

**UNIVERSIDAD NACIONAL DE
INGENIERIA
FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA**

**PROYECTO DE UN SISTEMA DE AIRE ACONDICIONADO PARA UNA SALA
DE ENFRIAMIENTO DE CARAMELO"**

**Tesis
para optar el título profesional
de Ingeniero Mecánico**

**MARIO ENRIQUE MENDEZ NORIEGA
PROMOCION 80-2**

LIMA-PERU

1990

CONTENIDO

	Pág.
PROLOGO	1
CAPITULO 1: INTRODUCCION	4
CAPITULO 2: CALCULO DE LA CARGA TERMICA EN EL AMBIENTE ACONDICIONADO	6
2.1 Fundamentación teórica	6
2.1.1 Generalidades	6
2.1.2 Transmisión de calor a través de las superficies acristaladas	11
2.1.3 Transmisión de calor a través de las superficies opacas	17
2.1.4 Flujo de calor disipado por personas	23
2.1.5 Ganancia de calor debido iluminación interior	25
2.1.6 Ganancia de calor debido motores eléctricos	28
2.2 Cálculo de la carga térmica	29
2.2.1 Día de proyecto	29
2.2.2 Condiciones iniciales del proyecto	30
2.2.3 Determinación del calor específico del caramelo	31

	Pág
2.2.4 Dimensiones y características del local a acondicionar	33
2.2.5 Determinación de los coeficientes globales de transferencia de calor	34
2.2.6 Determinación de los pesos de paredes, techos y pisos por m ² de piso de la habitación	35
2.2.7 Determinación del mes y elección de la hora de cálculo	37
2.2.7.1 Calor radiante a través de las ventanas de orientación Oeste	38
2.2.7.2 Calor a través de la pared soleada orientada al Oeste	40
2.2.7.3 Flujo de calor por el techo soleado	41
2.2.7.4 Total flujo de calor radiante y obtención de la hora de cálculo	43
2.2.7.5 Carga real total a través de las ventanas	43
2.2.8 Carga debida a las habitaciones vecinas	44

	Pág.
2.2.8.1 Flujo de calor procedente de la habitación vecina Norte	44
2.2.8.2 Flujo de calor procedente de la habitación vecina Este	45
2.2.8.3 Flujo de calor procedente de la habitación vecina Sur	45
2.2.9 Ganancia de calor debido a productos	46
2.2.10 Flujo de calor disipado por personas	47
2.2.11 Flujo de calor debido iluminación interior	48
2.2.12 Ganancia de calor debido a motores eléctricos	48
2.2.13 Ganancia debido al aire externo de ventilación	49
2.2.14 Calor latente	49
2.2.15 Determinación del coeficiente de calor sensible	51
2.2.16 Trazado de la línea de relación de carga o línea de proceso	52
2.2.17 Determinación del flujo de masa de aire	54

	Pág.
2.2.18 Determinación del flujo de masa de aire de ventilación y recirculación	54
2.2.19 Estado de mezcla del aire de ventilación y recirculación	55
2.2.20 Capacidad del acondicionador	55
2.2.21 Selección del refrigerante	56
2.2.22 Cálculo de la masa de refrigerante	59
CAPITULO 3: SELECCION Y CALCULO DE EQUIPOS	79
3.1 Diseño del evaporador	79
3.1.1 Determinación del coeficiente pelicular de transmisión de calor del refrigerante en el interior del tubo	79
3.1.2 Cálculo del coeficiente pelicular externo y obtención del número de bancos de tubos	80
3.1.2.1 Velocidad del aire a la entrada del Evaporador	87
3.1.3 Cálculo de la caída de presión del aire a su paso por el evaporador	88
3.1.4 Cálculo de la caída de presión del refrigerante en el interior del tubo del evaporador	89
3.2 Selección del compresor	91

	Pág.
3.2.1 Generalidades	91
3.2.2 Eficiencia volumétrica del volumen muerto	91
3.2.3 Eficiencia volumétrica real	92
3.2.4 Porcentaje de sobredimensiona- miento de nuestro compresor	92
3.2.5 Capacidad del compresor a las condiciones de condensacion y evaporación	93
3.3 Selección del condensador	94
3.4 Selección de la torre de enfriamiento	95
3.5 Diseño, cálculo y selección de las tubería del sistema	96
3.5.1 Tubería de succión	96
3.5.2 Tubería de descarga	98
3.5.3 Tubería del condensador al receptor de líquido	99
3.5.4 Tubería del líquido del receptor a la válvula de control del refrigerante	100
3.5.5 Cálculo del tubo colector	101
3.6 Diseño del receptor de líquido	103
3.7 Diseño, cálculo y selección de la tubería de agua para el condensador y torre de enfriamiento	107
3.7.1 Selección de la bomba de agua	110

	Pág.
3.8 Cálculo de la masa total del refrigerante en el sistema	110
3.9 Selección de la válvula de control del refrigerante	111
3.10 Cálculo de la caída de presión del aire en el acondicionador	112
3.10.1 Caída de presión en el ducto de entrada del aire de ventilación	113
3.10.2 Caída de presión en el cuerpo del acondicionador	121
3.10.3 Caída de presión total en el acondicionador	122
3.11 Cálculo del diámetro de las barras de sostén de la estructura del acondicionador	123
3.11.1 Determinación del peso del acondicionador	123
3.11.2 Determinación del diámetro de las barras del sostén	129
CAPITULO 4: GRAFICOS Y TABLAS DEL COMFORTAMIENTO DE LOS EQUIPOS	131
4.1 Funcionamiento del compresor	132
4.2 Factores de rechazo de calor	133
4.3 Condensador	134
4.4 Funcionamiento del condensador	135
4.5 Unidad de condensación	136

	Pág.
4.6 Funcionamiento de la unidad de condensación	137
4.7 Evaporador	138
4.8 Funcionamiento del Evaporador	139
4.9 Funcionamiento del Sistema	140
4.10 Tablas correspondientes	141
CAPITULO 5: ESPECIFICACIONES TECNICAS	164
5.1 Especificaciones técnicas del compresor	164
5.2 Especificaciones técnicas del condensador	166
5.3 Especificaciones técnicas de la torre de enfriamiento	167
5.4 Especificaciones técnicas del evaporador o serpentín de enfriamiento	169
CAPITULO 6: PRESUPUESTO BASE	171
CONCLUSIONES	174
BIBLIOGRAFIA	176
APENDICE	177
PLANOS	

NOMENCLATURA

A	=	área
C	=	velocidad del sonido
Ce	=	calor específico
CFM	=	pie ³ /min
DE	=	diámetro exterior
DI	=	diámetro interior
η	=	eficiencia
Υ	=	factor de expansión
GPM	=	galones por minuto
h	=	coeficiente pelicular de transferencia de calor, entalpía, hora
H.R. = ϕ	=	humedad relativa en %
l	=	litros
M	=	metabolismo, número de Mach = V/C
m	=	flujo de masa
m	=	masa, metro
MLDT	=	Media Logarítmica de la Diferencia de Temperatura
M.S.N.M.	=	metros sobre el nivel del mar
min	=	minuto
mmca	=	milímetros de columna de agua
σ_d	=	esfuerzo de diseño

ΔP	= caída de presión
ρ	= densidad
PL	= plancha
pulg de H ₂ O	= pulgadas de columna de agua
Q	= calor = caudal
q _L	= calor latente
q _s	= calor sensible
R	= 1/U = resistencia térmica de materiales
s	= segundo
ΔT	= diferencia de temperatura
Ton	= tonelada de refrigeración 12,000 BTU/h 3,024 Kcal/h
U	= coeficiente global de transferencia de calor
V	= velocidad del fluido
v	= volumen específico
W	= humedad específica Kg. de agua/Kg de aire seco
\emptyset	= diámetro
	= peso específico

PROLOGO

Hasta hace muy poco no se tomaba en cuenta en los cálculos de acondicionamiento de aire, el factor de almacenamiento de calor en las estructuras del edificio o ambiente acondicionado.

Estas razones motivaron la realización del presente trabajo de tesis donde se muestra todo lo que se refiere a la nueva metodología de cálculo de un sistema de acondicionamiento de aire.

El tema que nos ocupa obedece a una situación real de carácter industrial y consiste en las necesidades que una fábrica de caramelos y galletas, ubicada en la ciudad de Lima, tenía de embolsar su caramelo directamente desde una faja transportadora encargada de conducirlo desde la sección de moldeado o troquelado a la de embolsado.

Normalmente el caramelo antes de ser embolsado debe ser vertido sobre unas mesas para su enfriamiento y correspondiente endurecimiento final; evitando así que éste se apermase. Este procedimiento conlleva demasiado tiempo en lo que a productividad se refiere.

Lo que se busca pues con el nuevo método de embolsado es que mediante el uso del acondicionamiento de aire, el caramelo pueda ser embolsado directamente al salir de la faja transportadora conforme éste se va produciendo, sin necesidad de vertirlo sobre mesas para su enfriamiento.

Considerándose que las máquinas embolsadoras requieren para su operación de condiciones de Humedad Relativa seca para evitar la hidratación del caramelo y tomando en cuenta que la capacidad actual de las máquinas embolsadoras es menor que la de la faja transportadora-enfriadora; se ha tenido que acondicio-

nar el ambiente total donde se encuentran las fajas y embolsadoras que ocupan un área de 150 m².

Visitamos las instalaciones de la fábrica donde se tomó conocimiento de la realidad y necesidad del trabajo, características del local, tipo de construcción, ubicación, dimensiones, se hicieron ciertas mediciones y se determinó con precisión el calor específico del caramelo que no se conocía.

El presente trabajo se ha dividido en siete capítulos, y la secuencia seguida está normada por la lógica y la técnica y permitirá al lector entender progresivamente cada uno de los capítulos en que se ha dividido, siendo el primero de ellos la introducción.

A continuación se indica el contenido de cada uno de los capítulos

En el capítulo segundo se calcula la carga térmica mediante la nueva metodología que toma en cuenta el factor de almacenamiento de calor en las estructuras del edificio, haciéndose primeramente una exposición y fundamentación teórica del tema.

En el tercer capítulo se calcula y diseña el evaporador quien se encargará del enfriamiento y desecación del aire a las condiciones requeridas y previamente determinadas. Asimismo, se seleccionan los demás equipos constituyentes del sistema acorde con su capacidad.

En el capítulo cuarto se presentan las tablas y los gráficos del comportamiento de los equipos calculados y seleccionados en el capítulo anterior obteniéndose la curva del comportamiento de todo el conjunto.

En el capítulo quinto se presentan las especificaciones técnicas de los equipos que han sido calculados y seleccionados y cuyas curvas de comportamiento se presentan en el capítulo anterior.

En el capítulo sexto se presenta el presupuesto base de toda la instalación incluyendo montaje y puesta en operación. Los costos se convirtieron, como es de esperar, a dólares americanos al cambio del día, dada la incontrolable inflación que vive nuestro país. Justamente el costo de la instalación es sorprendente.

En el séptimo y último capítulo se presentan las conclusiones del sistema.

.....

AGRADECIMIENTO

Deseo hacer propicias estas líneas para expresar un merecido reconocimiento y agradecimiento a la valiosa ayuda, dirección y asesoramiento desinteresado de mi profesor asesor, el Ing. Daniel Herencia Quispe; quien es un especialista en el tema y cuya vasta experiencia ha sido fundamental en la realización del presente trabajo.

También deseo expresar un justo reconocimiento y agradecimiento a la invaluable y desinteresada ayuda de otro especialista en el campo, mi profesor el Ing. Ernesto Sanguinetti Remusgo.

CAPITULO I INTRODUCCION

La función principal del acondicionamiento de aire es mantener dentro de un espacio determinado, condiciones de confort o bien las necesarias para la conservación de un producto o para un proceso de fabricación. Para conseguirlo debe instalarse un equipo acondicionador de capacidad adecuada y mantener su control durante todo el año.

El propósito de esta tesis es calcular un sistema de acondicionamiento de aire para una situación especial de carácter industrial en la cual se requiere enfriar caramelo de tal forma que pueda ser embolsado directamente a la salida de una faja transportadora que lo conduce, conforme éste se va produciendo, de la sección de moldeado o troquelado a la de embolsado, sin necesidad de vertirlo sobre unas mesas para su enfriamiento, como se venía haciendo, para evitar que el caramelo se apermase al ser embolsado.

El procedimiento de cálculo de la carga térmica es lo más reciente de esta metodología y considerará los factores de almacenamiento de calor en las estructuras del edificio así como la variación de la radiación solar y la temperatura exterior; introduciéndose el concepto de diferencia equivalente de temperatura, a fin de poder cuantificar en forma más aproximada y precisa la carga real de refrigeración para la cual deben calcularse y/o seleccionarse las capacidades de las unidades del sistema de aire acondicionado.

La capacidad que tienen las estructuras de un edificio de absorber y almacenar el calor radiante del exterior (radiación solar), la que se genera en el interior del ambiente acondicionado vía ocupantes y/o iluminación interior, realmente reduce la carga real de refrigeración para la cual deben seleccionarse o diseñarse los equipos del Sist. de aire acondicionado, haciendo que éste sea más pequeño y su costo de inversión y operación menores. De lo contrario el equipo resultará sobredimensionado y trabajará muy poco a su máxima capacidad lo cual es antieconómico y poco eficiente.

CAPITULO 2
CALCULO DE LA CARGA TERMICA EN EL AMBIENTE
ACONDICIONADO

2.1 Fundamentación Teórica

2.1.1 Generalidades

Antes de hacer la estimación de la carga es necesario realizar un estudio completo que garantice la exactitud de evaluación de las componentes de carga. Si se examinan minuciosamente las condiciones del local y de la carga real instantánea podrá proyectarse un sistema económico, de funcionamiento uniforme y exento de averías.

Hay 2 conceptos que son fundamentales en el desarrollo del presente trabajo:

- 1º Pérdida o Ganancia de Calor.- Que es la cantidad instantánea de calor que sale o entra al espacio acondicionado.

2º Carga Real o Efectiva.- Que es por definición la cantidad instantánea de calor añadido o eliminado por el acondicionador.

La ganancia instantánea y la carga real rara vez serán iguales debido a la inercia térmica o efecto de almacenamiento o acumulación de calor en las estructuras del edificio que rodean el espacio acondicionado.

Es necesario estimar la carga de calor en el local a acondicionar para determinar la capacidad del equipo. La estimación debe hacerse considerando las situaciones más críticas ya que así se calculará un sistema apto para funcionar a cualquier régimen.

Un día determinado en el cual se alcanzan las condiciones más desfavorables se le denomina "día de proyecto" en el cual ocurren simultáneamente los siguientes factores:

- A) La Temp. de bulbo seco y bulbo húmedo alcanzan un máximo simultáneamente.
- B) La radiación solar es máxima
- C) Todas las cargas internas están en funcionamiento.

En la estimación de la carga térmica es necesario considerar las fuentes externas e internas de calor.

Las fuentes externas están conformadas por:

- a) Radiación solar
- b) Temp. del aire exterior
- c) Aire exterior necesario para la renovación de aire
- d) Difusión de vapor a través de las paredes
- e) Vientos que soplan sobre el local.

Las fuentes internas consisten en:

- a) Personas
- b) Alumbrado
- c) Artefactos
- d) Motores eléctricos
- e) Tuberías y depósitos de agua fría y caliente
- f) Otras fuentes de calor.

Además de las fuentes internas y externas de calor hay que considerar el propio equipo de aire acondicionado con sus ventiladores y ductos, los cuales constituyen fuentes adicionales de calor.

El cálculo de la carga en el verano es más complejo que en el caso del invierno, principalmente a causa de la radiación solar. La radiación solar recibida por una superficie depende de muchos factores: naturaleza de la superficie, orientación, latitud, altitud, hora.

La radiación solar recibida por una superficie y la temperatura externa varían durante el día, el número de personas dentro del ambiente puede variar con el tiempo, las luces pueden estar encendidas o apagadas. Todos estos factores influyen en el valor de la carga térmica, haciéndose necesario encontrar la hora en que la carga es máxima.

Al evaluar la carga de un equipo de aire acondicionado deberá tomarse en cuenta la inercia térmica de los elementos constituyentes del local (paredes, techos, etc.), la diversidad de las cargas así como la estratificación del calor en algunos casos.

Cuando no se toman en cuenta estos factores el equipo seleccionado resulta sobredimensionado y trabajará muy poco a su máxima capacidad, lo cual resulta antieconómico y poco eficiente.

Al considerarse estos factores la carga real de refrigeración resulta inferior a la ganancia de calor instantánea del ambiente y, por lo tanto, se

necesita un equipo más pequeño para lograr el acondicionamiento deseado. El equipo más pequeño trabajará durante más tiempo a carga máxima, dando como resultado un sistema más económico y eficiente.

Para el cálculo de la carga térmica en verano tenemos las siguientes componentes:

- A. Transmisión de calor a través de las superficies acristaladas.
- B. La transmisión de calor a través de las superficies opacas (paredes, techos, etc.) con o sin radiación.
- C. El flujo de calor disipado por las personas dentro del local a acondicionar.
- D. La ganancia de calor debida a la iluminación interior.
- E. La ganancia debida a motores eléctricos.
- F. La ganancia debida al aire externo.
- G. La ganancia debida al producto (caramelo)

2.1.2 Transmisión de Calor a través de las Superficies Acristaladas

La ganancia de calor a través de un vidrio ordinario depende de su situación geográfica (latitud), del instante considerado (hora, mes) y finalmente de su orientación. La componente de radiación directa origina ganancia de calor en el espacio acondicionado sólo cuando la ventana es atravesada por los rayos solares, mientras que la componente de radiación difusa origina ganancia de calor cualquiera que sea la posición de la ventana en relación con el sol.

El cristal ordinario absorbe una débil proporción de la radiación solar (5 a 6%) y refleja o transmite el resto. La magnitud de calor reflejado o transmitido depende del ángulo de incidencia (ángulo formado por la normal al cristal con la dirección de los rayos del sol). Para pequeños ángulos de incidencia se transmite de un 86 a 87% y se refleja de un 8 a 9%, como se ve en la figura 2.1. Cuando aumenta el ángulo de incidencia aumenta también el calor reflejado y disminuye el transmitido. La ganancia total por insolación comprenderá el calor transmitido más un 40% aproximadamente del calor absorbido por el cristal.

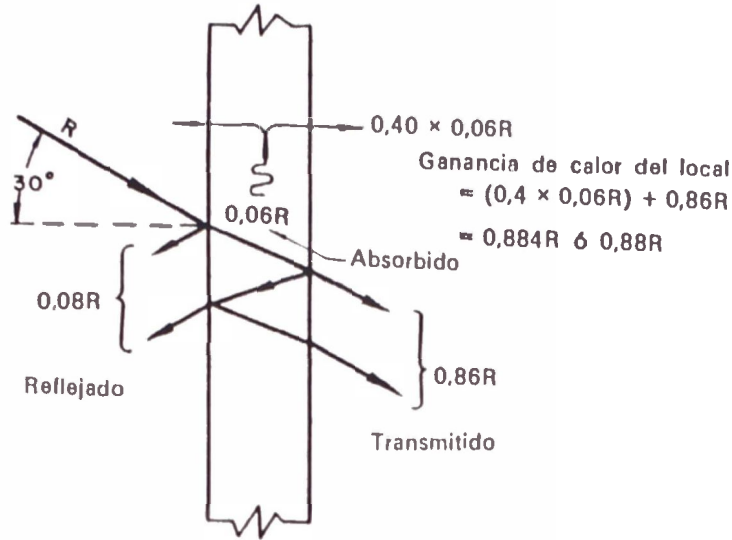


FIG. 2.1

La mayor parte de este flujo es radiante y para que él pueda convertirse en una carga para el aire debe incidir sobre una superficie, ser absorbido, aumentar la temperatura de la misma y pasar una parte de este calor al aire por convección y radiación. La parte restante del flujo del calor es almacenada en las estructuras del local como se muestra en la siguiente figura:

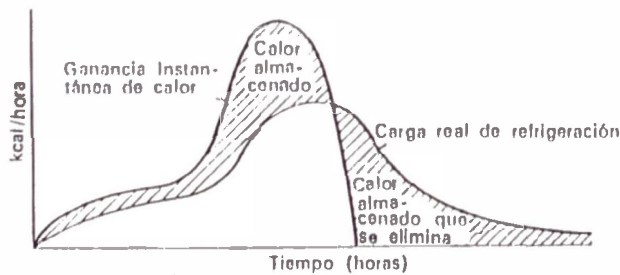


Fig. 2.2

Carga real de refrigeración, ganancia de calor solar, con orientación al Oeste, construcción de tipo medio

El almacenamiento de energía en las estructuras del local hace que la carga de refrigeración real sea inferior a la ganancia instantánea de calor. La figura anterior representa la relación que existe entre las ganancias de calor y las cargas de refrigeración en edificios de construcción normal. Si la construcción es ligera se almacena menos calor en las horas punta (menos capacidad de almacenamiento disponible), mientras que si es muy sólida se almacenará más calor en dichas horas al disponer de más capacidad de almacenamiento. Esto puede verse en la siguiente figura.

