



9  
20j

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

---

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES  
"ARAGON"

SELECCION DE UN EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO  
PARA EL AUDITORIO A-9 DE LA E.N.E.P. ARAGON

**TESIS PROFESIONAL**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA  
P R E S E N T A  
SALVADOR BELTRAN TORRES

**Asesor de Tesis: Ing. Juan José Martínez Cosgalla**

MEXICO, D. F.

1998.

SAN JUAN DE ARAGON, MEX. 1998

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**

261341



Universidad Nacional  
Autónoma de México



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

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

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

**A MIS PADRES**

Con infinita gratitud y eterno cariño.

**A MI HERMANO**

**A MIS FAMILIARES**

Por su apoyo.

**Al C. Ing. Juan José Martínez Cosgalla.**

Mi profundo agradecimiento por su  
acertada dirección.

**A MIS MAESTROS**

En reconocimiento a su labor.

Ante la imposibilidad de hacerlo  
a cada una de las personas que -  
tuvieron a bien facilitarme alguna  
ayuda o consejo, dejo testimonio  
de mi gratitud.

# I N D I C E

	Página
Introducción	1
CAPITULO I	
<u>PRINCIPIOS BASICOS</u>	
1.- Transferencia de calor	3
2.- Métodos de transferencia de calor	3
2.1 Conducción	3
2.2 Convección	4
2.3 Radiación	5
3.- Conducción	5
4.- Convección	8
5.- Radiación	12

CAPITULO II	
<u>PSICROMETRIA DEL AIRE</u>	
1.- Aire húmedo	15
2.- Humedad relativa y humedad específica	16
2.1 Humedad relativa	16
2.2 Humedad específica	17
3.- Grado de saturación	19

4.- Temperatura de bulbo seco y bulbo húmedo	20
4.1 Temperatura	20
4.2 Ley cero de la termodinámica	20
4.3 Temperatura de bulbo seco	21
4.4 Temperatura de bulbo húmedo	21
5.- Temperatura de rocío	21
6.- Instrumentos para medición de las temperaturas	22
7.- Calor específico	22
8.- Volumen específico	23
9.- Entalpia del aire	25
10.- Temperatura de saturación adiabática	27

### CAPITULO III

#### CARTAS PSICROMETRICAS Y PROCESOS PSICROMETRICOS

1.- Carta psicrométrica	28
2.- Principales procesos de acondicionamiento de aire	30
2.1 Calentamiento y enfriamiento por encima del punto de rocío	31
2.2 Enfriamiento por debajo del punto de rocío. ( Deshumidificación )	31
2.3 Saturación adiabática. ( Humidificación )	32
2.4 Cámara de rocío	33
2.5 Mezclado de dos corrientes de aire	33
3.- Medios de enfriamiento, calentamiento, humidificación y deshumidificación del aire.	36
3.1 Enfriamiento del aire	36
3.2 Calentamiento del aire	36
3.3 Humidificación del aire	37
3.4 Deshumidificación del aire	37

CAPITULO IV  
AIRE ACONDICIONADO

1.- Acondicionamiento de aire	39
2.- Aire acondicionado para el confort o comodidad	39
2.1 ) RESIDENCIAS.	40
2.2 ) LOCALES PUBLICOS	40
2.3 ) ALMACENES	40
2.4 ) GRANDES EDIFICIOS	40
2.5 ) TRANSPORTE	41
2.6 ) LUGARES DE TRABAJO	41
2.7 ) PRODUCTIVIDAD	41
3.- Factores que influyen en el confort o comodidad	42
3.1 Temperatura del aire	43
3.2 Humedad del aire	43
3.3 Movimiento del aire	43
3.4 Pureza del aire	43
4.- Sensación de comodidad	43
5.- Temperatura efectiva	45
6.- Factores que determinan la temperatura efectiva	45
6.1 Calor radiado	45
6.2 Efectos de choque	45
6.3 Ropa	45
6.4 Aclimatación diferente	46
6.5 Duración de la ocupación	46
6.6 Edad y sexo	46
6.7 Actividad	46
7.- Condiciones recomendables para diseño en verano	46
7.1 Condiciones de diseño para el movimiento del aire	46
7.2 Condiciones de ventilación	46
7.3 Pérdida de calor del cuerpo humano	47
7.4 Cantidad y calidad del aire	47

## CAPITULO V

### CALCULO DE CARGAS

1.- Planteamiento del problema	48
2.- Datos técnicos del Auditorio A-9 de la ENEP Aragón	49
2.1 Condiciones de cálculo exteriores	49
2.2 Condiciones deseables en el interior	49
3.- Datos en el interior del Auditorio A-9 de la ENEP Aragón	54
4.- Diagrama del Auditorio .	55
5.- Coeficientes de los materiales	57
6.- Carga de refrigeración para aire acondicionado	62
6.1 Ganancia de calor debida a la transmisión a través de las barreras	62
6.2 Ganancia de calor debida al efecto solar	62
6.3 Ganancia de calor debida a los ocupantes	63
6.4 Ganancia de calor debida al equipo eléctrico	63
6.5 Ganancia de calor debida a la transmisión de calor a través de las barreras	64
6.6 Ganancia de calor debida a la radiación solar.	66
6.7 Ganancia de calor debida a los ocupantes	68
6.8 Ganancia debida al equipo eléctrico.	69
6.9 Resumen de calores	70
7.- Procedimiento para obtener los datos correspondientes necesarios para el cálculo	72
8.- Selección del equipo	76
8.1 ) PARTE 1 , GENERAL	76
8.1.1 ) Descripción del sistema	76
8.1.2 ) Seguridad en la calidad	77
8.1.3 ) Impulsión, almacenaje y manejo	77



8.2 ) PARTE 2 , PRODUCTOS	77
8.2.1 ) EQUIPO	77
A ) Gabinete	77
B ) Ventiladores	77
C ) Compresores	78
D ) Bobinas	78
E ) Sección de calentamiento	78
F ) Componentes refrigerantes	78
G ) Sección de filtrado	79
H ) Controles y protecciones	79
H.1 ) Unidades de control	79
H.2 ) Protecciones	79
I ) Características de operación	80
J ) Requerimientos eléctricos	80
K ) Motores	80
L ) Características especiales	80
L.1 ) Controles digitales	80
L.2 ) Techos de sujeción	80
L.3 ) Adaptador horizontal	81
L.4 ) Economizadores integrados	81
L.5 ) Interruptor de dos posiciones	81
L.6 ) Accesorio de ciclo de retraso de compresor	81
L.7 ) Termostatos y subbases	81
L.8 ) Paquete de apagadores relevadores barométricos	82
L.9 ) Poder de descarga	82
L.10 ) Paquete de control de presión	82
L.11 ) Sensor de entalpia diferencial	82
L.12 ) Panel de control remoto.	82
9.- Cálculo de ductos	91
10.- Distribución de ductos en el interior del Auditorio A-9 de la E.N.E.P. Aragón	94
CONCLUSIONES	95
BIBLIOGRAFIA	96

## INTRODUCCION

El avance tecnológico y la necesidad de crear ambientes confortables, tanto de trabajo como de recreación a hecho que el ser humano recurra a métodos de acondicionamiento de espacios ( AIRE ACONDICIONADO ) para lograr un mejor ambiente, para que se puedan realizar con entera satisfacción las labores dentro de los espacios ocupados, debemos proporcionar calor en la temporada de invierno y en la temporada de verano, se debe proporcionar un clima fresco.

Hoy en día es de vital importancia el satisfacer las necesidades del ser humano para que éste desarrolle sus actividades diarias de una manera más agradable y satisfactoria, ya que de lo contrario el trabajo se realiza sin el empeño requerido por el trabajador. Ya que éste no cuenta con un ambiente de trabajo agradable, aunque sólo éste sea artificial.

Para el desarrollo del tema que se presenta a continuación, se deben tomar en consideración los elementos fundamentales para el aire acondicionado de un espacio. Estos elementos son de suma importancia :

A ) Temperatura.

B ) Humedad Relativa.

C ) Movimiento del Aire.

Estos tres elementos tienen una estrecha relación con el cuerpo humano, ya que , el organismo es sensible al efecto de estos elementos. La temperatura del aire medida termométricamente proporciona una sensación de más o menos calor, es decir, esto es en relación a la cantidad de humedad relativa del lugar, asociado a esto la velocidad del viento que fluye dentro del área acondicionada.

El principal objetivo por el cual realizo este trabajo de investigación es por la falta de un equipo de aire acondicionado que proporcione confort al Auditorio A-9 de la E. N. E. P. Aragón , ya que cuando en él se realizan eventos tales como, ceremonias, conferencias, seminarios, etc., no existe confort para las personas que ahí se encuentran instaladas.

En el Auditorio A-9 la principal causa por la cual no existe confort se debe a que cuando se el Auditorio se llena a su máxima capacidad, llega un momento en el cual ya no es tolerante la cantidad de calor que se genera en el interior. La carga térmica que se tiene en el Auditorio es principalmente por CALOR LATENTE, es decir, es el calor que se genera por evaporación del cuerpo humano y si ha esto le sumamos el calor solar y los materiales de los cuales está construido el Auditorio se tiene una cantidad muy grande de CARGA TERMICA.

Dado que no se cuenta con un equipo que se encargue de desalojar el calor del interior para proporcionar un medio confortable, me surgió la idea de considerar un equipo de acondicionamiento de aire para poder satisfacer las necesidades del alumnado, así como de los profesores.

Una de las situaciones que también me orillaron a la elaboración del trabajo es que en época de verano, cuando se tiene la máxima temperatura de calor de aproximadamente 34 °C, y se ocupa el lugar, la población estudiantil tiene que recurrir a abrir las puertas, para que en el lugar exista un flujo de aire a través del lugar y se sienta un ambiente fresco.

# CAPITULO I

## PRINCIPIOS BASICOS

### 1.- TRANSFERENCIA DE CALOR

En la práctica, es importante saber con que rapidez fluye el calor a través del sistema y de sus alrededores ; además debemos conocer los medios por los cuales ocurre la transferencia de calor.

El calor se define como una forma de energía en tránsito, es decir el flujo de calor es una forma de transferencia de energía que se lleva a cabo solamente como consecuencia de una diferencia de temperaturas.

### 2.- METODOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR

Existen 3 métodos de transferencia de calor fundamentales ; conducción, convección y radiación.

#### 2.1 ) CONDUCCION.

Es el proceso en el que la energía térmica se transfiere por las colisiones moleculares a través del medio material. Es decir, el medio en sí no se mueve .

Ejemplo :

Si se sostiene una barra de hierro por un extremo con la mano y el otro extremo se coloca en el fuego, el calor alcanzará a transmitirse a la mano después de cierto tiempo por medio del proceso de conducción. Aquí la actividad molecular se incrementa en el extremo caliente y se transmite de una molécula a otra, hasta alcanzar la mano. Este proceso se efectúa en tanto exista una diferencia de temperatura. Una aplicación común de este proceso es el de COCINA. ( FIGURAS 1.1 y 1.2 )



FIG. 1.1 Conducción a través de una barra de hierro.

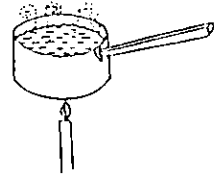


FIG. 1.2 Conducción que se aplica en la cocina.

## 2.2) CONVECCION.

Es el proceso en el cual la sustancia calentada se mueve de un lugar a otro. Movimiento real de un fluido.

Ejemplo :

Si colocamos la mano por encima del fuego. La transferencia de calor se siente en el aire caliente que sube. Aquí el calor se transfiere al moverse las masas. Es decir, aquí el calor fluye libremente de un lado a otro. ( FIGURAS 1.3 y 1.4 )



FIG. 1.3 Convección más común.

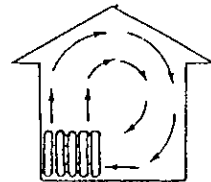


FIG.1.4 Convección que se presenta por medio de calefacción.

### 2.3) RADIACION.

Es el proceso por el cual el calor se transfiere en forma de ondas electromagnéticas. La fuente principal de radiación en la Tierra es el Sol. El cual transfiere el calor en forma de ondas electromagnéticas hacia la Tierra. ( FIGURAS 1.5 y 1.6 )

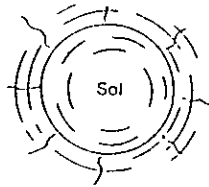


FIG. 1.5 Radiación generada por la principal fuente de radiación. ( SOL, )

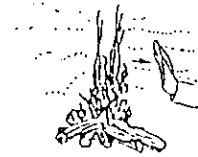


FIG. 1.6 Radiación generada por ondas electromagnéticas.

### 3.- CONDUCCION

En este proceso podemos imaginar la transferencia de calor a escala atómica como un intercambio de energía cinética entre las moléculas, en donde las partículas menos energéticas ganan energía cuando chocan con las partículas más energéticas. Los metales son buenos conductores de calor, y materiales tales como el asbesto, corcho, papel y fibras de vidrio son malos conductores del calor. Los gases también son malos conductores ya que son diluidos. La conducción del calor sólo ocurre cuando existe una diferencia de temperatura entre dos partes del medio conductor.

Cuando dos partes de un material se mantienen a diferentes temperaturas, la transferencia de calor ocurre mediante las colisiones moleculares desde las temperaturas más altas a las más bajas. En general, un buen conductor de la electricidad también lo es del calor.

De la ley fundamental de la conducción del calor se pueden deducir observaciones en relación con el proceso de conducción de calor :

A ) La cantidad de calor que se transfiere por unidad de tiempo es directamente proporcional a la diferencia de temperaturas (  $\Delta T = T_f - T_c$  ) entre las dos caras.

B ) La cantidad de calor que se transfiere por unidad de tiempo es directamente proporcional al área A de la placa.

C ) La cantidad de calor que se transfiere por unidad de tiempo es inversamente proporcional al espesor L de la placa.

Estos datos nos llevan a una ecuación que al introducirle una constante de proporcionalidad k nos da :

$$H = Q / t = kA ( \Delta T / L ) \dots\dots\dots ( 1.1 )$$

donde :

- H = Representa la velocidad con la que se transfiere el calor.
- k = Es una constante de proporcionalidad la cual se llama conductividad térmica.
- L = Espesor de la placa.
- t = Tiempo.
- A = Área de la placa.
- Q = Cantidad de calor que fluye perpendicular a la placa.
- $\Delta T$  = Diferencia de temperatura entre las dos caras del material.

La conductividad térmica de una sustancia es una medida de su capacidad para transferir calor y se define mediante la siguiente ecuación :

$$k = QL / At ( \Delta T ) \dots\dots\dots ( 1.2 )$$

De acuerdo a la Ecuación ( 1.2 ) las unidades de la conductividad térmica son :

$$\text{USCS : } k = ( \text{Btu} )( \text{in} ) / ( \text{ft}^2 )( \text{h} )( ^\circ \text{F} )$$

$$\text{Sistema Métrico : } k = ( \text{Kcal} )( \text{m} ) / ( \text{m}^2 )( \text{s} )( ^\circ \text{C} ) = ( \text{kcal} / \text{m} )( \text{s} )( ^\circ \text{C} )$$

El factor de conversión para ambos sistemas es :

$$1 (\text{Btu})(\text{in}) / (\text{ft}^2)(\text{h})(^\circ\text{F}) = 3.445 \times 10^{-5} \text{ kcal} / (\text{m})(\text{s})(^\circ\text{C})$$

**TABLA 1.1 CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE LOS MATERIALES**

SUSTANCIA	k	
	Btu * in / ft <sup>2</sup> * h * ° F	kcal m * s * ° C
Aluminio	1451	5.0 * 10 <sup>-2</sup>
Latón	750	2.6 * 10 <sup>-2</sup>
Cobre	2660	9.2 * 10 <sup>-2</sup>
Plata	2870	9.9 * 10 <sup>-2</sup>
Acero	320	1.1 * 10 <sup>-2</sup>
Asbesto	4.0	1.4 * 10 <sup>-4</sup>
Ladrillo	5.0	1.7 * 10 <sup>-4</sup>
Concreto	12.0	4.1 * 10 <sup>-4</sup>
Corcho	0.3	1.0 * 10 <sup>-5</sup>
Vidrio	7.3	2.5 * 10 <sup>-4</sup>
Aire	0.16	5.3 * 10 <sup>-6</sup>
Agua	4.15	1.4 * 10 <sup>-4</sup>



#### 4.- CONVECCION

Un ejemplo muy común para este proceso es cuando nos calentamos las manos sobre una flama. En este proceso el aire que se encuentra por encima de la flama se calienta y se expande, por lo tanto la densidad del aire disminuye y se hace más ligero y se eleva. Esta masa de aire es la que calienta nuestras manos al pasar sobre ellas. *Se dice que el calor transferido por el movimiento de la sustancia calentada se transfiere por convección.* Se tienen dos tipos de convección ; *la convección natural* que es aquella que actúa sin la ayuda de algún agente externo ; tal como lo es el ejemplo anterior. También tenemos la *convección forzada* que es aquella que se efectúa por medio de algún agente externo tal como un ventilador o una bomba.

Si el movimiento de un fluido se origina por una diferencia de densidad que es acompañada por un cambio en la temperatura la corriente producida de esta forma se llama *convección natural*. Mientras que si un fluido es obligado a moverse mediante la acción de un ventilador o una bomba, la corriente que se produce se llama *convección forzada*.

Si no tuviéramos las corrientes de convección seria muy difícil hervir el agua, ya que cuando calentamos el agua, la parte inferior se calienta con mayor rapidez que la parte superior, y de esta manera las capas inferiores se dilatan y tienden a subir hacia la superficie mientras que las capas superiores por estar más densas tienden a bajar y se reemplaza el agua del fondo y de esta manera se calienta el agua.

Sucede lo mismo cuando queremos calentar una habitación, el aire menos denso tiende a subir y el más denso baja, mediante este proceso podemos mantener una casa calentada. Al calentar el aire este se vuelve menos denso y sube, mientras que el aire más frío y denso tiende a bajar.

Es muy difícil calcular la cantidad de calor que se transfiere por el método de convección por lo cual sólo se puede o se tiene una aproximación del proceso mediante la siguiente ecuación :

$$H = Q / t = h A \Delta T \dots\dots\dots ( 1.3 )$$

donde :

h = Es la constante de proporcionalidad y se llama coeficiente de convección

A = Área del lugar.

Q = Cantidad de calor que se genera.

t = Tiempo.

$\Delta T$  = Diferencia de temperaturas.

Este coeficiente depende de muchos parámetros del sistema. Se sabe que varía con la geometría del sólido, del tipo de superficie, la velocidad del fluido, la densidad y la conductividad térmica. La presión y la diferencia de temperaturas afectan también a este

coeficiente, por lo cual se tienen ya tabulados algunos valores para las diferentes geometrias que se presenten.

El sistema de unidades para este coeficiente es :

SISTEMA METRICO :  $\text{kcal} / (\text{m}^2)(\text{s})(^\circ\text{C})$

SISTEMA BRITANICO GRAVITACIONAL :  $\text{Btu} / (\text{h})(\text{ft}^2)(^\circ\text{F})$

Para entender gráficamente la transferencia de calor por medio de la CONVECCION haremos referencia a las siguientes figuras. ( FIGURAS 1.7 y 1.8 )

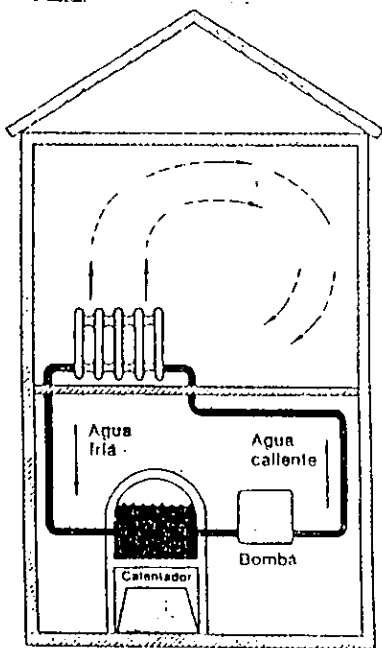


FIG.1.7 Se pueden apreciar las corrientes de convección forzada que hacen que circule el agua caliente y regrese al horno. Por lo tanto la habitación se calienta por las corrientes de convección natural en el aire.

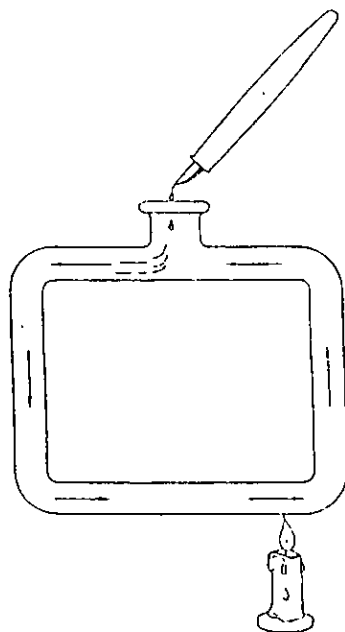


FIG.1.8 Ejemplo de una convección natural.

**TABLA 1.2 COEFICIENTES DE CONVECCION**

<b>GEOMETRIA</b>	<b>h, kcal / m<sup>2</sup> * s * ° C</b>
Placa vertical	$(4.24 * 10^{-4}) \sqrt{\Delta T}$
Placa horizontal,	
la cara hacia arriba	$(5.95 * 10^{-4}) \sqrt{\Delta T}$
la cara hacia abajo	$(3.14 * 10^{-4}) \sqrt{\Delta T}$
El diámetro D del tubo	$(1.0 * 10^{-4}) \sqrt{\Delta T / D}$

**5.- RADIACION**

El término radiación indica que la energía que se disipa es en forma de ondas electromagnéticas que se originan a nivel atómico. Algunas aplicaciones de este tipo de radiación son : rayos X, rayos gamma, ondas de luz, rayos infrarrojos, ondas de radio y ondas de radar.

Todos los cuerpos emiten energía radiante. Cuando se tienen temperaturas bajas la rapidez con la cual se emiten las ondas es baja. Conforme la temperatura va aumentando la rapidez es cada vez mayor y la radiación predominante se corre hacia longitudes de onda cada vez más cortas.

La absorbancia “ e “ es una medida de la capacidad del cuerpo para absorber o emitir radiación térmica. Esta absorbancia es una cantidad que se encuentra entre 0 y 1, dependiendo de la naturaleza de la superficie. Si tenemos un cuerpo negro, el valor es de 1 y si el cuerpo es plata pulida perfectamente su valor es aproximadamente cero.

La rapidez a la que un cuerpo emite su energía radiante es proporcional a la cuarta potencia de su temperatura absoluta. Esto se conoce como la ley de Stefan Boltzmann :

$$R = P / A = e \sigma T^4 \dots\dots\dots ( 1.4 )$$

donde :

$\sigma$  = Constante de proporcionalidad la cual tiene un valor de  $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/ (m}^2\text{) (K)}^4$ .

