	0.05058	0.20401	58
59	62.24	0.08436	0.148	30.66	83.38	0.05115	0.20351	59
60	62.37	0.08622	0.128	31.01	83.18	0.05172	0.20301	60
61	62.50	0.08810	0.108	31.36	82.98	0.05229	0.20251	61
62	62.62	0.09000	0.088	31.71	82.78	0.05286	0.20201	62
63	62.74	0.09192	0.068	32.06	82.58	0.05343	0.20151	63
64	62.86	0.09386	0.048	32.41	82.38	0.05400	0.20101	64

Temp. F	Pressure Absolute lb/psi ^a	Volume		Enthalpy		Entropy		Temp. F
		Liquid v _f	Vapor v _g	Liquid h _f	Vapor h _g	Liquid s _f	Vapor s _g	
65	126.0	0.01313	0.433	59.64	81.78	0.06225	0.21312	65
66	126.9	0.01316	0.430	60.00	81.54	0.06236	0.21296	66
67	127.9	0.01319	0.427	60.36	81.29	0.06247	0.21280	67
68	128.9	0.01322	0.424	60.72	81.04	0.06258	0.21264	68
69	129.9	0.01325	0.421	61.08	80.78	0.06269	0.21248	69
70	130.7	0.01328	0.418	61.44	80.53	0.06280	0.21233	70
71	131.5	0.01331	0.415	61.80	80.27	0.06291	0.21217	71
72	132.3	0.01334	0.412	62.16	80.02	0.06302	0.21201	72
73	133.1	0.01337	0.409	62.52	79.76	0.06313	0.21185	73
74	133.9	0.01340	0.406	62.88	79.50	0.06324	0.21169	74
75	134.7	0.01343	0.403	63.24	79.24	0.06335	0.21153	75
76	135.4	0.01346	0.400	63.60	78.98	0.06346	0.21137	76
77	136.2	0.01349	0.397	63.96	78.71	0.06357	0.21121	77
78	136.9	0.01352	0.394	64.32	78.44	0.06368	0.21105	78
79	137.7	0.01355	0.391	64.68	78.17	0.06379	0.21089	79
80	138.4	0.01358	0.388	65.04	77.90	0.06390	0.21073	80
81	139.2	0.01361	0.385	65.40	77.63	0.06401	0.21057	81
82	140.0	0.01364	0.382	65.76	77.35	0.06412	0.21041	82
83	140.8	0.01367	0.379	66.12	77.07	0.06423	0.21025	83
84	141.6	0.01370	0.376	66.48	76.79	0.06434	0.21009	84
85	142.4	0.01373	0.373	66.84	76.51	0.06445	0.20993	85
86	143.2	0.01376	0.370	67.20	76.23	0.06456	0.20977	86
87	144.0	0.01379	0.367	67.56	75.95	0.06467	0.20961	87
88	144.8	0.01382	0.364	67.92	75.67	0.06478	0.20945	88
89	145.6	0.01385	0.361	68.28	75.38	0.06489	0.20929	89
90	146.4	0.01388	0.358	68.64	75.10	0.06500	0.20913	90
91	147.2	0.01391	0.355	69.00	74.81	0.06511	0.20897	91
92	148.0	0.01394	0.352	69.36	74.52	0.06522	0.20881	92
93	148.8	0.01397	0.349	69.72	74.23	0.06533	0.20865	93
94	149.6	0.01400	0.346	70.08	73.94	0.06544	0.20849	94
95	150.4	0.01403	0.343	70.44	73.65	0.06555	0.20833	95
96	151.2	0.01406	0.340	70.80	73.35	0.06566	0.20817	96
97	152.0	0.01409	0.337	71.16	73.05	0.06577	0.20801	97
98	152.8	0.01412	0.334	71.52	72.75	0.06588	0.20785	98
99	153.6	0.01415	0.331	71.88	72.45	0.06599	0.20769	99
100	154.4	0.01418	0.328	72.24	72.15	0.06610	0.20753	100
101	155.2	0.01421	0.325	72.60	71.85	0.06621	0.20737	101
102	156.0	0.01424	0.322	72.96	71.55	0.06632	0.20721	102
103	156.8	0.01427	0.319	73.32	71.25	0.06643	0.20705	103
104	157.6	0.01430	0.316	73.68	70.95	0.06654	0.20689	104
105	158.4	0.01433	0.313	74.04	70.65	0.06665	0.20673	105
106	159.2	0.01436	0.310	74.40	70.35	0.06676	0.20657	106
107	160.0	0.01439	0.307	74.76	70.05	0.06687	0.20641	107
108	160.8	0.01442	0.304	75.12	69.75	0.06698	0.20625	108
109	161.6	0.01445	0.301	75.48	69.45	0.06709	0.20609	109
110	162.4	0.01448	0.298	75.84	69.15	0.06720	0.20593	110
111	163.2	0.01451	0.295	76.20	68.85	0.06731	0.20577	111
112	164.0	0.01454	0.292	76.56	68.55	0.06742	0.20561	112
113	164.8	0.01457	0.289	76.92	68.25	0.06753	0.20545	113
114	165.6	0.01460	0.286	77.28	67.95	0.06764	0.20529	114
115	166.4	0.01463	0.283	77.64	67.65	0.06775	0.20513	115
116	167.2	0.01466	0.280	78.00	67.35	0.06786	0.20497	116
117	168.0	0.01469	0.277	78.36	67.05	0.06797	0.20481	117
118	168.8	0.01472	0.274	78.72	66.75	0.06808	0.20465	118
119	169.6	0.01475	0.271	79.08	66.45	0.06819	0.20449	119
120	170.4	0.01478	0.268	79.44	66.15	0.06830	0.20433	120
121	171.2	0.01481	0.265	79.80	65.85	0.06841	0.20417	121
122	172.0	0.01484	0.262	80.16	65.55	0.06852	0.20401	122
123	172.8	0.01487	0.259	80.52	65.25	0.06863	0.20385	123
124	173.6	0.01490	0.256	80.88	64.95	0.06874	0.20369	124
125	174.4	0.01493	0.253	81.24	64.65	0.06885	0.20353	125
126	175.2	0.01496	0.250	81.60	64.35	0.06896	0.20337	126
127	176.0	0.01499	0.247	81.96	64.05	0.06907	0.20321	127
128	176.8	0.01502	0.244	82.32	63.75	0.06918	0.20305	128
129	177.6	0.01505</						