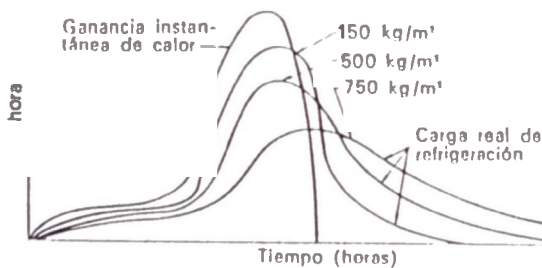


Fig. 2.3

Carga real de refrigeración, ganancia de calor solar, construcción ligera, media y sólida

Otro factor que afecta notablemente el almacenamiento de calor es el período de funcionamiento del equipo de acondicionamiento. Todas las curvas de las figuras anteriores representan la carga real de refrigeración en funcionamiento ininterrumpido durante las 24 horas. Si cesa el funcionamiento del acondicionador al cabo de 16 horas, parte del calor

almacenado permanece en las estructuras del edificio. Este calor debe eliminarse y aparecerá como una carga remanente cuando al día siguiente tenga que ponerse en funcionamiento el sistema de refrigeración. Esta carga está representada en la siguiente figura:

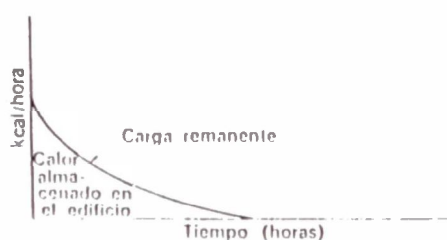


Fig. 2.4

Carga remanente, ganancia de calor solar, orientación al Oeste, 16 horas de funcionamiento

Sumando esta carga remanente a la carga de refrigeración de este día, obtenemos la carga real de refrigeración para 16 horas de funcionamiento y que aparece en la siguiente figura:

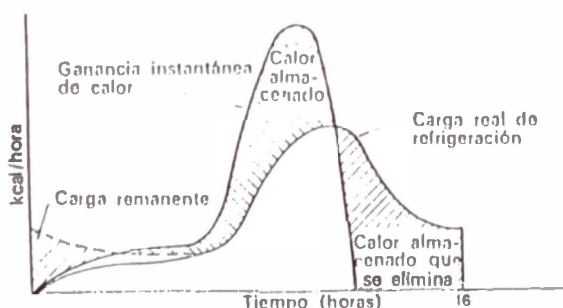


Fig. 2.5

Carga real de refrigeración, ganancia de calor solar, orientación al Oeste, 16 horas de funcionamiento

Cuando los periodos de funcionamiento son más cortos, aumenta la carga remanente porque queda más

calor almacenado en el edificio en el momento de pararse el equipo. La siguiente figura representa la carga remanente para funcionamiento de 12 horas.

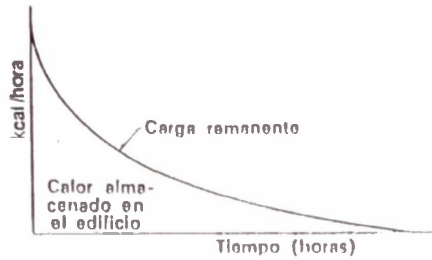


Fig. 2.6

Carga remanente, ganancia de calor solar, orientación al Oeste, 12 horas de funcionamiento

Sumando la carga remanente a la carga de refrigeración para este día obtendremos la carga real de refrigeración cuando el período de funcionamiento es de 12 horas, lo que se indica en la siguiente figura.

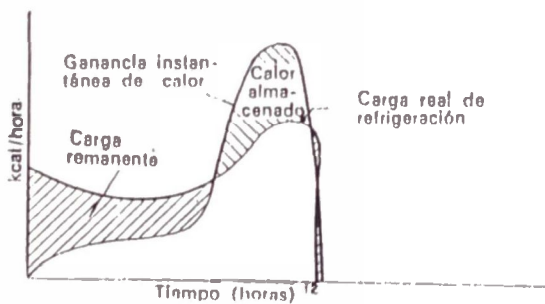


Fig. 2.7

Carga real de refrigeración, ganancia de calor solar, orientación al Oeste, 12 horas de funcionamiento

Para efectuar el cálculo de la carga real de refrigeración, se emplea la siguiente ecuación:

Carga Real de Refrigeración= Máxima aportación solar
(kcal/h.m²) x Superficie
acristalada (m²) x Fac-
tores (Altitud, Atmós-
fera, etc.) x Factor de
sombra x Factor de
Almacenamiento.

- La máxima aportación solar se obtiene de la Tabla N°2.5, según la orientación, mes y latitud.

- Los factores de corrección por (altitud, atmósfera, etc.) aparecen al pie de la Tabla N°2.5 y son:

por marco metálico: 1.17

por limpieza de atmósfera: -15% máx.

por altitud: 0.7% por 300 m.

por punto de rocío:

para temperaturas de rocío superior a 19.5°C

-5% por 4°C

para temperaturas de rocío inferior a 19.5°C

+5% por 4°C

- La Tabla N°2.11 da los factores de sombra que tienen en cuenta la reducción de la Carga de Refrigeración cuando se emplean persianas venecianas interiores o exteriores y cortinas de tela.

Los factores de almacenamiento están dados en la tabla 2.6, los cuales dependen de las horas de

funcionamiento de la unidad de acondicionamiento, de la hora, orientación y peso de la estructura del local en Kg/m² de superficie de piso.

Es necesario indicar que en la carga de refrigeración obtenida de esta forma no está incluido el calor que se transmite como consecuencia de la diferencia de temperaturas entre el aire exterior e interior.

2.1.3 Transmisión de Calor a través de Superficies Opacas (paredes, techos) con o sin Radiación

El flujo de calor a través de las paredes exteriores sometidas a radiación solar es causado por la energía radiante absorbida por la superficie externa y por la diferencia de temperaturas entre el aire exterior e interior al local.

Siendo la radiación solar y la diferencia de temperaturas variable durante el día, la intensidad del flujo de calor también lo será, lo cual hace complicado su cálculo por ser un sistema no permanente.

Cuando una pared está sometida a radiación, la temperatura de su superficie externa puede ser superior a la del aire externo dando lugar a un flujo de calor por conducción hacia el interior y por convección y radiación hacia el exterior.

En la siguiente figura se muestra la distribución de temperaturas en una pared recibiendo una radiación solar de intensidad I_t

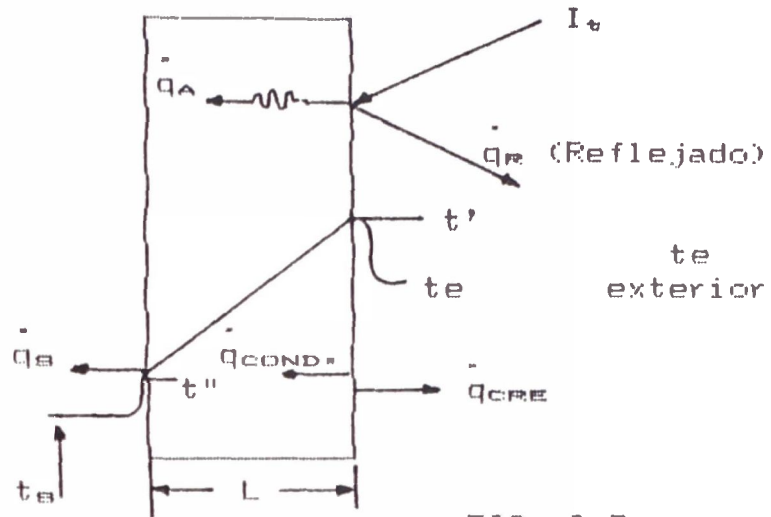


FIG. 2.8

Para un instante dado se puede efectuar el siguiente balance de calor:

$$I_t = q_A + q_R$$

y

$$q_A = q_{COND} + q_{CRE}$$

$$q_A = \text{calor absorbido} = \alpha I_t$$

$$q_R = \text{calor reflejado} = \rho I_t$$

$$q_{CRE} = \text{flujo de calor de la pared al aire exterior por convección y radiación}$$

$$q_{COND} = \text{es el flujo de calor por conducción ingresando en la pared}$$

$$q_{COND} = -K \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=L}$$

El flujo de calor que ingresa en la sala (carga térmica instantánea, en un instante) está dado por:

$$q_{\text{e}} = -K \left(\frac{\partial t}{\partial x} \right)_{x=0} = h_{\text{e}} (t'' - t_{\text{e}})$$

La diferencia entre ($\dot{q}_{\text{COND.}} - q_{\text{e}}$), es la energía almacenada en la estructura. Lo que interesa al calculista de la carga térmica es el flujo de calor que el ambiente está ganando (\dot{q}_{e}) en el instante admitido para el cálculo de la carga.

Para el cálculo del flujo de calor (\dot{q}_{e}) se ha recurrido al concepto de Diferencia Equivalente de Temperatura definida como la diferencia entre las temperatura del aire exterior e interior que produce el mismo flujo de calor al local que la originada tomando en cuenta la variación de la radiación solar y de la Temp. exterior.

La Temp. equivalente depende de:

- Tipo de construcción (peso)
- Orientación
- Situación del local (latitud)
- Condiciones del proyecto

El flujo de calor se puede obtener por:

$$q = U A \Delta T_e$$

ΔT_e es la diferencia equivalente de temperatura en el caso de paredes con radiación y en el caso de paredes sin radiación, es la diferencia de temperaturas entre el aire externo e interno al local.

La tabla N°2.7 da los valores de las diferencias equivalentes de Temp. para el caso de muros soleados o en sombra y la tabla N°2.8 para techos soleados o en sombra.

Estas tablas han sido elaboradas para las siguientes condiciones:

Temp. Exterior	35 °C
Temp. Interior	27 °C
Variación de Temp.Ext. en 24 horas	11 °C
Techos y paredes de color oscuro 40° de latitud norte en el mes de julio	

Para otras condiciones diferentes es necesario utilizar la expresión:

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

donde:

a es el coeficiente de corrección para una diferencia de temperaturas entre el exterior e interior diferente de $\theta^{\circ}\text{C}$ y con una variación de temperatura exterior en 24 horas diferente de 11°C

ΔT_{es} = diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared a la sombra.

ΔT_{em} = diferencia equivalente de temperatura a la hora considerada para la pared soleada.

b coeficiente que considera el color de la cara exterior de la pared.

Para paredes de color oscuro $b=1$ (azul oscuro, rojo oscuro, marrón oscuro, etc.)

Para paredes de color medio $b=0.78$ (verde, azul o gris claro).

Para paredes de color claro $b=0.55$ (blanco, crema).

R_{e0} = máxima insolación (Kcal/h.m^2) correspondiente al mes y latitud supuestos,

a través de una superficie acristalada vertical para la orientación considerada (en el caso de pared), u horizontal (en el caso de techo).
Tabla N°2.5.

R_m = Máxima radiación solar (Kcal/h m²) en el mes de Julio a 40° de latitud norte, a través de una superficie acristalada vertical, para la orientación considerada (en el caso de pared) u horizontal (en el caso de techo). Tabla N°2.5

NOTAS:

1) Para las paredes a la sombra cualquiera que sea su orientación:

$$\Delta T_{em} = \Delta T_{es}, \text{ de donde } \Delta T_e = a + \Delta T_{es}$$

2) La tabla N°2.7 es para el hemisferio norte. Sin embargo, puede utilizarse también para el hemisferio sur, teniendo en cuenta las siguientes equivalencias.

Orientación en el Hemisferio Sur	Orientación Equivalente en el Hemisferio Norte
Noreste	Sureste
Este	Este
Sureste	Noreste
Sur (sombra)	Norte (Sombra)
Suroeste	Noroeste
Oeste	Oeste
Noroeste	Suroeste
Norte	Sur

2.1.4 Flujo de Calor disipado por las personas dentro del local a Acondicionar

Las personas se comportan en forma similar a un motor térmico, el calor Q que recibe proviene de la combustión de los alimentos teniendo que disipar continuamente un calor Q_o , que en el caso del hombre es denominado metabolismo y lo representaremos con la letra M .

Siendo el calor rechazado por una máquina térmica:

$$Q_o = \frac{1 - \eta}{\eta} W$$

Luego:

$$M = \frac{1 - \eta}{\eta} W$$

El trabajo (W) ejecutado por el organismo es la suma de los trabajos externos más el interno necesario para mantener la vida (trabajo de bombeo del corazón y otros).

Se puede observar que cuanto mayor es el trabajo (W), mayor es el calor M a ser disipado. Luego este depende de la actividad desarrollada por las personas y también de la temperatura ambiente exterior que las rodea.

El calor M es disipado:

- 1) Hacia las paredes del local por radiación.
- 2) Hacia el aire ambiente por convección de la epidermis y vías respiratorias.
- 3) Hacia el aire ambiente por evaporación de la epidermis y vías respiratorias.

Para determinar el flujo de calor disipado por las personas en el ambiente a acondicionar se puede emplear la tabla N°2.12 donde se dan los flujos de calor sensible y latente, dependiendo de la temperatura de bulbo seco del ambiente y del grado de actividad desarrollado. Los valores de la tabla son válidos para una permanencia superior a las 3 horas en los locales acondicionados; cuando la renovación de los ocupantes

es más frecuente se puede aumentar las ganancias correspondientes en una proporción que puede llegar un 10% (Permanencia inferior a 15 minutos).

En el caso de no ser conocido el número de personas dentro del local a acondicionar, la siguiente tabla da el número de m² por persona para diferentes tipos de ambiente.

AREA ESTIMADA POR PERSONAS

<u>Local</u>	<u>m²/persona</u>
Bancos	5.0
Escritorios	6.0
Tiendas (1º piso)	2.5
Tiendas (pisos superiores)	5.0
Museos Bibliotecas	5.5
Salas de Hoteles	5.5
Restaurantes	1.4
Salas de Operación de Hospitales	8 personas/sala
Teatros, Cinemas, Auditorios	0.7

2.1.5 Ganancia de Calor debida a Iluminación

El alumbrado constituye una fuente de calor sensible. Los elementos de iluminación convierten la energía eléctrica en calor y en luz.

La ganancia de calor se puede calcular por:

TIPO	GANANCIA SENSIBLE
Lámparas incandescentes	Potencia en Watts x 0.86
Lámparas fluorescentes	Potencia en Watts x0.86x1.25

El 25% suplementario corresponde la potencia absorbida en la reactancia reguladora.

El calor es emitido desde las lámparas por radiación y convección.

Un porcentaje del calor emitido por radiación es absorbido por los materiales existentes en el local, pudiéndose además producir estratificación del calor emitido por convección, en las partes altas del local. La tabla N°2.10 da el factor de almacenamiento que permite encontrar la carga real de refrigeración. También esta tabla puede utilizarse para la carga producida por los ocupantes salvo el caso de locales muy concurridos.

En la siguiente tabla se dan valores de la potencia consumida por iluminación.

POTENCIA NOMINAL DE ILUMINACION Y POTENCIA MEDIA DE LAS
LAMPARAS

Finalidad del local o Tipo de Actividad	Potencia Nominal de Iluminación (Lux)	Pot.de lámparas Lámp. Incand.	(W/m ²) Lámp. Fluor.
- Almacenes, Vi- viendas, Restau- rantes, Teatros	120	25	8
- Trabajos de ofic. con tareas norma- les para la vista; clases de enseñan- za normales, tra- bajos de montaje sencillos	250	55	16
- Salas de lectura, laboratorios de in- vestigación, gran- des almacenes, sa- las de exposicio- nes y ferias, tra- bajos de montaje algo delicados	500	110	32
- Supermercados, mon- taje de precisión	750	170	50
- Oficinas grandes, quirófanos, dibu- jos técnicos, mon- taje de aparatos de precisión en la industria eléctri- ca, mecánica de precisión	1000	-	65
- Montaje de Alta Precisión	1500	-	100
- Piezas electróni- cas de subminia- tura, relojería, trabajos de gra- bado en Cobre y Acero	2000	-	130

2.1.6 Ganancias debidas a Motores Eléctricos

Los motores eléctricos constituyen fuentes de ganancias de calor sensible debido a que gran parte de la potencia que consumen se transforma en calor.

De la potencia absorbida por un motor eléctrico una parte es perdida a través de la carcasa y el resto (potencia útil) es utilizada por la máquina conectada al motor. La potencia útil es utilizada en producir un trabajo que puede o no contribuir a la ganancia de calor.

Sea P la potencia útil (potencia indicada en la placa del motor) y η su rendimiento, luego la potencia absorbida por el motor eléctrico es P/η y el flujo de calor perdido a través de la carcasa es $P/\eta (1 - \eta)$.

Puede ocurrir que la potencia que un motor está entregando (P') sea inferior a la indicada en su placa. En este caso para los cálculos se debe emplear P' .

El flujo de calor a ser considerado como carga térmica depende si el motor eléctrico y la máquina acoplada están ambos dentro del local acondicionado o si uno de ellos se encuentra al exterior.

Si P está en kW tenemos:

		Flujo de Calor Kcal/h
Caso I	Motor y máquina dentro del local	$P/\eta \times 860$
Caso II	Motor en el exterior y máquina en el local	$P \times 860$
Caso III	Motor en el interior y máquina en el exterior	$P/\eta (1 - \eta) \times 860$

El caso de motobombas o motoventiladores en los cuales el fluido se expulsa al exterior a pesar de estar todo el equipo dentro del local, pertenece al caso III.

El valor de la η depende de la potencia del motor eléctrico.

Potencia del Motor HP	Rendimiento (η)
1/20 a 1/4	40 a 64%
1/3 a 1 1/2	66 a 80%
2 a 10	80 a 85%
15 a 60	86 a 89%
75 o mayor	90%

2.2 Cálculo de la Carga Térmica

2.2.1 Día de Proyecto

Nuestro "día de proyecto" 28°C de Temp. de bulbo seco y 80% de humedad relativa (H.R.), se obtuvo de un análisis de las Temp. máximas absolutas y

humedades relativas máximas medias y mínimas medias en Lima, para los meses de noviembre, diciembre, enero, febrero, marzo y abril y en un período de 13 años para el caso de la Temp., y para los meses de verano (Enero, Febrero y Marzo) y en un período de 10 años para el caso de la humedad relativa.

Estos datos fueron proporcionados por el Servicio Nacional de Meteorología e Hidrología en las tablas que se adjuntan al final del capítulo, las cuales han sido volcados a unos gráficos para apreciar mejor su comportamiento.

Así tenemos que para el caso de la Temp., como se puede apreciar en el gráfico 2.1, hemos obtenido como promedio en los 13 años considerados (desde 1976 a 1988) la Temp. de 28.3°C.

Similarmente para la humedad relativa, hemos obtenido como puede apreciarse en el gráfico 2.2, 80% de H.R. como promedio en los 10 años considerados.

2.2.2 Condiciones Iniciales del Proyecto

Condiciones del aire ambiente exterior en verano:

$$T_o = 28^{\circ}\text{C} \quad \phi_o = 80\% \text{ (H.R.)}$$

Condiciones del ambiente acondicionado:

$T_i = 20\text{ }^\circ\text{C}$ $\phi_i = 50\%$ (H.R.)