R = Rapidez de radiación de un cuerpo.

A = Área.

$T^4$  = Temperatura absoluta.

P = Potencia radiante.

e = Absorbancia del cuerpo radiante.

La potencia que radiará una superficie está determinada por :

$$P = e \sigma AT^4 \dots\dots\dots (1.5)$$

**TABLA 1.3 DEFINICION DE LOS SIMBOLOS DE LA LEY DE STEFAN-BOLTZMANN.**

SIMBOLO	DEFINICION	OBSERVACIONES
R	Energía radiada por unidad de tiempo por unidad de área.	P / A
e	Absorbancia de la superficie	0 - 1
$\sigma$	Constante de Stefan	$5.67 * 10^{-8} \text{ W / m}^2 * \text{K}^4$
$T^4$	La cuarta potencia de la temperatura absoluta.	$\text{K}^4$

# CAPITULO II

## PSICROMETRIA DEL AIRE

### 1.- AIRE HUMEDO

El aire húmedo es una mezcla de gases y vapor de agua. Donde el vapor de agua puede pasar a otra fase cuando se varía la temperatura, por lo cual es muy importante tener cuidado de la cantidad de vapor de agua existente en el aire húmedo, ya que el vapor de agua dependerá de la temperatura y la presión total de la mezcla. Cuando el aire húmedo se acerca a presiones cercanas a la atmosférica, los componentes son considerados como gases perfectos.

El aire es una mezcla de diferentes gases, que cuando está seco, no convierte vapor de agua y su composición es aproximadamente la siguiente :

Nitrógeno :	80 %
Oxígeno :	19 %
Argón, bióxido de carbono e hidrógeno :	1 %

Para condiciones de cálculo de aire acondicionado se pueden considerar los siguientes porcentajes :

NITROGENO :	79 %
OXIGENO :	21 %

El vapor de agua contenido en el aire, generalmente se tiene como vapor sobrecalentado, es decir como un gas invisible. Por lo cual se debe tener cuidado de no enfriar demasiado ya que al hacer esto, el vapor de agua comienza a condensarse y a esto lo llamamos punto de rocío. El contenido de vapor de agua aumenta cuando la temperatura se incrementa.

El aire atmosférico tiene una presión total que es igual a la presión barométrica (  $P_b$  ) y esta presión es igual a la suma de las presiones parciales ejercidas por todos los gases, principalmente nitrógeno, oxígeno y el vapor de agua. ( LEY DE DALTON ).

$$P = P_g + P_v \dots\dots\dots (2.1)$$



donde :

$P$  = Presión total.

$P_a$  = Presión parcial del aire seco.

$P_v$  = Presión parcial del vapor de agua.

La presión parcial del vapor de agua ( $P_v$ ) no debe ser mayor a la presión de saturación ( $P_s$ ). Si la presión parcial del vapor de agua es mayor a la de saturación la condición del aire será saturado y esto nos ocasionaría que el vapor de agua se llegue a condensar. Es por eso que la presión parcial del vapor de agua debe ser menor a la presión de saturación para tener una condición de aire no saturado y no se llegue a la condensación. Es decir, por medio de la ecuación :

$$P_v < P_s \quad \dots\dots\dots ( 2.2 )$$

Si  $P_v < P_s$  la condición del aire es no saturado.

Si  $P_v > P_s$  la condición del aire es saturado.

La presión de vapor es la presión ejercida por el vapor de agua contenido en el aire, la cual se mide en ( plg mmhg ).

## 2.- HUMEDAD RELATIVA Y HUMEDAD ESPECIFICA

Se le conoce como humedad a la mezcla de vapor de agua con aire seco en la atmósfera.

### 2.1 ) HUMEDAD RELATIVA

Se define como la relación entre la presión parcial del vapor de agua y la presión de saturación del vapor a la misma temperatura. Es la diferencia entre el vapor e agua real que está presente en el aire y la mayor cantidad de vapor de agua que puede contener el aire a la misma temperatura. La humedad relativa se expresa en porcentaje.

Para una temperatura de bulbo seco dada, una libra de aire puede contener una cantidad definida y determinada de vapor de agua. Cuando una libra de aire contiene esa cantidad determinada de vapor de agua, se dice que el aire está saturado. Esto quiere decir que se ha llegado al punto máximo de humedad relativa.

A medida que desciende la temperatura de bulbo seco del aire saturado, su capacidad para contener vapor de agua también se reduce. Por lo tanto, se condensará una cierta cantidad del vapor de agua que se encuentra en el aire.

$$\phi = ( P_v / P_s ) \times 100 \dots\dots\dots ( 2.3 )$$

Si  $P_v = P_s$ , el aire húmedo se satura y la humedad relativa será del 100 %.

**2.2 ) HUMEDAD ESPECIFICA**

La humedad específica es el contenido de humedad en el aire. es el peso del vapor de agua en granos ( o libras ) por libras de aire. La humedad específica aumenta al aumentar la temperatura de bulbo seco, si la humedad relativa permanece constante. También aumenta si la temperatura de bulbo húmedo permanece constante y aumenta la humedad relativa. Podemos obtener la humedad específica por la relación de masa de vapor de agua por unidad de masa de aire seco contenida en el aire húmedo. Por lo cuál tenemos la siguiente relación de ecuaciones :

$$W = M_v / M_a \dots\dots\dots ( 2.4 )$$

donde :

- W = Humedad específica.
- M<sub>v</sub> = Masa de vapor de agua.
- M<sub>a</sub> = Masa de aire seco.

La masa de vapor de agua puede ser obtenida mediante la relación de volúmenes, como lo muestra la siguiente ecuación :

$$M_v = V_v / V_v \dots\dots\dots ( 2.5 )$$

donde :

- M<sub>v</sub> = Masa de vapor de agua.
- V<sub>v</sub> = Volumen de vapor de agua.
- V<sub>v</sub> = Volumen específico de vapor de agua.

y la masa de aire seco puede también obtenerse mediante la relación de volúmenes :

$$M_a = V_v / V_a \dots\dots\dots ( 2.6 )$$

donde :

- $M_a$  = Masa de aire seco.
- $V_a$  = Volumen de aire seco.
- $V_v$  = Volumen específico de aire seco.

Recordemos que el Volumen Especifico se define como :

$$v = V / m \dots\dots\dots ( 2.7 )$$

donde :

- $v$  = Volumen específico.
- $V$  = Volumen de una sustancia.
- $m$  = Masa de una sustancia

Sabiendo que el vapor de agua y el aire seco ocupan el mismo volumen total, podemos sustituir la relación de masas de la Ecuación ( 2.4 ) por la relación de volúmenes de la siguiente forma .

$$W = ( V_v / V_v ) / ( V_a / V_a ) = V_v / V_a = p_v / p_a \dots\dots\dots ( 2.8 )$$

De la Ecuación ( 2.8 ) se eliminan  $V_v$  y  $V_a$  dado que la Ley de Dalton dice que  $V_v = V_a$ .

De acuerdo con la ecuación ( 2.8 ) podemos observar que la relación de humedad puede ser también expresada en términos de las presiones parciales de los gases constituyentes de la mezcla. Ahora se tomará el vapor como un gas ideal y para tal efecto utilizaremos la ecuación del volumen específico de dicho gas :

$$v = (R)(T) / (p_i)(M_i) \dots\dots\dots ( 2.9 )$$

donde :

- $v$  = Volumen específico.
- $R$  = Constante universal de los gases.
- $T$  = Temperatura absoluta.
- $p_i$  = Presión parcial del gas.
- $M_i$  = Masa molar del gas.

Ahora bien sustituyendo la Ecuación ( 2.9 ) en la Ecuación ( 2.8 ) obtenemos :

$$W = RT(p_a M_a) / RT(p_v M_v) = (M_v)(p_v) / (M_a)(p_a) \dots\dots\dots ( 2.10 )$$

Por lo tanto el cociente de las masas molares del vapor de agua y aire seco es de **0.622** y

$$p_a = P - p_v$$

donde :

- $p_a$  = Presión parcial del aire.
- $P$  = Presión total.
- $p_v$  = Presión parcial del vapor de agua.

Por lo tanto la Ecuación de la Humedad Específica es :

$$W = 0.622 ( p_v / P - p_a ) \dots\dots\dots ( 2.11 )$$

De la misma Ecuación ( 2.11 ) podemos obtener la Ecuación de saturación :

$$W_s = 0.622 ( p_s / P - p_s ) \dots\dots\dots ( 2.12 )$$

### 3.- GRADO DE SATURACION

El grado de saturación se define como la relación que existe entre la humedad específica del aire y la correspondiente al aire saturado.

$$u = W / W_s \dots\dots\dots ( 2.13 )$$

donde :

- u = Grado de saturación.
- W = Humedad específica.
- W<sub>s</sub> = Humedad del aire saturado.

$$u = 0.622 (P_v / P - P_v) / 0.622 (P_s / P - P_s) = \phi = (P - P_s) / (P - P_v) \dots \dots \dots (2.14)$$

Si P<sub>s</sub> y P<sub>v</sub> son pequeños con respecto a P el valor del grado de saturación será aproximadamente igual a la humedad relativa.

#### 4.- TEMPERATURA DE BULBO SECO Y BULBO HUMEDO

##### 4.1 ) TEMPERATURA

Cuando se habla del término temperatura de un cuerpo asociamos siempre el concepto de “ caliente “ o “ frío “ del cuerpo cuando éste se toca. Así, nuestros sentidos nos proporcionan una indicación cualitativa de la temperatura. Con el fin de comprender el concepto de temperatura debemos primero tener en cuenta dos frases importantes que se utilizan con frecuencia ; contacto térmico y equilibrio térmico. Se dice que dos cuerpos están en *contacto térmico* entre sí, si puede ocurrir algún intercambio de energía entre ellos en la ausencia de trabajo macroscópico realizado por uno de ellos sobre el otro. El *equilibrio térmico* se presenta cuando dos cuerpos en contacto térmico entre sí, dejan de tener todo intercambio neto de energía. El tiempo que tardan dos cuerpos en alcanzar el equilibrio térmico dependerá de las propiedades de los mismos, así como de la forma de intercambio de energía.

##### 4.2 ) LEY CERO DE LA TERMODINAMICA

Esta ley nos dice que , si dos cuerpos A y B están por separado en equilibrio térmico con un tercer cuerpo ( termómetro ), entonces A y B están en equilibrio térmico entre sí.

La temperatura como una propiedad determina cuándo se encuentra un objeto en equilibrio térmico con otros objetos. Es decir, dos cuerpos que se encuentren en equilibrio térmico tendrán la misma temperatura, recíprocamente si no se encuentran en equilibrio térmico no estarán a la misma temperatura.

### 4.3 ) TEMPERATURA DE BULBO SECO

Es la temperatura que se lee en un termómetro ordinario. Es la temperatura que nos indica los cambios de calor sensible.

El calor sensible del aire es el calor que podemos sentir y que nuestro cuerpo detecta como temperatura. Es también el calor que produce cambios en la temperatura de una sustancia. El calor sensible depende de la temperatura de bulbo seco. El calor sensible es el calor introducido o extraído en la mezcla aire-vapor para cambiar su temperatura, pero sin cambiar el estado.

El calor latente es la cantidad de calor necesaria para producir un cambio de estado en la sustancia. Es decir, los sólidos se convierten en líquidos y los líquidos se convierten en gases. El calor latente puede ser agregado o retirado. El calor latente de evaporación se agrega al agua para convertirla en vapor de agua, mientras que el calor latente de condensación se retira del vapor de agua cuando se condensa y pasa al estado líquido.

### 4.4 ) TEMPERATURA DE BULBO HUMEDO

Es la temperatura que se obtiene mediante un termómetro, el cual está cubierto por un material absorbente; como puede ser algodón o franela humedecidos con agua destilada. El termómetro se expone a la atmósfera, la evaporación enfría el agua y el bulbo del termómetro hasta la temperatura de bulbo húmedo. Esto hará que la temperatura sea menor a la temperatura de bulbo seco. Finalmente, el objetivo de medir ambas temperaturas del aire seco y húmedo es el de determinar las características exactas de la humedad del aire. La temperatura de bulbo húmedo es una propiedad de estado importante de las mezclas de aire seco y vapor sobrecalentado. Es una temperatura a la cual el agua ( o el hielo ), por evaporación en una mezcla de agua y vapor, hace que la mezcla alcance la saturación a la misma temperatura.

## **5.- TEMPERATURA DE ROCIO**

Es la temperatura donde inicia la condensación del vapor de agua cuando la temperatura del vapor se reduce. Es decir, es la temperatura a la que debe de reducirse al aire para comenzar a condensar la humedad contenida en el aire. ( FIGURA 2.1 )

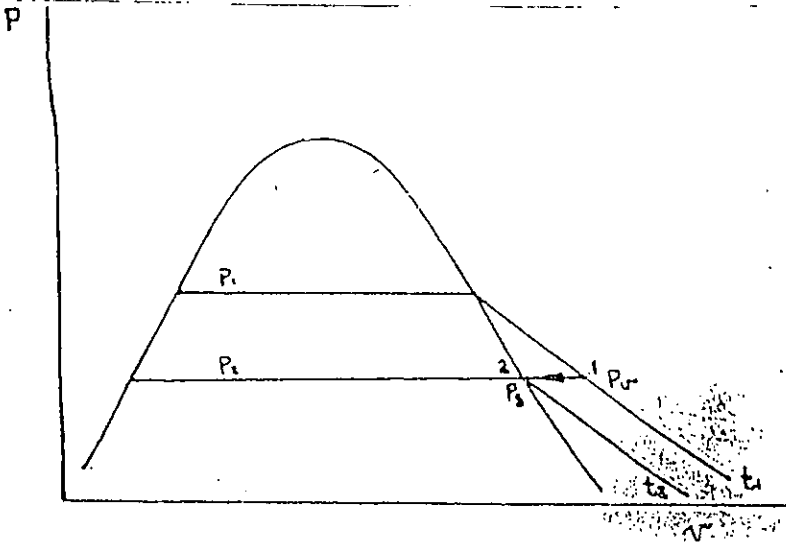


Fig. 2.1 Diagrama de la temperatura de rocío.

## 6.- INSTRUMENTOS PARA MEDICION DE LAS TEMPERATURAS

Los instrumentos para medir las temperaturas de bulbo seco y húmedo se llaman psicrómetros. Un **psicrómetro de onda**, consiste en dos termómetros colocados lado a lado sobre la misma placa de apoyo, y diseñado para hacerlo girar completamente a través del aire. El termómetro de bulbo seco está descubierto y el bulbo húmedo está cubierto con un pabilo el cual es conservado siempre húmedo con agua limpia. Después de haber girado el instrumento un determinado tiempo el termómetro de bulbo húmedo llega a su punto de equilibrio, y se podrán fácilmente leer ambas temperaturas.

En los **psicrómetros de aspiración** se usa un pequeño ventilador para impulsar el aire a través de los termómetros de bulbo seco y bulbo húmedo y sirve para obtener el equilibrio en el bulbo húmedo. Si la temperatura del agua suministrada al pabilo es mucho mayor o menor que la temperatura del bulbo húmedo, las lecturas no deberán tomarse hasta no haber conseguido el equilibrio.

## 7.- CALOR ESPECIFICO

Es la cantidad de energía requerida para elevar un grado la temperatura de una masa unitaria de una sustancia. Las unidades más utilizadas en la rama de la Ingeniería se expresan en  $\text{Btu } ^\circ\text{F} = \text{Cal } ^\circ\text{C}$ . El calor específico de cada sustancia varía con su temperatura. Se tiene 2 clases de calores específicos que son de utilidad en el cálculo de acondicionamiento de aire ; calor específico a Presión constante y calor específico a Volumen constante.

Al incrementar la temperatura el valor del  $C_p$  y  $C_v$  disminuyen. Se tienen relaciones entre los valores de  $C_p / C_v$ , es decir, es una constante  $K = C_p / C_v$ ; donde  $K$  es la relación de calores específicos.

$$C_p / C_v = 1.4 \text{ para gases biatómicos.}$$

$$C_p / C_v = 1.25 \text{ para gases triatómicos.}$$

$$C_p / C_v = 1.66 \text{ para gases monoatómicos.}$$

Una relación importante para el calor específico de los gases es :

$C_p - C_v = 1.986 / M$ ; lo cual indica que la constante 1.986 dividida entre el peso molecular de un gas dado, es aproximadamente igual al valor de la diferencia de los calores específicos en Btu / lb °F.

## 8.- VOLUMEN ESPECIFICO

El volumen específico es el volumen por unidad de masa, o bien, el recíproco de la densidad, en psicrometría la unidad viene expresada en metros cúbicos de aire húmedo por kilogramo de aire seco.

$$v = V / m \text{ ..... ( 2.15 )}$$

$v = 1 / \rho$  El volumen específico puede ser expresado también por el inverso de la densidad.

donde :

$v$  = Volumen específico.

$V$  = Volumen de la sustancia. ( $m^3$ ,  $cm^3$ ,  $ft^3$ )

$m$  = Masa de la sustancia. (Kg., g, lb)

$\rho$  = Densidad de la sustancia.

De donde podemos decir que la densidad es la razón de su masa ( $m$ ) a su volumen ( $V$ ).

$$\rho = m / V \text{ ..... ( 2.16 )}$$

donde :



$m$  = Masa de la sustancia. ( Kg. , g )  
 $V$  = Volumen de la sustancia. (  $m^3$  ,  $cm^3$  ,  $ft^3$  )

En la Tabla 2.1 se da una lista de las densidades más comunes de algunas sustancias.

**TABLA No. 2.1 DENSIDADES DE ALGUNAS SUSTANCIAS.**

SUSTANCIA	$\rho$	
	$g / cm^3$	$kg / m^3$
<b>Sólido</b>		
Aluminio	2.7	2 700
Latón	8.7	8 700
Cobre	8.89	8 890
Vidrio	2.6	2 600
Oro	19.3	19 300
Hielo	0.92	920
Hierro	7.85	7 850
Plomo	11.3	11 300
Roble	0.81	810
Plata	10.5	10 500
Acero	7.8	7 800
<b>Líquidos</b>		
Alcohol	0.79	790
Benceno	0.88	880
Gasolina	0.68	680
Mercurio	13.6	13 600
Agua	1.0	1 000
<b>Gases ( 0° C )</b>		
Aire	0.00129	1.29
Hidrógeno	0.000090	0.090
Helio	0.178	0.178
Nitrógeno	0.00126	1.26
Oxígeno	0.00143	1.43

## 9.- ENTALPIA DEL AIRE

La entalpía se define como la cantidad de calor requerida para convertir un líquido saturado en vapor saturado, y viceversa. También podemos decir que la entalpía es el calor total contenido en una libra de una sustancia. Además, puede obtenerse la entalpía mediante la siguiente ecuación :

$$h = u + ((p)(v)) / 778 \text{ ( Btu / lb )} \dots\dots\dots ( 2.17 )$$

donde :

$u$  = Energía interna. ( Btu / lb ).

$p$  = Presión absoluta. ( lb / ft<sup>2</sup> ).

$v$  = Volumen específico. ( ft<sup>3</sup> ).

La entalpía del aire húmedo se obtiene sumando la entalpía del aire seco y la entalpía del vapor de agua asociado con aire seco.

$$h_m = h_a + h_v \dots\dots\dots ( 2.18 )$$

$$h_m = h_a + h_g \dots\dots\dots ( 2.19 )$$

donde :

$h_m$  = Entalpía de la mezcla.

$h_a$  = Entalpía del aire seco.

$h_v$  = Entalpía del vapor de agua.

$h_g$  = Entalpía del vapor de agua saturado a la temperatura de la mezcla.

La entalpía del aire seco también se puede obtener como :

$$h_a = C_p T \dots\dots\dots ( 2.20 )$$

donde :

$h_a$  = Entalpía del aire seco.

$T$  = Temperatura de la mezcla.

$C_p$  = Calor específico a presión constante.

El calor del aire seco se obtiene mediante la ecuación :

$$q_s = (\dot{m})(h_a) \dots\dots\dots ( 2.21 )$$

donde :

- $q_s$  = Calor de aire seco.
- $\bar{m}$  = Flujo de aire.
- $h_a$  = Entalpía del aire seco.

La entalpía del vapor de agua contenido en la mezcla se obtiene mediante ; el producto de la entalpía del vapor de agua por la humedad específica del vapor :

$$h_L = (h_g)(W) \dots\dots\dots (2.22)$$

donde :

- $h_L$  = Entalpía del vapor de agua.
- $h_g$  = Entalpía del vapor saturado a la temperatura de la mezcla.
- $W$  = Humedad específica del vapor de agua.

Mientras que el calor del vapor de agua será :

$$q_L = (\bar{m})(h_L) \dots\dots\dots (2.23)$$

donde :

- $q_L$  = Calor del vapor de agua.
- $\bar{m}$  = Flujo de aire.
- $h_L$  = Entalpía del vapor de agua.

el calor total de la mezcla de aire húmedo será :

$$Q_t = q_s + q_L \dots\dots\dots (2.24)$$

donde :

- $Q_t$  = Calor total de la mezcla ( Kg. / h )
- $q_s$  = Calor del aire seco.
- $q_L$  = Calor del vapor de agua.

Sustituyendo las ecuaciones (2.21) y (2.23) en la ecuación (2.24) obtenemos :

$$Q_t = (\bar{m})(h_a) + (\bar{m})(h_L) \dots\dots\dots (2.25)$$

Simplificando la ecuación ( 2.25 ) tenemos :

$$Q_t = \bar{m} ( h_a + h_{l_1} ) \dots\dots\dots \text{Ecuación ( 2.26 )}$$

Sustituyendo ahora las ecuaciones ( 2.20 ) y ( 2.22 ) en la ecuación ( 2.26 ) tenemos :

$$Q_t = \bar{m} (( C_p T ) + ( h_g ) ( W ) ) \dots\dots\dots ( 2.27 )$$

### 10.- TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA

Cuando una mezcla de aire húmedo se pone en contacto con una superficie de agua dentro de un ducto completamente aislado, la humedad de la mezcla se incrementará hasta saturarse.

Si la mezcla tiene una humedad relativa menor a la de saturación, existe una evaporación del agua. Al mismo tiempo la temperatura de la mezcla disminuye, ya que, el calor latente de vaporización del agua líquida proviene de la mezcla. La temperatura de la mezcla a la salida del ducto se conoce como **TEMPERATURA DE SATURACION ADIABATICA**. La temperatura de saturación adiabática depende de la temperatura inicial del aire, contenido de humedad inicial y presión barométrica. ( FIGURA 2.2 )

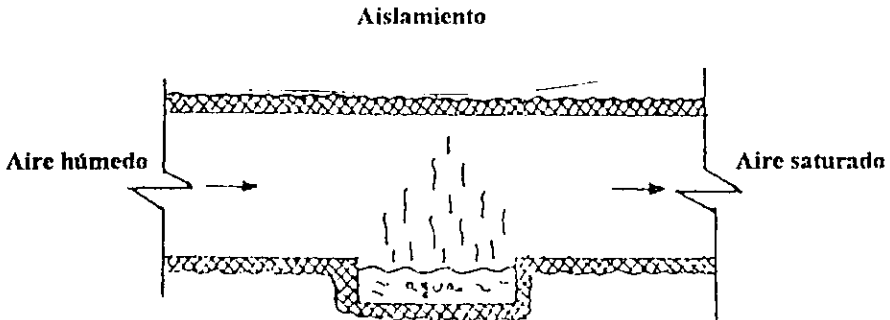


FIG.2.2.- Temperatura de Saturación Adiabática.