4-WAY REVERSING VALVES

1. GENERAL DESCRIPTION

- Pilot operated, 4-way reversing valves suitable for heat pump applications, unitary, packaged and split type air conditioners, etc.
- Designed for instantaneous operations under narrow minimum operating pressure differential. Pressure drop across the valve, and valve leakage are minimized.
- Capacity range available to 25 U.S. Ref. Tons.
- Valves must be horizontally mounted with coil on top.
- Complete with drip-proof molded coil.
- Coil Voltage: AC100V, AC110V, AC200V, AC220V, AC230V, AC240V, 50/60 cycles.
- Refrigerant: R-22



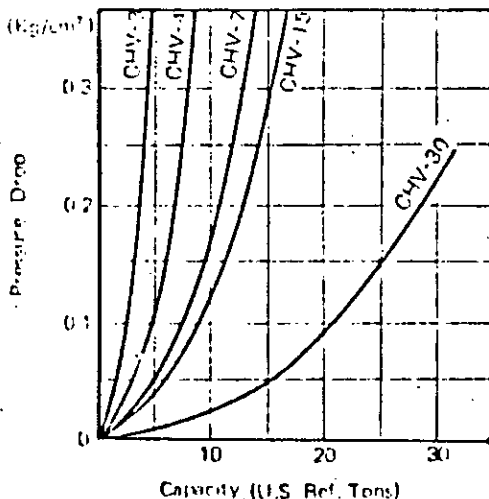
Type CHV

2. TYPE NUMBER SELECTION (SPECIFICATIONS)

Catalog No.	Port Size (mm)	Connection (O.D.) (inch)			O.P.D. (kg/cm ²)		Nominal Capacity (U.S.R.T.)	Max. Working Press. (kg/cm ²)	Wt. (kg)
		Discharge	Suction & Coil	Style	Max.	Min.			
CHV 3	11.5	1/2	5/8	Solder	25	3.5	29	0.6	
CHV 4	15.5	1/2	3/4						
CHV 7	20	3/4	7/8						
CHV 15	23	7/8	1-1/8						
CHV 30	34	1-1/4	1-1/2						

Note: O.P.D. : Operating Pressure Differential (By Air)
 Allowable Fluid Temp. : -20°C ~ +120°C, Ambient Temp. : -20°C ~ +40°C

3. FLOW RATE (CAPACITY)



• Flow Rate Conditions –

- Condensing Temp. : 38°C
- Evaporator Temp. : 5°C
- Superheat : 5°C
- Refrigerant : R-22

- Nominal Capacity shown in the above table is based on pressure drop across the valve $\Delta P = 0.15 \text{ kg/cm}^2$.