Producción de caramelo:

2 fajas de 350 Kg/h c/u

2 fajas de 150 Kg/h c/u

Producción Total = 1,000 Kg/h

Temp. inicial del caramelo $80\text{ }^\circ\text{C}$

Temp. final del caramelo $25\text{ }^\circ\text{C}$

Temp. de salida en la faja transportadora
 $55\text{ }^\circ\text{C}$ (velocidad baja)

Temp. de salida en la faja transportadora
 $65\text{ }^\circ\text{C}$ (velocidad alta)

Tiempo del recorrido del caramelo en la
faja: 2.2 min.

2.2.3 Determinación del Calor específico del caramelo

Debemos observar que al no conocerse el calor específico del caramelo tuvimos que determinarlo. Para ello en un depósito que contenía 1 litro de agua pura a una determinada Temp. inicial, se introdujo en una bolsita plástica muy fina 70 gramos (20 unidades) de caramelo también a una determinada Temp. inicial. Se

tomaron luego las temperaturas finales tanto del agua como del caramelo y se hizo un balance de energía: El calor eliminado por el caramelo que estaba más caliente debía ser absorbido por el agua, que lo envolvía, más fría.

Temp. inicial del agua	25 °C
Temp. final del agua	27 °C
Vol. de agua	1 l.
Temp. inicial del caramelo	76 °C
Temp. final de caramelo	31 °C
Volumen desplazado por el caramelo (20 unid.)	= 50 ml
Peso de los 20 caramelos	= 70 gr

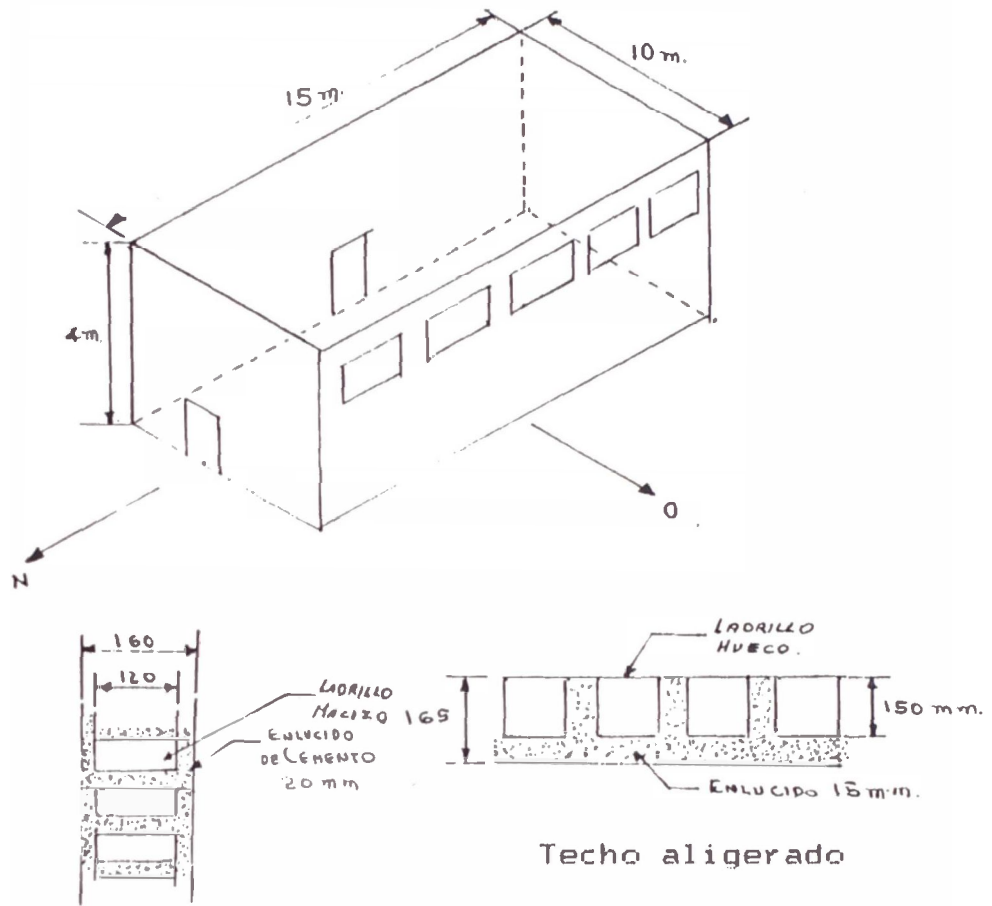
$$Q = m_c C_{e_c} \Delta T_c = m_a C_{e_a} \Delta T_a$$

$$(0.07 \text{ Kg}) C_{e_c} (45^\circ) = 1 \text{ Kg} \left(1 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}\right) 2^\circ\text{C}$$

$$C_{e_c} = \frac{2 \text{ Kcal}}{0.07 \text{ Kg } 45^\circ\text{C}} = 0.635 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$$

$$C_{e_c} = 0.635 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}}$$

2.2.4 Dimensiones y Características del local a Acondicionar



Pared Exterior o Interior

12° de latitud sur

200 M.S.N.M.

FIG. 2.9

2.2.5 Determinación de los Coeficientes Globales de Transferencia de Calor (U)

Pared Ext. Oeste.- (Referencia: Tabla 2.4)

Resist. de la película aire externo	= 0.052
Resist. del enlucido de cemento 1.6 x 2	
	(0.02) = 0.064
Resist. del ladrillo macizo 1.64 x 0.12	= 0.1968
Resist. de la película de aire interno	= <u>0.14</u>
	0.4528

$$\frac{1}{U} = \sum_{i=1}^n R_i \implies U = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i}$$

$$U = \frac{1}{0.4528} = 2.21 \text{ Kcal/h-m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pared Int. Este y Norte.-

$$U = \frac{1}{0.14 + 0.064 + 0.1968 + 0.14} = 1.85 \text{ Kcal/h-m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$U = 1.85 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Pared de madera Int. Sur y Puertas.-

$$U = \frac{1}{0.14 + 10.95(2 \times 0.005) + 0.14 + 0.14} = 1.89 \frac{\text{Kcal}}{\text{h-m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$$

Techo.-

$$U = \frac{1}{0.052 + 0.312 + 1.6 \times 0.015 + 0.14} = \frac{1}{0.528}$$

$$U = 1.9 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Nota: La pared de madera y puertas son de 3 cm de espesor de doble plancha prensada de 0.5 cm. Y las puertas tienen una dimensión de 2.10 x 1.5 m.

Vidrios.-

$$U = \frac{1}{0.052 + 0.14} = \frac{1}{0.192}$$

$$U = 5.2 \text{ Kcal/h m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

2.2.6 Determinación de los Pesos de Paredes, Techos y Pisos por m² de Piso de la Habitación (Tabla 2.4)

$$\text{Pared.- } 1,920 \times 0.12 + 1,856 \times 0.040 = 304.64 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Pared de Madera.- } 768 \text{ Kg/m}^3 \times 0.01 + 2\%$$

(768 Kg/m²)
Por los tabiques
interiores del
contraplacado

$$7.834 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Techo.- } 0.015 \times 1,856 + 0.15 \times 800 = 147.84 \text{ Kg/m}^2$$

Piso.- 0.15 x 2,240 (Terrazolita) = 336 Kg/m²

El peso por metro cuadrado (m²) de area de piso es:

$$\text{Pared Oeste : } \left(\frac{15 \times 4 - 5 \text{ m}^2}{15 \times 10} \right) 304.64 = 111.7 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Pared Sur (de madera): } \left(\frac{10 \times 4}{15 \times 10} \right) 7.834 = 2.1 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Pared Este: } \left(\frac{15 \times 4 - 2.1 \times 1.5}{15 \times 10} \right) 304.64 = 53.6 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Pared Norte: } \left(\frac{10 \times 4 - 2.1 \times 1.5}{15 \times 10} \right) 304.64 = 74.84 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Techo: } 1 \times 148 \quad 148 \text{ Kg/m}^2$$

$$\text{Piso : } 1 \times 336 \quad 336 \text{ Kg/m}^2$$

De las notas de la tabla 2.6:

Para locales con uno o más muros al exterior se tiene:

$$\text{Peso (Kg/m}^2\text{)} = \frac{\text{Peso muros exterior} + 1/2 (\text{Peso tabiques, techo, suelo})}{\text{Superficie del piso del local}}$$

$$\frac{111.7 + 1/2 (2.1 + 53.6 + 74.84 + 148 + 336)}{\text{-----}}$$

$$= 419 \text{ Kg/m}^2$$

2.2.7 Determinación del Mes y Elección de la Hora de Cálculo

Las superficies sometidas a radiación son:

La pared orientada al oeste y el techo.

El local a acondicionar está a 12° de latitud sur.

De la tabla 2.5 obtenemos las máximas aportaciones solares que se presentan sintetizadas en el siguiente cuadro:

	Diciembre	Enero	Febrero	Marzo	Abril
P. Oeste	452.2	461	443	443.6	415.6
Techo	709.2	718.2	676.2	661.4	611.2

Del cuadro anterior se deduce que el mes de cálculo es enero por ser el de mayor intensidad radiante para las 2 superficies consideradas.

ELECCION DE LA HORA

Como la pared y el techo son las únicas superficies expuestas a radiación, éstas se consideran para determinar la hora de cálculo en la cual la carga es máxima.

Luego las cargas radiantes que consideramos para efecto del análisis son:

- El calor radiante a través de las ventanas
- El calor a través de la pared
- El calor a través del techo soleado.

Para 16 horas de funcionamiento del equipo:

La mayor aportación solar a través del vidrio según tabla 2.6 se produce a las 18 horas: 0.51

La mayor aportación solar a través de la pared según tabla 2.7 se produce a las 19 horas: 22.8

La mayor aportación solar a través del techo según tabla 2.8 se produce a las 18 horas: 23.35

Luego el flujo de calor deberá encontrarse entre las 18 y 19 horas.

A continuación efectuamos el cálculo de la carga térmica para estas 2 horas (18 y 19 horas).

2.2.7.1 Calor Radiante a través de las ventanas de Orientación Oeste

Calor radiante = Máxima aportación solar Sup.
Acristalada Factor (Altitud,
atmósfera, marco, etc.) x f
almacenamiento

En este caso tenemos:

Máxima aportación solar = 461 Kcal/h m² (12° latitud sur. Enero)

Sup. acristalada = 5 m²

Fact. marco metálico = 1.17 (Notas tabla 2.5)

Fact. atmósfera limpia = 1.00

Fact. por altitud = (200 M.S.N.M.) ==> $(1 + \frac{0.7}{100} \times \frac{200}{300})$
= 1.0047

Factor por punto de rocío = punto de rocío = 24.5 ==>

$$(1 - \frac{5}{100} \times \frac{5}{4.0}) = 0.9375$$

Factor de almacenamiento = f ==> Tabla 2.6

Calor radiante = 461 Kcal/h m² x 5 m² x 1.17 x 1.00
x 1.0047 x 0.9375 x f
= 2,540.2 x f

HORA	Factor de Almacenam. f	Carga Kcal/h Radiante
18	0.545	1,384.4
19	0.45	1,143.1

2.2.7.2 Calor a través de la Pared Soleada
orientada al Oeste

El flujo de calor está dado por:

$$q = U A \Delta T_e$$

Donde:

$$T_e = a + \Delta T_{e_{\text{ext}}} + \frac{h R_{\text{ext}}}{R_m} (\Delta T_{\text{ext}} - \Delta T_{e_{\text{ext}}}) \quad (\alpha)$$

a = 2.3

(Tabla 2.9) Variación de la Temp. en 24 horas = 6°

Temp. Ext.-Temp. Int. ==> 28° - 20° = 8°

$$R_{\text{ext}} = 461 \times 1.00 \times 1.0047 \times 0.9375$$

$$R_{\text{ext}} = 434.22$$

$$R_m = 444 \text{ Kcal/h-m}^2 \quad (\text{Tabla 2.5})$$

$$b = 0.55 \text{ (color claro: amarillo crema)}$$

De la tabla 2.7:

HORA	ΔT_{ext}	ΔT_{es}
18	22.2	6.7
19	22.8	6.7

Reemplazando y efectuando en α :

HORA	$\alpha = \Delta T_e$
18	$2.3 + 6.7 + 0.55 \left(\frac{434.22}{444} \right) (22.2 - 6.7) = 17.34$
19	$2.3 + 6.7 + 0.55 \left(\frac{434.22}{444} \right) (22.8 - 6.7) = 17.66$

Luego:

$$q = UA \Delta T_e$$

$$\dot{q} = 2.21 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \times 55 \text{ m}^2 \times \Delta T_e = 121.55 \Delta T_e$$

HORA	FLUJO CALOR PARED OESTE
18	2,107.7
19	2,146.6

2.2.7.3 Flujo de Calor por el Techo Soleado

El cálculo es similar al anterior.

$$a = 2.3 \text{ (Tabla 2.9)}$$

$$R_m = 671.2 \times 1.07 \times 0.94 \times 1.0047 \times 1.00 = 678.3$$

(Tabla 2.5)

$$R_m = 631 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ (Tabla 2.5)}$$

$$b = 0.78 \text{ (El techo es más oscuro que la pared)}$$

$$x_2 = \frac{bR_e}{R_m} = \frac{0.78 \times 678.3}{631} = 0.84$$

$$x_1 = 1 - x_2 \Rightarrow x_1 = 0.16$$

De la tabla 2.8 para el techo, considerando 150 Kg/m² tenemos:

HORA	ΔT_{em}	ΔT_{es}
18	23.35	6.7
19	21.95	5.8

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

HORA	ΔT_e
18	$2.3 + 0.16 (6.7) + 0.84 (23.35) = 23$
19	$2.3 + 0.16 (5.8) + 0.84 (21.95) = 21.7$

$$q = UA \Delta T_e \Rightarrow 1.9(150) \Delta T_e = 285 \Delta T_e$$

HORA	FLUJO CALOR
18	6,555 Kcal/h
19	6,184.5 Kcal/h

2.2.7.4 Total flujo de calor radiante y obtención de la hora de cálculo

HORA	VENTANA OESTE Kcal/h	PARED OESTE Kcal/h	TECHO Kcal/h	TOTAL Kcal/h
18	1,384.4	2,107.7	6,555	10,047.1
19	1,143.1	2,146.6	6,184.5	9,474.2

De aquí se concluye que la hora de cálculo será las 18 horas por tener la mayor carga simultánea.

2.2.7.5 Carga Real total a través de las ventanas

En el caso de las ventanas, a la carga obtenida de 1,384.4 Kcal/h por radiación, hay que agregar la carga adicional que se produce como consecuencia de la diferencia de Temp. entre el aire exterior e interior.

Este flujo de calor adicional es el siguiente:

$$\begin{aligned}\dot{q} &= UA (T_{ext.} - T_{int.}) \\ &= 5.2 \text{ Kcal/h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \times 5 \text{ m}^2 \times (28^\circ - 20^\circ) \\ \dot{q} &= 208 \text{ Kcal/h}\end{aligned}$$

Luego la carga real total a través de las ventanas es:

$$1,384.4 + 208 = 1,592.4 \text{ Kcal/h.}$$

Se concluye que la carga real total hasta el momento es $10,047.1 + 208 = 10,255.1$ Kcal/h.

2.2.8 Carga debida a las habitaciones vecinas

2.2.8.1 Flujo de calor procedente de la habitación vecina norte

En esta habitación la Temp. ambiente se considera 33°C debido a que ésta es la sección donde se moldea o troquela el caramelo, desde una masa caliente, la cual es mantenida en este estado por un brasero. Además hay maquinaria, equipo y personal.

El flujo de calor será:

$$\dot{q} = U A \Delta T \quad U_{\text{pared}} = 1.85 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$U_{\text{puertas}} = 1.89 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \text{ }^{\circ}\text{C}}$$

$$\text{Area puertas} = 3.15 \text{ m}^2 = 2.1 \times 1.5$$

$$\begin{aligned} q_{\text{pared norte}} &= 1.85 \times 36.85 \times (33^\circ - 20^\circ) = 886.24 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \\ q_{\text{puerta norte}} &= 1.89 \times 3.15 \times 13 = 77.4 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \\ \text{TOTAL} &= 963.64 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \end{aligned}$$

2.2.8.2 Flujo de Calor Procedente de la Habitación Vecina Este

En esta habitación se considera 30°C de Temp. ambiente.

Luego:

$$q = U A \Delta T$$
$$\begin{aligned} U_{\text{pared}} &= 1.85 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \\ U_{\text{puerta}} &= 1.89 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} q_{\text{pared este}} &= 1.85 \times 56.85 \times (30-20) = 1,051.73 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}} \\ q_{\text{puerta este}} &= 1.89 \times 3.15 \times 10 = 59.5 \text{ Kcal/h} \\ \text{TOTAL} &= 1,111.2 \text{ Kcal/h} \end{aligned}$$

2.2.8.3 Flujo de Calor procedente de la habitación vecina Sur

Aquí se considera 32°C como la Temp. ambiente, debido a que ésta es la sección de envoltura y donde se encuentran, caldero, máquinas y equipos.

La pared es un tabique de madera con las mismas características de la puerta y cuyo U es igual 1.89 Kcal/h.m² °C.

Luego:

$$q = U A \Delta T$$

$$q = 1.89 \times 40 \times (32^\circ - 20^\circ) = 907.2 \text{ Kcal/h}$$

La carga debida a las habitaciones vecinas es en total:

$$963.64 + 1,111.2 + 907.2 = 2,982 \text{ Kcal/h}$$

2.2.9 Ganancia de Calor debida a productos

Masa de caramelo = 1,000 Kg/h

Temp. inicial del caramelo (T₁) = 80 °C

Temp. final del caramelo (T₂) = 25 °C

Calor Esp. del Caramelo = 0.635 Kcal/Kg °C

$$\dot{q} = m_c C_{ec} (T_1 - T_2)$$

$$q = 1,000 \text{ Kg/h} \times 0.635 \text{ Kcal/Kg } ^\circ\text{C} \times (80 - 25) ^\circ\text{C}$$

$$\dot{q} = 34,925 \text{ Kcal/h}$$

Este calor es calor sensible.

2.2.10 Flujo de Calor Disipado por Personas

Se asume la presencia de 10 personas, que se ajusta a la realidad.

Según la tabla 2.12 (Temp. del local 21°C; fábrica trabajo ligero)

Calor sensible	Calor latente
92 Kcal/h persona	97 Kcal/h persona

Para 10 personas:

920 Kcal/h	970 Kcal/h
------------	------------

Para obtener la carga real de refrigeración el calor sensible generado por las personas lo multiplicamos por el factor de almacenamiento correspondiente, que se da en la Tabla 2.10. Factores de Almacenamiento de la carga. Ganancias de calor debidas al alumbrado. Este factor es el mismo que se utilizará en el cálculo de la carga real de refrigeración debida a iluminación.

Este factor de almacenamiento se obtiene en base a las horas de funcionamiento de la instalación (16), peso de la estructura del local en Kg/m² de suelo (419 Kg/m²) y número de horas transcurridas desde que se encienden las luces (10). Interpolando valores tenemos como factor de almacenamiento de calor debido a ocupantes e iluminación interna: 0.921.

Luego:

$$920 \text{ Kcal/h} \times 0.921 = 847.32 \text{ Kcal/h.}$$

Que es la carga real de refrigeración debida a personas.

2.2.11 Ganancia de Calor debido a Iluminación

Asumimos también 12 fluorescentes por ajustarse a la realidad.

$$\text{qilum.} = \frac{40 \text{ watts}}{\text{fluoresc.}} \times 12 \text{ fluorescentes} \times 1.25 \times 0.86 = 516 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$$

$$\text{qilum} = 516 \text{ Kcal/h}$$

Carga Real de Refrigeración debida a iluminación:

$$\text{qilum.} \times \text{factor de almacenamiento}$$

El factor de almacenamiento se determinó que era 0.921.

Luego:

$$516 \text{ Kcal/h} \times 0.921 = 475.24 \text{ Kcal/h}$$

2.2.12 Ganancia debida a Motores Eléctricos

Asumimos 16 HP en total para el ambiente acondicionado

$$16 \text{ HP} \times 0.746 \frac{\text{kW}}{\text{HP}} = 12 \text{ kW}$$

$$\frac{12 \text{ kW}}{\text{-----}} \Rightarrow \frac{12 \text{ kW}}{0.80} = 15 \text{ kW} \Rightarrow 15 \text{ kW} \times 860 \frac{\text{Kcal}}{\text{h.kW}} = 12,900$$

Carga debida a motores eléctricos = 12,900 Kcal/h.