# CAPITULO III

## CARTAS PSICROMETRICAS Y PROCESOS PSICROMETRICOS

### 1.- CARTA PSICROMETRICA

Las cartas psicrométricas son de gran ayuda en el cálculo de acondicionamiento de aire, ya que nos facilita su manejo y obtenemos de una manera fácil y rápida los valores deseados, para el espacio a acondicionar. El único problema por así llamarlo ; es que muchas veces no nos es fácil el manejo de dichas tablas y/o cartas psicrométricas. Al hacer uso de estas cartas o tablas debemos tener precaución en como se manejan, ya que un ligero error en la toma de datos o resultados nos ocasionará error en los cálculos subsiguientes, es por eso que al realizar nuestros levantamientos de datos debemos apoyarnos mediante una regla o escuadra, de tal manera que la lectura a realizar sea la más adecuada posible.

Para un uso ocasional, las ecuaciones algebraicas son menos confusas y más realistas ; pero el uso de las ecuaciones nos ocasionaría un retraso de tiempo en el cálculo, es por eso que recurrimos al uso de las tablas y cartas psicrométricas, ya que éstas son de uso más frecuente en el cálculo de acondicionamiento de aire. Las cartas psicrométricas presentan una desventaja , es decir que sólo se aplican a un sólo valor de la presión barométrica, la cual generalmente es de 760 mmHg o 30 plgHg. Para el uso de las cartas a diferentes presiones barométricas es necesario realizar correcciones para esas lecturas, estas correcciones las podemos realizar mediante ecuaciones o las podemos obtener de tablas. La corrección para otras lecturas no es tan sencilla. Las ecuaciones tienen la ventaja de que consideran la presión barométrica real. Las ecuaciones resultan a menudo más útiles, porque proporcionan igual ó mayor exactitud para la misma operación.

Las cartas psicrométricas se suelen graficar como lo muestra la Fig. 3.1. Se toma como abscisa la temperatura de bulbo seco y la humedad específica como ordenada. Como la humedad específica se determina por la presión de vapor y la presión barométrica ( la cual es cte. para una carta determinada ) y es proporcional a la presión de vapor, otra escala de ordenadas con graduaciones no exactamente uniformes, proporciona las presiones de vapor. La curva de saturación que se representa como  $r = 1$  suministra la humedad específica y la presión de vapor de una mezcla de aire y vapor saturado. Las curvas similares que se localizan por debajo de ella proporcionan diferentes valores de la humedad relativa. Las líneas inclinadas de un conjunto tienen valores fijos de la temperatura de bulbo húmedo y las de otro conjunto tiene los valores fijos del volumen específico, es decir en pies cúbicos por libra de aire.. Muchas tablas tienen escalas adicionales de entalpía o de funciones. Dos valores cualesquiera permiten localizar el punto que representa el estado de la atmósfera y los valores deseados pueden obtenerse fácilmente.

CARTA PSICROMETRICA  
CIUDAD DE MEXICO 87

Altitud: 2240 mts. a N.M.  
presión barométrica 23.08" Hg

OBRA: \_\_\_\_\_  
SECCION: \_\_\_\_\_  
CALCULO: \_\_\_\_\_  
FECHA: \_\_\_\_\_  
BOFAS: \_\_\_\_\_

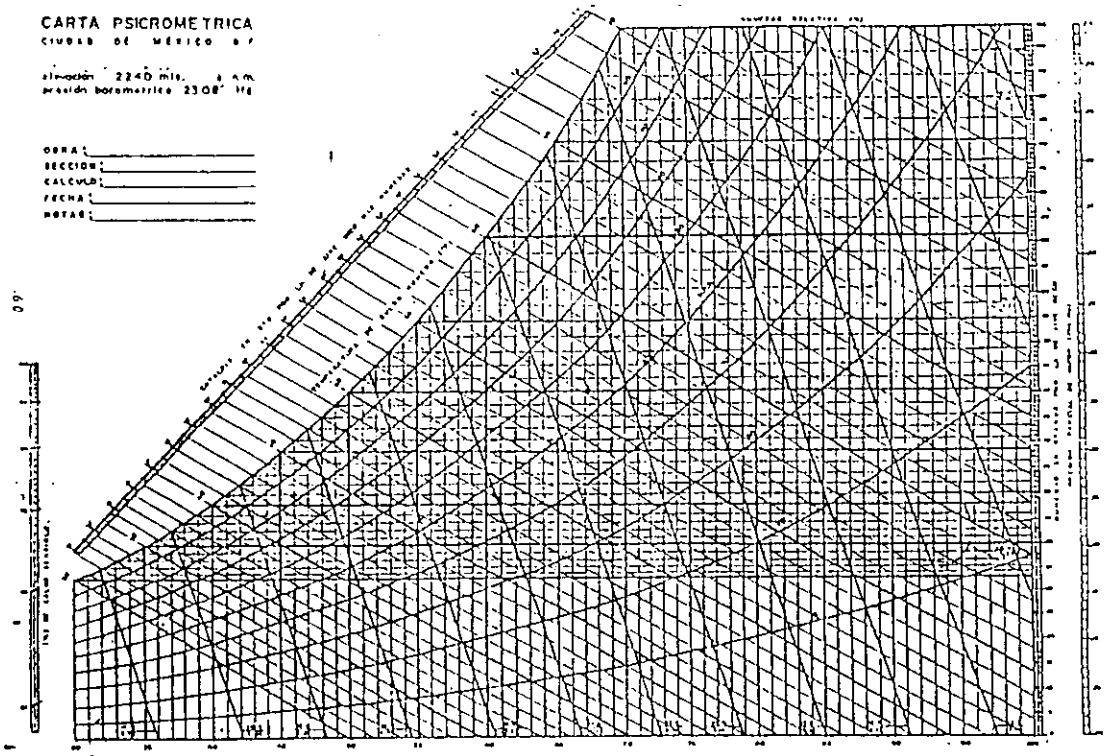


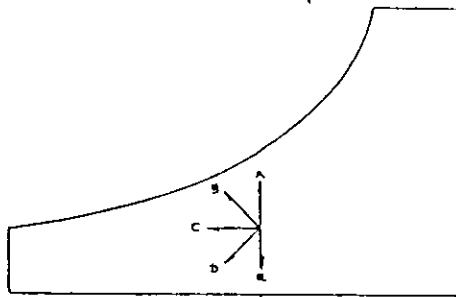
Fig.3.1 Diagrama de una carta psicrométrica.

## 2.- PRINCIPALES PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

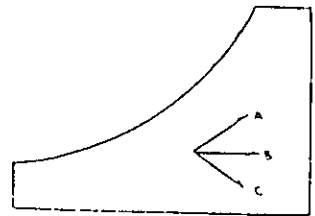
En una carta psicrométrica se pueden representar 8 procesos ; de los cuales 4 son los principales para acondicionamiento o calefacción de aire. Los 4 restantes no es conveniente tenerlos ya que éstos no ocasionan un ambiente de comodidad. Los ocho procesos que puede ser representados son : enfriamiento , calentamiento , humidificación , deshumidificación , enfriamiento y humidificación , enfriamiento y deshumidificación , calentamiento y humidificación , calentamiento y deshumidificación. De estos procesos sólo cuatro son los ideales para enfriamiento o calentamiento de aire ( Acondicionamiento ).

Los procesos de acondicionamiento de aire modifican la temperatura y la humedad relativa de la atmósfera. El peso del aire seco se mantiene constante y, en consecuencia , los cálculos toman como base 1lb de aire seco. Los procesos unitarios que se involucran en el acondicionamiento de aire incluyen calentamiento y enfriamiento de aire por encima del punto de rocío, enfriamiento por debajo del punto de rocío, saturación adiabática y mezclado de aire. ( FIGURA 3.2 )

Los ocho procesos pueden ser representados de la manera siguiente :



ENFRIAMIENTO Y CALENTAMIENTO



- A Calentamiento y Humidificación
- B Calentamiento sensible
- C Calentamiento y deshumidificación

- A HUMIDIFICACION
- B ENFRIAMIENTO Y HUMIDIFICACION
- C ENFRIAMIENTO SENSIBLE
- D ENFRIAMIENTO Y DESHUMIDIFICACION
- E DESHUMIDIFICACION

FIG.3.2 Representación de los ocho procesos que se observan en acondicionamiento de aire.

## 2.1) CALENTAMIENTO Y ENFRIAMIENTO POR ENCIMA DEL PUNTO DE ROCIO

Cuando se tiene calentamiento y enfriamiento por encima del punto de rocío implica que no se tiene condensación del vapor. Esto significa que no se tiene el riesgo de tener un espacio donde en vez de salir aire para confort se obtenga algo así como una pequeña llovizna dentro del mismo. ( FIGURAS 3.3 y 3.4 )

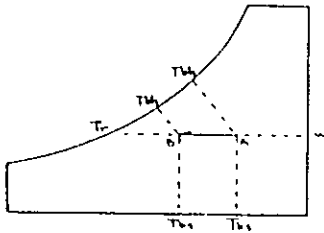


FIG.3.3 Enfriamiento por encima del punto de rocío.

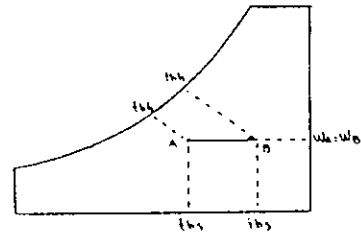


FIG.3.4 Calentamiento por encima del punto de rocío.

## 2.2) ENFRIAMIENTO POR DEBAJO DEL PUNTO DE ROCIO (DESHUMIDIFICACION)

Este proceso involucra la condensación del vapor de agua ; al final el aire se encuentra saturado y se tiene aparición de líquido. La deshumidificación puede llevarse a cabo en una superficie enfriadora en la cual el aire pasa a través de unos tubos con refrigerante o salmuera que circula por el interior de ellos. Una alternativa de solución puede efectuarse en la carta psicrométrica. Primero se localiza el punto que representa el estado inicial del aire y se traza una línea recta a la curva de saturación ( $r = 1$ ) a la temperatura de la superficie de enfriamiento. El estado final del aire se aproxima por medio del punto sobre la línea cuya posición se encuentra determinada por el calor extraído por el medio de enfriamiento. ( FIGURA 3.5 )



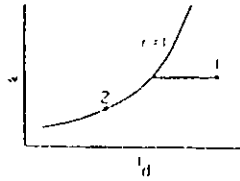


FIG. 3. 5 Deshumidificación

### 2.3) SATURACION ADIABÁTICA. ( HUMIDIFICACION )

Esta saturación puede producirse en una cámara de rocío por la cual se hace pasar el aire. Un exceso de agua se circula por los orificios del rociador y la evaporación se realiza con una cantidad de repuesto de agua adecuada. Después de que este proceso ha estado durante algún cierto tiempo, el agua que se encuentra en la cámara de rocío se enfría a la temperatura de saturación adiabática, que difiere de la temperatura de bulbo húmedo solamente por los errores de radiación y velocidad que afectan al termómetro de bulbo húmedo. En este proceso no se extrae ni se adiciona calor por lo que el proceso es adiabático. El calor de evaporación del agua que se evapora se obtiene del enfriamiento del aire que pasa por la cámara. ( FIGURA 3.6 )

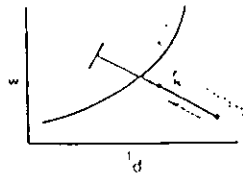


FIG.3.6 Humidificación.

## 2.4 ) CAMARA DE ROCIO

Esta cámara de rocío además de ser utilizada en invierno para ( humidificación ), puede ser utilizada en verano para ( humidificación ), suministrando por los orificios del rociador, agua refrigerada en vez de agua de recirculación. En este caso, el aire de salida se encuentra saturado a la temperatura del agua rociada que se mantiene al punto de rocío requerido.

## 2.5 ) MEZCLADO DE DOS CORRIENTES DE AIRE

Aquí se tienen dos corrientes ( 1 , 2 ) en un sistema recirculante de ventilación , los cuales se mezclan para formar una tercera. Para obtener el estado final del aire lo podemos encontrar en la carta psicrométrica. ( FIG. 3.7 ). Se localizan los puntos iniciales 1 y 2 que representan los estados iniciales del aire : se unen estos dos puntos por medio de una línea recta, se divide al segmento en una forma inversamente proporcional a los flujos del aire respectivos. El punto de división nos representa el estado de la mezcla final debajo de la curva de saturación (  $r = 1$  ). Si el punto final 3 se encuentra sobre la curva de saturación, entonces habrá condensación y el punto final real 4 se encuentra trazando una paralela a la temperatura de bulbo húmedo hasta la curva de saturación. ( FIG. 3.8 )

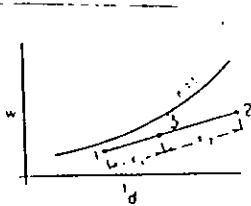


FIG.3.7 Estado final del aire.

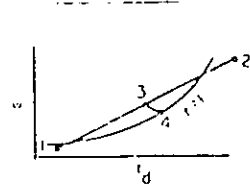


FIG. 3.8 Punto final real.

Esta mezcla de dos corrientes adiabáticas es una aplicación importante dentro del acondicionamiento de aire. Las corrientes de aire de entrada tienen diferentes temperaturas de bulbo seco y relaciones de humedad. La transferencia de calor hacia el entorno es despreciable, por lo cual el proceso se realiza en forma adiabática o se le llama mezclado adiabático. De esto podemos obtener tres relaciones básicas para el volumen de control total :

a ) Balance de masa para el aire seco : ..... ( 3.1 )

$$m_{a1} + m_{a2} = m_{a3}$$

b ) Balance de masa para el vapor de agua : ..... ( 3.2 )

$$( m_{a1} )( w_1 ) + ( m_{a2} )( w_2 ) = ( m_{a3} )( w_3 )$$

c ) Balance de energía para la mezcla adiabática : ..... ( 3.3 )

$$( m_{a1} )( h_1 ) + ( m_{a2} )( h_2 ) = ( m_{a3} )( h_3 )$$

Cuando se conocen las propiedades de dos de las corrientes, las ecuaciones anteriores son suficientes para evaluar los valores de la tercera corriente. La corriente de salida abandonará el sistema con una relación de humedad y una temperatura de bulbo seco que se hallan comprendidos entre los valores de las corrientes de entrada. Conocidas las propiedades de las corrientes de entrada, podemos calcular los valores de  $w_3$  y  $h_3$  mediante el uso de las tres ecuaciones anteriores obteniendo :

$$w_3 = ( m_{a1} )( w_1 ) + ( m_{a2} )( w_2 ) / ( m_{a1} + m_{a2} ) ..... ( 3.4 )$$

y

$$h_3 = ( m_{a1} )( h_1 ) + ( m_{a2} )( h_2 ) / ( m_{a1} + m_{a2} ) ..... ( 3.5 )$$

Combinando las ecuaciones 3.1 y 3.2 obtenemos :

$$m_{a1} / m_{a2} = ( w_2 - w_3 ) / ( w_3 - w_1 ) ..... ( 3.6 )$$

Si la ecuación 3.1 la sustituimos en la ecuación 3.3 obtenemos :

$$m_{a1} / m_{a2} = ( h_2 - h_3 ) / ( h_3 - h_1 ) ..... ( 3.7 )$$

donde :

m : Masa.

w : Humedad específica.

h : Entalpía.

Para obtener el volumen específico utilizamos la siguiente ecuación :

$$v = (Ra)(T) / p_a$$

donde :

Ra = Constante de gas específica para el aire seco.

p<sub>a</sub> = Presión parcial.

T = temperatura absoluta.

v = Volumen específico.

Para calcular h<sub>1</sub> y h<sub>2</sub> utilizamos las siguientes ecuaciones , así como las tablas de las propiedades de agua saturada ( tabla de temperatura ).

En el sistema internacional :

$$h_1 = 1.005 ( T_1 ) + w_1 ( h_{g1} ) \dots\dots\dots ( 3.8 )$$

$$h_2 = 1.005 ( T_2 ) + w_2 ( h_{g2} ) \dots\dots\dots ( 3.9 )$$

Finalmente para obtener h<sub>3</sub> utilizamos la siguiente ecuación :

$$h_3 = 1.005 T_3 + w( 2501.7 + 1.82 T_3 ) \dots\dots\dots ( 3.10 )$$

### 3.- MEDIOS DE ENFRIAMIENTO , CALENTAMIENTO, HUMIDIFICACION Y DESHUMIDIFICACION DEL AIRE.

#### 3.1 ) ENFRIAMIENTO DEL AIRE

##### *REFRIGERANTE :*

El enfriamiento del aire lo vamos a efectuar mediante la acción de un evaporador, que es un tubo, que suele llevar unas aletas al exterior. Por un lado se alimenta por una válvula de un fluido refrigerante, contenido en una botella a presión y por la parte externa del tubo, circula aire movido por la acción de un ventilador. Se envía aire del exterior a un nivel térmico de 25 °C, mientras que el refrigerante circula a una temperatura de más de unos 3 °C, al estar más caliente el aire que el refrigerante, pasa calor del primero al segundo, por lo que el aire se enfría, cediendo su energía, y el refrigerante en lugar de calentarse tiende a transformarse en vapor. El aire a la salida del evaporador es más frío que el de entrada.

##### *AGUA :*

Para enfriar el aire con agua podemos utilizar el procedimiento anterior sólo que en vez de usar refrigerante, usamos agua fría, la cual pasará a través del ducto del evaporador, y al circular el aire por ahí, éste saldrá más frío que el aire de entrada.

#### 3.2 ) CALENTAMIENTO DEL AIRE

##### *RESISTENCIA ELECTRICA :*

El calentamiento del aire mediante una resistencia eléctrica se efectúa colocando en el circuito de impulsión una serie de resistencias eléctricas que van a calentar el aire a su paso. En este sistema, el equipo se limita a recircular el aire del local y mezclarlo con otro nuevo, sin que a su paso por el evaporador sufra cambio alguno.

##### *GASES CALIENTES :*

El calentamiento del aire por medio de este sistema se efectúa dentro de un tanque de combustión, en donde se quema aceite, y los gases fluyen hacia la parte superior del tanque, en el que se hace fluir aire en la parte superior. El aire al contacto con los gases se calienta y posteriormente es enviado al ducto que lo conducirá hasta su objetivo. Su objetivo es el de mantener caliente un espacio determinado.

### *AGUA CALIENTE :*

El calentamiento del aire por medio de agua caliente se puede hacer empleando una batería de agua caliente., la batería sólo se limita a calentar el aire que pasa por el conducto de impulsión a su paso por la batería ; esto se consigue mediante un serpentín por el que circula el agua caliente procedente de una caldera ajena al circuito de refrigeración.

### 3.3 ) HUMIDIFICACION DEL AIRE

#### *VAPOR DE AGUA :*

Un método para humidificar el agua es mediante la utilización de humidificadores por vaporización, los cuales consisten en una cubeta en la que se hace hervir agua, de ésta manera se aporta calor por calefacción eléctrica. Sólo que hay un inconveniente para la utilización de este sistema y es que su costo es demasiado elevado.

#### *AGUA :*

Se tienen varios sistemas para humidificar el aire y por mencionar algunos tenemos los lavadores de pulverización centrífuga y el de discos giratorios. El primero de ellos ocupa un pequeño espacio y, para funcionar, precisa muy poca agua, pero su aplicación es exclusiva de los aparatos de acondicionamiento por aire caliente, o sea que carecen de reversibilidad y no pueden refrigerar. Es decir, consisten de un disco metálico grueso perforado o rejillas que giran alrededor de un eje, lanzando contra las paredes de la tobera a la que ajusta, por fuerza centrífuga generada en su movimiento de rotación, el agua que cae de un pequeño depósito colocado en la parte superior del dispositivo. Los lavadores de disco giratorios realizan el lavado y humectado simultáneamente.

### 3.4 ) DESHUMIDIFICACION DEL AIRE

#### *SILICA GEL :*

Al proceso de deshumidificación del aire por medio de un elemento sólido se le llama por absorción. Este tipo de deshumidificación del aire consiste en fijar vapor de agua sobre ciertos cuerpos sólidos muy ávidos de él ( alúmina activada o gel de sílice ). Del cual se pueden obtener porcentajes muy bajos de vapor de agua en el aire tratado según el tiempo de contacto de éste con el deshidratante. Pero hay un inconveniente y es de que el deshidratante se debe calentar para poder regenerarse, incorporando así un tanto por ciento de calor.

### *REFRIGERANTE :*

Para deshumidificar el aire por medio de un refrigerante, nos podemos referir al proceso donde se enfría el aire con el refrigerante, ya que en ese sistema se presentan las dos condiciones de aire frío y deshumidificación del mismo. Es decir, como el enfriamiento del aire es intenso, éste abandona sobre la superficie del evaporador una parte del vapor de agua.

### *CLORURO DE CALCIO :*

La deshumidificación del aire la podemos hacer con cloruro de calcio, ácido sulfúrico o cloruro de litio al 40%. Uno de los procedimientos para lograr esto, es utilizando una masa higroscópica, es decir una masa que tenga la propiedad de absorber la humedad de la masa de aire que circula a través de ella. Un inconveniente es que no puede ser utilizado este sistema en grandes volúmenes de aire.

**HIGROMETRIA :** Ciencia que determina la cantidad de humedad que existe en la atmósfera.

# CAPITULO IV

## AIRE ACONDICIONADO

### 1.- ACONDICIONAMIENTO DE AIRE

Durante los últimos años se han desarrollado sistemas de acondicionamiento de aire para producir una sensación de confort ó comodidad y para el control de productos industriales. Cada vez más, los sistemas empleados para el enfriamiento de edificios se están combinando con los sistemas de calefacción y enfriamiento y ventilación, de tal forma que el mismo sistema puede ser utilizado para los fines de enfriamiento y calefacción durante todo el año en la época que sea requerido.

El costo que se agrega a un sistema de calefacción es el de un conjunto de elementos correspondientes al de enfriamiento del aire. Es decir, los ductos que transportan el aire caliente en invierno pueden ser utilizados para transportar el aire frío en el verano, así como los convectores y ventiladores pueden ser utilizados en ambas temporadas.