• Specify voltage & frequency when ordering.

Tecumseh
U.S.A.

INTERNATIONAL DIVISION

TECUMSEH, MICHIGAN 49286 U.S.A.

TELEX: 223445 Tec. Prod. Tecu.

HERMETIC COMPRESSOR "AJ" HI-EFFICIENCY DESIGNED MODELS
Using R-22 Type Refrigerant for Air Conditioning



MODEL	CAPACITY (°)				Displacement		Electrical Characteristics			SHIPPING DATA (One Carton)					
	BTU/HR		K CAL/HR		In. 3/4	In. Cl.	Code	LRA	RLA	Weight		Size			
	60 HZ	50 HZ	60 HZ	50 HZ						Net	Gross	Fe ³	(In.)		
AJ8494E	9300	7747	2343	1955	.868	(14.22)	A	40.0	7.1	50	(22.7)	55	(23.3)	1.1	(0.031)
AJ8514E	14300	11912	3603	3001	1.280	(20.98)	A	52.0	11.2	50	(22.7)	55	(23.3)	1.1	(0.031)
AJ8516E	16300	13577	4107	3421	1.463	(23.98)	D	34.8	6.3	50	(22.7)	55	(23.3)	1.1	(0.031)
AJ8516H	16000	13328	4052	3358	1.463	(23.98)	C	30.0	5.3	50	(22.7)	55	(23.3)	1.1	(0.031)
AJ8520E	19500	16250	4914	4095	1.770	(29.01)	D	40.6	7.8	50	(22.7)	55	(23.3)	1.1	(0.031)
AJ8520H	20000	16460	5040	4198	1.770	(29.01)	C	34.0	6.7	50	(22.7)	55	(23.3)	1.1	(0.031)

NOTES:

1. Oil Charge: 26 Fluid Ounces (769 cc); Type: Suniso 3GS or Equivalent Refrigerant charge limitations refer to the Tecumseh Products Company Policy Bulletin 104.
2. Bulletin 2R3: Provides suggested capillary tube sizes
3. Only single phase models available; above models require fan cooling over compressor
4. Model Cross Reference: (Old vs. New) See Hermetic Compressor Model Cross Reference No. HD512
5. Internal Pressure Relief Valve (IPRV): AJ8516H and AJ8520H Models have an IPRV set to open at 500 - 600 PSIG differential, automatic reset; external high pressure control (manual reset) recommended.
6. 3 Leg Mounting: Available upon special request

7. Electrical Code:

Code	Rated	Approved
A	115V 60HZ - 100V 50HZ 1 Ph	126/104V 60HZ - 110/90V 50HZ 1 Ph
C	240/220V 50HZ 1 Ph	264/198V 50HZ 1 Ph
D	230/208V 60HZ - 200V 50HZ 1 Ph	253/198V 60HZ - 220/180V 50HZ 1 Ph

8. Evaporating Temperature Range Approved: +32° F. to +57° F. (0° C. to +13.9° C.)
9. Calorimeter Test Conditions (Correct): Hi-Efficiency

Condensing Temp.	120° F.	(49.0° C.)
Evaporating Temp.	49° F.	(9.4° C.)
Liquid Enter Control	160° F.	(37.8° C.)
Gas Enter Compressor	65° F.	(17.8° C.)
Ambient Temp.	95° F.	(35.0° C.)
Gas Leaving Evaporator	51° F.	(10.6° C.)

CUADRO A-5

TABLA A.5.6 Designación de los Ventiladores Centrifugos

Design.	E	F	G	H	Diseño
β_2	48°	50°	142°	150°	-
ψ	0.77	0.85	2.11	2.36	2.20
ϕ	0.27	0.14	0.40	0.67	0.425
z	12	16	60	48	60
d_2/b_2	1.13	0.70	0.79	1.69	-
η	75%	70%	71%	66%	-
c_3/u_2	0.28	0.23	0.49	1.26	0.5
c_{m2}/u_2	0.28	0.17	0.20	0.42	0.24
c_{m2}/c_{m1}	0.97	0.85	0.83	0.82	0.807
c_o/c_{m1}	1.75	1.66	2.31	1.92	-
d_1/d_2	0.73	0.65	0.83	0.82	0.83
b_2/d_2	0.24	0.21	0.50	0.40	0.50
A_{out}/A_{in}	1.00	0.85	0.78	0.48	-

G : Modelo usado.