2.2.13 Ganancia debida al aire externo de Ventilación

Según la tabla 2.13 y debido al área del local, debe ventilarse con no menos de 270 m³/h que sería el mayor valor para el caso de fábrica. El calor sensible debido al aire de Vent. es:

$$\dot{q} = v \rho C_e (T_o - T_i)$$

$$q = 270 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.188 \text{ Kg}/\text{m}^3 \times 0.245 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kg } ^\circ\text{C}} (28^\circ - 20^\circ)$$

$$\dot{q} = 628.7 \text{ Kcal/h}$$

2.2.14 Calor Latente

Las únicas fuentes de calor latente serían las persona que se ha determinado previamente y que es en total 970 Kcal/h; además el aire de ventilación que no se considera en el cálculo de la carga térmica y cuyo valor es el siguiente:

$$q_L = V (W_o - W_i) 590 \text{ Kcal/h}$$

W_i .-

$$T_i = 20^\circ\text{C}$$

$$\phi_i = 50\%$$

$$P.\text{sat} = 0.024026 \text{ Kg/cm}^2$$

$$W_i = 0.622 \frac{\phi_i P.\text{Sat.}}{P_T - \phi_i P.\text{Sat.}}$$

$$W_i = 0.622 \frac{0.5 (0.024026)}{1.033 - 0.5(0.024026)}$$

$$W_i = 7.32 \times 10^{-3} \text{ Kg de agua/Kg de aire seco}$$

W_o .-

$$T_o = 28^\circ\text{C}$$

$$\phi_o = 80\%$$

$$P.\text{sat.} = 0.039267 \text{ Kg/cm}^2$$

$$W_o = 0.622 \frac{\phi_o P.\text{Sat.}}{P_T - \phi_o P.\text{Sat.}}$$

$$W_o = 0.622 \frac{0.8 (0.039267)}{1.033 - 0.8(0.039267)}$$

$$W_o = 0.0195 \text{ Kg. agua/Kg. aire seco}$$

Luego:

$$\dot{q}_L = 270 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.188 \text{ Kg/m}^3 (0.0195 - 7.32 \times 10^{-3}) 590$$

$$\dot{q}_L = 2,305 \text{ Kcal/h}$$

Calor latente de ventilación

$$\dot{q}_L = 2,305 \text{ Kcal/h}$$

Por el aire de ventilación:

$$\text{Carga sensible } q_s \quad 628.7 \text{ Kcal/h}$$

$$\text{Carga latente } \dot{q}_L = \underline{2,305} \text{ Kcal/h}$$

$$\text{TOTAL} \quad = 2,933.7 \text{ Kcal/h}$$

2.2.15 Determinación del Coeficiente de calor Sensible

Sumando todos los calores sensibles excepto el de ventilación, tenemos:

$$\dot{q}_s = 10,255.1 + 963.64 + 1,111.2 + 907.2 + 34,925 + 847.32 + 475.24 + 12,900$$

$$\dot{q}_s = 62,384.7 \text{ Kcal/h}$$

Como calor latente tenemos solamente el que corresponde personas (no tomamos en cuenta el de ventilación)

$$\dot{q}_L = 970 \text{ Kcal/h}$$

Luego:

$$q_{total} = q_s + q_L = 62,384.7 + 970 = 63,354.7 \text{ Kcal/h}$$

$$q_{total} = 63,354.7 \text{ Kcal/h}$$

Coefficiente de calor sensible:

$$\begin{aligned} \text{Coef. calor sensible} &= \frac{q_s}{q_{total}} \\ &= \frac{q_s}{q_s + q_L} = \frac{62,384.7}{63,354.7} = 0.985 \end{aligned}$$

2.2.16 Trazado de la línea de Relación de Carga o Línea de Proceso

La determinación de la línea de proceso de la sala es muy importante porque su pendiente es un indicador de las proporciones de calor latente a calor sensible y además representa en si misma una variedad de posibilidades en cuanto a estados y caudales del aire de suministro se refiere. Parecería que cualquier estado puede ser elegido y la correspondiente cantidad de aire calculada. Sin embargo, esto no es verdad, presiones de tipo económico restringen la elección del estado del aire de suministro a un valor bastante cercano a la curva de saturación. Este deberá estar lógicamente en la línea de proceso. Tal estado del aire de suministro, para nuestro caso, está representado por el punto Y en la carta psicrométrica. (Gráf. 2.3)

Para trazar la línea de proceso de la sala se pueden utilizar 2 métodos:

- 1) Ubicamos el coeficiente de calor sensible determinado, en la escala correspondiente ubicada en el margen superior derecho de la carta psicrométrica y luego uniendo este punto con el pivote que aparece también en la carta, se obtiene la pendiente de la línea. Luego mediante una paralela que pase por el punto que representa el estado de la sala acondicionada, se obtiene la línea de proceso.
- 2) Obteniendo la pendiente de la línea por la relación de calor latente a calor sensible y haciéndola pasar por el punto que representa las condiciones en la sala acondicionada.

Las condiciones en la sala acondicionada está representada en nuestro caso por el punto x en la carta psicrométrica. (Gráf. 2.3)

Según se puede apreciar en la carta psicrométrica la línea de relación de carga o línea de proceso se intersecta con la línea de saturación a 9.3°C .

2.2.17 Determinación del Flujo de Masa de Aire

De la ecuación:

$$\dot{q}_T = \dot{m}_a \Delta h$$

$$63,354.7 = m_a (h_x - h_y)$$

$$m_a = \frac{63,354.7 \text{ Kcal/h}}{(h_x - h_y) \text{ Kcal/Kg}}$$

$$h_x = 13.5 \text{ Kcal/Kg}$$

$$h_y = 11.08 \text{ Kcal/Kg}$$

$$m_a = \frac{63,354.7}{(13.5 - 11.08)} = 26,179.63 \text{ Kg/h}$$

$$\dot{m}_a = 26,179.63 \text{ Kg/h}$$

2.2.18 Determinación de Flujo de Masa de Aire de Ventilación y Recirculación

De acuerdo al área o tamaño de la habitación y su aplicación (fábrica) según la tabla 2.13 debe ventilarse con no menos de 270 m³/h, lo cual es muy pequeño:

$$270 \text{ m}^3/\text{h} \times 1.14245 \text{ Kg/m}^3 = 308.46 \text{ Kg/h}$$

Se aconseja que del 10 al 15% del aire total sea el de ventilación. Asumiendo nosotros el 10% del aire tenemos:

$$\text{Masa de aire de vent.} = \frac{10 \times 26,179.63 \text{ Kg/h}}{100} = 2,618 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Masa de aire de ventilación = 2,618 Kg/h

Luego el aire de recirculación es:

$$26,179.63 \text{ Kg/h} - 2,618 \text{ Kg/h} = 23,561.63 \text{ Kg/h}$$

2.2.19 Estado de Mezcla del Aire de Ventilación y Recirculación

El estado de la mezcla de aire (aire de ventilación más el aire recirculado) que ingresa al acondicionador está representado por el punto n en la carta psicrométrica (Gráf. 2.3) y cuyas propiedades son:

$$T_n = 20.8^\circ\text{C} \quad T_{nbh} = 15.2^\circ\text{C} \quad h_n = 14.4 \text{ Kcal/Kg}$$

Desde este punto n en la carta psicrométrica trazamos la curva de estado del aparato obteniendo como punto de rocío 9°C.

2.2.20 Capacidad del Acondicionador

Es la carga de refrigeración total que incluye al aire de ventilación.

Capacidad del acondicionador o evaporador = $m_a (h_n - h_y)$

siendo h_n y h_y las entalpías de entrada y salida respectivamente del aire al evaporador.

$m_a (h_n - h_y) = 26,179.63 \text{ Kg/h } (14.4 - 11.08) \text{ Kcal/Kg}$

Capacidad del evaporador = $86,916.4 \text{ Kcal/h} = 28.74 \text{ Ton}$

Capacidad del evaporador = $28.74 \text{ Ton} = 29 \text{ Ton}$

Las condiciones de salida "y" del evaporador son:

$T_y = 10^\circ\text{C}$ $T_{y \text{ bh}} = 9.7^\circ\text{C}$

2.2.21 Selección del Refrigerante

Se ha seleccionado al refrigeración R-22 por las siguientes razones:

- Caudal en volumen por tonelada.- Es deseable un pequeño valor del volumen comprimido por tonelada de refrigeración obtenida, lo que permite un desplazamiento pequeño en el compresor. El R-22 tiene menor volumen por tonelada que el R-12, de ahí la preferencia del R-22 al R-12 para sistemas de refrigeración de tamaño respetable como el nuestro, del orden de 30 Ton.

- Coeficiente de funcionamiento y potencia por tonelada.- El coeficiente de funcionamiento de los refrigerantes reales puede compararse con el valor máximo posible correspondiente al ciclo de Carnot que es 5.74. Con excepción del agua y el anhídrido carbónico la mayoría de los refrigerantes trabajan con el mismo coeficiente de funcionamiento. Las ligeras diferencias que se observan no deben influir en la elección del refrigerante.

Coef. Func. R-12 = 4.70 Pot/Ton R-12 = 1.00

Coef. Func. R-22 = 4.66 Pot/Ton R-22 = 1.01

- Presiones de Trabajo.- Las presiones de trabajo deben ser lo suficientemente bajas para que el material que contiene al refrigerante (tuberías, receptor de líquido, condensador, etc.) sea de poco peso. Por otro lado, las presiones han de ser con preferencia superiores a la atmosférica para evitar que el aire entre en el sistema en el caso de fugas. Nuestras presiones de trabajo son moderadas: 6.18 Kg/cm² en baja y 15.03

Kg/cm² en alta con el R-22, cumpliendo los materiales seleccionados los requerimientos de estas presiones con creces. El refrigerante R-12 trabajaría a la mitad casi de estas presiones de trabajo; pero los materiales seleccionados serían casi los mismos que para el R-22. En el evaporador la tubería de Cobre tipo L cumple satisfactoriamente con la presión que se tiene con el R-22 y sería la misma tubería de cobre tipo L para el refrigerante R-12.

- Toxicidad y Daño a Productos.- Esta es la razón por la cual pese a las relativas bondades del amoníaco: bajas presiones de trabajo, bajo caudal en volumen por tonelada, ligeramente más alto coeficiente de funcionamiento y más baja Pot/Ton, no se utiliza en sistemas de acondicionamiento de Aire.
- Preferencias.- El refrigerante R-22 se usa normal y preferentemente en equipos de acondicionamiento de aire comercial e industrial.

2.2.22 Cálculo de la masa de Refrigerante

La cantidad de calor extraer en el evaporador o acondicionador es: 86,916.4 Kcal/h

Luego:

$$\dot{m}_R (\Delta h) = 86,916.4 \text{ Kcal/h}$$

m_{re} = Flujo de masa de refrigerante

Δh = Efecto refrigerante = $(h_v - h_L)$

h_v = Entalpía del vapor sobrecalentado 6 °C, a la Temp. de evaporación de 6 °C.

h_L = Entalpía de Liq. a la Temp. de Condensación de 38 °C.

$$\dot{m}_R (61.5 - 22.841) \text{ Kcal/Kg} = 86,916.4 \text{ Kcal/h}$$

$$\dot{m}_R = \frac{86,916.4 \text{ Kcal/h}}{38.659 \text{ Kcal/Kg}} = 2,248.3 \text{ Kg/h}$$

TEMPERATURAS MAXIMAS EN LIMA °C

AÑO	NOV.	DIC.	ENERO	FEB.	MARZO	ABRIL
75	21.4	25.0				
76	23.6	27.6	27.9	28.5	28.6	26.1
77	22.8	25.4	27.7	27.1	28.6	27.7
78	23.4	25.7	25.9	27.2	27.8	25.6
79	24.6	27.1	28.0	26.8	27.3	26.1
80	22.3	24.7	28.8	27.6	28.7	29.9
81	23.0	24.5	26.3	28.0	29.2	28.5
82	26.9	29.2	27.0	27.2	27.2	26.3
83	24.3	26.9	31.1	31.7	30.7	31.5
84	23.9	26.7	27.9	26.9	30.5	26.7
85	24.1	27.3	27.5	27.5	28.5	27.7
86	23.7	27.5	28.1	29.7	28.3	26.3
87	27.9	25.9	29.0	28.9	29.1	26.9
88	22.9	28.1	27.5	30.7	27.1	26.3
89			28.3	30.5	29.5	27.7

Latitud 12° 05'

Long. 77° 02'

TABLA 2.1

SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA

HUMEDAD RELATIVA MAXIMA MEDIA EN % EN LIMA

	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Set.	Oct.	Nov.	Dic.
1975							88		97	96	96	95
1976	96	97	97	96	94	94	89	94	96	95	93	96
1977		96	95	96	94	95	96	96		95	94	95
1978	97	95			96	95	95	95	96	94	92	92
1979	93	93	94	94	94		91	94	95	95	94	93
1980	93	95	94	95	95	96	96	96	96	96	93	95
1981	96	95	95	97	91	93		95	96	95	94	95
1982		97	97	95	96	93	94	95	93	92	92	93
1983	96	94	96	93	84	92	94	91	95	92	92	91
1984	93	95	93		94	94	88	94	93	93	93	92
1985		90	92	94	95	93	93	94	94	93	91	90

Latitud 12° 05'

Long. 77° 02'

TABLA 2.2

SERVICIO NACIONAL DE METEOROLOGIA E HIDROLOGIA

HUMEDAD RELATIVA MINIMA MEDIA EN % EN LIMA

AÑO	Enero	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio	Julio	Agosto	Set.	Oct.	Nov.	Dic.
1975							68		74	72	70	68
1976	66	62	66	71	71	70	67	72	74	70	66	68
1977	65	69	66	66	69	72	74	74	76	71	71	68
1978	71	69	65	65	71	72	75	76	75	70	67	63
1979	64	64	67	65	71		70	74	73	71	66	66
1980	66	68	61	63	70	72	76	74	74	71	65	67
1981	67	62	63	66	64	70	76	74	71	68	70	67
1982	64	69	63	66	66	69	70	74	70	68	70	61
1983	63	62	61	62	59	66	68	68	73	70	67	66
1984	65	69	65	66	71	74	71	75	72	72	69	68
1985	64	62	65	66	73	76	75	77	77	71	68	67

Latitud 12° 05'

Long. 77° 02'

TABLA 2.3

CAPITULO 3
SELECCION Y CALCULO DE EQUIPOS

3.1 Diseño Del Evaporador

La tubería en el evaporador será de Cobre de 1/2" DE tipo L, lo que implica un espesor de pared de 0.035 pulg., que arroja un diámetro interior de 0.43". Esta también tiene una sección de 0.1452 pulg². ó 1.0085 x 10⁻³ pies².

3.1.1 Determinación del Coeficiente Pelicular de Transmisión de calor en el Refrigerante o interior del tubo

Del Manual de la ASHRAE FUNDAMENTALS 1,981:

Para convección forzada con evaporación en el interior de los tubos:

$$h = c_1 \left(\frac{K_f}{d} \right) \left[\left(\frac{GD}{\mu_f} \right)^{0.75} \left(\frac{h_{fg}}{L} \right)^{0.25} \right] \quad \begin{array}{l} \text{Ecuación 1} \\ \text{Tabla 9} \\ \text{Manual ASHRAE} \end{array}$$

h = Coeficiente pelicular lado del refrigerante

$$c_1 = 0.0082$$

11°F de sobrecalentamiento a la salida del evaporador (11°F ≈ 6.1°C)

$$n = 0.4$$

$$\mu_f = 0.255 \text{ centipoises} \quad 0.6171 \text{ lbm/h pie} \quad (0.255 \text{ centipoises} \times 2.42 \text{ lb m/h pie})$$

$$k_f = 0.102 \text{ Kcal/h m}^\circ\text{C} = 0.069 \text{ BTU/h pie}^\circ\text{F}$$

L = longitud de la tubería del evaporador

$$D = 0.43 \text{ pulg.} = 0.036 \text{ pies}$$

$$\begin{aligned} h_{fg} &= (h_g - h_f) = (60.746 - 12.159) \text{ Kcal/Kg} \\ &= 48.227 \text{ Kcal/Kg.} = 87 \text{ BTU/lb} \end{aligned}$$

$$\Delta x = 100 - 20 = 80\% = 0.8$$

$$J = 778.16 \text{ pie-lb/BTU}$$

$$G = \dot{m}_e/a = \frac{2248.3 \text{ Kg/h}}{1.0085 \times 10^{-3} \text{ pies}^2} = 2'229,350.52$$

$$G = 2'229,350.52 \text{ Kg/h pie}^2 = 4'904,571.14 \text{ lb/h pie}^2$$

Reemplazando valores:

Para L = 720 pies

$$\begin{aligned} \left(\frac{GD}{\mu_f}\right)^2 &= \left(\frac{4'904,571.14 \text{ lb/h.pie}^2 \times 0.036 \text{ pies}^2}{0.6171 \text{ lbm/h.pie}}\right)^2 = \\ &= 8.1864 \times 10^{10} \end{aligned}$$

$$\left(\frac{K_f}{d}\right) = \left(\frac{0.069 \text{ BTU/h.pie}^\circ\text{F}}{0.036 \text{ pies}}\right) = 1.9167 \text{ BTU/h.pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

$$\left(\frac{J\Delta \times h_{fg}}{L}\right) = \left(\frac{778.16 \text{ pie.lb/BTU} \times 0.8 \times 87 \text{ BTU/lb}}{720 \text{ pies}}\right)$$
$$= 75.22$$

$$h = 0.0082 \times 1.9167 (8.18646 \times 10^{10} \times 75.22)^{0.4}$$

$$= 2,052 \text{ BTU/h pie}^2\text{ }^\circ\text{F}$$

3.1.2 Cálculo del Coeficiente Pelicular Externo y Obtención del Número de Bancos de Tubos.

El evaporador se construirá, como se ha visto, de:

- Tubería de cobre de 1/2" de Tipo L -->
Espesor de pared: 0.035" (BWG20), DI
0.43" Area de flujo 0.14522 pulg² =
1.0085 x 10⁻³ pies².
- Los tubos están arreglados en paso triangular de 1 3/4".
- Aletas anulares de aluminio de 0.035" de espesor, 1/4" de altura y espaciadas 1/8".

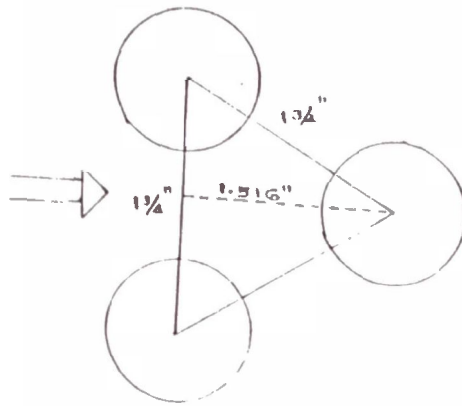


Fig. 3.1

$$m_a = 26,179.63 \text{ Kg/h.}$$

Area frontal $31 \frac{1}{2}'' \times 60''$ $1,890 \text{ pulg}^2$ 13.125
 pies².

$T_n = T_1 = 20.8^\circ\text{C}$ Temp. de ingreso al evaporador

$T_y = T_2 = 10^\circ\text{C}$ Temp. de salida del evaporador.

$$T_c = \frac{20.8^\circ + 10^\circ}{2} = 15.4^\circ\text{C} = 60^\circ\text{F}$$

Cálculo de la MLOT.



$$t_2 = T_1 - t_2 = 20.8^\circ - 6^\circ = 14.8^\circ$$

$$t_1 = T_2 - t_1 = 10.0^\circ - 6^\circ = 4^\circ$$

$$MLDT = \frac{t_2 - t_1}{\ln t_2 / t_1} = \frac{14.8^\circ - 4^\circ}{\ln 14.8/4} = \frac{10.8}{\ln 3.7} = 8.255^\circ\text{C}$$

$$MLDT = 8.255^\circ\text{C}$$

FT = Factor de Corrección de la MLDT

Como se puede apreciar en el gráfico 3.2, nuestro caso es el D: Fluido en el exterior mezclado- Fluido en los tubos sin mezclar.