Es de suma importancia notar que en cualquier aspecto de la calefacción, refrigeración y aire acondicionado, se tienen una o más aplicaciones de los principios de la termodinámica, flujo de fluidos, transferencia de calor, para poder adaptarse a las necesidades fisiológicas de los seres humanos o para establecer las condiciones apropiadas para la conservación de productos almacenados o materiales en proceso.

### 2.- AIRE ACONDICIONADO PARA EL CONFORT O COMODIDAD

**CONFORT** .- Es una sensación de comodidad para realizar con entera satisfacción actividades que así lo requieran.

El aire acondicionado para el confort, es el aire acondicionado para las necesidades humanas ; es decir, será el aire que va a satisfacer los requerimientos que tengan los ocupantes del lugar a acondicionar. En seguida se mencionarán algunas de las principales aplicaciones que tiene el aire acondicionado para el área de confort o comodidad :



## 2.1 ) RESIDENCIAS

Hoy en día la gente requiere de espacios más confortables para poder disfrutar de un clima más agradable, aunque éste sea de tipo artificial. Es por eso que las ventas de los aparatos de aire acondicionado se han incrementado para este tipo de hogares . Ya que la gente que habita estos lugares tiene la posibilidad de adquirir un equipo de aire acondicionado. Los equipos que con frecuencia se instalan en estos lugares son del tipo de ventana o pared, que son como los equipos que se tienen en los hoteles o en algunos otros lugares. se adquieren estos tipos de equipos ya que son de fácil mantenimiento y puede decirse que tienen un costo relativamente bajo comparado con otros equipos.

## 2.2 ) LOCALES PUBLICOS

En estos lugares tales como ; restaurantes, teatros, cines, etc., la utilización de un equipo de aire acondicionado es esencial, ya que a estos lugares concurre un gran número de personas. El sistema de aire a ser utilizado debe cumplir con ciertos requisitos tales como : satisfacer las exigencias por las grandes cantidades de carga que son generadas en estos lugares, debido a la cantidad de ocupantes y su permanencia, humedad de los ocupantes, alimentos, filtración y ventilación de aire.

## 2.3 ) ALMACENES

En estos lugares es de suma importancia el tener un equipo de aire acondicionado debido a que podemos con esto mantener al cliente más tiempo adentro del almacén y así generamos que el cliente aumente sus compras en el almacén. Así el cliente se siente confortable dentro del lugar. Lo que tratamos de obtener es que el cliente compre más y genere más ventas, ya que de lo contrario si el cliente no se siente cómodo éste se retirará del lugar , su estancia será más corta y las ventas se vendrán abajo.

## 2.4 ) GRANDES EDIFICIOS

En estos días ya es importante construir un edificio para departamentos, oficinas , hotel,etc., con aire acondicionado ya que si esto no sucede se dice que el edificio es de tipo anticuado.

## 2.5 ) TRANSPORTE

En los transportes que se utilizan en la actualidad, se cuenta ya con aire acondicionado para dar una sensación de comodidad a quien utiliza estos medios de transporte. Por ejemplo, los barcos, aviones, autobuses, ferrocarril tienen unidades de aire acondicionado para proporcionar la debida comodidad a los ocupantes ( pasajeros ). También ahora los automóviles modernos ya cuentan con aire acondicionado para mantener un ambiente agradable dentro del mismo transporte para los ocupantes.

## 2.6 ) LUGARES DE TRABAJO

Aunque en este tipo de lugares la instalación del aire acondicionado haya tardado en ser utilizado, los directores de la gran parte de las empresas están convencidos de que el costo de la inversión de un equipo de este tipo se recupera con un aumento en la producción y la mejora en la calidad de los productos, la calidad del trabajo. Esto se debe a que el trabajador puede realizar un mejor trabajo si se encuentra en un lugar cómodo y confortable a diferencia que si el mismo trabajador se encuentra en un lugar no cómodo para realizar sus labores. El rendimiento de una persona que trabaja intelectualmente es difícil de medir, pero son grandes las ganancias que se obtienen por su aumento de productividad.

## 2.7 ) PRODUCTIVIDAD

En el año de 1883 Littré definió la productividad como “ **facultad de producir** “ , es decir, el deseo de producir. Sin embargo, no fue sino hasta principios del siglo XX que el término adquirió un significado más preciso como una relación entre lo producido y los medios empleados para hacerlo.

En el año de 1950 la ORGANIZACIÓN para la COOPERACION ECONOMICA EUROPEA ( OCEE ) dieron una definición más formal de la palabra productividad.

*Productividad es el cociente de dividir la producción por uno de los medios de producción. De esta forma es posible hablar de la productividad del capital, de la inversión o de la materia prima según si lo que se produjo se toma en cuenta respecto al capital, a la inversión o a la cantidad de materia prima.*

Para tener una idea mas clara de los términos productividad y producción que a menudo se confunden daremos los siguientes significados :

**PRODUCCION** : Se refiere a la actividad de producir bienes y/o servicios.

**PRODUCTIVIDAD** : Se refiere a la utilización eficiente de los recursos (insumos ) al producir bienes y/o servicios ( productos ).

### 3.- FACTORES QUE INFLUYEN EN EL CONFORT O COMODIDAD

El acondicionamiento del aire implica tener un control efectivo de las propiedades físicas y químicas del aire a fin de producir, aire acondicionado de confort. La comodidad de las personas desde el punto de vista del aire acondicionado depende de cuatro factores fundamentales :

- A ) Temperatura del aire.
- B ) Humedad del aire.
- C ) Movimiento y distribución del aire.
- D ) Pureza del aire.

No podrá obtenerse confort sino se tiene un control adecuado de estos cuatro factores. Sin embargo, hay sistemas que no controlan los cuatro factores satisfactoriamente y mantienen un ambiente agradable. Para poder entender el efecto de estos factores es necesario tomar en consideración ciertas respuestas fisiológicas y psicológicas del cuerpo humano.

El cuerpo humano tiene un control de temperatura para regular las pérdidas que ocurren por convección, radiación y evaporación. Es decir, en estos procesos la temperatura del aire y el movimiento del mismo son factores esenciales que causan la transferencia de calor. La proporción relativa de cada una depende de la cantidad de calor generado por el cuerpo, que éste a su vez va a depender de la actividad, la ropa, de la temperatura y de las condiciones del aire.

El uso de ropa adecuada disminuye las variaciones de la carga sobre el cuerpo humano, es decir, el exceso de ropa reduce la pérdida por radiación y convección, pero aumenta por evaporación. Hasta cierto punto el cuerpo humano es capaz de adaptarse a las condiciones atmosféricas extremas. Esta adaptación, es llamada aclimatación y se da por cuestiones fisiológicas y psicológicas.

### 3.1 ) TEMPERATURA DEL AIRE

Si no tuviéramos un control de la temperatura, la vida no sería posible dado los cambios atmosféricos que se presentan día tras día. Es por esto que el control artificial de la temperatura dentro de un espacio cerrado es de suma importancia para poder lograr lo que se conoce como " COMODIDAD HUMANA ".

### 3.2 ) HUMEDAD DEL AIRE

La mayor parte del calor del cuerpo humano se pierde por medio de la evaporación a través de la piel. Esta evaporación se debe a la baja cantidad de humedad relativa del aire y las altas humedades retrasan este efecto. Es por eso que es muy importante tener un control adecuado de la humedad relativa.

### 3.3 ) MOVIMIENTO DEL AIRE

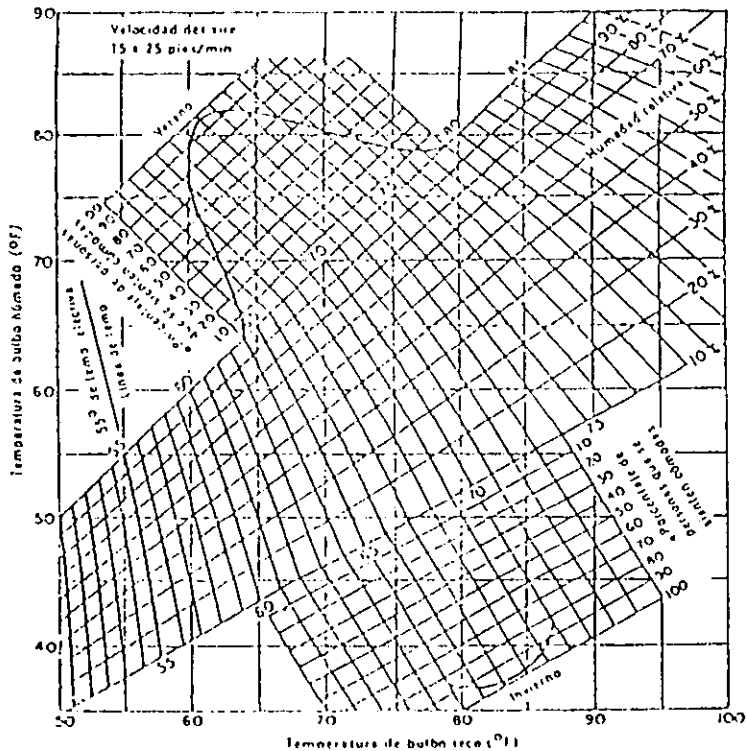
El movimiento que se presenta de aire sobre el cuerpo humano hace que se incremente la pérdida de calor y humedad y además modifica la sensación de frío o calor según sea el caso. Por otro lado, este efecto produce una sensación de " chiflón ", el cual puede causar una sensación agradable o desagradable para el cuerpo humano.

### 3.4 ) PUREZA DEL AIRE

En el caso del aire acondicionado es muy importante tener en cuenta la composición química y física del aire. Eliminar las partículas sólidas del aire es de vital importancia no sólo para la salud sino para disminuir los gastos de limpieza y de mantenimiento. Además de que el humo y otros olores molestan a la nariz y ojos, esto requiere de una buena ventilación. La contaminación es uno de los problemas a los que nos enfrentamos hoy en día en todo el mundo.

## **4.- SENSACION DE COMODIDAD**

Para establecer " estándares " de temperatura, humedad movimiento y pureza del aire, debemos encontrar primero los valores que satisfagan una sensación de comodidad en el cuerpo humano. Encontrar estos valores no es fácil, ya que debido a las diferencias fisiológicas y psicológicas de los seres humanos es prácticamente imposible determinarla. Para poder solucionar este problema se hace uso de " LA CARTA DE TEMPERATURA EFECTIVA DE COMODIDAD " FIG 4.1 ( CARTA DE COMODIDAD ). Sabiendo que la temperatura, humedad y movimiento del aire influyen en la pérdida de calor del cuerpo, en esta carta se intenta encontrar una relación entre estos valores o factores, para que produzcan la mayor cantidad posible de comodidad en el mayor número de personas que ocupan el lugar y así lo requieran.



Carta de comodidad de la ASHAE para aire tranquilo. Zonas de comodidad para invierno y verano. La de invierno no se puede utilizar en cuartos calentados por calefacción radiante. La aplicación de la zona de comodidad está limitada a casas, oficinas y lugares similares, donde los ocupantes se adaptan completamente a las condiciones del aire interior. Esta zona no es aplicable a teatros, tiendas y otros lugares en donde la permanencia es menor de dos horas. Debe aumentar en 1 °F aproximadamente la temperatura efectiva por cada 5 grados de reducción de latitud norte, a partir de la zona sur de Canadá y el norte de Estados Unidos. De Air Conditioning and Refrigeration, 4a. edición, por Burgess H. Jennings y Samuel R. Lewis, con autorización de International Textbook Company.

FIG.4.1 CARTA DE COMODIDAD DE LA ASHAE

## **5.- TEMPERATURA EFECTIVA**

La temperatura efectiva es definida como el índice que expresa el compuesto, de la temperatura del aire, humedad relativa y movimiento del aire sobre el cuerpo humano. La temperatura efectiva puede tener cualquier humedad relativa que va desde 0 hasta 100% y el movimiento del aire desde lento hasta altas velocidades, no todas las combinaciones que pueden surgir entre ellos van a proporcionar condiciones de confort.

Se puede decir que si la humedad relativa baja, se puede presentar muy rápido la evaporación de humedad por medio de la superficie de la piel y esto puede ocasionar un enfriamiento excesivo y no se tendrá sensación de confort. Por otro lado, si la humedad relativa es demasiado alta, puede prácticamente reducirse o detenerse la evaporación de la superficie de la piel, pudiendo sentir una sensación de confort.

## **6.- FACTORES QUE DETERMINAN LA TEMPERATURA EFECTIVA**

La carta de temperatura efectiva muestra en porcentaje la cantidad de personas que se sienten cómodas en cada combinación, según los expertos en aire acondicionado de la ASHAE, dicen que también habrá personas que se sientan incómodas. Sin embargo los factores que pueden cambiar la temperatura efectiva son :

### **6.1 ) CALOR RADIADO**

Cuando en un lugar público tal como un teatro o cine se tiene demasiada gente, el efecto del calor radiado del cuerpo de una persona a otra requiere de que se disminuya la temperatura efectiva. Por otra parte, el calor radiado de una persona a muros o ventanas frías requiere de un aumento en la temperatura efectiva.

### **6.2 ) EFECTOS DE CHOQUE**

Este efecto se presenta cuando alguien del exterior entra a un lugar que se encuentra controlado. Este tipo de problemas es más grave en verano. Para evitar el efecto de choque se mantiene una temperatura media efectiva entre el exterior y el interior del lugar, esto con el fin de no perjudicar a las personas. Se ha demostrado que el choque no perjudica la salud de las personas que están acostumbradas a este tipo de cambios bruscos de temperatura.

### **6.3 ) ROPA**

En muchos casos la ropa es factor importante para la temperatura efectiva ; existen lugares en donde el tipo de ropa va a determinar el valor de la temperatura efectiva independientemente de otros factores que intervienen en el proceso.

## 6.4 ) ACLIMATAACION DIFERENTE

La temperatura efectiva cómoda depende de la temperatura exterior, la cual cambia de un día a otro y de estación a estación, sin embargo el efecto en la temperatura efectiva es pequeño. La temperatura efectiva deseable y la humedad varían por lo general, según el individuo, país o región.

## 6.5 ) DURACION DE LA OCUPACION

Una variación muy importante de la temperatura efectiva es la duración de las personas dentro del volumen controlado. Algunos experimentos han demostrado que mientras se permanezca muy poco tiempo en un lugar, deberá haber un cambio de temperatura, el cambio se efectúa de acuerdo con la temperatura exterior.

## 6.6 ) EDAD Y SEXO

Las personas que se encuentran en los 40 años o más, requieren de 1° F más de temperatura efectiva. Las mujeres requieren de 1° F más de temperatura efectiva que los hombres.

## 6.7 ) ACTIVIDAD

La actividad es un factor importante en la determinación de la temperatura efectiva, ya que de acuerdo al tipo de actividad que se realiza dentro del lugar, vamos a obtener una temperatura de comodidad.

# 7.- CONDICIONES RECOMENDABLES PARA DISEÑO EN VERANO

## 7.1 ) CONDICIONES DE DISEÑO PARA EL MOVIMIENTO DEL AIRE

La ASHAE ha establecido un límite de velocidad de 15 a 40 pies por minuto cuando las personas están sin hacer alguna actividad física, arriba de 40 pies por minuto causa una sensación de chiflones y se usa solamente en lugares donde se realizan trabajos físicos.

## 7.2 ) CONDICIONES DE VENTILACION

Se tiene muy poca necesidad de disolver el CO<sub>2</sub> de la combustión fisiológica. La cantidad de aire que se requiere depende de la contaminación del aire por los olores y el humo que puede haber.

### 7.3 ) PERDIDA DE CALOR DEL CUERPO HUMANO

El calor que debe ser disipado por el cuerpo humano no es constante, sino que éste varía con el tipo de actividad que se este realizando, las condiciones atmosféricas cuando no se encuentran en la zona de confort y con el individuo. A bajas temperaturas, la mayor parte del calor cedido es por convección, conducción y radiación. Mientras que para altas temperaturas, las pérdidas son mayores por evaporación.

### 7.4 ) CANTIDAD Y CALIDAD DEL AIRE

La calidad del aire que entra a un espacio, debe estar en todo tiempo, libre de humos tóxicos, insalubres o desagradables, olores y polvos. Para poder obtener todas estas cualidades del aire debemos suministrar suficiente aire exterior para contrarrestar o eliminar las fuentes de contaminación.

En general, no es problema el que las personas se encuentren fumando ya que sólo basta con suministrar de 7.5 a 30 pies cúbicos de aire `por persona para que se cubran todas las necesidades.



# CAPITULO V

## CALCULO DE CARGAS

### 1.- PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

En el Auditorio A-9 de la Escuela Nacional de Estudios Profesionales Aragón se presenta un problema de confort para la estancia de 300 personas en su interior en la época de Verano, es por eso que , he decidido resolver el problema que ahí se tiene, mediante la selección de un equipo adecuado de Acondicionamiento de Aire para satisfacer las necesidades de las personas que ahí se encuentren. Para poder encontrar una solución al problema tenemos que saber :

- A ) No. de personas que se encuentran en el interior.
- B ) Epoca en la que se presenta el problema.
- C ) Elementos que intervienen en el problema tales como :
  - ) Alumbrado.
  - ) Equipo.
  - ) Efecto Solar.
  - ) Personas.
- D ) La temperatura máxima que se obtiene en ésta época del año.
- E ) La temperatura a la cuál deseamos tener el interior del inmueble.

Estos son algunos aspectos fundamentales para la solución del problema. Para hallar la solución al problema se efectúa un levantamiento de los datos técnicos del alumbrado y equipo que se encuentra en el auditorio que son los que se tomarán en consideración, una vez obtenidos estos datos , se obtienen los datos de los materiales con los cuales está construido el edificio, para así posteriormente iniciar el cálculo matemático requerido.

Finalmente una vez obtenidos los resultados se investiga que equipo es el que satisface nuestras condiciones y necesidades y se efectúa un análisis de costos para posteriormente elegir el equipo más adecuado.

## 2.- DATOS TECNICOS DEL AUDITORIO A-9 DE LA E. N. E. P. ARAGON

PROYECTO : Auditorio A-9 de la E. N. E. P. Aragón.

DESCRIPCION : Acondicionamiento del Auditorio A-9 de la E. N. E. P. Aragón.

LUGAR : Estado de México. ( ARAGON ).

LATTUD : 19° 31' N

ALTURA S. N. M. : 2216 mts.

PRESION BAROMETRICA : 588 mmHg = 23.15 " Hg

Los datos aquí presentados fueron obtenidos de la Tabla 5.1 Condiciones Atmosféricas de Diseño. ( TABLA 5.1 )

### 2.1 CONDICIONES DE CALCULO EXTERIORES

$$T_{bs} = 32^{\circ}C = 90^{\circ}F$$

$$T_{bh} = 19^{\circ}C = 66^{\circ}F$$

$$T_{\text{máx. Ext.}} = 34^{\circ}C = 93^{\circ}F$$

Los datos obtenidos de temperatura de bulbo seco y temperatura de bulbo húmedo exteriores, fueron también obtenidos de la Tabla 5.1 Condiciones Atmosféricas de Diseño. ( TABLA 5.1 )

### 2.2. CONDICIONES DESEABLES EN EL INTERIOR

Temperatura deseable para el interior del Auditorio :

$$t_i = 16 + 0.3 ( t_e ); \text{ donde : } t_e = \text{temperatura exterior.}$$

$$t_i = 16 + 0.3 ( 34 )$$

$$t_i = 26.2^{\circ}C \quad t_i = 79^{\circ}F$$

El cálculo de la temperatura deseable en el interior del Auditorio A-9 se obtuvo mediante el uso de la **TABLA 5.2 TEMPERATURAS INTERIORES RECOMENDABLES PARA VERANO EN FUNCION DE LA TEMPERATURA DEL AIRE EXTERIOR.**

De la Tabla 5.2 podemos observar que se tienen diferentes fórmulas y aplicaciones del aire acondicionado, de dicha Tabla No.2 se utilizó la fórmula ( $t_i = 16 + 0.3 t_e$ ) que se refiere a una permanencia media ( de las 3 horas ), tomando en consideración que los eventos que ahí se realizan no se prolongan por más de 3 horas.

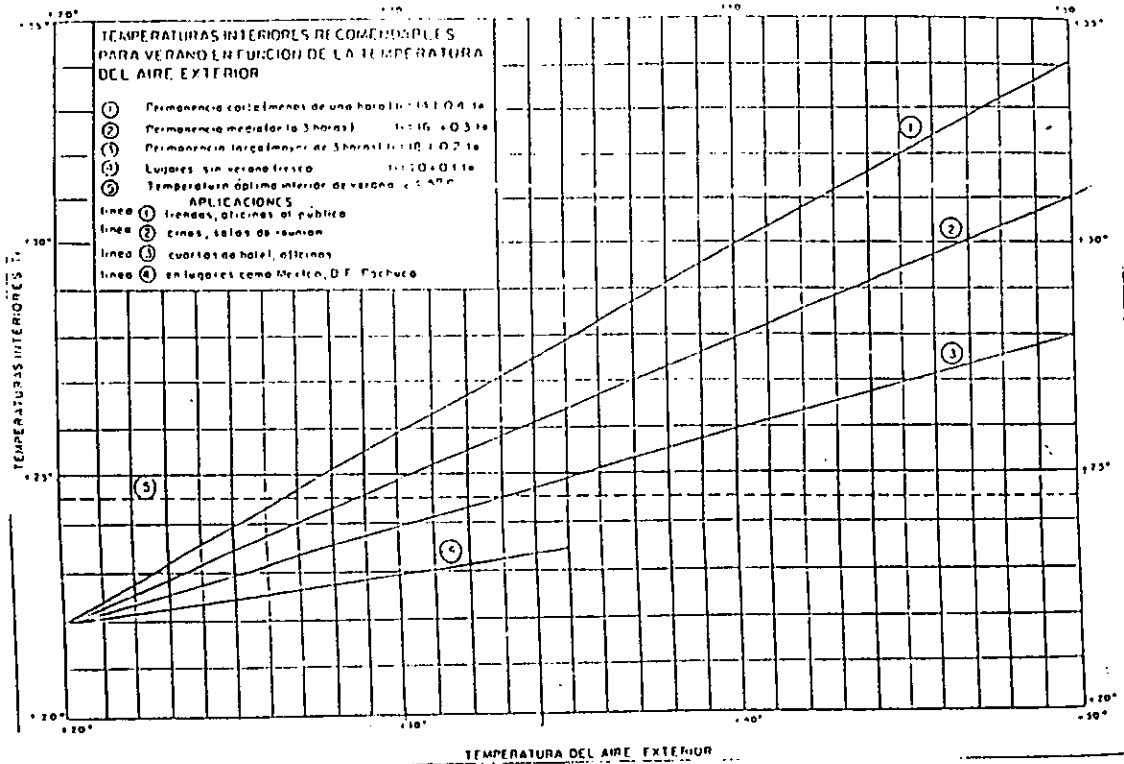
En cuanto a la aplicación tomamos en consideración la aplicación No.2 de la misma Tabla No.2, la cual nos indica la temperatura que se va a obtener va a ser aplicable a un lugar que consideramos como una SALA DE REUNIONES. Es por eso que se considera una temperatura deseable en el interior de 79 °F.