TABLA A-5.7.2

A	$2r$	1
B	$\pi dN/12$	2
C	$(gH/u\eta_h) \times 3600$	3
D	C_m/u	4
E	$2 \Delta c_u / u \omega$	5
F	$\eta / \eta_m \times \eta_v$	6
G	$(C_m / u - \Delta c_u)$	7
H	$\left[C_m^2 + (u - \Delta c_u / 2)^2 \right]^{1/2}$	8
I	$\text{arc tg} (C_m / (u - \Delta c_u / 2))$	9
J	$\text{arc tg} (C_m / u)$	10
K	$\text{arc tg} (C_m / (u - \Delta c_u))$	11
L	90°	12
M	$\text{arc tg} (C_m / \Delta c_u)$	13
N	C_m	14
O	$C_m / \text{sen } \alpha_2$	15
P	$C_m / \text{sen } \beta_1$	16
Q	$C_m / \text{sen } \beta_2$	17

Fórmulas para determinar los parámetros del álabe del ventilador axial.

cont.

TABLA A-5.7.2

R	C_s	18
S	$2 \Delta c_u / C_s w_\infty$	19
T	$t = \pi D / z$	20
U	$\pi D / z \times t$	21
V	$(C_s - 0.876) / 0.155$	22
W	$L \cos (\beta_\infty + \delta)$	23
X	$L \text{ sen } (\beta_\infty + \delta)$	24