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_2 - t_1} = \frac{20.8 - 10}{6 - 6} = \text{vacío}$$

$$S = \frac{t_2 - t_1}{T_1 - t_1} = \frac{0}{14.8} = 0$$

En este caso

$$FT = 1.0 \implies \Delta T = MLDT = 8.255^\circ\text{C}$$

Diámetro equivalente.-

$$de = \frac{2(\text{Area de la aleta} + \text{Area del tubo liso})}{\pi(\text{Perímetro proyectado})}$$

Area de la Aleta:

$$A_f = \frac{\pi}{4} (1^2 - 0.5^2) 2 \times 8 \times 12 = 11.3.1 \text{ pulg}^2/\text{pie}$$

Area del tubo Liso:

$$A_o = \pi \times 0.5 \times 12 - \pi \times 0.5 \times 0.035 \times 8 \times 12$$
$$= 13.57 \text{ pulg}^2/\text{pie}$$

$$\text{Area Total: } 126.67 \text{ pulg}^2/\text{pie} \quad 0.88$$

pie²/pie

Perímetro Proyectado:

$$2 \times 1/4 \times 2 \times 8 \times 12 + 2(12 - 8 \times 0.035 \times 12) = 113.28 \text{ pulg/pie}$$

$$d_e = \frac{2(126.67)}{\pi(113.28)} = 0.712 \text{ pulg}$$

$$D_e = \frac{0.712}{12} = 0.06 \text{ pies}$$

Area de Flujo.-

18 tubos pueden acomodarse en un banco horizontal:

$$A_e = 31 \frac{1}{2} \times 60 - 0.5 \times 60 \times 18 - 18(2 \times 0.035 \times 1/4 \times 8 \times 60)$$
$$= 1,890 - 540 - 151.2 = 1198.8 \text{ pulg}^2$$

$$a_e = 8.325 \text{ pies}^2$$

$$G_s = \frac{\dot{m}_a}{a_s} = \frac{26,179.63 \text{ Kg/h} \times 2.2 \text{ lb/Kg}}{8.325 \text{ pies}^2}$$

$$G_s = 6,918.34 \text{ lb/h pie}^2$$

A TC = 60°C (Temp prom. del aire)

$$\mu_{\text{aire}} = 0.0437 \text{ lbm/pie h}$$

$$Re_s = \frac{D_e G_s}{\mu} = \frac{0.06 \text{ pies} \times 6918.34 \text{ lb/h pie}^2}{0.0437 \text{ lbm/pie h}}$$

$$Re_s = 9,499$$

$$J_f = 70 \text{ (del gráfico 3.3)}$$

$$k = 0.0146 \text{ BTU/h pie}^{\circ}\text{F} \text{ (Tc} = 60^{\circ}\text{F)}$$

$$\left(\frac{c_p}{k}\right)^{1/3} = \left(\frac{0.245 \times 0.0437}{0.0146}\right)^{1/3} = 0.902$$

$$\phi = 1.00 \text{ (para el aire)}$$

$$h_f = \frac{K}{D_e} J_f \left(\frac{c_p}{k}\right)^{1/3}$$

$$h_f = 70 \left(\frac{0.0146}{0.06}\right) (0.902) = 15.364 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ }^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Si Rdo.} = 0.003 \text{ (asumido)} \implies 1/0.003 = 333$$

$$h_{do} = 333$$

$$h'f = \frac{h_{do} h_f}{h_{do} + h_f} = \frac{333 \times 15.364}{333 + 15} = 14.7 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h_i = 2,052 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F} \quad (L = 720 \text{ pies})$$

$$R_{di} = 0.001 \implies h_{di} = 1/0.001 = 1,000$$

$$h'i = \frac{h_{di} h_i}{h_{di} + h_i} = \frac{1,000 \times 2,052}{1,000 + 2,052} = 672.35$$

$$h'i = 672.35 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$h'fi.-$$

$$K A_1 = 117.3 \text{ BTU/h pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$y_b = \frac{0.035}{2 \times 12} = 0.00146 \text{ pies}$$

$$r_b = 0.25$$

$$r_e = 0.5$$

$$r_e - r_b = 0.5 - 0.25 = 0.25''$$

$$\sqrt{\frac{h'f}{k y_b}} = \sqrt{\frac{14.7}{117.3 \times 0.00146}} = 9.265$$

$$r_e/r_b = 2$$

$$\Omega = 0.98 \quad (\text{Gráfico 3.1})$$

$$\frac{0.25}{12} (9.265) = 0.193$$

$$h' f_i = ((\Omega A_f) + A_o) \frac{h' f}{A_i}$$

$$A_i = \pi(D_i)l = \pi(0.43)12 = 16.21 \text{ pulg}^2/\text{pie}$$
$$= 0.1126 \text{ pie}^2/\text{pie}$$

$$h' f_i = \left((0.98 \frac{113.1}{144}) + \frac{13.57}{144} \right) \frac{14.7}{0.1126}$$

$$h' f_i = 112.8 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

$$U_{Di} = \frac{112.8 \times 672.35}{112.8 + 672.35} = 96.6 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

$$U_{Di} = 96.6 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F}$$

Superficie Interior por Banco:

$$18 \times 0.1126 \text{ pie}^2/\text{pie} \times 60/12 \text{ pies} = 10.134 \text{ pies}^2$$

Superficie de transferencia de calor:

$$A_i = \frac{Q}{U_{Di} \Delta t}$$

$$Q = 86,916.4 \text{ Kcal/h} = 344,858.2 \text{ BTU/h}$$

$$\Delta t = 8.255 \text{ °C} = 46.86 \text{ °F}$$

$$A_i = \frac{344,858.2 \text{ BTU/h}}{96.6 \text{ BTU/h pie}^2\text{°F} \times 46.86 \text{°F}} = 76.184 \text{ pies}^2$$

Se usaría:

$$\frac{76.184 \text{ pies}^2}{10.134 \text{ pies}^2/\text{banco}} = 7.52 \text{ bancos}$$

Es decir 8 bancos de tubos.

3.1.2.1 Velocidad del aire a la entrada del evaporador

El caudal en volumen de aire es:

$$26,179.63 \text{ Kg/h} \times 0.839 \text{ m}^3/\text{Kg} = 21,964.71 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\text{Area Frontal} = 13.125 \text{ pies}^2 = 1.22 \text{ m}^2$$

$$V = \frac{21,964.71 \text{ m}^3/\text{h}}{1.22 \text{ m}^2} = 18,003.86 \text{ m/h} = 5.00 \text{ m/s}$$

$$V = 5.00 \text{ m/s}$$

El caudal de aire en CFM es:

$$21,964.71 \text{ m}^3/\text{h} \times \frac{35.287552 \text{ pies}^3}{1 \text{ m}^3} \times \frac{1 \text{ h}}{60 \text{ min}} =$$
$$= 12,918 \text{ CFM}$$

3.1.3 Cálculo de la caída de presión del aire a su paso por el exterior del Evaporador. Lado del aire.

$$\Delta P_e = \frac{f G_s^2 L_p}{5.22 \times 10^{10} D'_{EV} S \phi_s} \left(\frac{D'_{EV}}{ST} \right)^{0.4} \left(\frac{SL}{ST} \right)^{0.6}$$

$$D'_{EV} = \frac{4 \text{ volumen libre neto}}{\text{superficie friccional}}$$

Volumen Libre Neto:

$$13.125 \times \frac{1.516}{12} - 18 - \frac{\sqrt{(1/2)^2 60}}{4 \cdot 1,728} - 18 - \frac{0.035 \times 8 \times 60}{(1^2 - (1/2)^2) \cdot 1,728}$$

$$= 1.4322 \text{ pies}^3$$

Superficie Friccional:

$$18 \times 0.88 \text{ pies}^2/\text{pie} \times 60/12 \text{ pies} = 79.2 \text{ pies}^2$$

$$D'_{EV} = \frac{4(1.4322) \text{ pies}^3}{79.2 \text{ pies}^2} = 0.0723 \text{ pies}$$

$$G_s = 6,918.34 \text{ lb/h pie}^2$$

$$Res = \frac{D'_{EV} G_s}{\mu} = \frac{0.0723 \times 6,918.34 \text{ lb/h pie}^2}{0.0437 \text{ lbm/pie h}}$$

$$Res = 11,446.13 \implies f = 0.0022 \text{ (Graf. 3.3)}$$

$$paire = 0.07575 \text{ lb/pie}^2$$

$$S = \frac{0.07575 \text{ lb/pie}^3}{62.4 \text{ lb/pie}^3} = 1.214 \times 10^{-3}$$

$$L_p = \frac{7 \times 1.516''}{12} = 0.884$$

$$\left(\frac{D'_{EV}}{ST}\right)^{0.4} = \left(\frac{0.0723}{1 \frac{3}{4} / 12}\right)^{0.4} = 0.755$$

$$\left(\frac{SL}{ST}\right)^{0.6} = 1$$

$$\Delta PS = \frac{0.0022 (6,918.34)^2 \cdot 0.884 \times 0.755 \times 1}{5.22 \times 10^{10} \times 0.0723 \times 1.214 \times 10^{-3} \times 1}$$

$$\Delta PS = 0.0153 \text{ lb/pulg}^2 = 0.424 \text{ pulg de H}_2\text{O}$$

3.1.4 Cálculo de la caída de presión del refrigerante en el interior del tubo del evaporador

$$D_i = 0.43'' \Rightarrow at = \frac{\pi D_i^2}{4} = 1.008473 \times 10^{-3} \text{ pies}^2$$

$$\dot{m}_R = 2,248.3 \text{ Kg/h} = 4,946.26 \text{ lb/h}$$

$$m'_{R'} = \frac{4,946.26 \text{ lb/h}}{8} = 618.3 \text{ lb/h} \quad \text{(Debido a que hay 8 circuitos 1 por cada banco)}$$

$$G_t = m'_{R'}/at = \frac{618.3 \text{ lb/h}}{1.008473 \times 10^{-3} \text{ pies}^2} =$$

$$= 613,087.8 \text{ lb/h pie}^2$$

$$\text{Ret} = \frac{\text{Di Gt}}{\text{-----}}$$

$$\mu = 0.6171 \text{ lbm/h pie}$$

$$\text{Di} = 0.43" = 0.03583 \text{ pies}$$

$$\text{Ret} = \frac{0.03583 \text{ pies} \times 613,087 \text{ lb/h pie}^2}{0.6171 \text{ lbm/h pie}} = 35,597$$

$$f = 0.00019 \text{ (Gráfico 3.4)}$$

$$S = \frac{1263.9 \text{ Kg/m}^3}{1,000 \text{ Kg/m}^3} = 1.264$$

$$\Delta \text{Pt} = \frac{f \text{ Gt}^2 L n}{5.22 \times 10^{10} \text{ Di S } \emptyset t}$$

$$\Delta \text{Pt} = \frac{0.00019 (613,087.8)^2 60/12 \times 18}{5.22 \times 10^{10} \times 0.03583 \times 1.264 \times 1} = \frac{2.719 \text{ lb}}{\text{pulg}^2}$$

$$\Delta \text{Pt} = 2.719 \text{ lb/pulg}^2 = 75.4 \text{ pulg en H}_2\text{O}$$

Velocidad del Refrigerante (V_R)

$$V_R = \text{Gt}/3,600 = \frac{613,087.8 \text{ lb/h pie}^2}{3,600 \times 78.8 \text{ lb/pie}^3} = \frac{2.161 \text{ pie}}{\text{s}}$$

$$V_R = 2.161 \text{ pies/s} = 0.66 \text{ m/s.}$$

3.2 Selección del Compresor

3.2.1 Generalidades

La capacidad requerida por nuestra instalación es 28.8 Ton = 29 Ton a 6°C de temperatura en el evaporador y 38°C en el condensador.

Se ha seleccionado el compresor Modelo F4A de 95 x 76 mm. (Diámetro x carrera), 4 cilindros, 129.2 m³/hora de desplazamiento, y una capacidad de 36.1 Ton de refrigeración a 5°C de succión y 35°C de condensación y una potencia al freno de 33 HP. Esta capacidad es 1,000 RPM.

3.2.2 Eficiencia Volumétrica del Volumen Muerto

La eficiencia volumétrica del volumen muerto es para nuestro compresor:

Asumiendo un volumen muerto $m = 4.5\%$

(Este dato es confidencial para los fabricantes)

$$\begin{aligned} VC &= 100 - m \left(\frac{V_{adm.}}{V_{escap.}} - 1 \right) \\ &= 100 - 4.5 \left(\frac{0.039 \text{ m}^3/\text{Kg}}{0.0156 \text{ m}^3/\text{Kg}} - 1 \right) = 93.25\% \end{aligned}$$

$$VC = 93.25\%$$

3.2.3 Eficiencia Volumétrica Real

Los fabricantes recomiendan asumir una eficiencia volumétrica real de 80%.

3.2.4 % de sobredimensionamiento de nuestro compresor

Luego:

$$129.2 \text{ m}^3/\text{h} \times 0.80 = 103.36 \text{ m}^3/\text{h}$$

Es decir 103.36 m³/h es el volumen real de llenado.

El volumen específico del R-22 a 6°C a y 6.18 Kq/cm² es:

$$V = 0.039 \text{ m}^3/\text{Kq}$$

$$mR = 2,248.3 \text{ Kq/h}$$

$$VR = 2,248.3 \text{ Kq/h} \times 0.039 \text{ m}^3/\text{Kq}$$

$$= 87.7 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$\dot{V}R = 87.7 \text{ m}^3/\text{h}$$

Efectuando:

$$\frac{87.7 \text{ m}^3/\text{h}}{103.36 \text{ m}^3/\text{h}} \times 100 = 85\%$$

Nuestro compresor estaría sobredimensionado 15%.

3.2.5 Capacidad de nuestro compresor a las condiciones requeridas de condensación y evaporación

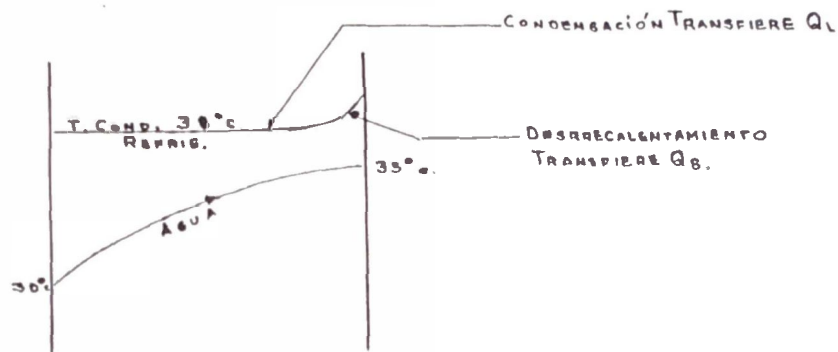


Fig. 3.2

Cada 5.56 °C de aumento en la temperatura de condensación la capacidad del compresor disminuye 6% aproximadamente.

CAPACIDAD DEL COMPRESOR A 38 °C DE TEMP. DE CONDENSACION

TEMP. CONDEN.	TEMP. EVAPO.		
	0°	5°	6°
35 °C	29.7	36.1	37.38
38 °C	28.6	34.8	36.0
40 °	27.9	34.	35.1

Luego a 38 °C de temperatura de condensación y 6 °C de temperatura de evaporación nuestro compresor

tiene 36 Ton de capacidad y 33 HP de potencia al freno. La tabla que se muestra se obtuvo tabulando y extrapolando valores.

3.3 Selección del Condensador

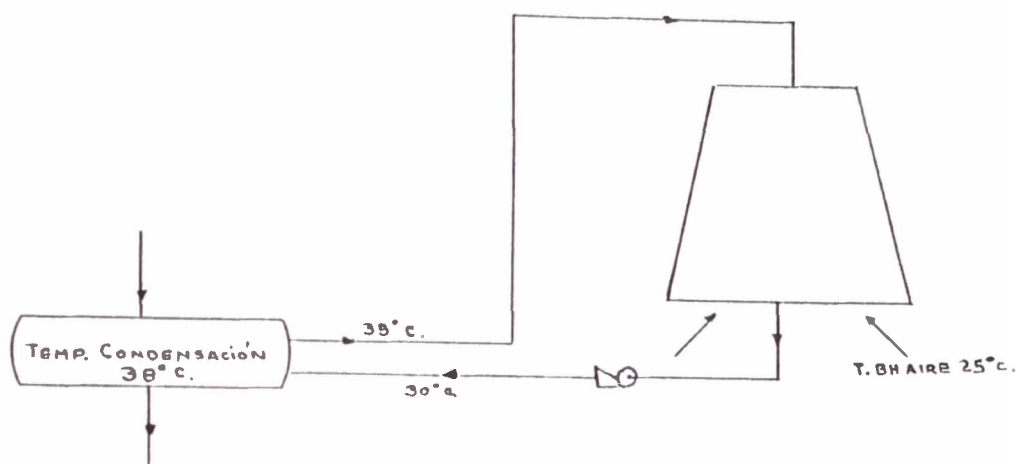


Fig. 3.3

El calor a ser eliminado en el condensador es igual a la suma de nuestra capacidad en el evaporador más el calor de compresión.

Este calor a ser eliminado o calor de rechazo se puede obtener multiplicando la capacidad del compresor por un factor de rechazo para compresores abiertos, y a la temperatura de evaporación y condensación.

El factor de rechazo para compresores abiertos y a las condiciones de 6° en el evaporador y 38° en el

condensador y luego de tabular y extrapolar valores de la tabla 3.1 es: $F_R = 1.1418$.

Efectuando:

Carga en el condensador = Cap. del Comp. \times 1.1418

Carga Condensador = 36 Ton \times 1.1418 = 41.1 Ton

= 124,286.4 Kcal/h.

Carga en el condensador = 41.1 Ton

= 124,286.4 Kcal/h.

Con este valor entramos al catálogo del condensador (Gráf. 3.5) y seleccionamos para esta carga de 124,286.4 Kcal/h y un T de 8°C., según se muestra en el gráfico, el condensador. Modelo CXC 2417 que nos da un flujo de agua de 680 l/min.

Con este flujo de agua de 680 l/min., determinamos la caída de presión en el condensador seleccionado utilizando el gráfico 3.6; y se obtiene que la caída de presión es 2.4 m de H₂O.

3.4 Selección de la Torre de Enfriamiento

Para seleccionar la Torre de enfriamiento necesitamos ante todo la Temp. de bulbo húmedo del aire ambiente. Esta Temp. de bulbo húmedo para Lima en verano, según datos proporcionados por el Servicio

Nacional de Meteorología e Hidrología es 25°C BH. Esta Temp. es muy importante en la selección de la torre de enfriamiento porque ella es un índice de la capacidad del aire de absorber humedad.

Con este valor de 25° BH del aire ambiente, el rango de la torre 5°C (Temp. del agua de salida - Temp. del agua de ingreso a la torre) y las Temp. que acabamos de mencionar que originan el rango: 35° y 30°C, seleccionamos la torre Modelo TIF 600 con un flujo de agua de 700 l/min.

3.5 Diseño, Cálculo y Selección de las Tuberías del Sistema

3.5.1 Tubería de Succión (2 1/8" DE)

Se selecciona la tubería de Cobre de 2 1/8" DE tipo L que tiene una capacidad, según la tabla 3.5 de 33.2 Ton para 40°F Temp. de succión.

Nuestra Temp. de succión es 43°F (Temp. en el evaporador); por lo tanto la capacidad a esta temperatura será 34.7 Ton

$$20^{\circ}\text{F} \quad 10 \text{ Ton} \quad x = (3^{\circ} \times 10) / 20^{\circ} = 1.5 \text{ Ton}$$

$$3^{\circ}\text{F} \quad x$$

La tabla está basada en una Temp. de condensación de 105°F. Nuestra Temp. de condensación es

100.4°F, luego el factor de corrección es 1.03 (Gráf. 3.7).

$$34.7 \times 1.03 = 35.74 \text{ Ton}$$

Pérdidas de Presión en el Tubo de Succión.

$$\text{Long. del tubo} = 7 \text{ m.} = 23 \text{ pies}$$

$$7 \text{ codos STD. } 90^\circ \text{ } 2 \frac{1}{8}'' = 7 \times 5 \text{ pies} = 35 \text{ pies}$$

$$\text{Long. Total Equiv.} = 58 \text{ pies}$$

Pérdidas de presión
en el tubo de succión =
en °F

$$= \frac{\text{Long. real equiv.}}{50} \times \left(\frac{\text{Ton Reales } 1.8}{\text{Ton de tablas}} \right)$$

$$= \frac{58}{50} \times \left(\frac{29}{35.74} \right) \times 1.8 = 1.16 \times 0.6865$$

$$= 0.796 \text{ °F}$$

La pérdida de presión en el tubo de succión es 0.796 °F que equivale según gráfico 3.7 1 lb/pulg².