La humedad relativa que se va a considerar en el interior del Auditorio A-9 va a ser del 50%, ya que éste es el porcentaje generalmente recomendado para situaciones de ACONDICIONAMIENTO DE AIRE. Este porcentaje lo podemos obtener de la **TABLA 5.3 HUMEDADES RELATIVAS EN PROCESOS DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.**

**TABLA 6.1 CONDICIONES ATMOSFERICAS DE DISEÑO**

ESTADO	LATITUD N	SITUACION ALTURA S.N.M. M	PRESION BAROMETRICA MM HG	TEMP. MAX. EXT.		VERANO TEMP. DE CALCULO BS	BH
				°C	°C		
DURANGO	24° 01'	1886	610	35.6	33	33	17
	25° 30'	1140	667	39.0	36	36	21
GUANAJUATO	20° 32'	1754	610	41.5	38	38	20
	21° 01'	2037	601	33.8	32	32	18
	21° 07'	1809	617	36.5	34	34	20
	20° 13'	1761	620	38.0	35	35	19
GUERRERO	16° 50'	3	760	35.3	33	33	27
	17° 33'	1250	608	35.2	33	33	23
	18° 33'	1755	621	36.5	34	34	20
HIDALGO	20° 08'	2445	573	31.4	29	29	17
	20° 05'	2181	500	34.7	32	32	19
JALISCO	20° 41'	1589	533	36.0	33	33	19
	20° 22'	1880	612	43.2	39	39	19
	19° 37'	2	760	39.0	36	36	25
MEXICO	18° 31'	2216	688	34.0	32	32	19
	18° 17'	2675	577	26.8	26	26	17
MICHOACAN	19° 05'	682	703	43.0	39	39	25
	19° 42'	1823	609	31.3	30	30	19
	19° 39'	1633	630	37.5	35	35	20
	19° 45'	2000	603	34.8	32	32	19

**TABLA 5.2 TEMPERATURAS INTERIORES RECOMENDABLES PARA VERANO EN FUNCION DE LA TEMPERATURA DEL AIRE EXTERIOR**



**TABLA 5.3 HUMEDADES RELATIVAS EN PROCESOS DE  
ACONDICIONAMIENTO DE AIRE**

	<b>Humedad Relativa Requerida</b>	<b>Fabricación de :</b>	<b>Humedad Relativa Requerida</b>
Galerías	30-50 %	Dulces	40-50 %
Almacenes de Frutas	85-90 %	Papel Cartón	40-60 %
Panaderías	60-80 %	Cigarros	50-60 %
Cervecerías	65-75 %	Tapetes	50-60 %
Depósitos de granos	35-45 %	Cerámica	40-50 %
Centrales Telefónicas	60-65 %	Abrasivos	40-60 %
Artículos	40-50 %		
Fotográficos			
Antigüedades	30-50 %		
Hospitales	40-60 %	<b>Procesos de :</b>	
Incubadoras	60-70 %		
Tenerías	45-55 %	Algodón	60-70 %
Litográficas	45-55 %	Fotográficos	50-60 %
Museos	40-50 %	Computación	40-50 %
Aire Acondicionado y	30-60 %	Tabaco	50-60 %
Confort			
Imprentas	40-50 %		
Centros de Salud	40-60 %		

### 3.- DATOS EN EL INTERIOR DEL AUDITORIO A-9 DE LA E.N.E.P. ARAGON

El Auditorio A-9 de la ENEP Aragón cuenta con los siguientes aspectos a considerar para poder realizar el cálculo de cargas necesarios para el aire acondicionado.

NUMERO DE OCUPANTES : 300 ocupantes al máximo de su capacidad.

UNIDADES FLUORESCENTES : Se cuenta con 22 unidades , son unidades de empotramiento. ( 4 x 40 x 1.25 x 0.86 )

ARBOTANTES : Se cuenta con 2 arbotantes en muro a 2.10 m. S.N.P.T. ( 100 W )

CONTACTOS : Se tienen 12 contactos sencillos en muro a 0.30 m S.N.P.T. (125W )

CONTACTO TRIFASICO : Se tiene un contacto a 0.30 m S.N.P.T. ( 1800 W )

CONTACTO PARA EQUIPO DE SONIDO : Un contacto a 0.80 m ( 675 W )

UNIDADES FLUORESCENTES : Se tienen 3 unidades en la cabina.  
( 2 x 40 x 1.25 x 0.86 )

CORTINAS : Se tienen cortinas de color café oscuro en la pared norte.

ALFOMBRA : Tiene alfombra de color azul por ambos pasillos.

PISO : El piso es linóleum.

ESTRADO : El estrado es de madera y está cubierto con alfombra azul.

PUERTAS : Se tienen 2 puertas de acceso en la pared Este, son de madera de pino.

**4.- DIAGRAMA DEL AUDITORIO**

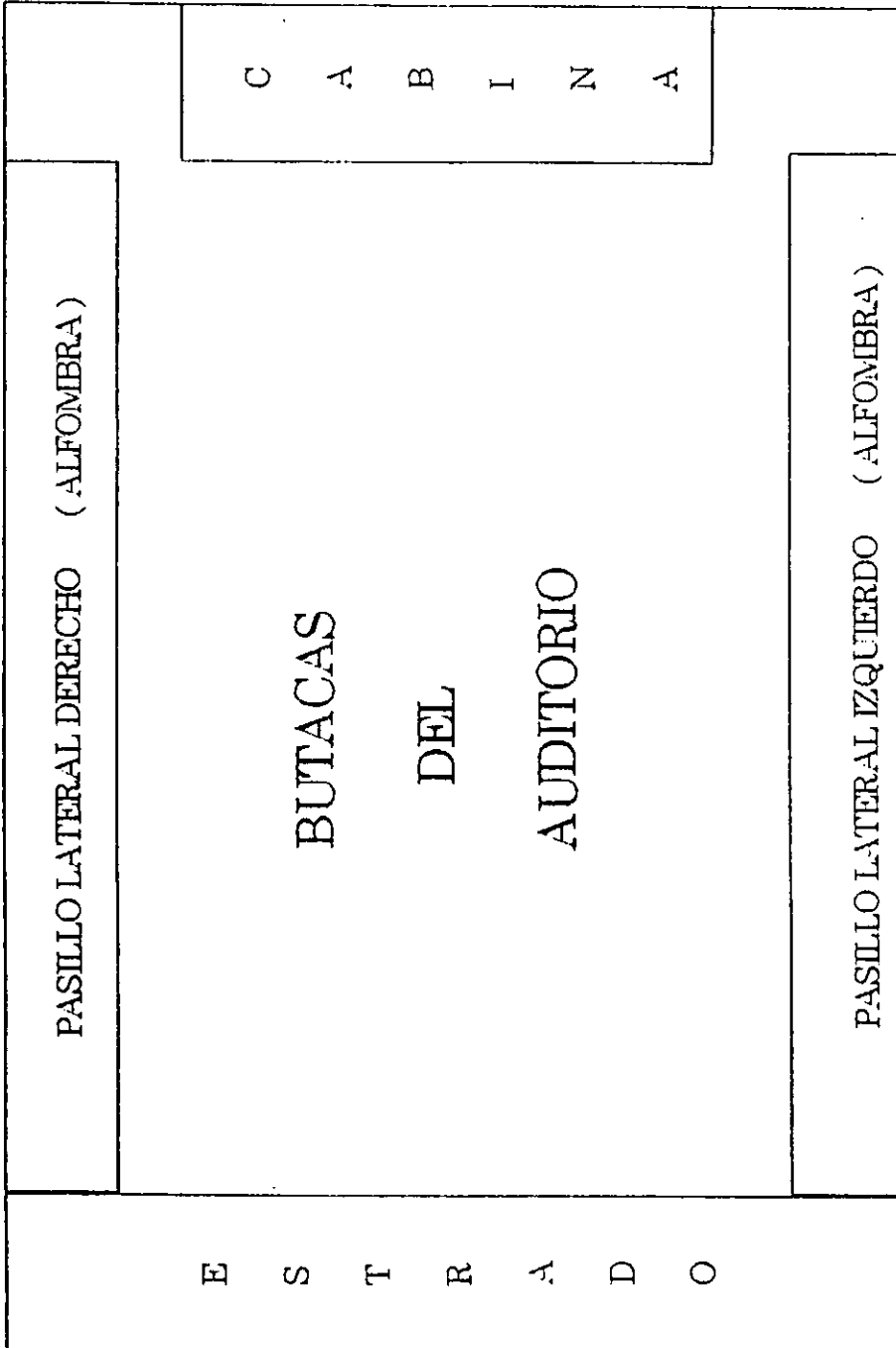


Fig. 5.1 Diagrama del Auditorio A-9





# Diagrama del Auditorio A-9

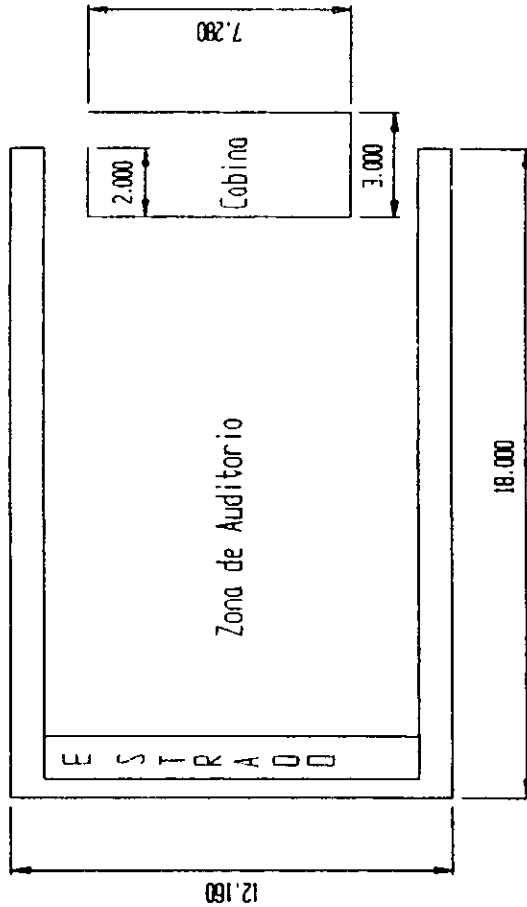


Diagrama del Auditorio A-9 de la E.N.E.P. Aragón

Salvador Beltrán Torres    Ing. Mec. Elect.

Vista Superior

FIG. 5.1.1 Diagrama del Auditorio A-9 de la E.N.E.P. Aragón

## 5.- COEFICIENTES DE LOS MATERIALES

### COEFICIENTE " U " PARA MUROS EXTERIORES

Donde ; " U " es el coeficiente global de transferencia de calor.

1 ) Película exterior, viento 7 ½ mph	R = 0.25
2 ) Aplanado de cemento ( ¼ " ) 0.20 / 4	R = 0.05
3 ) Tabique común 14 cm ( 5.5 " ) 0.8 x 5.5 / 4	R = 1.10
4 ) Yeso ( Agregado ligero ½ " ) 0.32	R = 0.32
5 ) Papel tapiz lavable	R = -----
6 ) Película interior de aire	R = 0.68
<hr/>	
	R = 2.40

$$U = 1 / R ; 1 / 2.40 = 0.417 = 0.42 \text{ BTU / hr } ^\circ\text{F pie}$$

$$U = 4.52 \text{ BTU / hr } ^\circ\text{F m}$$

" R " se usa para paredes compuestas como las que mostramos en el proyecto y " R " se obtiene de la siguiente manera :  $R = L / K$

donde :

L = Espesor de la placa.

K = Conductividad térmica del material.

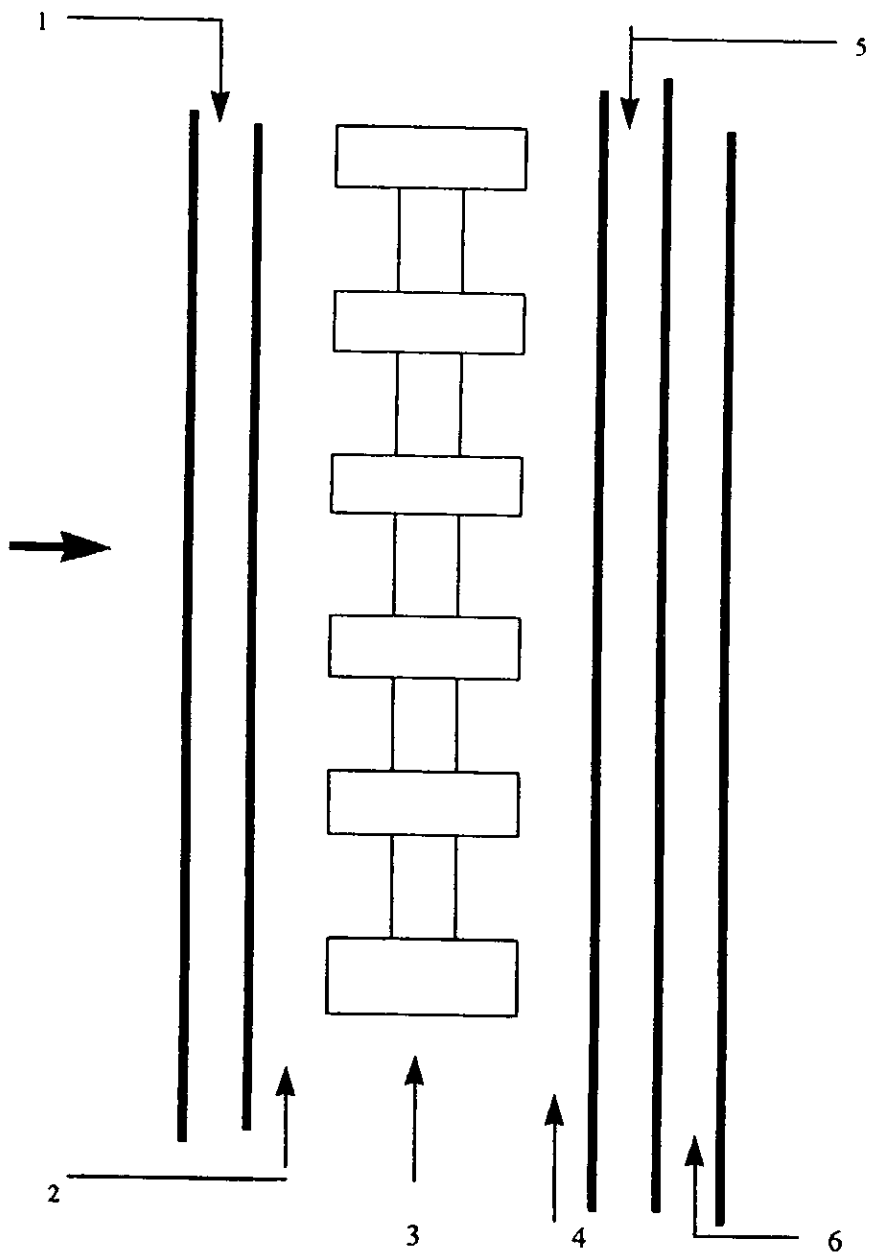


FIG. 5.2 Construcción del muro exterior

COEFICIENTE " U " PARA PISOS

1) Película interior ( horizontal calor hacia arriba )	R = 0.61
2) Linóleo o mosaico 25 mm ( 1 " )	R = 0.08
3) Concreto 10 cm ( 4 " ) 4 x 0.08	R = 0.32
4) Pasta o mortero de cemento 38 mm ( ½ " ) 1.5 x 0.2	R = 0.30
5) Película exterior viento 7.5 mph	R = 0.25

---


$$R = 1.56$$

$$U = 1/R = 1/1.56 = 0.641 = 0.64 \text{ BTU/hr } ^\circ\text{F pie}$$

$$U = 6.89 \text{ BTU/hr } ^\circ\text{F m}$$

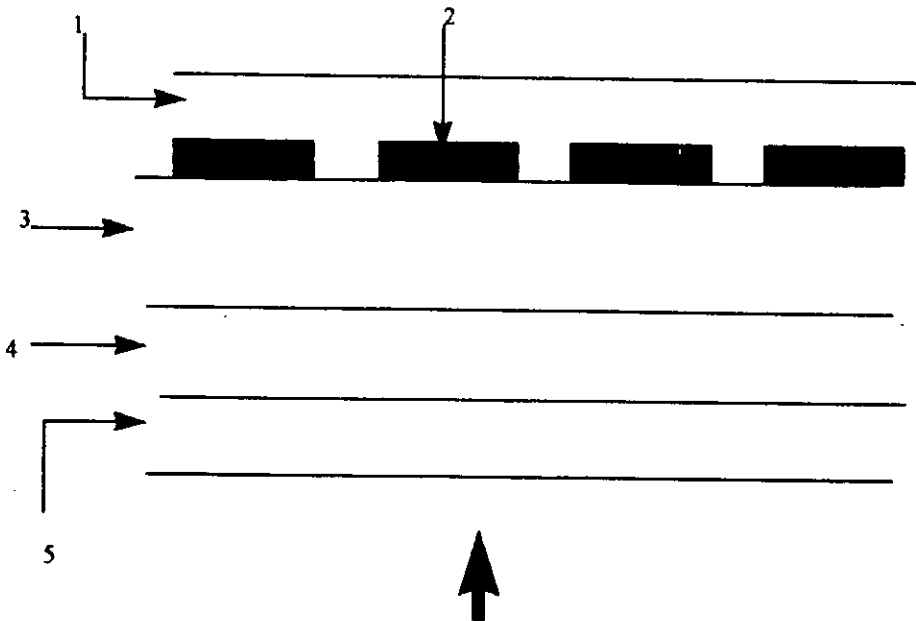


FIG. 5.3 Construcción del piso.

COEFICIENTE " U " PARA TECHOS INTERIORES

1) Pellicula interior ( horizontal calor hacia abajo )	R = 0.92
2 ) Piso de loseta vinilica ( ¼ " ) 0.04 x 2	R = 0.08
3 ) Concreto de 10 cm ( 4 " ) 0.08 x 4	R = 0.32
4 ) Espacio de aire horizontal calor hacia abajo	R = 0.99
5 ) Placa de yeso 16 mm ( 5/8 " )	R = 0.39
6 ) Pellicula de aire interior horizontal calor hacia abajo	R = 0.92

---

R = 3.62

$$U = 1/R = 1/3.62 = 0.276 = 0.278 \text{ BTU / hr } ^\circ\text{F pie}$$

$$U = 3.01 \text{ BTU / hr } ^\circ\text{F m}$$

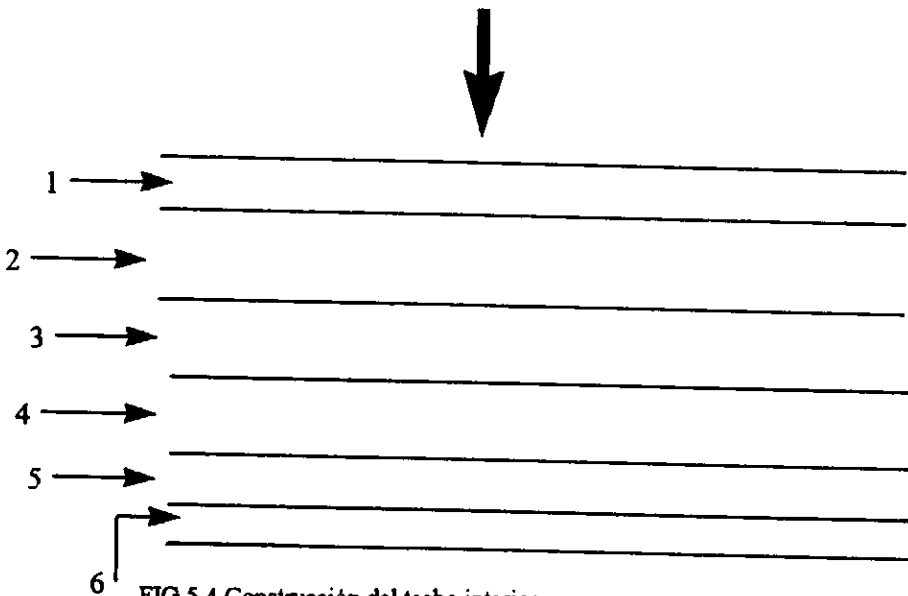


FIG.5.4 Construcción del techo interior.

COEFICIENTE " U " PARA PUERTAS DE PINO

- |  |   |
|--|---|
| 1) Coeficiente de conductividad térmica  | $K = 0.12 \text{ Kcal/m } ^\circ\text{C m}$ |
| 2) Superficie vertical interior<br>Superficie horizontal interior<br>Flujo hacia abajo | $h_i = 6 \text{ Kcal/h } ^\circ\text{C m}$  |
| 3) Superficie horizontal interior<br>Flujo hacia arriba                                | $h_e = 30 \text{ Kcal/h } ^\circ\text{C m}$ |

$$U = 1 / ((1/30) + (0.0508 / 0.12) + (1/6))$$

$$U = 1.60 \text{ Kcal/hr}$$

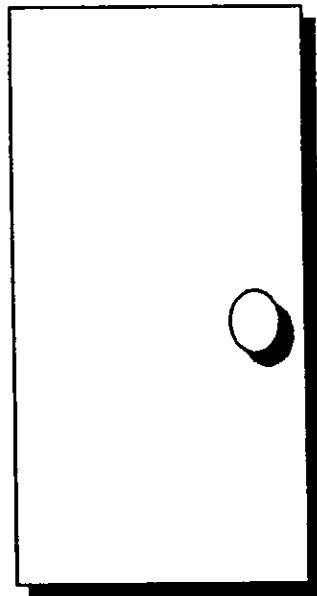


FIG.5.5 Construcción de la puerta.

## 6.- CARGA DE REFRIGERACION PARA AIRE ACONDICIONADO

En un espacio a refrigerar, la cantidad de calor que debe removerse con el equipo, se llama "carga de refrigeración" y esta se debe a las siguientes ganancias de calor :

### 6.1 ) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LA TRANSMISION A TRAVES DE LAS BARRERAS

Esta transmisión se debe a que puede haber transmisión de calor a través de muros, puertas, techos, pisos, la cual es ocasionada por una diferencia de temperatura que existe entre los dos lados de la barrera. Esta transmisión puede calcularse de la manera siguiente :

$$Q = U A ( T_e - T_i ) \dots\dots\dots( 5.1 )$$

La diferencia de temperaturas (  $T_e - T_i$  ) es afectada en ocasiones debido al efecto solar, pero esta consideración es un método para tomar en cuenta la carga.