ψ : cifra de presión

R : grado de reacción

η_h : eficiencia hidráulica

u : velocidad tangencial

z : número de álabes

δ : ángulo de ataque

C_s : coeficiente de sustentación del álabe

d_e : diámetro exterior

d_i : diámetro interior

c_m : velocidad meridiana

δ' : relación de diámetros

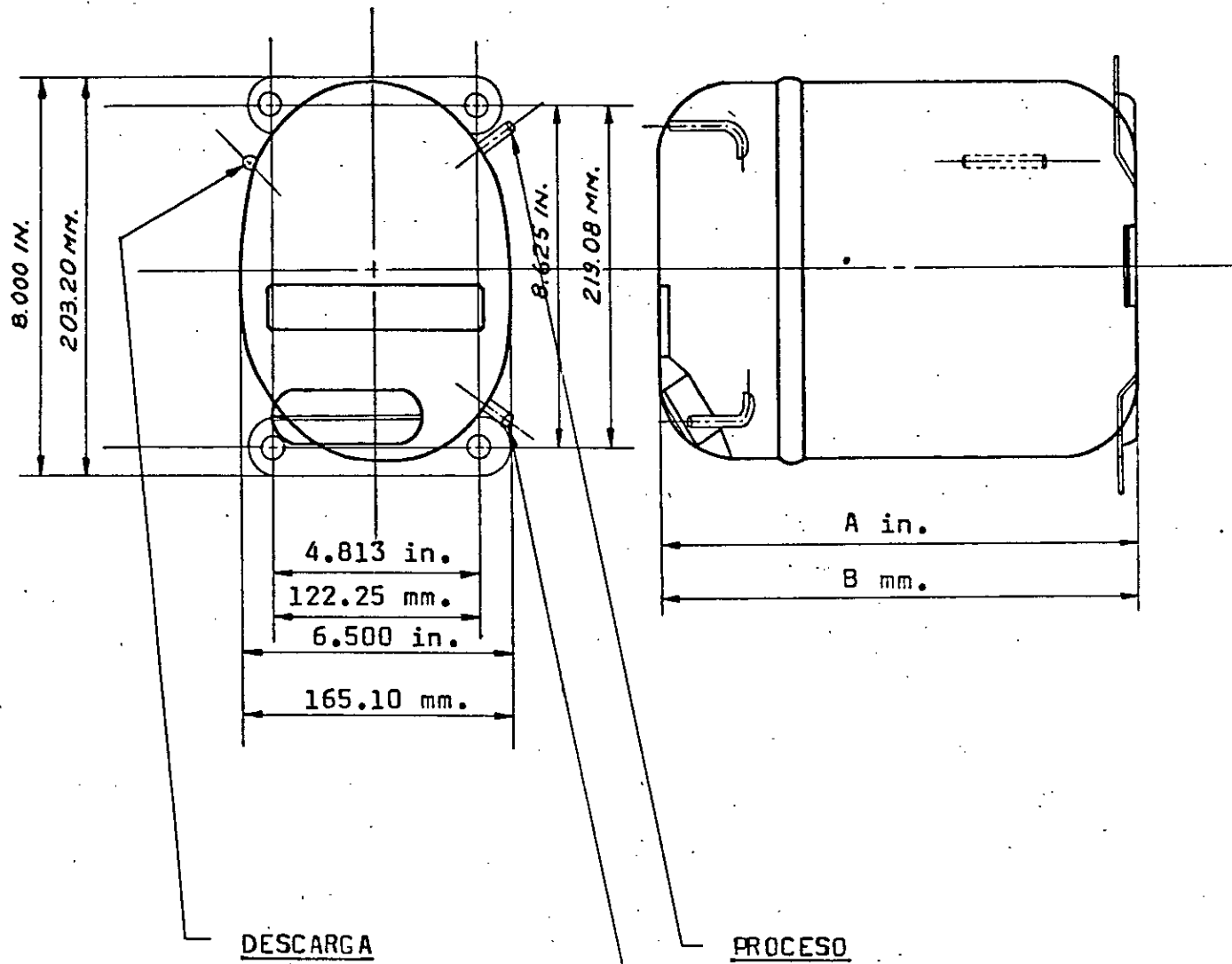
B : espesor del álabe

λ : ángulo de posición del álabe.

COMPRESOR HERMETICO

(TECUMSEH)

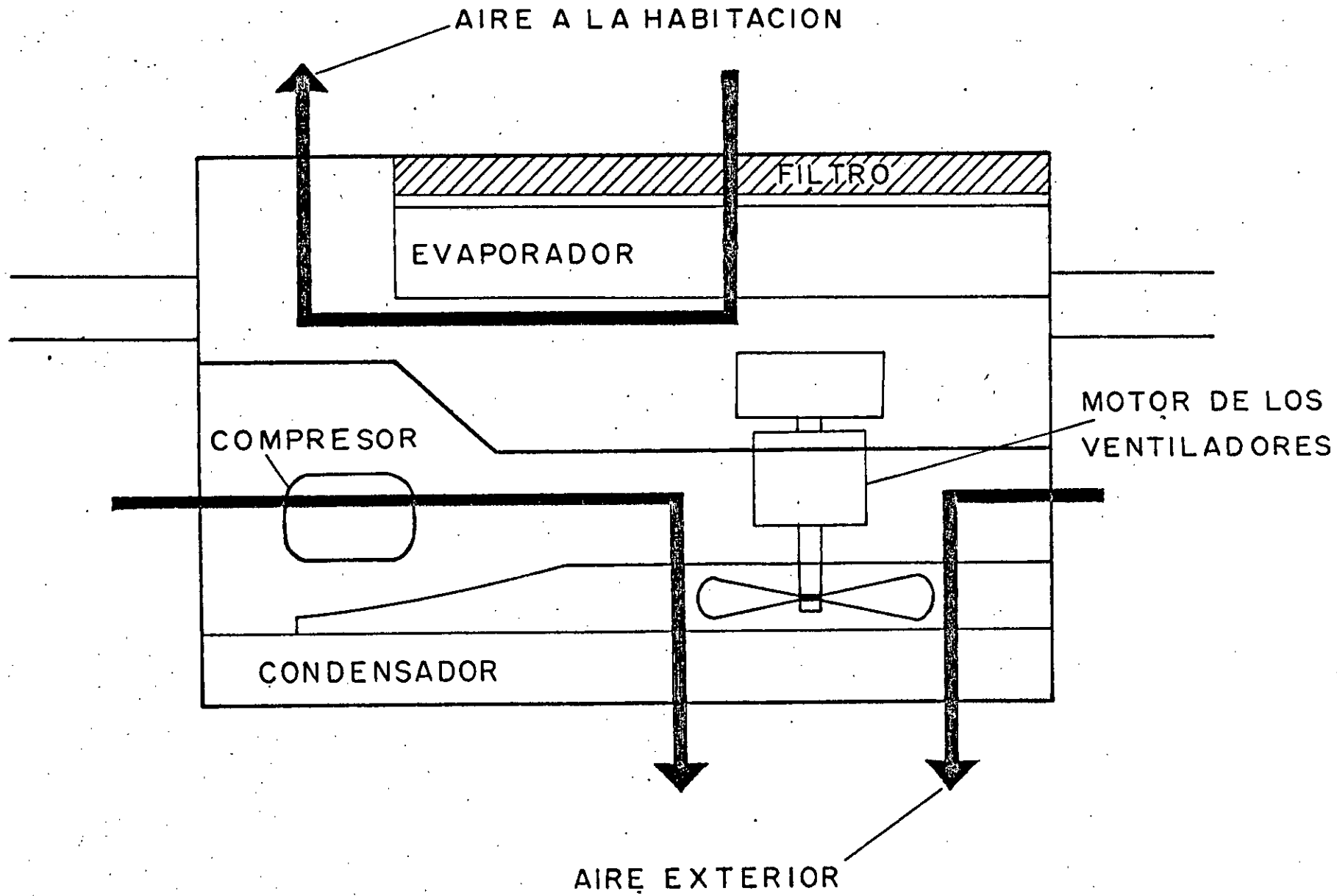
(A-2)