3.5.2 Tubería de descarga. (1 5/8" DE)

Se selecciona la tubería de cobre de 1 5/8" DE tipo L. la cual según la tabla 3.5 tiene una capacidad de 31.9 Ton para 40°F de Temp. saturación. Como nuestra Temp. de sat. es 43°F, se hace la tabulación respectiva y se obtiene que a 43°F la capacidad de la tubería es 32.1 Ton

$$40^{\circ}\text{F} \quad 2.9 \text{ Ton}$$

$$3^{\circ}\text{F} \quad \times$$

$$x = (3 \times 2.9) / 40^{\circ}\text{F} = 0.22 \text{ Ton}$$

Debido a que la Temp. de Cond. es 100°F y no 105°F en la cual está basada la tabla, el factor de corrección es 0.95 (Gráf. 3.7). Luego la capacidad es:

$$32.1 \times 0.95 = 30.5 \text{ Ton}$$

PERDIDA DE PRESION EN LA TUBERIA DE DESCARGA

$$\text{Long. de la tubería} = 3 \text{ m} = 9.84 \text{ pies} \approx 10 \text{ pies}$$

$$6 \text{ codos STD. } 90^{\circ} \text{ } 1 \frac{5}{8} = 6 \times 3.5 \text{ pies} = 21 \text{ pies}$$

$$\text{Long. total equiv.} = 31 \text{ pies}$$

Pérdidas de presión
tubo de descarga

$$= \frac{\text{Long. real equiv.}}{50} \times \left(\frac{\text{Ton Reales } 1.8}{\text{Ton de tablas}} \right)$$

$$= \frac{31}{50} \times \left(\frac{29}{30.5} \right) \times 1.8 = 0.62 \times 0.913$$

$$= 0.566 \text{ } ^\circ\text{F}$$

La pérdida de presión en el tubo de la descarga es a 0.566 °F que equivale según gráfico 3.7 a 1 lb/pulg².

3.5.3 Tubería de Líquido del Condensador al Receptor. (1 5/8" DE)

Se selecciona la tubería de cobre de 1 5/8" DE, tipo L que tiene una capacidad, según la tabla 3.5 de 27.2 Ton a una velocidad del refrigerante de 100 pies/min. Nuestra capacidad es 28.8 Ton \approx 29 Ton lo cual implicaría que la velocidad del refrigerante en la tubería aumentaría, haciendo la tabulación respectiva, a 106 pies/min.

27.2 Ton 100 pies/min

28.8 Ton

$$x = \frac{28.8 \times 100}{27.2} = 106 \text{ pies/min.}$$

3.5.4 Tubería de Líquido del receptor a la Válvula de Control del Refrigerante

Se selecciona la tubería de cobre de 1 1/8" DE, tipo L, cuya capacidad es 34.4 Ton, Tabla 3.5, basado en una caída de presión de 1.8 lb/pulg² por 100 pies de Long. de tubo equivalente.

Long. de la tubería 12 m ≈ 40 pies

3 codos std. 90° = 3 x 2.5 = 7.5 pies

Long. total equiv. = 48 pies

Pérdidas por fricción:

100 pies 1.8 lb/pulg²

48 pies

$$x = \frac{48 \times 1.8}{100} = 0.864 \text{ lb/pulg}^2.$$

Pérdidas de presión por pie de elevación:

71.35 lb/pie²/144 = 0.5 lb/pulg² pie

Pérdidas de presión estática:

Elevación = 2.5 m = 8.2 pies

8.2 pies x 0.5 lb/pulg² pie = 4.1 lb/pulg²

Pérdida total de presión en el tubo de líquido:

$$0.864 + 4.1 = 4.96 \text{ lb/pulg}^2.$$

A 100°F de Temp. Cond. le corresponde una presión de sat. de 212.6 lb/pulg², luego la presión del líquido refrigerante al llegar a la válvula de control sería de $212.6 - 4.96 = 207.64 \text{ lb/pulg}^2$. Esta presión corresponde a una Temp. de saturación de 98.3°F; lo que significaría que para evitar la formación de vapor en la tubería de líquido se debe subenfriar $(100 - 98.3) = 1.7^\circ\text{F} = 0.86^\circ\text{C}$. Debido a que este subenfriamiento es muy pequeño se asume que éste se produce en la misma tubería de líquido, además que en el tanque receptor también se produce una eliminación de calor hacia el ambiente.

3.5.5 Cálculo del Tubo Colector

El evaporador está formado por 8 bancos de tubos, desembocando cada banco al tubo colector. Los tubos que conforman los bancos tienen 1/2" DE, 0.43" DI y un área de flujo de 0.14522 pulg² c/tubo.

Luego:

$$8 \times 0.14522 \text{ pulg}^2 = 1.161761 \text{ pulg}^2$$

$$= 8.068 \times 10^{-3} \text{ pies}^2.$$

Se selecciona tubo de cobre de 1 5/8" DE, tipo L, que tiene un DI = 1.505" y un área de flujo de 1.78 pulg² = 0.012354 pies².

La velocidad del refrigerante en este tubo colector será:

$$Q = V.A. \implies V = Q/A$$

$$Q = mRV = 4946.26 \text{ lb/h} \times 0.6254 \text{ pies}^3/\text{lb.}$$

$$Q = 3,093.4 \text{ pies}^3/\text{h}$$

$$A = 1.78 \text{ pulg}^2 = 0.012354 \text{ pies}^2$$

$$V = \frac{3,093.4 \text{ pies}^3/\text{h}}{0.012354 \text{ pies}^2} = 250,396.6 \text{ pies/h}$$

$$V = 69.6 \text{ pies/s.}$$

Para comparar, calculamos la velocidad del refrigerante en la tubería de succión:

Tubería de succión.-

2 1/8 DE tipo L

DI = 1.985"

A = 3.095 pulg²

= 0.0215 pies²

$$V = \frac{Q}{A} = \frac{3093.4 \text{ pies}^3/\text{h}}{0.0215 \text{ pies}^2} = 143,879 \text{ pies/h.}$$

$$V = 40 \text{ pies/s.}$$

Como vemos la velocidad en el tubo colector es 1.74 veces la velocidad en el tubo de succión.

3.6 Diseño del Receptor de Líquido

El volumen total del sistema excepto el receptor de líquido es el siguiente:

VT = V. del evaporador

V. del Condensador

V. Tub. succión

V. Tub. descarga

V. Tub. Líq. Cond.-receptor.

V. Tub. Líq. receptor - Valv. Cont. Refrig.

V. Evaporador:

Tubo 1/2" DE, 0.43" OI, A = 1.008473 x 10⁻³ pies²

Long. 60" = 60/12 pies

V. del evap. = 1.008473 x 10⁻³ x 60/12 x 144 tubos

$$= 0.7261 \text{ pies}^3$$

V. Condensador:

Según catálogo el volumen en el lado del refrigerante es 41 litros.

$$41 \text{ l.} \times 0.0353 \text{ pies}^3/\text{l} = 1.4473 \text{ pies}^3$$

$$\text{V. Cond.} = 1.4473 \text{ pies}^3$$

V. Tub. Succión:

Tubo 2 1/8" DE, 1.985" DI, A = 0.0215 pies². Long
23 pies

$$\text{V. Tub. Succión} = 0.0215 \times 23 = 0.5 \text{ pies}^3$$

V. Tub. Descarga:

Tubo 1 5/8" DE, 1.505" DI, A = 0.0123 pies² Long.
10 pies

$$\text{V. Tub. Descarga} = 0.123 \text{ pies}^3$$

V. Tub. Líq. Cond.-Receptor.-

Tubo 1 5/8" DE., 1.505" DI, A = 0.0123 pies².
Long. 3 pies.

$$\text{V. Tub. Líq. C-R} = 0.0123 \times 3 = 0.0369 \text{ pies}^3$$

$$\text{V. Tub. Líq. C-R} = 0.0369 \text{ pies}^3$$

V. Tub. Líq. Receptor - Válvula Cont. Refrig.

1 1/8" DE, 1.025 DI, $A = 5.73 \times 10^{-3}$ pies² Long.

40 pies

$$V = 5.73 \times 10^{-3} \times 40 = 0.229 \text{ pies}^3$$

$$V_{\text{Tub. Líq. R-v}} = 0.229 \text{ pies}^3$$

El volumen total del sistema será:

$$V_T = 0.7261 + 1.4473 + 0.5 + 0.123 + 0.0369 + 0.229 = 3.0623 \text{ pies}^3$$

$$V_T = 3.0623 \text{ pies}^3$$

El receptor de líquido debe tener el 80% del V_T .

Es decir:

$$0.8 \times 3.0623 \text{ pies}^3 = 2.45 \text{ pies}^3$$

$$V_{\text{Recep.}} = 2.45 \text{ pies}^3$$

Nuestro receptor de líquido será de flujo directo y con entrada y salida por la parte superior:

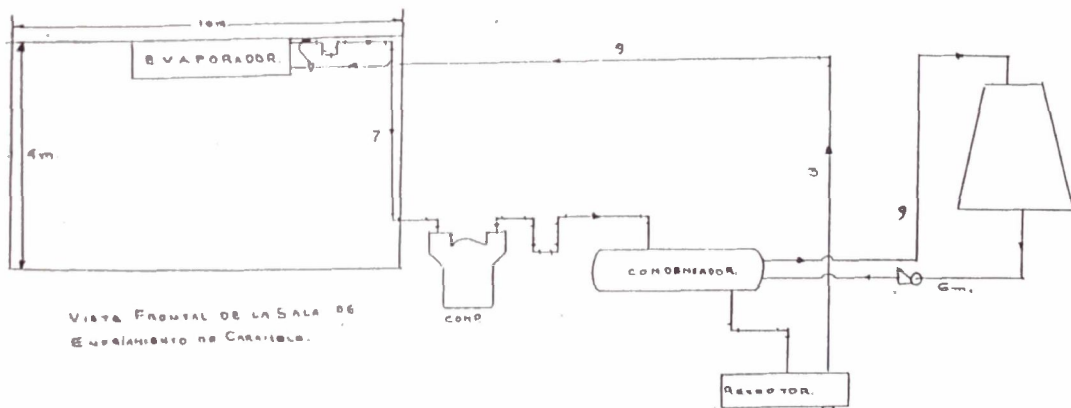


Fig. 3.4

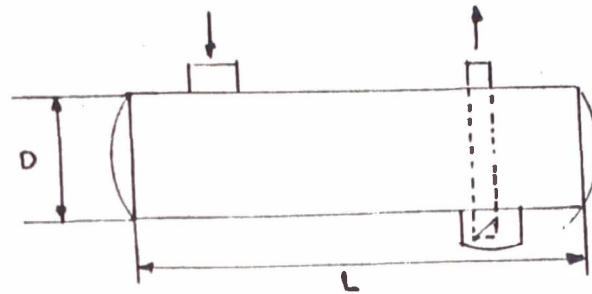


Fig. 3.5

Asumimos $L = 3D$:

Volumen del Receptor (V_R):

$$V_R = \frac{\pi D^2}{4} (3D) = 2.45 \text{ pies}^3$$

$$D^3 = \frac{2.45 \times 4}{3 \pi}$$

$$D = 1.01 \text{ pies} \approx 1 \text{ pie}$$

$$D = 1 \text{ pie}$$

$$L = 3 \text{ pies}$$

3.7 Diseño, Cálculo y Selección de la Tubería de agua para el Condensador y Torre de Enfriamiento

Condensador.- Según catálogo

Flujo de agua = 680 l/min

$$680 \text{ l/min} \times \frac{1 \text{ gal}}{3.785 \text{ l}} = 179.65$$

Flujo de agua = 179.65 G.P.M.

Caída de presión = 2.4 m de H₂O

= 7.9 pies de H₂O

Torre de Enfriamiento.- Según catálogo:

Flujo de agua = 700 l/min

$$700 \text{ l/min} \times \frac{1 \text{ gal}}{3.785 \text{ l}} = 185 \text{ G.P.M.}$$

= 185 G.P.M.

Caída de presión = 2.52 m de H₂O

= 8.3 pies de H₂O

Para 185 G.P.M. de caudal entramos al gráfico 3.8 que se adjunta y obtenemos para tuberías rugosas:

DIA. TUBO	CAIDA DE PRESION	VELOC. DEL AGUA
4"	1.5 lib/pulg ²	4.8 pies/s
3 1/2"	2.8 lib/pulg ²	6.1 pies/s
3"	6 lb/pulg ²	8.2 pies/s

Lo recomendable es que la velocidad del agua en el tubo para los requerimientos de caudal específico, fluctúe entre 5 y 8 pies/s, para hacer el diseño más económico.

Si se selecciona tubería de 3 1/2" Ø con una caída de presión de 2.8 lb/pulg² y una velocidad del agua de 6.1 pies/s, tenemos:

Long. Total Equivalente de tubo.

Tubo recto	--> 15 m.	--> 50 pies
4 válvulas Compta. 3 1/2" Ø	--> 2 pies	--> 8 pies
codos Std. 90° 3 1/2" Ø	--> 10 pies	--> 30 pies
2 Tees 3 1/2" Ø	--> 20 pies	--> 40 pies
		128 pies

$$\frac{128}{100} \times 2.8 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} = 3.6 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} = 8.3 \text{ pies de H}_2\text{O}$$

Pérdida total de Presión a través de la tubería e instalación:

Tubería --> 8.3 pies

Condensador --> 7.9 pies

Torre --> 8.3 pies

24.5 pies de H₂O

Si se selecciona tubería de 3" Ø con una caída de presión de 6 lb/pulg² por 100 pies de Long. Equiv. y una velocidad de 8.2 pies/s., tenemos:

Long. total Equiv. de Tubo

Tubo recto --> 15 m --> 50 pies

4 válvulas Compta. 3" Ø --> 1.7 pies --> 6.8 pies

3 codos Std. 90° 3" Ø --> 8 pies --> 24 pies

2 Tees 3" Ø --> 17 pies --> 34 pies

114.8 pies

114.8

-----x 6 lb/pulg²=6.9 lb/pulg²x2.31=16 pies de H₂O
100

Pérdida de Presión Total a través de la Tubería e instalación.

Tubería	-->	16 pies
Condensador	-->	7.9 pies
Torre	-->	<u>8.3</u> pies
		32.2 pies de H ₂ O

3.7.1 Selección de la Bomba de Agua

Como podemos apreciar, al reducir la tubería de 3 1/2" a 3" de diámetro la carga del sistema de agua aumentó solamente en 7.7 pies de columna de H₂O. Siendo la carga de 32.2 pies de columna de H₂O relativamente pequeña y la velocidad de flujo 8.2 pies/s. -límite superior recomendable-; se selecciona la tubería de 3" de diámetro y la bomba (Electrobomba) Modelo 40-125 que nos da los 185 GPM a una presión de 62 pies de columna de H₂O.

Esta Electrobomba es de 5 H.P., trifásica y gira a 3,450 R.P.M.

3.8 Cálculo de la Masa Total de Refrigerante en el Sistema

V. de condensador	=	1.4473 pie ³
V. Tub. Líq. Cond. - Recep.	=	0.0369 pie ³
V. Receptor	=	2.27 pie ³
V. Tub. Líq. Recep.-Válv.Cont.	=	0.229 pie ³

Para la masa total de refrigerante se considera:

50% V. Cond. + 80% V. Receptor + V. Tub. Líq. C-R
+ V. Tub. Líq. R-V

$$0.5(1.4473) + 0.8(2.27) + 0.0369 + 0.229 = 2.81 \text{ pies}^3$$

Es decir este volumen es ocupado por el R-22 en estado líquido a las condiciones de presión y temperatura de condensación: 213.3 lb/pulg² y 100.4°F.

A estas mismas condiciones la densidad del refrigerante R-22 es 71.31 lb/pies³.

Luego:

$$\begin{aligned} \text{Masa Total de Refrigerante-22} &= 71.31 \text{ lb/pie}^3 \times 2.81 \\ &\text{pies}^3 = 200.38 \text{ lb} \\ &= 200.38 \text{ lb} = 91.1 \text{ Kg} \end{aligned}$$

$$\text{Masa Total R-22} = 91.1 \text{ Kg}$$

3.9 Selección de la Válvula de Control del Refrigerante

Las condiciones de presión y temperatura en la evaporación y condensación son las siguientes:

Evaporador.-

$$P = 6.18 \text{ Kg/cm}^2 = 37.7 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T = 6^{\circ}\text{C} = 43^{\circ}\text{F}$$

Condensador.-

$$P = 15.03 \text{ Kg/cm}^2 = 213.3 \text{ lb/pulg}^2$$

$$T = 38^{\circ}\text{C} = 100.4^{\circ}\text{F}$$

$$\Delta P = 213.3 - 87.7 = 125.6 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\Delta P = 125.6 \text{ lb/pulg}^2$$

$\Delta P = 125.6 \text{ lb/pulg}^2$ es la presión disponible para la válvula de control del refrigerante.

Luego con:

$$\text{Temp. en el Evap.} = 43^{\circ}\text{F}$$

$$\text{Dif. de Presión Disp. } \Delta P = 125.6 \text{ lb/pulg}^2$$

$$\text{Capacidad} = 29 \text{ Ton}$$

Se selecciona del catálogo del fabricante la válvula Modelo TRAE 30 HW que es una válvula compensada externamente y con conexión para tubería tipo A.

3.10 Cálculo de la caída de Presión del aire en el acondicionador que deberá ser vencida por los 2 ventiladores seleccionados

$$\text{Masa Total de aire} \quad \quad \quad : 26,179.63 \text{ Kg/h}$$

$$\text{Masa de aire de Ventilación} \quad : 2,618 \text{ Kg/h}$$

Masa de aire Recirculado : 23,561.63 Kg/h

3.10.1 Caída de Presión en el Ducto de Entrada del Aire de Ventilación

El ducto de entrada del aire de ventilación consta de: un codo, un tramo recto (Garganta) y una expansión, como se puede apreciar en la figura N° 3.6.

Caudal de Aire de Ventilación:

$$Q_v = 2,618 \text{ Kg/h} \times 0.88 \text{ m}^3/\text{Kg} = 2,303.84 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$v = 0.88 \text{ m}^3/\text{Kg} \quad \begin{array}{l} 28^\circ\text{C} \\ 80\% \text{ HR} \end{array}$$

$$Q_v = 2,303.84 \text{ m}^3/\text{h} = 0.64 \text{ m}^3/\text{s}$$

Velocidad de flujo = 8 m/s (recomendable), Tabla 3.6.

$$V = 8 \text{ m/s} = 28,800 \text{ m/h}$$

$$A = \frac{Q_v}{V} = \frac{2,303.84 \text{ m}^3/\text{h}}{28,800 \text{ m/h}} = 0.08 \text{ m}^2$$

Con esta sección cuadrada entramos a la Tabla 3.7, tomada del Manual de Aire Acondicionado de Carrier, y obtenemos las dimensiones del ducto rectangular y el diámetro equivalente a una sección circular correspondiente. Luego con el caudal de aire de ventilación y el diámetro equivalente obtenemos en

el Gráfico 3.9 la caída de presión en mmca/m de longitud equivalente.