Donde :

- Q = Carga de calor en BTU / h
- U = Coeficiente de transmisión de calor en BTU / h-pie-°F
- A = Area neta en pies
- $T_e$  = Temperatura de diseño exterior en °F
- $T_i$  = Temperatura de diseño interior en °F

### 6.2 ) GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL EFECTO SOLAR

- a ) El calor transmitido por radiación a través de cristales y absorbido en el interior del espacio.
- b ) El calor absorbido por las paredes o techos expuestos a los rayos solares y posteriormente transferidos al interior.

El calor que es recibido del Sol por la Tierra es aproximadamente de 415 BTU/hr-ft a 445 Btu / hr-ft.. La cantidad que llega a la superficie se reduce en forma considerable debido a los efectos de dispersión y reflexión y por absorción de la atmósfera. El cálculo del calor solar ganado a través de los muros es un poco complejo, ya que cuando el sol calienta la superficie se inicia un flujo de calor hacia el interior del lugar, hasta llegar a un máximo ; finalmente el flujo disminuye por la noche, pero nuevamente al día siguiente vuelve a dar inicio el calentamiento de la pared.

Para resolver este problema debemos recurrir a tablas que nos van a indicar la diferencia de temperatura máxima durante el día, la hora, el tipo de pared, el color, para que así el cálculo sea más adecuado.

### **6.3 ) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES**

La ganancia de calor debida a los ocupantes se encuentra en tablas y depende de la actividad que se este realizando dentro del lugar y de la temperatura del espacio. También existen tablas que nos proporcionan el calor generado por cada persona a partir de la temperatura de comodidad. Del mismo modo existen tablas que nos proporcionan la cantidad de evaporación por individuo, según la temperatura o actividad que se realice.

### **6.4 ) GANANCIA DE CALOR DEBIDA AL EQUIPO ELECTRICICO**

Para obtener esta ganancia de calor se recurre a los datos técnicos de las lámparas, equipos de sonido, computadoras, contactos, etc., es decir todos los equipos disipan una cantidad de calor que debe ser tomadas en consideración para el calculo de la ganancia de calor.



**6.5) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LA TRANSMISIOIN DE CALOR  
ATRAVES DE LAS BARREAS**

**A) MURO NORTE**

L = 18 m  
Ancho = 2.69 m  
A = 48.42 m  
U = 2.0496 Kcal / m h °C

$$Q_n = A \times U \times T$$
$$Q_n = (48.42) \times (2.0496) \times (8)$$
$$Q_n = \underline{793.9331 \text{ Kcal / h}}$$

**B) MURO SUR**

L = 18 m  
Ancho = 2.27 m  
A = 40.86 m  
U = 2.0496 Kcal / m h °C

$$Q_s = A \times U \times T$$
$$Q_s = (40.86) \times (2.0496) \times (8)$$
$$Q_s = \underline{669.9732 \text{ Kcal / h}}$$

**C) MURO ESTE**

L = 7.50 m  
Ancho = 2.69 m  
A = 20.175 m  
U = 2.0496 Kcal / m h °C

$$Q_e = A \times U \times T$$
$$Q_e = (20.175) \times (2.0496) \times (8)$$
$$Q_e = \underline{330.80544 \text{ Kcal / h}}$$

**D) MURO OESTE**

L = 12.16 m  
Ancho = 2.69 m  
A = 32.7104 m  
U = 2.0496 Kcal / m h °C

$$Q_o = A \times U \times T$$
$$Q_o = (32.7104) \times (2.0496) \times (8)$$
$$Q_o = \underline{536.3459 \text{ Kcal / h}}$$

El coeficiente global de transferencia de calor es obtenido de la FIG.5.2. Coeficiente de transferencia de calor de muros exteriores. Las dimensiones de Largo, Ancho y Área son obtenidas del diagrama del Auditorio. ( FIGURA 5.1.1 DIAGRAMA DEL AUDITORIO A-9 DE LA E.N.E.P. ARAGON )

La diferencia de temperaturas es obtenida de la diferencia de la Temperatura exterior menos la Temperatura interior del Auditorio, las cuales respectivamente son 34 °C y 26 °C.

### E) PUERTA No.1 ( ESTE )

$$\text{Alto} = 2.32 \text{ m}$$

$$\text{Ancho} = 1.88 \text{ m}$$

$$A = 4.3616 \text{ m}$$

$$U = 1.60 \text{ Kcal / m h } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{p1} = A \times U \times T$$

$$Q_{p1} = (4.3616) \times (1.60) \times (8)$$

$$\underline{Q_{p1} = 55.8285 \text{ Kcal / h}}$$

### F) PUERTA No.2 ( ESTE )

$$\text{Alto} = 2.32 \text{ m}$$

$$\text{Ancho} = 1.58 \text{ m}$$

$$A = 3.6656 \text{ m}$$

$$U = 1.60 \text{ Kcal / m h } ^\circ\text{C}$$

$$Q_{p2} = A \times U \times T$$

$$Q_{p2} = (3.6656) \times (1.60) \times (8)$$

$$\underline{Q_{p2} = 46.9197 \text{ Kcal / h}}$$

### G) PISO

$$L = 18 \text{ m}$$

$$\text{Ancho} = 12.16 \text{ m}$$

$$A = 218.88 \text{ m}$$

$$U = 3.1232 \text{ Kcal / m h } ^\circ\text{C}$$

$$Q_p = A \times U \times T$$

$$Q_p = (218.88) \times (3.1232) \times (0)$$

$$\underline{Q_p = 0 \text{ Kcal / h}}$$

### H) TECHO

$$L = 18 \text{ m}$$

$$\text{Ancho} = 12.16 \text{ m}$$

$$A = 218.88 \text{ m}$$

$$U = 1.3664 \text{ Kcal / m h } ^\circ\text{C}$$

$$Q_t = A \times U \times T$$

$$Q_t = (218.88) \times (1.3664) \times (3)$$

$$\underline{Q_t = 897.2329 \text{ Kcal / h}}$$

El coeficiente global de transferencia de calor de la Puerta de pino es obtenida de los datos que proporciona la FIG.5.5. Las dimensiones de la puerta son obtenidas del Diagrama del Auditorio A-9.

El coeficiente global de transferencia de calor del Piso es obtenido de los datos de la FIG.5.3. La diferencia de temperatura se consideró como cero ya que en el piso no se considera transferencia de calor alguna.

El coeficiente de transferencia de calor del Techo es obtenido de los datos de la FIG.5.4. La diferencia de temperatura se considera como 3 ya que el espacio de arriba del Auditorio es un lugar no acondicionado.

## 6.6) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LA RADIACION SOLAR

A ) En muros Norte y Sur no hay transferencia de calor.

### B ) MURO ESTE

A las 10 : 00 A. M. Hay una diferencia de temperatura de 7°

$$\begin{aligned} Q_e &= A \times U \times T & T &= 7 / 1.8 \\ Q_e &= ( 20.175 ) \times ( 2.0496 ) \times ( 3.8889 ) & T &= 3.8889 \\ Q_e &= \underline{160.8082 \text{ Kcal / h}} \end{aligned}$$

### C ) MURO OESTE

A las 6 : 00 P. M. Hay una diferencia de temperatura de 7°

$$\begin{aligned} Q_o &= A \times U \times T & T &= 7 / 1.8 \\ Q_o &= ( 32.7104 ) \times ( 2.0496 ) \times ( 3.8889 ) & T &= 3.8889 \\ Q_o &= \underline{260.7244 \text{ Kcal / h}} \end{aligned}$$

En el caso de la diferencia de temperatura se obtuvo el valor de la TABLA 5.4 DIFERENCIAS DE TEMPERATURAS SOLARES PARA MUROS Y AZOTEAS.

Al conocer este valor se hizo una relación de la temperatura entre un factor de conversión el cual fue de 1.8 ya que se esta trabajando con °F. Este valor se obtuvo de la parte de MUROS CON COLORES CLAROS ( BLANCO Y ALUMINIO ), ya que los muros son de color blanco.

**TABLA 5.4 DIFERENCIA DE TEMPERATURAS SOLARES  
PARA MUROS Y AZOTEA**

		DIRECCION CARA DEL MURO							
	Hora	N.E.	E.	S.E.	S.	S.O.	O.	N.O.	AZOTEA
	6 A.M.								
	9	3.5	4.5	1.0					
	10	4.5	7.0	3.5					
	11	3.0	6.0	4.0					4.0
Colores	12		4.0	3.0					6.0
Claros	1 P.M.			0.5					10.5
	2								12.0
	3					1.0			13.0
( Blanco,	4					8.0	0.5		12.0
Aluminio )	5					13.5	3.0	4.0	10.5
	6					14.5	4.0	6.0	6.0
	7					8.0	3.5	7.0	4.0
	8						1.0	4.5	

## 6.7) GANANCIA DE CALOR DEBIDA A LOS OCUPANTES

### A) CALOR SENSIBLE

$$C.S. = \text{No. de ocupantes} \times 53$$

$$C.S. = 300 \times 53$$

$$C.S. = \underline{15900 \text{ Kcal/h}}$$

### A) CALOR LATENTE

$$C.S. = \text{No. de ocupantes} \times 35$$

$$C.S. = 300 \times 35$$

$$C.L. = \underline{10500 \text{ Kcal/h}}$$

La ganancia de calor por los ocupantes es obtenida de la TABLA 5.6 GANANCIA DE CALOR POR LOS OCUPANTES.

TABLA 5-5 GANANCIA DE CALOR POR OCUPANTES

Grado de Actividad	Aplicación Típica	Temperatura de Bulbo Seco del Cuarto ( ° C )				
		28 kcal/h	27 kcal/h	26 kcal/h	24 kcal/h	21 kcal/h
Sentados en Reposo	Teatro	sen/lat	sen/lat	sen/lat	sen/lat	sen/lat
		44 44	49 39	53 35	58 30	65 23

## 6.8 ) GANANCIA DEBIDA AL EQUIPO ELECTRICO

### A ) ALUMBRADO

Se cuenta con 94 unidades de 40 W cada una. Por lo tanto tendremos :

$$94 \times 40 \times 1.25 \times 0.86 = 4042 \text{ W} = \underline{3476.12 \text{ Kcal / h}}$$

### B ) EQUIPO DE SONIDO

Se cuenta con un contacto de sonido.

$$1 \text{ contacto} \times 675 \text{ W} = 675 \text{ W} = \underline{580.5 \text{ Kcal / h}}$$

### C ) CONTACTO TRIFASICO

Se cuenta con un contacto trifásico.

$$1 \text{ contacto} \times 1800 \text{ W} = 1800 \text{ W} = \underline{1548 \text{ Kcal / h}}$$

### D ) CONTACTOS SENCILLOS

Se cuenta con 12 contactos sencillos.

$$12 \text{ contactos} \times 125 \text{ W cada uno} = 1500 \text{ W} = \underline{1290 \text{ Kcal / h}}$$

### E ) ARBOTANTES

Se cuenta con 2 arbotantes.

$$2 \text{ arbotantes} \times 100 \text{ W cada uno} = 200 \text{ W} = \underline{172 \text{ Kcal / h}}$$

**6.9 ) TABLA 5.6 RESUMEN DE CALORES**

	<u>CALOR SENSIBLE</u>	<u>CALOR LATENTE</u>
	( Kcal / hr )	( Kcal / hr )
BARRERAS	3331.0387	
RADIACION	421.5326	
OCUPANTES	15900	10500
ALUMBRADO	3476.2	
SONIDO	580.5	
CONTACTOS ( SENCILLOS )	1290	
CONTACTOS ( TRIFASICOS )	1548	
ARBOTANTES	172	
	<hr/>	<hr/>
	26719.1913 Kcal / h	10500 Kcal / h

De acuerdo con los datos obtenidos en la Tabla 5.6 tenemos los siguientes resultados que nos serán de gran utilidad para el cálculo.

$$\text{CALOR SENSIBLE} = 26719.1913 \text{ Kcal / h}$$

$$\text{CALOR LATENTE} = 10500 \text{ Kcal / h}$$

$$\text{CALOR TOTAL} = 37219.1913 \text{ Kcal / h}$$

Una vez obtenidos estos valores de calor procedemos a obtener los valores de **Factor de Calor Sensible y Toneladas de Refrigeración**.

El factor de calor sensible es la relación que existe entre el Calor sensible y el Calor Total. Las toneladas de refrigeración es la capacidad que deberá tener nuestro equipo para satisfacer las necesidades requeridas y proporcionar la comodidad adecuada a nuestros ocupantes.

$$\text{F.C.S.} = \text{Calor Sensible} / \text{Calor Latente}$$

$$\text{F.C.S.} = 26719.1913 / 37219.1913 \text{ Kcal / hr}$$

$$\text{F.C.S.} = 0.7174 \quad 0.72 \%$$

### TONELADAS DE REFRIGERACION

$$\text{T.R.} = \text{Calor Sensible} / 3517$$

$$\text{T.R.} = 43182.6545 \text{ W} / 3517$$

$$\text{T.R.} = 12.27 \quad 13 \text{ T.R.}$$



## 7.-) PROCEDIMIENTO PARA OBTENER LOS DATOS CORRESPONDIENTES NECESARIOS PARA EL CALCULO

Con los datos obtenidos de las Tablas 5.1, 5.2 y 5.3 correspondientes a :

$$T_{bs} = 90 \text{ }^\circ\text{F}, \quad T_{bh} = 66 \text{ }^\circ\text{F}, \quad \text{Humedad Relativa} = 50 \%$$

Procedemos a **GRAFICAR** estos tres puntos en la CARTA PSICROMETRICA correspondiente a una presión barométrica de 22.7 " y una elevación sobre el nivel del mar de 2286 m. ( CARTA PSICROMETRICA pag. 75 ). Estos puntos que se grafican corresponden a las condiciones iniciales del aire. El procedimiento para graficar los puntos es el siguiente :

A ) Se localiza el punto de la temperatura de bulbo seco en la línea de las abscisas de la Carta Psicrométrica,  $T_{bs} = 90 \text{ }^\circ\text{F}$ .

B ) Localizamos el punto de la temperatura de bulbo húmedo en la línea de las ordenadas, en la línea de temperatura de saturación,  $T_{bh} = 66 \text{ }^\circ\text{F}$ .

Los datos arriba mencionados corresponden a las condiciones exteriores del aire.

C ) Localizamos ahora la temperatura de bulbo seco que tenemos en el interior del Auditorio , la cual se obtiene de la manera siguiente :

$$t_i = 16 + 0.3(t_e)$$

donde :

$t_i$  = Temperatura interior del espacio a acondicionar.

$t_e$  = Temperatura máxima exterior del Auditorio.

Haciendo el cálculo tenemos :

$$t_i = 16 + 0.3(34 \text{ }^\circ\text{C})$$

$$t_i = 16 + 10.2$$

$$t_i = 26.2 \text{ }^\circ\text{C} \qquad t_i = 79 \text{ }^\circ\text{F}$$

Este valor se obtuvo mediante el uso de la Tabla 5.2 ,en donde se muestran las diferentes aplicaciones y fórmulas para obtener este valor de la temperatura interior del espacio que se pretende acondicionar.

Una vez ya localizado el punto en la Carta, éste se intersecta con la línea de Humedad Relativa que es del 50 %, la cual fue obtenida de la Tabla 5.3.

D ) Con los datos ya obtenidos y graficados, podemos ahora obtener los valores de la Entalpia Interior del Auditorio. La Entalpia se obtiene mediante el trazo de una línea perpendicular al punto inicial de Tbs hacia la línea de Entalpia que se encuentra por arriba de la línea de saturación. ( VER CARTA PSICROMETRICA ).

$$\text{Hint} = 34.3 \text{ Btu / lb}$$

E ) Para la obtención de la Entalpia de Inyección, es decir la entalpia a la cual deberá ser inyectado el aire, la vamos a obtener recordando que el aire de retorno va a ser de un 20 %. Es por eso que ahora trazamos una línea recta desde el punto inicial hasta el punto final. A ésta línea recta la medimos con una regla y obtenemos el 20 % de su medida y localizamos el punto. A éste punto obtenido se le conoce como PUNTO DE INYECCION del aire. Es en este punto donde se va a localizar la Entalpia de Inyección del aire. Para su obtención haremos lo siguiente :

1.- ) Localizaremos el punto de Factor de Calor Sensible, el cual ya fue obtenido con anterioridad. Este punto se localiza en la parte izquierda de la Carta Psicrometrica.

2.- ) Se une mediante una regla o escuadra el Factor de Calor Sensible con el punto de referencia con que cuenta la carta y se desplaza de tal manera que se una con el punto de inyección obtenido.

3.- ) Al llegar a este punto se traza una línea perpendicular hacia la línea de Entalpia y aquí leeremos la Entalpia de Inyección.

$$\text{Entalpia Inyección} = 26 \text{ BTU / lb}$$

Ahora con las cantidades ya obtenidas podemos obtener los valores de Flujo Másico y Volumen de Aire que se serán requeridos para acondicionar el lugar.

### Flujo Másico

Se define como la variación de la masa con respecto al tiempo. En nuestro calculo obtendremos el flujo mediante la siguiente ecuación :

$$m = \text{C.S.} / \text{hint} - \text{himy}$$

donde :

$m$  = Flujo másico.  
 $C.S.$  = Calor Sensible.  
 $h_{int}$  = Entalpia interior.  
 $h_{iny}$  = Entalpia de inyección.

$$m = 105771.2536 / ( 34.3 - 26 )$$

$$m = 12743.5245 \text{ lb / hr}$$

$$m = \underline{212.3921 \text{ lb / min}}$$

Posteriormente obtendremos el valor del Volumen de aire necesario que recorrerá los ductos hacia el lugar deseado ( Auditorio A-9 ).

El volumen de aire se puede definir como el producto del flujo másico por el volumen específico.

#### Volumen de Aire

$$V = ( m ) ( v )$$

donde :

$m$  = Flujo másico.  
 $v$  = Volumen específico.

$$V = ( 212.3921 ) \times ( 18.5 )$$

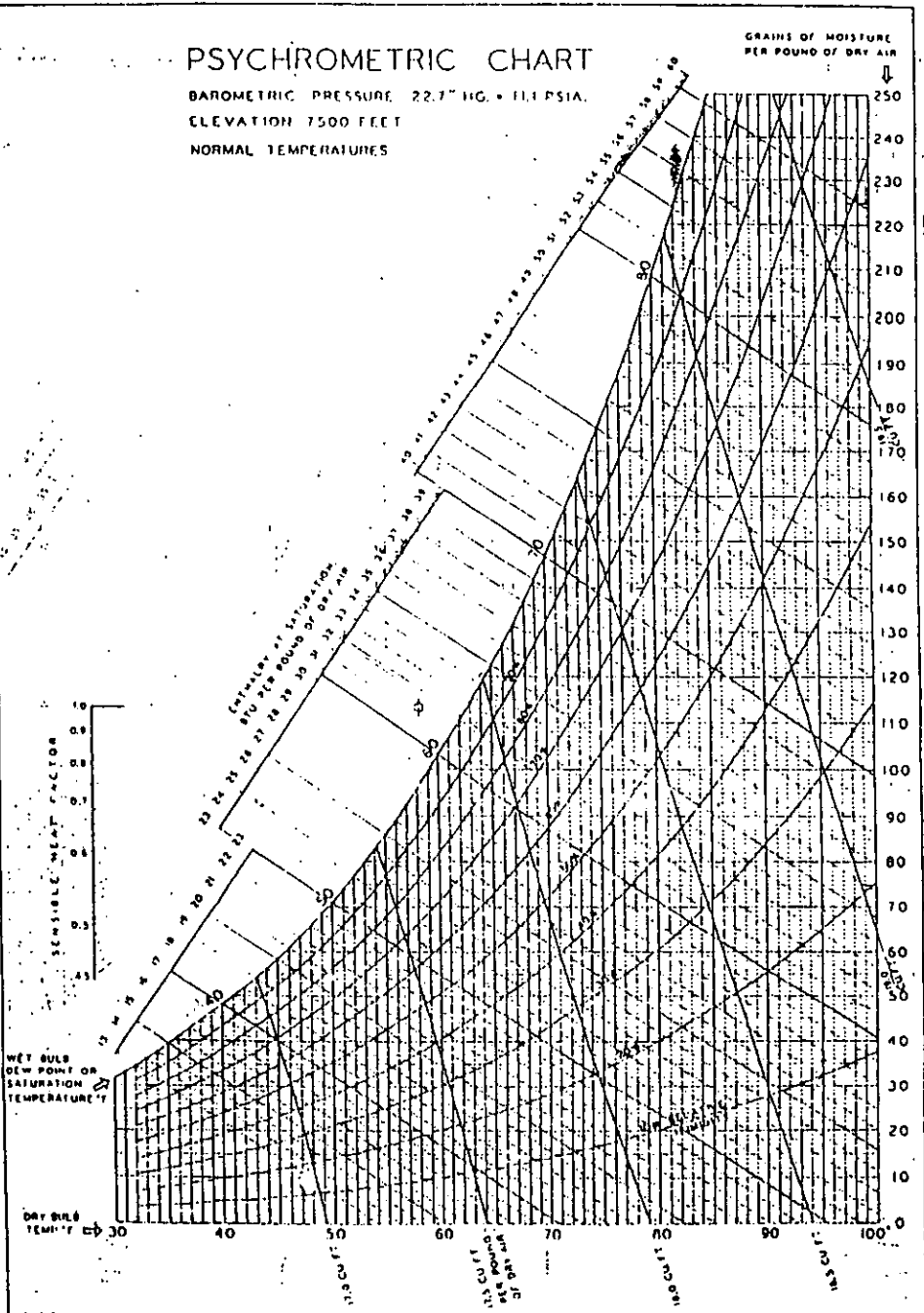
El volumen específico fué obtenido de la Carta Psicrométrica con respecto a la entalpia de inyección .

$$V = \underline{3929.2534 \text{ ft / min}}$$

# PSYCHROMETRIC CHART

BAROMETRIC PRESSURE 22.7" HG. = 11.1 PSIA.  
ELEVATION 7500 FEET  
NORMAL TEMPERATURES

GRAINS OF MOISTURE  
PER POUND OF DRY AIR



## **8.- SELECCIÓN DEL EQUIPO**

La selección del equipo de aire acondicionado para el Auditorio A-9 de la ENEP Aragón se efectúa en base a las Toneladas de Refrigeración obtenidas en el cálculo ( pg. 78 Capítulo V ). En el cálculo se obtuvieron 13 Toneladas de Refrigeración y el equipo a utilizar maneja una cantidad de 15 Toneladas.

Dado que no existen equipos que manejen una cantidad de 13 T.R. , se considera un equipo de 15, ya que pueden variar las condiciones del Auditorio en cuanto al número de personas que ahí se encuentren.

No se considera colocar un equipo de 12 T.R. ya que estaría por debajo de las condiciones y toneladas de refrigeración obtenidas en nuestro cálculo.

La selección de este equipo se hace en base a un catálogo de CARRIER, que es la empresa especializada en este tipo de equipos de aire acondicionado. A continuación se describe el equipo a utilizar y se agregan unas tablas y diagramas que pueden ser de utilidad.