DIMENSIONES

SUCCION

MODELO	A 38516E
"A" plg.	10 27/32
"B" mm.	275.4
Succión	0.503 - 0.506 I.D
Descarga	0.315 - 0.318 I.D
Proceso	0.378 - 0.381 I.D



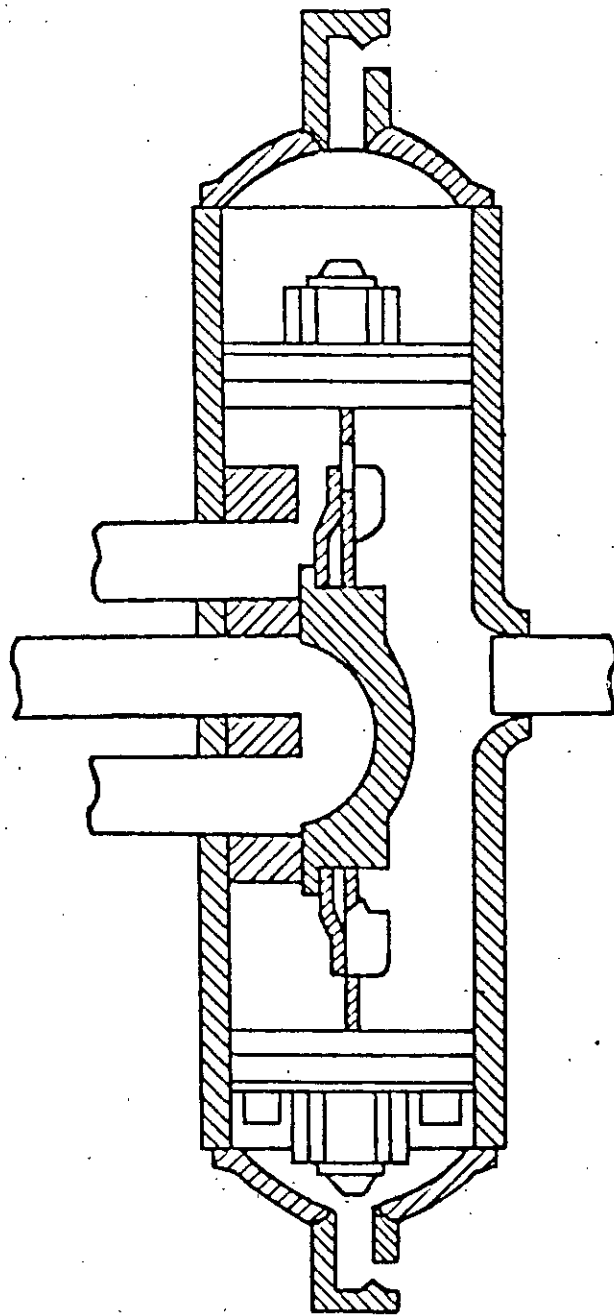


Fig. A-3 Válvula inversora de cuatro vías para ciclos de refrigeración y calefacción.