Así tenemos:

Dimensiones del ducto : 300 mm x 300 mm = 12" x 12"

Diámetro equivalente : 333 mm

$\Delta P = 0.175$ mmca/m

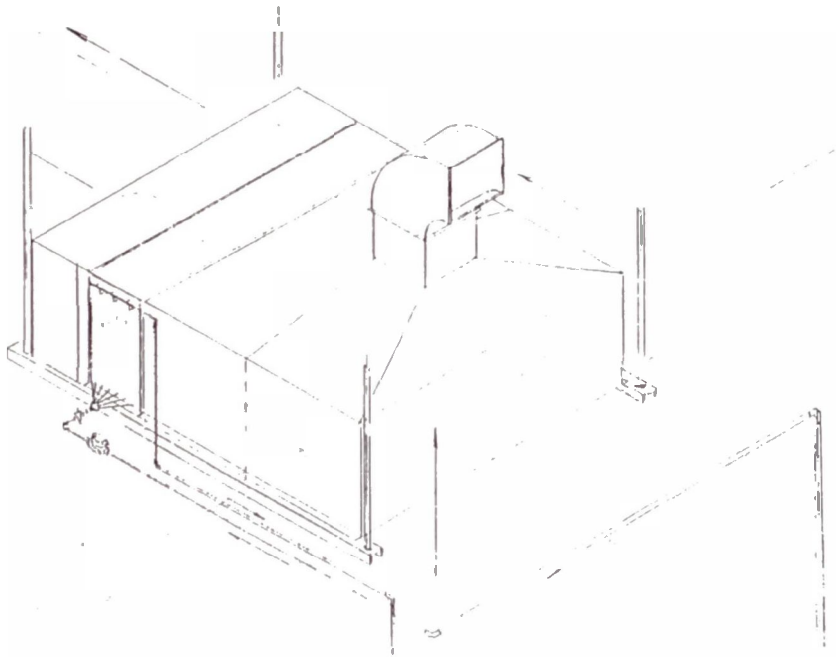


Fig. 3.6

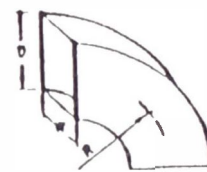


Fig. 3.7

D = 300 mm 12"

W = 300 mm 12"

W/D = 1 R/D = 1.25

Según la tabla 3.8 la Long. adicional equivalente por codo es 2.05 m.

El tramo recto tiene una longitud de 0.254 m.

Luego la caída de presión desde la entrada al codo hasta el final de tramo recto será:

$$\text{Long. Equiv. Codo} + \text{Long. Tramo Recto} = 2.05 + 0.254 = 2.3 \text{ m}$$

$$\Delta P = 0.175 \frac{\text{mmca}}{\text{m}} \times 2.3 \text{ m} = 0.4025 \text{ mmca}$$

Las pérdidas secundarias en la expansión las calculamos de la siguiente manera:

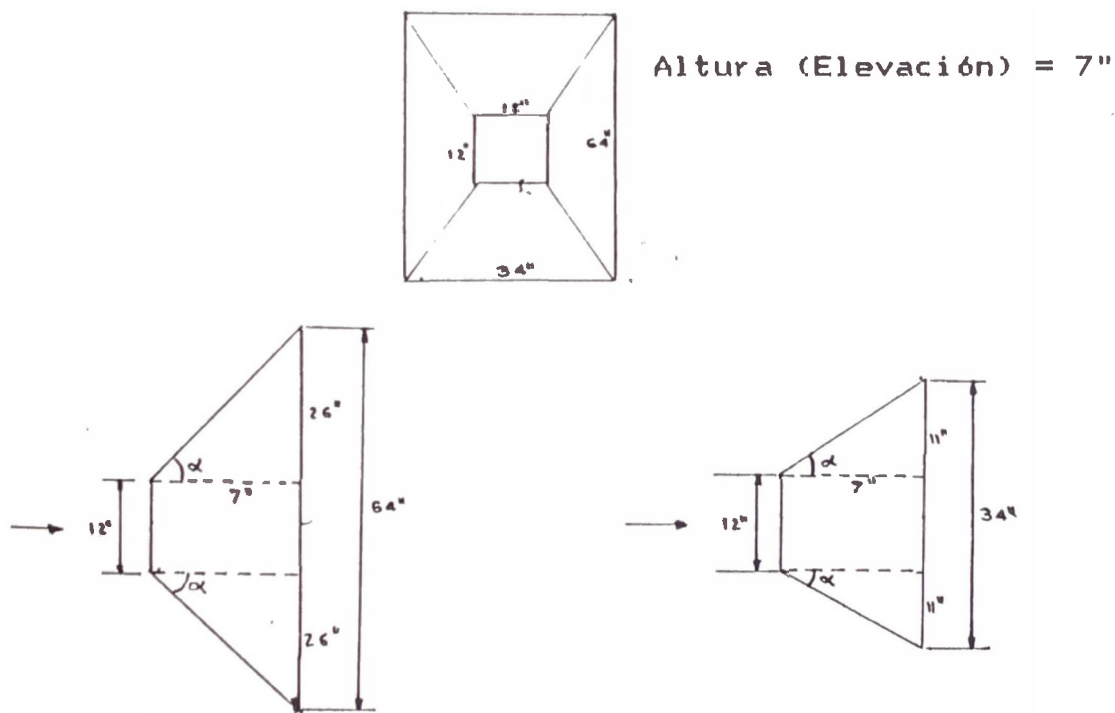


Fig. 3.8

$$\text{tg } \alpha = \frac{26''}{7''} = 3.714$$

$$\Rightarrow \alpha = 75^\circ$$

$$\text{tg } \alpha = \frac{11''}{7''} = 1.57$$

$$\Rightarrow \alpha = 57^\circ$$

Pérdidas Secundarias h_e .-

$$h_e = \frac{K (V_1 - V_2)^2}{2 g}$$

$$\text{Si } \alpha \leq 8^\circ \implies K = 0.15 \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

$$\text{Si } \alpha > 8^\circ \implies K = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2$$

Otra fórmula para calcular el K es la siguiente:

$$K = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \text{ Sen } \theta$$

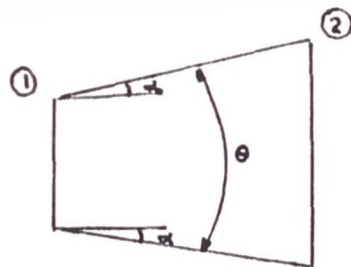


Fig. 3.9

Nuestras condiciones son:

$$A_1 = 144 \text{ pulq}^2 = 0.093 \text{ m}^2$$

$$A_2 = 2,176 \text{ pulq}^2 = 1.4 \text{ m}^2$$

$$\alpha = 75^\circ ; \quad \alpha = 57^\circ$$

$$\theta = 150^\circ ; \quad \theta = 114^\circ$$

$$V_1 = Q/A_1 = 6.89 \text{ m/s}$$

$$V_2 = Q/A_2 = 0.46 \text{ m/s}$$

$$Q = 0.64 \text{ m}^3/\text{s}$$

Tenemos:

$$\alpha > \theta$$

Luego:

$$K = \left(1 - \frac{A_1^2}{A_2^2} \right) = \left(1 - \frac{144}{2,176} \right) = 0.872$$

$$h_B = \frac{0.872 (6.89 - 0.46)^2}{2 (9.8 \text{ M/s}^2)} = 1.84 \text{ m de aire}$$

Hallando el K mediante la otra fórmula:

$$K = \left(1 - \frac{A_1^2}{A_2^2} \right) \text{ Sen } \theta$$

Tenemos:

$$\theta_1 = 2 \alpha = 150^\circ$$

$$\theta_2 = 2 \quad = 114^\circ$$

$$\frac{A_1}{A_2} = \frac{144 \text{ pulg}^2}{2,176 \text{ pulg}^2} = 0.0662$$

$$K = (1 - 0.0662)^2 \text{ Sen } \theta$$

$$K = 0.872 \text{ Sen } \theta$$

$$K_1 = 0.872 \text{ Sen } 150^\circ = 0.43$$

$$K_2 = 0.872 \text{ Sen } 114^\circ = 0.8$$

Tomamos el K mayor: 0.8

Reemplazamos en la fórmula para obtener el h_a .

$$h_a = \frac{0.8 (6.89 - 0.46)^2}{2 (9.8)} = 1.6875 \text{ m. de aire}$$

Tomamos el h_a mayor, el más crítico: $h_a = 1.84 \text{ m. de aire}$

Para convertir los metros de columna de aire a milímetros de columna de agua (mmca) tenemos:

$$h_a P_a = h_w P_w$$

Donde:

h_a = metros de col. de aire

P_a = densidad del aire 1 Kg/m^3

h_w = metros de col. de agua

P_w = densidad del agua $1,000 \text{ Kg/m}^3$

$$h_w = \frac{h_a P_a}{P_w}$$

Reemplazando valores:

$$h_w = \frac{1.84 \text{ m. de aire} \times 1 \text{ Kg/m}^3}{1,000 \text{ Kg/m}^3} = 1.84 \times 10^{-3} \text{ m.Col. Agua}$$

$$h_w = 1.84 \times 10^{-3} \text{ m.Col. Agua} \times \frac{1,000 \text{ mmca}}{1 \text{ m. Col. agua}} = 1.84 \text{ mmca}$$

Aplicando la Ec. de Bernoulli para flujo incompresible.

Podemos hacerlo porque hasta 0.3 - 0.4 Mach el flujo compresible (aire) se comporta como fluido incompresible.

Gráficamente sería:

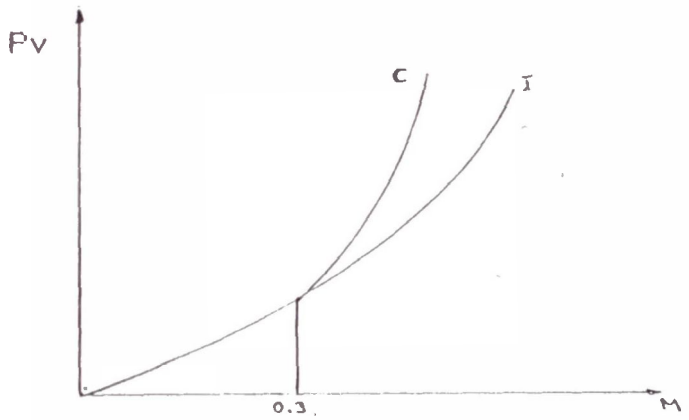


Fig. 3.10

$$M = \frac{V}{C}, \quad P_v = \frac{\rho V^2}{2}$$

V = velocidad del fluido

C = velocidad del sonido

$$P_0 - P = \gamma \frac{\rho V^2}{2}$$

Para flujo incompresible $\Psi = 1$

Para flujo compresible ($M < 0.3$) $\Psi = 1.025$

Para flujo compresible ($M < 0.4$) $\Psi = 1.04$

Ψ = Factor de expansión = función de Mach

$$\Psi = 1 + \frac{M^2}{4} + \frac{2-K}{24} M^4 + \dots$$

Ec. de Bernoulli entre los puntos (A) y (2)

(según se ve en la figura 3.11)

$$\frac{P_A}{\tau} + \frac{V_A^2}{2g} + Z_A = \frac{P_2}{\tau} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_S (A) - (2)$$

$$\frac{P_2}{\tau} = - \frac{V_2^2}{2g} - h_S (A) - (2)$$

$$h_S (A) - (2) = -h_S A-1 - h_S 1-2$$

$$h_S (A)-(2) = -0.4025 - 1.84 = -2.2425 \text{ mmca}$$

$$- \frac{V_2^2}{2g} = \frac{(0.46 \text{ m/s})^2}{2(9.8 \text{ m/s}^2)} = -0.0108 \text{ m.Col. aire} = 0.0108 \text{ mmca}$$

$$\frac{P_2}{\tau} = -0.0108 - 2.2425 = -2.2533 \text{ mmca}$$

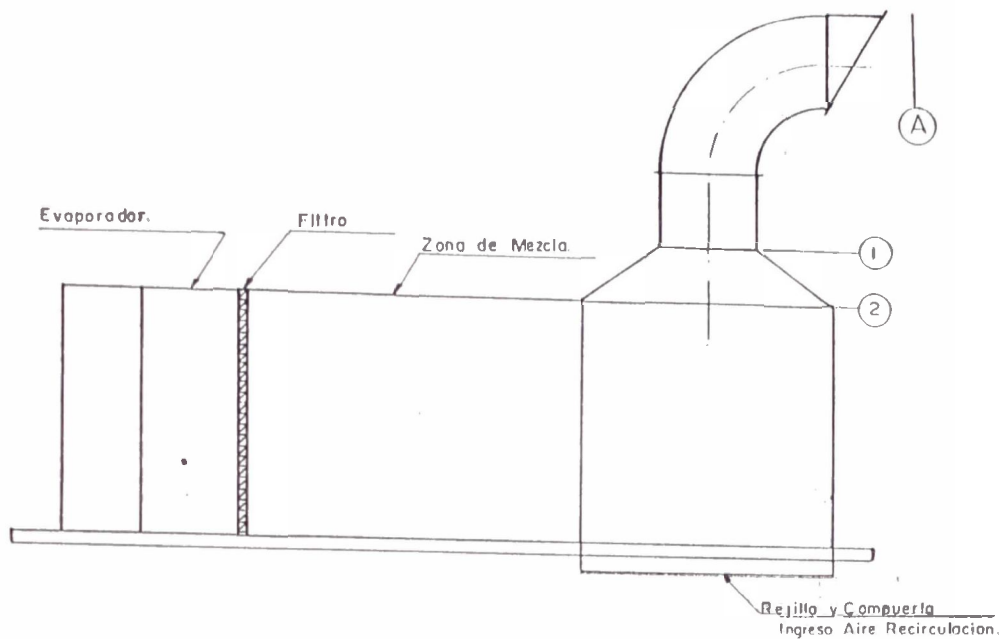


FIG. 3.11

3.10.2 Cálculo de la Caída de Presión en el Cuerpo del Acondicionador

$$Q = 26,179.63 \text{ Kg/h} \times 0.839 \text{ m}^3/\text{Kg} = 21,964.71 \text{ m}^3/\text{h}$$

$$Q = 21,964.71 \text{ m}^3/\text{h} = 6.1 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$A = \frac{Q}{V} = \frac{6.1 \text{ m}^3/\text{s}}{5 \text{ m/s}} = 1.22 \text{ m}^2$$

Con esta área entramos en la Tabla 3.7 y obtenemos las dimensiones 850 x 1,600 mm = 33.5" x 63" con 1,280 mm de diámetro equivalente y una sección de 1.36 m². Con el diámetro equivalente y el caudal obtenemos en el gráfico 3.9 la caída de presión por metro de Long. equivalente.

Es decir la presión que deberá vencer cada uno de los ventiladores seleccionados es 23.0673 mmca. Como se puede apreciar, para obtener este valor no se ha sumado la caída de presión en la rejilla y persiana debido a que ésta es menor que la que se produce en el ducto de ventilación de aire exterior.

3.11 Cálculo del diámetro de las Barras de Sostén de la Estructura del Acondicionador

3.11.1 Determinación del Peso del Acondicionador

1. Evaporador

18 tubos de Cobre/Banco

8 bancos de tubos

60" de Long. cada tubo

Tubos de Cobre de 1/2" DE Tipo L rígido

17 codós/banco tubo de 1/2" DE con diámetro de curvatura 1 3/4"

$$18 \times 8 \times 60" = 8,640"$$

$$\pi (1 \frac{3}{4}"/2) \times 17 \times 8 = \underline{374"}"$$

$$9,014" = 751.2' = 229 \text{ m}$$

Peso del Tubo de Cobre de 1/2" DE Tipo L = 0.182 lb/pie

Luego:

$$751.2' \times 0.182 \frac{\text{lb}}{\text{pie}} \times \frac{1 \text{ Kg}}{2.2 \text{ lb}} = 62.14 \text{ Kg}$$

PL 1/8" (estructura Evaporador)

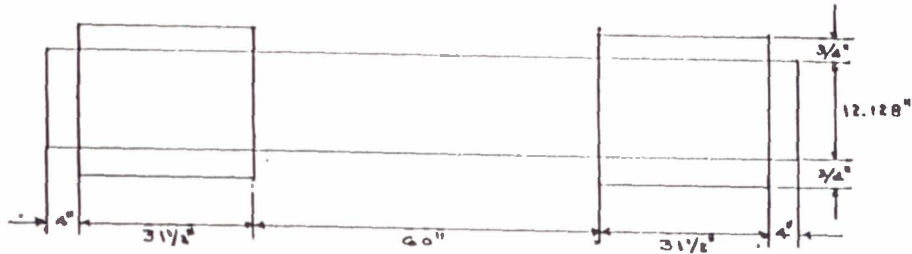


Fig. 3.12

Area PL 1/8" = 11' x 1.1357' = 12.5 pies²

Peso PL 1/8" x 4' x 8' = 69.1 Kg/PL

Luego: $\frac{12.5 \text{ pies}^2}{32 \text{ pie}^2 / P} = 0.39 \text{ PL} \Rightarrow 0.39 P \times 69.1 \frac{\text{Kg}}{\text{PL}} = 27 \text{ Kg}$

Peso del evaporador = 62.14 + 27 = 89.14 Kg

2. $\triangle 1 \frac{1}{2}'' \times \frac{1}{8}''$ Peso = 2.42 Kg/m

3 m $\triangle 1 \frac{1}{2}'' \times \frac{1}{8}'' \Rightarrow 3 \text{ m} \times 2.42 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} = 7.26 \text{ Kg}$

3. Rejilla

$\triangle 3/4'' \times 1/8'' \approx 20 \text{ mm} \times 3 \text{ mm};$ Peso = 1.12 Kg/m

$\odot 3/16'' \varnothing$ Peso = 0.142 Kg/m

4.8 m $\triangle 3/4 \times 1/8 \Rightarrow$ Peso: $1.12 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 4.8 \text{ m} = 5.38 \text{ Kg}$

$$25.2 \text{ m } \textcircled{3/16} \text{ } \varnothing \Rightarrow \text{Peso} = 0.142 \frac{\text{Kg}}{\text{m}} \times 25.2 \text{ m} = 3.58 \text{ Kg}$$

Peso Total de Rejilla = 9 Kg

4. Perfil Estructural en C.

$$[4 \text{ } 3/4 \times 2 \times 1/4 \approx [120 \times 55 \times 7 \text{ mm} \Rightarrow \text{Peso}$$

$$= 13.3 \text{ Kg/m}$$

$$4.65 \text{ m } [120 \times 55 \times 7 \text{ mm} \Rightarrow 13.3 \text{ Kg/m} \times 4.65 \text{ m} = 62 \text{ Kg.}$$

5. Carcasa de PL galvanizada de 1/40" de espesor

A. Codo.-

$$D = 12" \quad R_1 = 3/4 D$$

$$R/D = 1.25 \quad R_1 \text{ } 3/4 \text{ (12")} = 9"$$

$$\text{A.lateral} = \left(\frac{\pi D_o^2}{4} - \frac{\pi D_i^2}{4} \right) \frac{1}{4} = \frac{1}{16} \pi (21^2 - 9^2) = 70.7 \text{ pulg}^2$$

$$2 \text{ A. lateral} = 141.4 \text{ pulg}^2$$

$$A_o = \frac{\pi D_o}{4} \times 12" = \frac{\pi 21" \times 12"}{4} = 198 \text{ pulg}^2$$

$$A_i = \frac{\pi D_i}{4} \times 12" = \frac{\pi 9" \times 12"}{4} = 85 \text{ pulg}^2$$

$$\text{Area Codo} = 424.4 \text{ pulg}^2 \approx 3 \text{ pies}^2$$

B.- Tramo Recto.-

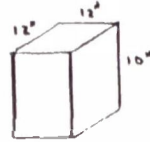


Fig. 3.13

Area Superficial = 3.33 pies²

C.- Difusor.-

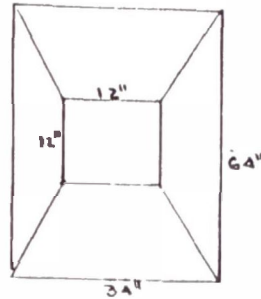
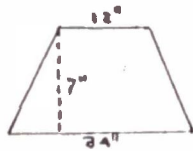


Fig. 3.14



$$A = \frac{34'' + 12''}{2} \times 7'' = 161 \text{ pulg}^2$$

$$2A = 2(161) = 322 \text{ pulg}^2$$

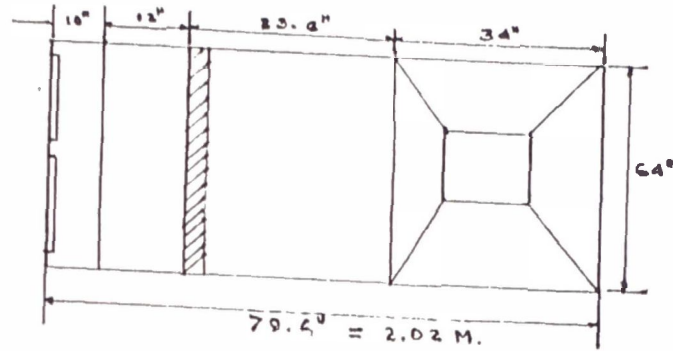


$$A = \frac{64'' + 12''}{2} \times 7'' = 266 \text{ pulg}^2$$

$$2A = 2(266) = 532 \text{ pulg}^2$$

Area superficial del difusor 322 + 532 854
 pulg² ≈ 6 pies²

D.- Cuerpo.-



Altura 34" = 0.864 m.