### **GUIA DE ESPECIFICACIONES : Unidad 48TJ016**

Unidad de Enfriamiento Eléctrico Cubierta Tipo Paquete, con Calentamiento de Gas.  
Aplicación de Volumen Constante.

**RANGO DE OPERACIÓN :** De 115,500 a 485,000 BTU / hr.  
De 15 a 25 Toneladas.

### **8.1 ) Parte 1 ; GENERAL**

#### **8.1.1 ) Descripción del sistema**

Unidad que es instalada en el exterior, calentamiento controlado eléctricamente y unidad de enfriamiento utilizando compresores recíprocos semi-herméticos o herméticos para enfriamiento y combustión de gas. El suministro de aire debe ser descargado hacia abajo u horizontalmente.

### **8.1.2 ) Seguridad en la Calidad**

- a ) La unidad debe ser valuada de acuerdo con los estándares ARI 270 y 360 y diseñada con el estándar UL 1995.
- b ) La unidad debe ser diseñada conforme a la norma ASHRAE 15.
- c ) La unidad debe ser probada y certificada de acuerdo con la ANSI z21.47.
- d ) La unidad debe ser certificada por Warnock Hersey.
- E ) El material aislante y adhesivo deben cumplir con los requerimientos de la NFPA 90A para la propagación de flamas y generación de humo.
- F ) La cubierta de la unidad deberá ser capaz de resistir el método de prueba Federal Stándar No. 141 es una prueba de rocío de sal de 500 horas.

### **8.1.3 ) Impulsión, Almacenaje y Manejo**

La unidad deberá ser almacenada y manejada por las recomendaciones de manufactura.

## **8.2 ) PARTE 2 ; PRODUCTOS**

### **8.2.1. ) EQUIPO**

#### **A ) GABINETE**

El gabinete debe ser de acero-galvanizado bonderizado y cubierto con un horneado pre pintado con acabado esmalte. El compartimiento interior del soplador debe ser aislado con un mínimo de ½ " de grueso de fibra de vidrio, cubierta en el lado del aire. Aluminio y fibra de vidrio deben ser usados en el compartimiento de calentamiento de gas. Los gabinetes deben ser de fácil remoción para su servicio. Los filtros deben ser accesibles por medio de un panel de acceso. Debe proveerse de agujeros la base para arreo de sujeción y facilitar el arreo desde arriba. La unidad debe tener una conexión de desagüe interno instalado de fábrica y con desnivel de condensado.

## **B ) VENTILADORES**

Ventilador interno ( Ventilador del Evaporador ). Este ventilador tiene una polea ajustable : Las ruedas del ventilador deben ser hechas de acero con una resistencia a la corrosión. Deben estar dinámicamente balanceadas.

Los ventiladores del condensador deben ser del tipo de propela, con álabes resistentes a la corrosión. Deben ser balanceados dinámicamente y descargar el aire hacia arriba. La corriente de aire inducida por el soplador debe ser de una manera directa por una sola vía, esta vía debe ser de acero resistente a la corrosión y debe ser dinámicamente balanceada.

## **C ) COMPRESORES**

Los compresores recíprocos semiherméticos o herméticos son instalados de fábrica. La biela de la estufa ya instalada previene la dilución del aceite. La capacidad de descarga del compresor semihermético es limitada.

## **D ) BOBINAS**

El evaporador y condensador estándar tiene cobre y aluminio unidos a tubos de cobre con abrazaderas.

## **E ) SECCION DE CALENTAMIENTO**

El intercambiador de calor debe ser de sección tubular y debe ser cubierto con 1.2 milímetros de aleación de aluminio-silicón para la resistencia a la corrosión. Los quemadores deben ser de acero cubierto de aluminio. Toda la tubería de gas debe ser común a una locación.

## **F ) COMPONENTES REFRIGERANTES**

El circuito de componentes debe incluir :

Recursos de expansión fijos con filtros de secado.

Conexión de servicio en la succión, descarga y líneas de líquido.

Sistema de alimentación.

## G ) SECCION DE FILTRADO

Esta sección está constituida por 2 filtros de fibra de vidrio que se encuentran disponibles en medidas comerciales.

## H ) CONTROLES Y PROTECCIONES

### H.1 ) UNIDADES DE CONTROL

Control economizador ( Opcional )  
Capacidad de control ( 2 pasos )  
Unidad controlada por un circuito de control de bajo voltaje.

### H.2. ) PROTECCIONES

La unidad cuenta con un compresor de estado sólido que actúa como termostato en las siguientes acciones :

- A ) Sobrecorriente, sobretemperatura del compresor.
- B ) Interruptor de baja presión.
- C ) Condición de congelamiento.
- D ) Interruptor de alta presión.

Un termostato de suministro de aire deber ser colocado en la unidad. La sección de calentamiento debe cumplir con las siguientes protecciones :

- A ) Interruptor de alta temperatura.
- B ) Sensor de velocidad del motor inductor de corriente de aire.
- C ) Interruptor de flama.
- D ) Controles de flama.
- E ) Válvula de gas excesivo.



## **I ) CARACTERISTICAS DE OPERACION**

A ) La unidad debe ser capaz de operar a 115 °F a temperatura externa como máximo, criterio de la ARI 360.

B ) La unidad con controles estándar operará en enfriamiento a 40 °F temperatura ambiente.

C ) La unidad está provista con un ventilador de retardo de tiempo para prevenir aire frío de entrega.

## **J ) REQUERIMIENTOS ELECTRICOS**

Toda la sección eléctrica debe ser alojada en un gabinete.

## **K ) MOTORES**

Los motores deben ser del tipo refrigerante con una protección térmica y un circuito de calibración. Todos los motores tendrán que estar lubricados permanentemente.

## **L ) CARACTERISTICAS ESPECIALES**

### **L.1 ) CONTROLES DIGITALES**

Deben ser instalados de fábrica. Deben monitorear continuamente todos los status de la unidad. Deben trabajar con TEMP CARRIER y VVT. Deben estar equipados con un retraso de 5 minutos entre modos de operación.

### **L.2 ) TECHOS DE SUJECION**

Son de acero galvanizado y madera. Son capaces de soportar toda la unidad Permitiendo la instalación de ductos en el techo.

### **L.3 ) ADAPTADOR HORIZONTAL**

El adaptador viene de fábrica y substancialmente improvisa la función del ventilador estático del evaporador.

### **L.4 ) ECONOMIZADORES INTEGRADOS**

A ) Tipo integrado capaz de economizar simultáneamente la operación de un compresor para proveer enfriamiento con aire del exterior.

B ) Equipado con circuitos de pérdida de corriente no para exceder 3% de pérdida en 1 " de diferencia de presiones.

C ) Capaz de introducir 100% de aire del exterior.

D ) Equipado con bulbo-seco control de temperatura.

### **L.5 ) INTERRUPTOR DE DOS POSICIONES**

Este interruptor debe incluir un apagador sencillo y uno de motor. Admite 25% de aire externo.

### **L.6 ) ACCESORIO DE CICLO DE RETRASO DE COMPRESOR**

El compresor debe ser protegido de un reinicio por un mínimo de 5 minutos después de que se apagó.

### **L.7 ) TERMOSTATOS Y SUBBASES**

Son para proveer etapas de calentamiento y enfriamiento.

### **L.8 ) PAQUETE DE APAGADORES RELEVADORES BAROMETRICOS**

El paquete incluye apagador, sello, ferreteria y sombrerete de chimenea para aliviar exceso de presión interna. El apagador deberá cerrarse cuando la unidad se carga.

### **L.9 ) PODER DE DESCARGA**

Incluye un ventilador, motor y un apagador de flujo vertical con economizador para controlar la sobrepresurización de construcción.

### **L.10 ) PAQUETE DE CONTROL DE PRESION**

Consiste de un accesorio externo de aire y un control de estado sólido con un sensor de temperatura de aceite para controlar la velocidad del motor condensador-ventilador para mantener la temperatura de condensado entre 90° F y 100 °F de temperatura ambiente hasta -20°F.

### **L.11 ) SENSOR DE ENTALPIA DIFERENCIAL**

Es para ser utilizado con economizador únicamente. Capaz de comparar el contenido de calor ( temperatura - aire ) del aire exterior y aire interior.

### **L.12 ) PANEL DE CONTROL REMOTO**

Debe ser un panel decorativo, y debe incluir :

- A ) 2 etapas de calor / 2 etapas de enfriamiento.
- B ) Cambiador automático.
- C ) Sistema de encendido con ON-AUTO
- d ) Control de ventilación por variación del aire exterior.
- e ) Indicador de luces para HEAT-COOL-FAN operación.
- f ) Tres indicadores de luces de campo.

# Physical data — 48TJ016-028



UNIT SIZE	01GD/E		0200	0240/F	028D/E
	208/230 v	460 v 575 v			
NOMINAL CAPACITY (tons)	15		15	20	25
OPERATING WEIGHT (lb)					
Unit					
AVAI*	1604/1624		1850	1850/2031	2234/2413
AVCu*	1684/1704		1980	1980/2161	2364/2543
CuCu*	1754/1774		2090	2090/2271	2474/2653
Economizer	110		110	110	110
Roof Curb**	200		200	200/213	200/213
COMPRESSOR	Semi-Hermetic			Hermetic	Semi-Hermetic
Quantity	1		2	2	2
Oil (oz)	115		65 ea	65 ea	152 ea
REFRIGERANT TYPE	R 22				
Operating Charge (lb-oz)					
Circuit 1††	19.4		15.4	15.8	16.12
Circuit 2			12.6	15.8	15.12
CONDENSER COIL	Enhanced Copper Tubes Aluminum Lanced or Copper Fins				
Flows...Fins/Fn	2 17		3 15	4 15	4 15
Total Face Area (sq ft)	17.9		22.2	22.2	22.2
CONDENSER FAN	Propeller Type				
Nominal Cfm	10 500		10 500	14 200	14 200
Quantity...Diameter (in.)	3 22		3 22	2 30	2 30
Motor Hp...Rpm	1/4 1050		1/4 1050	1 1075	1 1075
Watts Input (Total)	1400		1100	3400	3400
EVAPORATOR COIL	Copper Tubes Aluminum or Copper Plate Fins				
Flows...Fins/Fn	2 17		3 17	4 15	4 15
Total Face Area (sq ft)	17.9		17.9	17.9	17.9
EVAPORATOR FAN	Centrifugal Type				
Quantity...Size (in.)	2 10 x 10	2 10 x 10	2 12 x 12	2 12 x 12	2 12 x 12
Type Drive	Ball	Ball	Ball	Ball	Ball
Nominal Cfm	6000	6000	7200	8000	10 000
Motor Hp	3.7	3.0	5	7.5	10
Maximum Continuous Rhp	4.25	3.45	5.97	8.7 [208/230 575 v]	10.2 [208/230 575 v]
Motor Frame Size	56H	56H	184L	9.5 [460 v]	11.8 [460 v]
Fan Rpm Range	1194-1526	1201-1462	1047-1251	2137	2157
Motor Bearing Type	Ball	Ball	Ball	Ball	Ball
Maximum Allowable Rpm	1550	1550	1550	1550	1550
Motor Pulley Pitch Diameter Min/Max (in.)	3.44-4	4.315-3	4.915-9	5.46-4	5.87-0
Nominal Motor Shaft Diameter (in.)	1/2	1/2	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Fan Pulley Pitch Diameter (in.)	5.0	6.4	8.4	7.9	7.9
Nominal Fan Shaft Diameter (in.)	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4
Ball, Quantity...Type...Length (in.)	1 AX 42	1 BX 45	1 BX 50	1 BX 50	1 BX 51
Pulley Center Line Distance (in.)	13.5-15.5	13.5-15.5	13.3-14.8	14.6-15.4	14.6-15.4
Speed Change per Full Turn of Movable Pulley Flange (rpm)	66	52	34	43	43
Movable Pulley Maximum Full Turns From Closed Position	5	5	6	6	6
Factory Setting	3.5	3.5	3	3	3
Factory Speed Setting (rpm)	1293	1279	1149	1366	1451
Fan Shaft Diameter at Pulley (in.)	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4

### LEGEND

- Al — Aluminum
- Bhp — Brake Horsepower
- Cu — Copper

\*Evaporator coil in material/condenser coil in material  
 †Requires an optional or accessory controls kit  
 \*\*Weight of 14 in. roof curb  
 ††On 48TJ020-028 units, Circuit 1 consists of lower portion of condenser coil and lower portion of evaporator coil, and Circuit 2 is the upper portion of both coils

‡RofOut switch is manual reset  
 †The 48TJ028 unit requires 2-in. industrial grade filters capable of handling face velocities of up to 625 f/min (such as American Air Filter no. 5700 or equivalent)

NOTE: The 48TJ004 Q14 units have a loss of charge/low-pressure switch (accessory) located in the liquid line. The 48TJ016-028 units have a low-pressure switch (standard) located on the suction side.

**TABLA 5.7 DATOS FISICOS DE LA UNIDAD DE AIRE 48TJ016**

# Physical data — 48TJ016-028 (cont)



UNIT SIZE	016D/E	020D	024D/E	028D/E
<b>FURNACE SECTION</b>				
Rollout Switch Cutout Temp (°F)	190	190	190	190
Burner Orifice Diameter (In. ... drill size)				
Natural Gas	Std 1 1/3 33	1 1/3 33	1 1/3 33	1 1/3 33
Liquid Propane	All -	-	-	-
Pilot Orifice Diameter (Quantity) In. ... drill size				
Natural Gas	Std (1) 055 54/ (1) 055 54 (1) 041 59	(1) 055 54 (1) 041 59	(1) 055 54 (1) 041 59/ (2) 070 50	(1) 055 54 (1) 041 59/ (2) 070 50
Liquid Propane	All -	-	-	-
Thermostat Heat Anticipator Setting (amps)				
Stage 1	1 20/1 20	1 20	1 20	1 20
Stage 2	0 60/ -	0 60	0 60	0 60
Gas Input (Btuh) Stage 1	115 500/115 500	115 500	115 500/242 500	115 500/242 500
Stage 2	231 000/270 000	270 000	270 000/485 000	270 000/485 000
Efficiency (Steady State) (%)	80	80	80	80
Temperature Rise Range	25 55/25 55	15 45	15 45/35 65	15 45/35 65
Manifold Pressure (In. wg)				
Natural Gas	Std 3.5	3.5	3.5	3.5
Liquid Propane	All -	-	-	-
Gas Valve Quantity	2	2	2	2
Gas Valve Pressure Range				
Psig	0 180 0 487	0 180 0 487	0 180 0 487	0 180 0 487
In. wg	5 0 13 5	5 0 13 5	5 0 13 5	5 0 13 5
Field Gas Connection Size (In.)	1/2	1/2	1/2	1/2
<b>HIGH-PRESSURE SWITCH (psig)</b>				
Standard Compressor Internal Relief (Differential) Cutout			476 ± 7	320 ± 7
Reset (Auto)			320 ± 7	
<b>LOW-PRESSURE SWITCH (psig)</b>				
Cutout			7	
Reset (Auto)			22	
<b>FREEZE PROTECTION THERMOSTAT (F)</b>				
Opens			30 ± 5	
Closes			45 ± 5	
<b>OUTDOOR-AIR INLET SCREENS</b>				
Quantity... Size (In.)			Cleanable 2 20 × 25 × 1 1 20 × 20 × 1	
<b>RETURN-AIR FILTERS</b>				
Quantity... Size (In.)			Throwaway 4 20 × 20 × 2 4 16 × 20 × 2	

### LEGEND

Al — Aluminum  
Bhp — Brake Horsepower  
Cu — Copper

\*Evaporator coil In material/condenser coil In material

†Requires an optional or accessory controls kit

\*\*Weight of 14 in. roof curb

††On 48TJ020-028 units, Circuit 1 consists of lower portion of condenser coil and lower portion of evaporator coil, and Circuit 2 is the upper portion of both coils.

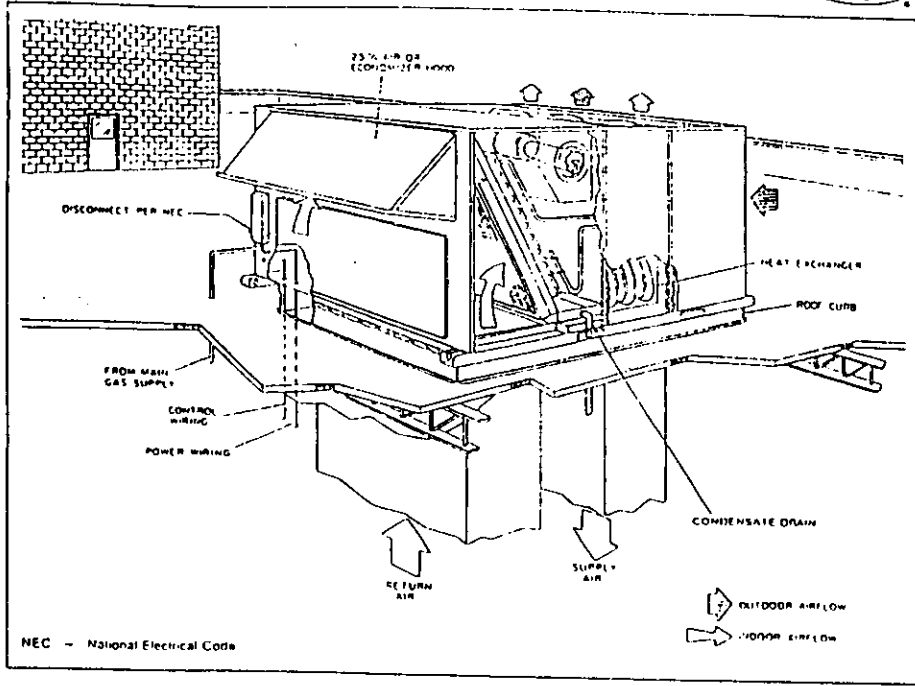
‡Rollout switch is manual reset

§The 48TJ028 unit requires 2-in. industrial grade filters capable of handling face velocities of up to 625 fpm (such as American Air Filter no. 5700 or equivalent)

NOTE The 48TJ004 014 units have a loss of charge/low pressure switch (accessory) located in the liquid line. The 48TJ016 026 units have a low pressure switch (standard) located on the suction side.

**TABLA 5.7 CONTINUACION**

# Typical piping and wiring — 48TJ016-028



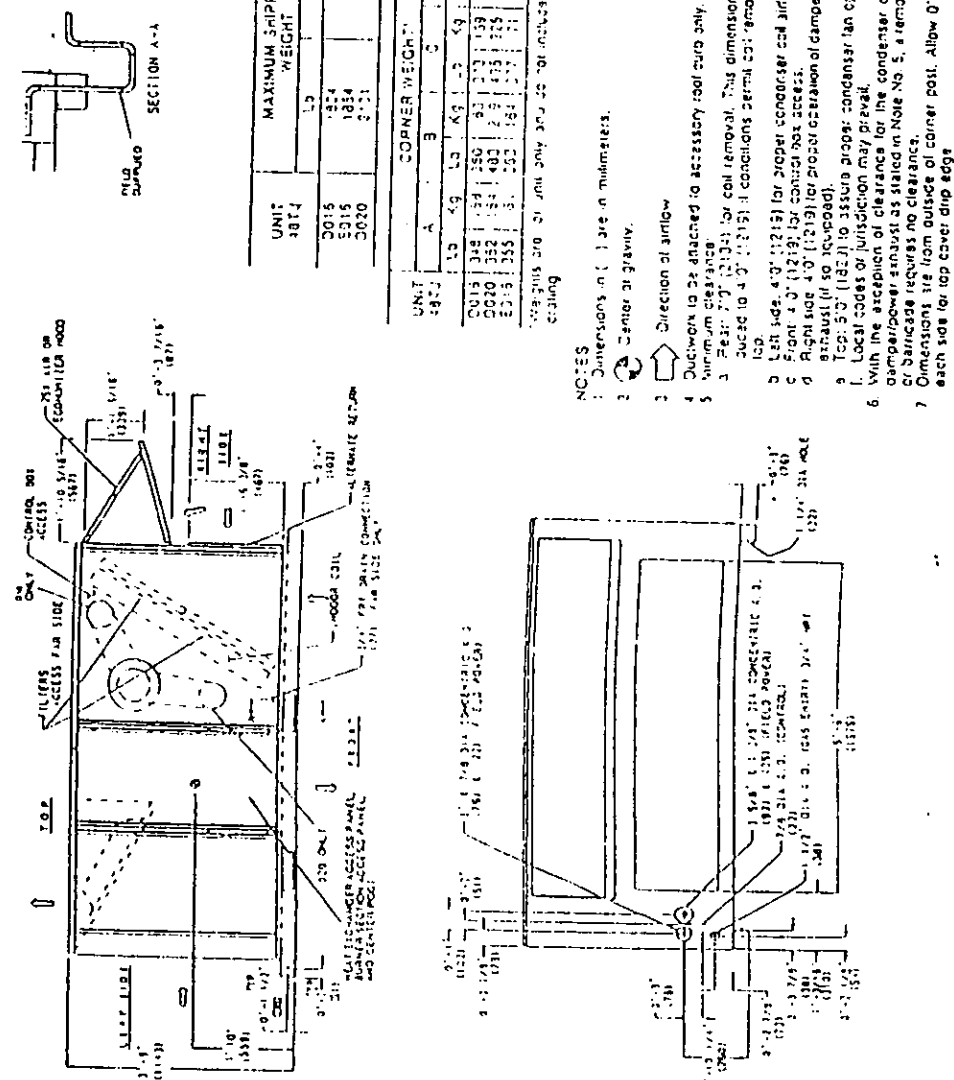
## LEGEND FOR TYPICAL CONTROL WIRING SCHEMATICS

AHA	- Adjustable Heat Anticipator	IFCB	- Indoor (Evaporator) Fan Circuit Breaker	SW	- Switch
BKR	- Breaks with Amp Turns	IFM	- Indoor (Evaporator) Fan Motor	TB	- Terminal Block
C	- Contactor, Compressor	IFR	- Indoor (Evaporator) Fan Relay	TC	- Thermostat Cooling
CB	- Circuit Breaker	IGC	- Integrated Gas Unit Controller	TDR	- Time Delay Relay
CC	- Crankcase Heater	IP	- Internal Protector	TH	- Thermostat Heating
CH	- Cooking Compensator	L	- Light	TRAN	- Transformer
CLO	- Compressor Lockout	LOR	- Lockout Relay	( )	- Terminal (Marked)
CLS	- Compressor Lockout Switch	LPS	- Loss of Charge/ Low Pressure Switch	( )	- Terminal (Unmarked)
COMP	- Compressor Motor	LS	- Limit Switch	[ ]	- Terminal Block
CR	- Control Relay	MAT	- Mixed Air Thermostat	●	- Splice
CT	- Current Transformer	MCV	- Main Gas Valve	( )	- Splice (Marked)
DM	- Damper Motor	NC	- Normally Closed	—	- Factory Wiring
DU	- Dummy Terminal	NO	- Normally Open	- - -	- Field Control Wiring
EC	- Enthalpy Control	OAT	- Outdoor Air Thermostat	- - -	- Field Power Wiring
EQUIP	- Equipment	OFC	- Outdoor (Condenser) Fan Contactor	- - -	- Accessory or Optional Wiring
FPT	- Freeze Protection Thermostat	OFM	- Outdoor (Condenser) Fan Motor	—	- To Indicate Common Potential Only, Not to Represent Wiring
FU	- Fuse	PGV	- Pilot Gas Valve		
GND	- Ground	PL	- Plug		
HPS	- High Pressure Switch	PRI	- Primary		
HR	- Heat Relay	PS	- Pressure Switch		
HV	- High Voltage	QT	- Quadruple Terminal		
I	- Ignitor	R	- Relay		
ICP	- Ignitor Control Pack	RS	- Rollout Switch		
IDM	- Induced Draft Motor	SN	- Sensor		
IDR	- Induced Draft Relay				
IFC	- Indoor (Evaporator) Fan Contactor				

**TABLA 5.8 TUBERIA TIPICA Y CABLEADO**



**FIG. 5.6 CONTINUACION**



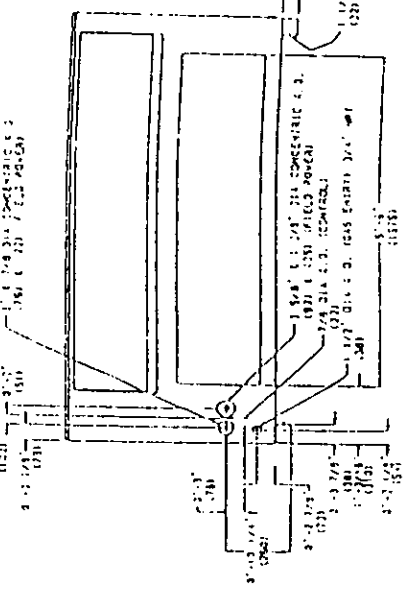
UNIT 8874	MAXIMUM SHIPPING WEIGHT			
	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	L <sub>3</sub>	L <sub>4</sub>
2015	324	324	324	322
2015	1034	541	541	541
2020	324	324	324	322

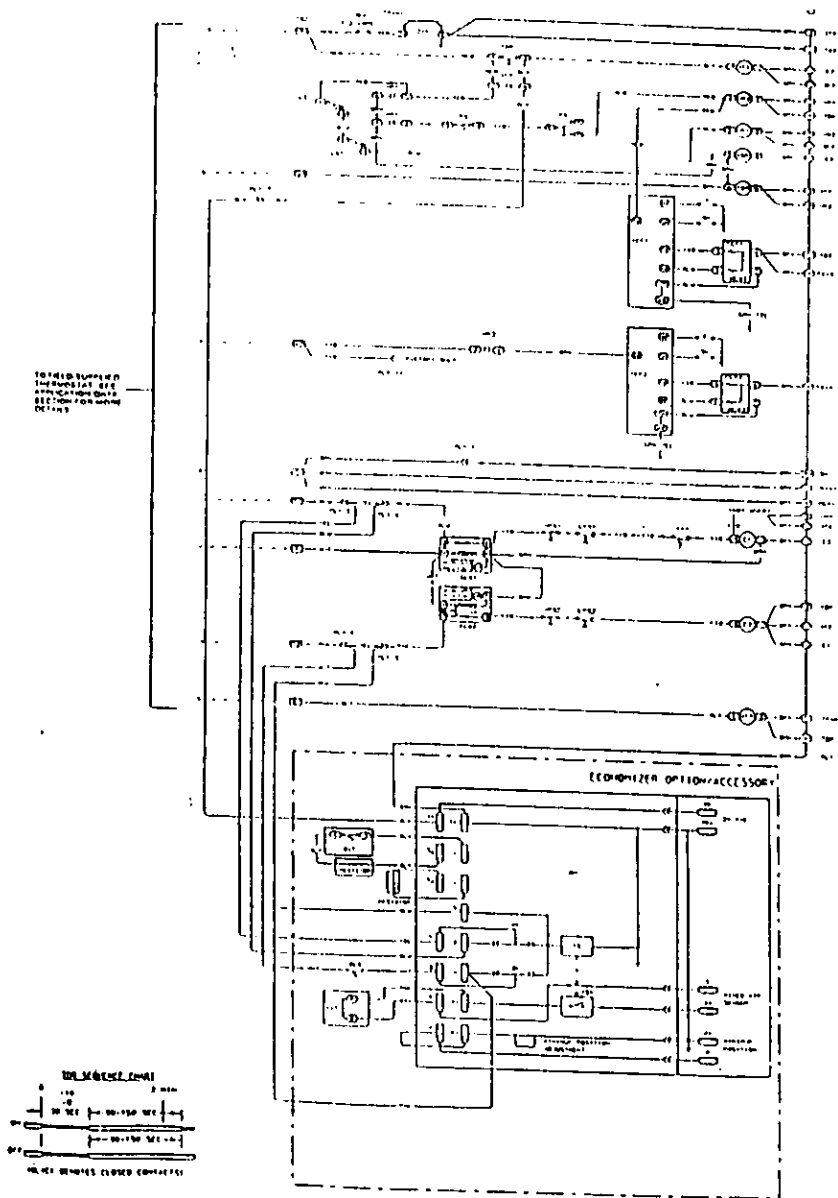
UNIT 8874	CORNER WEIGHT			
	A	B	C	D
2015	49	49	49	49
2015	134	250	250	134
2020	352	400	400	352
2020	355	355	355	355

\*WEIGHTS ARE IN POUNDS ONLY AND DO NOT INCLUDE BOLTS OR BRACING

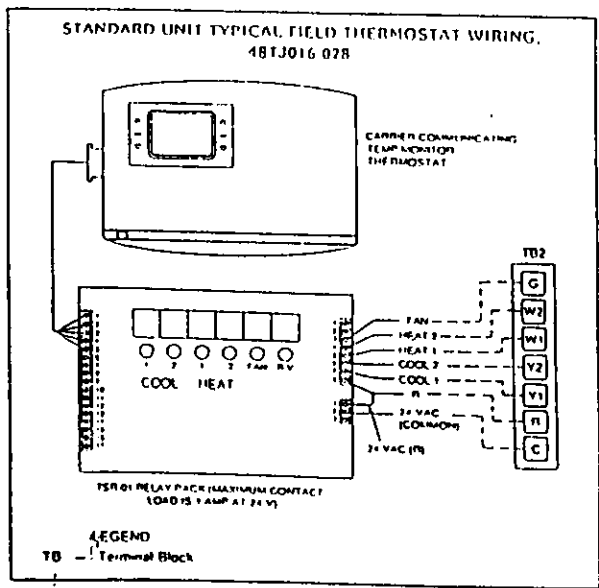
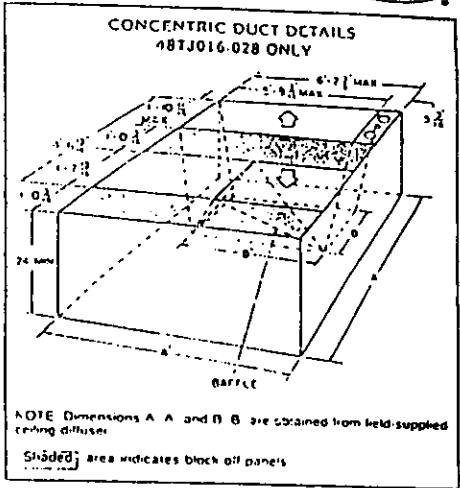
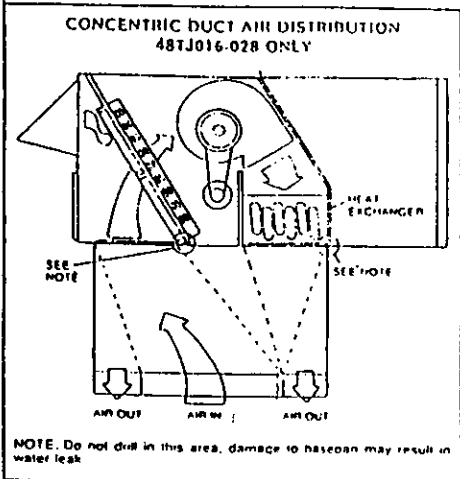
- NOTES
1. Dimensions in ( ) are in millimeters.
  2. Center of gravity.
  3. Direction of airflow.
  4. Ductwork to be attached to accessory roof curb only.
  5. Minimum clearance.
    - a. Clear 2'-0" (610) for coil removal. This dimension can be reduced to 4'-0" (1219) if conditions permit easy removal from the top.
    - b. Left side 4'-0" (1219) for proper condenser coil airflow.
    - c. Front 4'-0" (1219) for control box access.
    - d. Right side 4'-0" (1219) for proper operation of damper and power exhaust (if so equipped).
    - e. Top 5'-0" (1525) to assure proper condenser fan operation.
  6. With the exception of clearance for the condenser coil and the damper power exhaust as stated in Note No. 5, a removable fence or barricade requires no clearance.
  7. Dimensions are from outside of corner post. Allow 0'-1/4" (6) on each side for top cover drip edge.





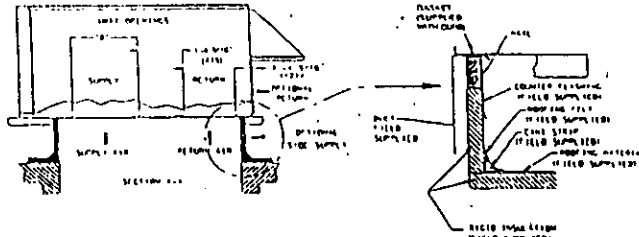
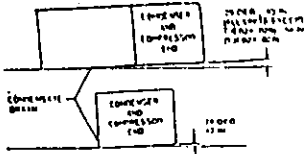
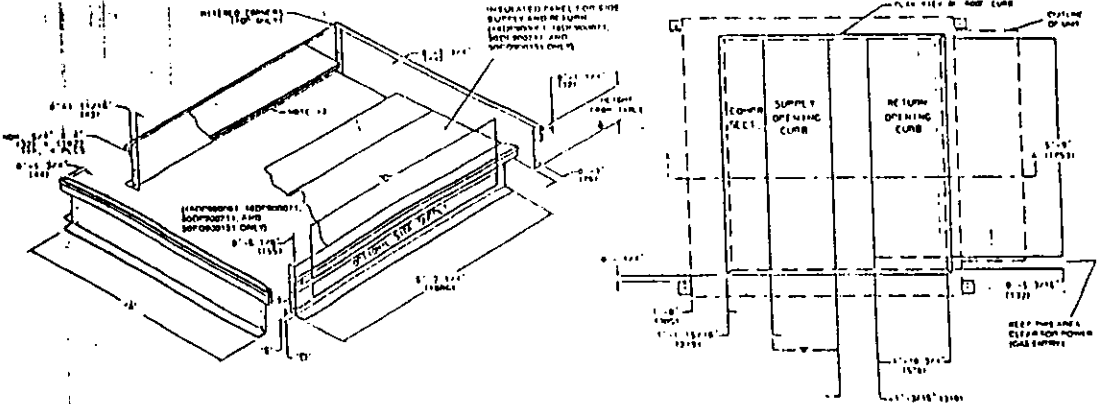


**FIG. 5.7 ESQUEMA TIPICO DE CABLEADO**



**FIG. 5.8 DISTRIBUCION DE LOS DUCTOS EN EL EQUIPO**

# HORIZONTAL AND VERTICAL ROOF CURBS AND HORIZONTAL ADAPTER 48TJ016-028



**NOTE:** To prevent the hazard of stagnant water build up in the drain pan of the indoor-air section, unit can only be pitched as shown.

### LEGEND

COMPR SECT. — Compressor Section

### NOTES:

1. Roof curb accessory is shipped unassembled.
2. Insulated panels, 1/4-in. thick neoprene-coated, 2 lb density.
3. Dimensions in ( ) are in millimeters.
4. Direction of airflow.
5. Roof curb: 18 gage steel.
6. Attach all ductwork to roof curb.
7. Field installation of sidewall insulation is mandatory.

ACCESSORY PACKAGE NO.	CURB HEIGHT	DESCRIPTION	"A"	"B"	"C"	"D"	"E"
50PO900221	1'-2" (355)	Standard Curb — 14" High	5'-7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (1703)	1'-7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (503)	—	—	—
50PO900144	1'-0" (813)	Standard Curb for Units Requiring High Installation	5'-7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (1703)	1'-7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (503)	—	—	—
50PO900151	2'-0" (610)	Horizontal Supply and Return Curb	5'-7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (1703)	1'-7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (503)	5'-6" (1676)	0'-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (64)	1'-6" (457)
50DP900211	1'-11" (584)	Pre-Assembled, High-Static, Horizontal Adapter	5'-7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (1703)	1'-7 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (503)	6'-2" (1880)	0'-8 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (159)	1'-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (371)
48DP900041*	1'-2" (355)	Standard Curb — 14" High	7'-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (2205)	3'-3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (1006)	—	—	—
48DP900051*	2'-0" (610)	Standard Curb for Units Requiring High Installation	7'-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (2205)	3'-3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (1006)	—	—	—
48DP900061*	2'-0" (610)	Horizontal Supply and Return Curb	7'-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (2205)	3'-3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (1006)	5'-6" (1676)	0'-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (64)	1'-6" (457)
48DP900071*	1'-11" (584)	Pre-Assembled, High-Static, Horizontal Adapter	7'-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (2205)	3'-3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (1006)	6'-2" (1880)	0'-8 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (159)	1'-2 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> " (371)

**TABLA 5.9 DIMENSIONES DE LOS ACCESORIOS DE LA UNIDAD DE AIRE**

## 9.- CALCULO DE DUCTOS

Para el cálculo de ductos se utilizó el método de Velocidad, el cual se describe a continuación :

En este método se asigna una velocidad recomendable para cada sección del recorrido de los ductos. La velocidad es alta en la salida del ventilador y se reduce progresivamente conforme va avanzando por los diferentes ramales los cuales son derivados del ductos principal.

Al conocer la cantidad de aire para cada una de las secciones del ducto puede calcularse el área del ducto. Con el tamaño de cada ducto de sección y la cantidad de aire, se puede determinar la pérdida por fricción.

El cálculo del área se realiza por medio de la ecuación de continuidad :

$$Q = VA ; A = Q / V$$

$$A = \Pi * d^2 / 4 ; d = \sqrt{4A / \Pi}$$

$A = Q / V$  , donde :

Q = Flujo volumétrico ( ft <sup>3</sup> / min )
V = Velocidad del aire ( ft / min )
A = Area ( ft <sup>2</sup> )

### DUCTO PRINCIPAL

$$A = Q / V$$

donde :

Q = Volumen de aire.

$$Q = 3929.2534 \text{ ft}^3 / \text{min}$$

V = Velocidad del aire. Esta velocidad se considera de 1000 ft / min, ya que es la velocidad para ductos principales.

Entonces procedemos a calcular el área del ducto principal :

$$A = 3929.2534 / 1000$$

$$A = 3.9292 \text{ ft}^2$$

$$\text{lado} = 1.982 \text{ ft}$$

### DUCTO RAMAL

$$A = Q / V$$

donde :

Q = Volumen de aire. El volumen de aire en estos ductos será de aproximadamente de  $654.83333 \text{ ft}^3 / \text{min}$ .

V = Velocidad del aire. Esta velocidad se considera de 500 ft / min , ya que es la velocidad para ductos ramales.

Ahora calculamos el ducto ramal :

$$A = 654.83333 / 500$$

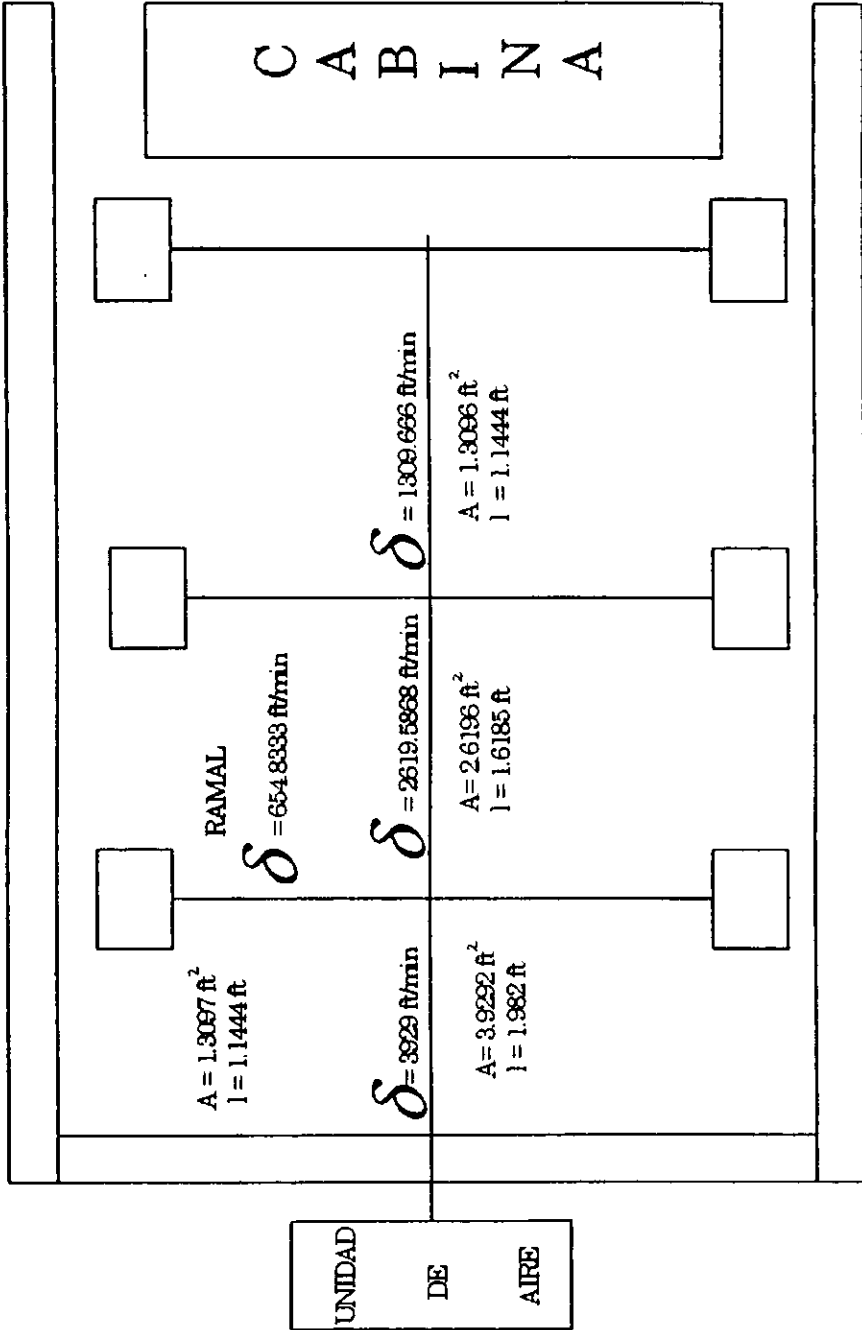
$$A = 1.3097 \text{ ft}^2$$

$$\text{lado} = 1.1444 \text{ ft}$$

La velocidad del aire en un ducto principal se puede considerar de 1000 ft / min, mientras que en un ducto ramal se considera de 500 ft / min.

Para el ducto ramal, se dividió la cantidad de flujo volumétrico total entre 6, ya que son 6 los ramales posibles a colocar dentro del Auditorio.

10.- Distribución de ductos en el interior del Auditorio A-9 de la ENEP. Argón



NOTA: TODOS LOS RAMALES SON IGUALES

## CONCLUSIONES

El objetivo de este trabajo de investigación se fundamenta en la necesidad que tiene la población estudiantil de la Escuela Nacional de Estudios Profesionales Campus Aragón de tener un Auditorio confortable para poder realizar las actividades que ahí se efectúan. Es decir, cuando en el Auditorio se llevan a cabo seminarios, conferencias, puestas en escena de obras teatrales o algún otro tipo de evento, y éste se ocupa a su máxima capacidad, después de haber transcurrido un determinado tiempo, se comienza a sentir demasiado calor e incomodidad dentro del mismo y se tiene que proceder a abrir las dos únicas puertas con las que cuenta el espacio para poder equilibrar la temperatura del alumnado, así como la del lugar.

Es por eso que me surgió la idea de seleccionar un equipo de acondicionamiento de aire para dicho edificio, para que así, puedan efectuarse con entera satisfacción todos los eventos que ahí se realicen. Aunque es bien sabido que el Auditorio no es usado con frecuencia.

Una vez determinado mi objetivo, procedí al levantamiento de datos requeridos para la elaboración de la memoria de cálculos y así poder determinar cual de los equipos que se encuentran en el mercado satisfacen la necesidad de mantener un Auditorio confortable.

En el presente trabajo se muestran los cálculos realizados y el tipo de equipo que puede ser instalado en el Auditorio, es decir, el objetivo de seleccionar un equipo adecuado se cumplió. La desventaja que se tiene es que se necesita dar mantenimiento, hay que capacitar a la gente necesaria para ello, y además el equipo es demasiado costoso y la UNAM por el momento no cuenta con los recursos monetarios suficientes como para hacer un gasto de este tipo. Más sin embargo, en un futuro no muy lejano podría hacerse la instalación del equipo, considerando los cálculos realizados en el presente trabajo.



## BIBLIOGRAFIA

E, Hernández Goribar  
Aire Acondicionado y Refrigeración  
Limusa-Wiley  
México, 1977

R.J. Dossat  
Principles of Refrigeration  
J. Wiley and Sons, Inc.  
New York, 1961

B.H. Jennings y S.R. Lewis  
Aire Acondicionado y Refrigeración  
CECSA  
México, 1970

Paul E. Tippens  
Física Conceptos y Aplicaciones  
Mc-Graw Hill  
3a. Edición  
Cap. 19 Transferencia de Calor.  
Pg. 372

Raymond A. Serway  
Física Tomo I  
Mc-Graw Hill  
3a. Edición  
Cap. 20 Calor y la 1a. Ley de la Termodinámica  
Tema 20.7 Transferencia de Calor  
pg. 556 - 561

Theodore Baumister  
Manual del Ingeniero Mecánico  
Mc-Graw Hill  
8a. Edición  
Cap. 4 Propiedades térmicas de las sustancias y termodinámica  
pg. 4-40 , 4-41, 4-42, 4-43 y 4-44

Sergio Angeles Cravioto  
Apuntes de la ENEP Aragón  
Laboratorio de Aire Acondicionado y Refrigeración  
1a. Reimpresión Noviembre 1992  
Práctica No. 4 Procesos de enfriamiento de aire.  
Práctica No. 8 Flujo de aire en ductos.