Vista de Planta del Cuerpo del Acondicionador

FIG. 3.15

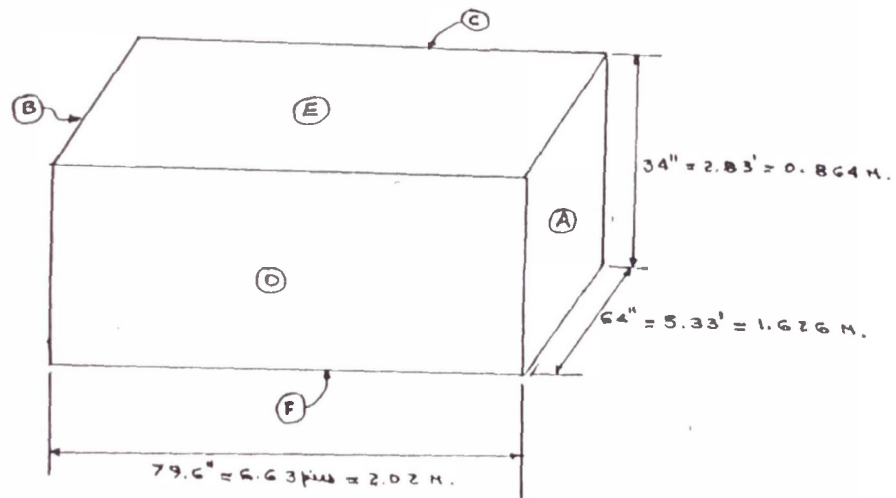


FIG. 3.16

(A) + (B) 30.17 pies²

(C) + (D) = 37.54 pies²

(E) + (F) = 2(20.254) = 40.51 pies²

Total = 108.22 pies²

Total de Plancha galvanizada en el Acondicionador
(Carcasa)

A.- Codo	3 pies ²
B.- Tramo recto	3.33
C.- Difusor	6.00
D.- Cuerpo	<u>108.22</u>
	120.55 pies ²

$$\frac{120.55 \text{ pie}^2}{32 \text{ pies}^2/\text{P}} = 14 \text{ Kg/PL} = 52.7 \text{ Kg} \approx 53 \text{ Kg}$$

6.- Bandeja de Condensado.- PL 1/8" Galv.

$$A = 15" \times 64" = 960 \text{ pulg}^2 = 6.7 \text{ pies}^2$$

$$\frac{6.7 \text{ pies}^2}{32 \text{ pies}^2/\text{P}} \times 69.1 \text{ Kg/PL} = 14.5 \text{ Kg}$$

7.- 2 ventiladores

$$5 \text{ Kg/Vent.} \times 2 \text{ Vent.} = 10 \text{ Kg}$$

8.- 1 1/2" x 1/8" 2.42 Kg/m x 6 m = 14.52 Kg

Peso Total del Acondicionador.-

	Kg.
1) Evaporador	89.14
2) 1 1/2" x 1/8"	7.26
3) Rejilla	9.0
4) Perfil en C	62.0
5) Carcasa FL Galv. 1/40"	53.0
6) Bandeja de Condensado	14.5
7) Ventiladores	10.0
8) 1 1/2" x 1/8" Ensamble Carcasa	<u>14.52</u>
	259.42 Kg

Peso Total del Acond. \approx 260 Kg

3.11.2 Determinación del Diámetro de las Barras de Sostén

Esfuerzo de Fluencia del Acero Estructural
ASTM-A36 = 36,000 lb/pulg²

Asumo Esfuerzo de Diseño σ_d 15,000 psi
debido a que el acero de la barra será de fabricación
nacional cuyo esfuerzo de fluencia no está garantizado.

$$\sigma d = \frac{F}{A} \implies A = \frac{F}{\sigma d}$$

Para la fuerza consideramos un factor de servicio de 1.25 debido a las vibraciones que se presentarán debido al movimiento de los ventiladores.

$$1.25 \times 260 \text{ Kg} = 325 \text{ Kg}$$

$$325 \text{ Kg}/4 = 81.25 \text{ Kg} \quad (4 = \text{N}^\circ \text{ de barras})$$

81.25 Kg será la fuerza a considerar en la fórmula.

Luego:

$$A = \frac{81.25 \text{ Kg}}{15,000 \text{ lb/pulg}^2} = \frac{178.75 \text{ lb}}{15,000 \text{ lb/pulg}^2} = 0.012 \text{ pulg}^2$$

$$A = 0.012 \text{ pulg}^2 = \frac{\pi D^2}{4} \implies D = \sqrt{\frac{0.012 \text{ pulg}^2 \times 4}{\pi}}$$

$$D = 0.1236 \text{ pulg} \approx 1/8''$$

El diámetro obtenido es 1/8" pero nosotros colocaremos barras de 3/8" \emptyset , esto sobretodo porque al ajustar las tuercas en el extremo roscado de la barra, éstas tienden a romperse. Se usará a propósito tuercas de acero grado 5.

CAPITULO 5

ESPECIFICACIONES TECNICAS

5.1 Especificaciones Técnicas del Compresor

El compresor seleccionado es del tipo reciprocante, de simple efecto, de 4 cilindros y con un desplazamiento de 129.2 m³/h, siendo su longitud de carrera y diámetro de cilindro 95x76 mm respectivamente.

Este compresor tiene una capacidad de 36.1 Ton de refrigeración y consume una potencia al freno de 33 HP a 5°C de Temp. de evaporación y 35°C de Temp. de condensación. Posee un sistema de regulación automática de su capacidad desde un 25% hasta el 100% de la misma según la variación de la carga del sistema.

Asimismo este mecanismo de regulación automático de tipo hidráulico reduce el par de arranque del compresor disminuyendo de esta manera el costo de operación.

La tapa de cabeza y el monoblock están encaquetados. La cámara de enfriamiento está colocada en todas

las tapas de cabeza y el costado de descarga del monoblock. Este enfriamiento por agua mantiene al compresor y al aceite en una temperatura de operación baja y garantiza una larga vida del compresor.

El mecanismo de descarga es muy simple y su operación puede ser controlada hidrostáticamente por medio de la válvula manual o de la válvula de solenoide, siendo su ensamble muy fácil. La bomba de aceite es del tipo de engranaje accionada directamente por el movimiento del cigüeñal. El sistema de lubricación forzada en el compresor logra un funcionamiento suave y seguro de la máquina.

El enfriador de aceite de gran capacidad siempre mantiene el aceite de lubricación a una temperatura adecuada y su cambio es fácil sin desarmar al compresor. El filtro de aceite de malla fina de acero inoxidable también es muy fácil de desarmar para su limpieza.

Este compresor es movido por 4 fajas en V tipo C, mediante una polea de 406 mm de diámetro. Las válvulas de cierre de la succión y la descarga tienen cada una 2" de diámetro, para sus respectivas conexiones.

5.2 Especificaciones Técnicas del Condensador

El condensador seleccionado es del tipo horizontal enfriado por agua. Posee tubos de cobre de 12.7 mm DE, 0.7 mm de espesor de pared, sobre los cuales irán montados aletas de aluminio. Tiene una capacidad de eliminación de calor de 140,000 Kcal/h. El flujo de agua por el interior de los tubos es de 460 l/min en 2 pasos, lo que origina una caída de presión en su recorrido de 1.1 m de columna de agua. El número de tubos en el condensador es de 104, siendo cada uno de estos de 1702 mm de longitud. El área de transferencia de calor efectiva exterior de los tubos es 26.38 m². El volumen del interior de los tubos es 23 litros (lado del agua). El volumen de la envuelta (lado del refrigerante) es 41 litros.

Las tapas extremas (cover) son desmontables para fácil limpieza de los tubos.

El peso neto aproximado es de 205 Kg.

Las conexiones de entrada y salida del refrigerante son de 1 1/2" y 3/4" de diámetro respectivamente. Asimismo, las conexiones de entrada y salida del agua son de 3" de diámetro. La conexión para la válvula de seguridad es de 1" de diámetro.

La capacidad del condensador (Kcal/hora), el flujo de agua (l/min) y la caída de presión (m de columna de H₂O) fueron obtenidas a las siguientes condiciones.

Temp. de ingreso del agua al condensador: 29.5°C.

Factor de incrustaciones: 0.0001 m²°C h/Kcal

Refrigerante R-22

Temp. de Condensación: 40.5°C

Diferencia de temperatura: 2.5°C

5.3 Especificaciones Técnicas de la Torre de Enfriamiento

La torre de enfriamiento seleccionada es de tiro mecánico (forzado), con un rango de 5°C y un acercamiento también de 5°C. La temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente considerado para su selección fue de 25°C. El flujo de agua es de 700 l/min y la caída de presión correspondiente es 8.3 pies de columna de agua.

Esta torre de enfriamiento posee un atomizador rotativo que gira con la presión misma del agua. El ventilador de la torre que proporciona el tiro mecánico es de 1.2 m de diámetro, posee paletas de aleación de aluminio y tiene un motor de 1.5 kW que gira a 3450 RPM.

Este ventilador mueve 430 m³/min de aire.

El funcionamiento de la torre produce un nivel máximo de ruido de 70 a 75 decibeles.

Sus dimensiones son:

2.519 m de altura

2.1 m de diámetro

0.73 m altura estática (fuente-atomizador)

Los materiales de que está construida la torre que son sintéticos y tubo de acero le permitan gran resistencia y duración; estos son:

La carcasa de la torre y tanque inferior son de fiberglass reforzado con resina de polyester. La cabeza rotora de atomización es de polyacetato. Los tubos atomizadores, el "entablado" y el tubo central de conducción de agua hacia la cabeza rotora de atomización son de P.V.C. rígido. Los soportes de la torre y la escalera de mano están contruidos con tubos de acero.

Las conexiones de las tuberías de entrada y salida de agua son de 100 mm. de diámetro. La conexión para la tubería de drenado es de 25 mm de diámetro y la conexión para la válvula de flotador 20 mm de diámetro.

5.4 Especificaciones Técnica del Evaporador o Serpentin de enfriamiento

Este evaporador fue diseñado con tuberías de cobre de 1/2" DE (diámetro exterior) tipo L rígido, arreglados en forma horizontal en bancos de 18 tubos cada uno, y con un paso triangular de 1 3/4" de lado. Sobre estos tubos de cobre van colocadas aletas anulares de aluminio de 0.035" de espesor, 1/4" de altura y están espaciados entre si 1/8".

Se obtuvo por cálculo 8 bancos de tubos, lo que da un total de 144 tubos de cobre de 1/2" DE de 60" de longitud cada uno. La altura de cada banco es 31 1/2".

Los tubos irán montados o sujetos por sus extremos en el soporte que será de plancha de 1/8" de espesor y estarán unidos o comunicados uno a uno en cada banco por codos fabricados con la misma tubería de cobre de 1/2" DE de que están hechos los tubos horizontales, con un paso de 1 3/4", los cuales estarán soldados a los tubos.

El evaporador lleva una válvula de control del refrigerante o de expansión con compensación externa que ha sido previamente seleccionada modelo TRAE-30 HW, asimismo lleva un distribuidor de refrigerante de 8 salidas tipo venturi, conectados la válvula de expansión. Igualmente lleva en la parte superior del

evaporador un tubo colector de cobre tipo L de 1 5/8" de diámetro.

El flujo de aire través del evaporador es producido por 2 ventiladores axiales Modelo 24, cada uno de 7,060 CFM, 1456 RPM, 1.8 HP, 1" H₂O de presión estática y 28 1/2" de diámetro.

Las caídas de presión que se establecieron según cálculo son: para el refrigerante en el interior de los tubos 2.73 lb/pulg² y para el aire en el exterior de los mismos es 0.446 pulg de columna de H₂O o lo que es lo mismo 11.33 mmca.

CAPITULO 6
PRESUPUESTO BASE

COSTO TOTAL DE LA INSTALACION COMPLETA DEL SIST. DE AIRE ACONDICIONADO

EQUIPO PRINCIPAL

ITEM	CANT.	UNID.	EQUIPO O MATERIAL ESPECIF.	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL
1	1	PZA.	COMPRESOR CON MOTOR Y ARRANCADOR	\$ 20,250	\$ 20,250
2	1	PZA.	CONDENSADOR	\$ 4,500	\$ 4,500
3	1	PZA.	TORRE DE ENFRIAMIENTO	\$ 15,000	\$ 15,000
4	1	PZA.	BOMBA DE AGUA, MOD.40-125 MOTOR 5 HP INCLUIDO	1/ 3,612,000	1/ 3,612,000
5	1	PZA.	EVAPORADOR HORIZONTAL ALETADO	1/.	1/.
6	229	MTS	TUBERIA DE COBRE TIPOL RIGIDA DE 1/2" DE.	17,616.7	4,034,224.3
7	17	PZA.	17 PL ALUMINIO 0.037", (0.9x3) m2. ALETAS ANULARES DE ALUMINIO 0.035" ESP., 1/4 DE ALTURA (1/2" DI. 1" DE) ESPACIADAS 1/8" (69,120 UNID.)	253,764	4,313,988
8	7.5	PIES2	PL DE 1/8" ESTRUCTURA EVAPORADOR	9,843.75	73,828.13
9	5	PZA.	PL DE 1/40" GALVANIZADA DE 4'x8' PARA CARCASA DEL ACONDICIONADOR	77,700	388,500
10	5.2	PIES2	PL 1/16" PARA CONFECCION BANDEJA RECEPTORA DE CONDENSADO	4,922.0	25,594.4
11	2	PZA.	2 VENTILADORES CON SU RESPECTIVO MOTOR. 28 1/2" DIAM. 1.8 HP. 1" P EST. 1,456 RPM. 7,060 C.F.M.	2,550,000	5,100,000
12	5	MT.	PERFIL ESTRUCTURAL EN C 4 3/4"x2"x1/4" QUE SOPORTARA A TODO EL ACONDICIONADOR	121,500	607,500
13	3	MTS	DE 1 1/2"x1/8" SOPORTE DEL VENTILADOR	10,208	30,624
14	1	PZA	VALVULA DE CONTROL REFRIGERANTE (29 TON)	1,500,000	1,500,000
15	1	PZA	DISTRIBUIDOR DE REFRIGERANTE TIPO VENTURI	81,900	81,900
16	0.25	MTS	TUBO DE COBRE DE 1 5/8" DE TIPO L (COLECTOR)	101,200	25,300
17	7	MTS	TUBO DE 2 1/8" DE TIPO L. COBRE (SUCCION)	200,000	1,400,000
18	3	PZA	CODOS STD. 90". 2 1/8"	40,998	122,994
19	4.5	MTS	TUBO DE COBRE DE 1 5/8 DE TIPO L (DESCARGA), (LIQ.COND.-RECEPT.)	101,200	455,400

ITEM	CANT.	UNID.	EQUIPO O MATERIAL ESPECIF.	COSTO UNIT.	COSTO TOTAL
20	6	PZA	CODOS STO. 90(1 5/8"	21,987	131,922
21	12	MTS	TUBO DE COBRE DE 1 1/8" DE TIPO L (LIQ. RECEPT.-V.C. REFRIG.)	56,950	683,400
22	3	PZA	CODOS STO. 90(1 1/8"	11,903	35,709
23	1	PZA	PL 3/16"x4'x5' (RECEPTOR LIQ.)	309,375	309,375
24	15	MTS	TUBO GALVANIZADO DE 3" (AGUA)	124,969	1,874,531
25	4	PZA	VALVULAS DE COMPUERTA 3"	814,835	3,259,340
26	3	PZA	CODOS STD. 90(3" GALV.	96,600	289,800
27	2	PZA	TEES 3" GALV.	139,150	278,300
28	92	KG	REFRIGERANTE R-22	30,000	2,760,000
29	1	PZA	VISOR DE NIVEL DE LIQUIDO 1 1/8"	157,900	157,900
30	1	PZA	FILTRO-SECADOR 1 1/8"	916,000	916,000
31	1	PZA	VALVULA DE SERVICIO PARA TANQUE RECEPTOR 1 1/8" CON CONEXION DE SALIDA DE DESAHOGO	326,612	326,612
32	1	PZA	ELIMINADOR DE VIBRACIONES 2 5/8" DE	990,000	990,000
33	1	PZA	ELIMINADOR DE VIBRACIONES 1 5/8" DE	322,360	322,360
34	3	PZA	VALCULAS MANUALES 1 1/8"	602,400	1,807,200
35	1	PZA	VALCULA SOLENOIDE 1 1/8"	850,000	850,000
36	1	PZA	TERMOSTATO (BULBO REMOTO)	248,500	248,500
				I/.	37,052,552.08
COSTO EVAPORADOR				I/.	---
COSTO DE MATERIALES DEL EVAPORADOR:				16,181,459	4,558
OBRA DE MANO Y UTILIDADES DEL FABRICANTE (35% DE MATERIALES)				5,663,511	1,595
COSTO DE EVAPORADOR ==>				21,844,969	6,154
COSTO DE MATERIALES				20,831,343	5,868
COSTO MANO DE OBRA DE LA INSTALACION (2 TRABAJADORES DURANTE 15 DIAS)				12,500,000	3,521
COSTO DE MATERIALES					5,868
COSTO DEL EVAPORADOR					6,153
COSTO COMPRESOR, CONDENSADOR, TORRE ENFRIAMIENTO Y BOMBA					39,750
COSTO INSTALACION GENERAL					3,521
COSTO TOTAL ==>					55,292
COTIZACION DEL DIA I/.3,550.-/\$ (mercado libre)					

CAPITULO 7
CONCLUSIONES

1. La capacidad requerida por el Sist. de enfriamiento de caramelo es 29 Ton.
2. El costo integral de implementación del proyecto asciende a \$55,292.
3. El costo unitario de la tonalada de refrigeración es aproximadamente \$1,906.
4. La incidencia en el precio total de la instalación se puede apreciar en el Sgte. cuadro:

COSTO MATERIALES Y EQUIPOS	\$
Materiales (incluye los materiales para fabricación del evaporador)	10,426
Compresor	20,250
Condensador	4,500
Torre de enfriamiento	15,000

	50,176

COSTO DE MANO DE OBRA

Fabricación Evaporador	1,595
Instalación general	3,521

	5,116
 COSTO TOTAL	 55,292

Como se puede apreciar el costo de la mano de obra es del orden del 10% del costo total, exactamente 9.25%, y el 90% corresponde equipos y materiales.

5. También, como se puede ver en el cuadro anterior, es sustancial el ahorro de divisas que se tendría en el país si equipos como el compresor y torre de enfriamiento se fabricaran en el Perú, pero que por falta de mercado no se justificaría la implementación de una industria de tal naturaleza.

BIBLIOGRAFIA

1. Roy J. Dossat. Principio de Refrigeración. Editorial CECSA.
2. W. F. Stoecker. Refrigeración y Acondicionamiento de Aire. Editorial Mc. Graw.
3. Carrier. Manual de Aire Acondicionado. Editorial Marcombo S.A.
4. Ing. D. Herencia O. Curso Corto Aire Acondicionado. Asociación Electrotécnica Peruana.
5. Donald O. Kern. Procesos de Transferencia de Calor. Editorial CECSA.
6. Ashrae. Manual de la Ashrae.
7. Frank Kreith. Principios de Transferencia de Calor. Editorial Herrero Hermanos Sucesores S.A.
8. Irving H. Shames. La Mecánica de los Fluidos. Editorial Mc. Graw-Hill.
9. Freed Forges. Prontuario de Calefacción, Ventilación y Aire Acondicionado. Editorial Marcombo S.A.
10. Vennard y Street. Introducción a la Mecánica de los Fluidos. Editorial CECSA